

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Нефтегазозаработка и гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреевец

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

ПОСОБИЕ

**по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной формы обучения**

Гомель 2019

УДК 62-82(075.8)
ББК 34.447я73
А65

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 03.12.2019 г.)*

Рецензент: главный конструктор ОАО «ГСКТБ ГА» А. А. Гинзбург

Андреев, Ю. А.

А65 Теория и проектирование гидропневмосистем : пособие по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. формы обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – 285 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Изложены основные сведения о силовом объемном гидроприводе. Рассмотрены энергообеспечивающая, исполнительная, направляющая и регулирующая подсистемы гидроприводов. Приведены типовые схемные решения при проектировании гидросистем. Представлены основные методики и порядок расчета гидроприводов.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения.

**УДК 62-82(075.8)
ББК 34.447я73**

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2019

Введение

Гидравлические и пневматические приводы являются важнейшими элементами современных транспортно-технологических машин и оборудования: автомобилей, подъемно-транспортных машин, станков, прессов, оборудования и инструментов станций технического обслуживания автомобилей, роботов и манипуляторов. Они широко используются на машиностроительных производствах, многих предприятиях сервиса.

Рабочие органы этих машин и оборудования приводятся в движение гидро- и пневмоприводами, которые позволяют создавать большие усилия и крутящие моменты, облегчают работу операторов, повышают производительность труда и культуру производства, создают эргономичную обстановку на производстве. Надежность и эффективность применения гидрофицированных машин и технологического оборудования в значительной степени зависит от совершенства гидро- и пневмоприводов, безопасности их эксплуатации, квалификации специалистов, занятых расчетом и проектированием их элементов и узлов, квалификации обслуживающего персонала.

В пособии представлены в основные теоретические и практические достижения в области объемных гидроприводов. Изложены основные сведения о силовом объемном гидроприводе; рассмотрены энергообеспечивающая, исполнительная, направляющая и регулирующая подсистемы гидроприводов; изложены типовые схемные решения при проектировании гидросистем; представлены основные методики и порядок расчета гидроприводов.

Цель пособия:

- 1) обобщить информацию в области применения гидрооборудования;
- 2) описать наиболее характерные конструкции гидроэлементов;
- 3) изложить основы эксплуатации и проектирования гидравлических приводов и систем.

Содержание данного пособия соответствует программам подготовки студентов по специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин».

Знания, полученные в процессе изучения пособия могут быть применены далее в специальных дисциплинах, в дипломном проектировании и для решения практических задач на производствах.

1. Общие сведения о силовом объемном гидроприводе

1.1. Этапы процесса проектирования

1.1.1. Основные понятия

Проектирование - это процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях еще не существующего объекта, на основе первичного описания этого объекта и (или) алгоритма его функционирования; оптимизации заданных характеристик объекта и алгоритма его функционирования, устранением некорректности первичного описания и последовательным представлением (при необходимости) описаний на различных языках.

Т.е. под **проектированием** следует понимать весь комплекс работ по изысканиям, исследованиям, расчетам и конструированию, связанный с разработкой новых, а также реконструируемых либо модернизируемых объектов [1].

При проектировании различают следующие объекты: материалы, предметы, процессы, системы (механические, гидравлические, электрические, организационные и др.).

Цель проектирования состоит в том, чтобы о разрабатываемом, пока еще не существующем объекте найти и зафиксировать тот минимум информации, который обеспечит возможность его четкого и однозначного материального воспроизведения.

Потребные соотношения между выходными параметрами объекта и соответствующими техническими требованиями называют **условиями работоспособности**.

Задача проектирования заключается в разработке такого объекта, для которого выполняются **все** условия работоспособности **во всем** допустимом диапазоне изменения внешних параметров и при выполнении **всех** требований технического задания, представленных в качественной форме.

Процесс проектирования следует рассматривать «в единстве двух сторон - творческой (новаторской) и стандартизационной (упорядочивающей) деятельности, осуществляемой конструктором с одновременным учетом экономического фактора» [2].

Научно-техническое творчество направлено на поиск принципиально новых технических решений и внесение их в разрабатываемую конструкцию в объеме, необходимом и достаточном для придания изделию определенных качественных особенностей, выгодно отличающих его от предшествующих вариантов исполнения или аналогов.

Стандартизация обеспечивает преемственность исполнений изделия, упорядочение их состава и структуры, применение в новых исполнениях существующих научно-технических решений в объеме, позволяющем сократить сроки и оптимизировать затраты на создание и освоение новой техники при обеспечении высокого качества.

Продукция производственно-технического назначения (изделие) предполагает наличие конструкции, технологии изготовления и организации производства [2].

Конструкция изделия описывается конструкторскими документами:

- графическими: чертежи деталей (сборочные, общего вида, схемы и т.д.) по ГОСТ 2.102 «Виды и комплектность конструкторской документации» [3];
- текстовыми: пояснительная записка (ПЗ), расчеты (РР), технические условия (ТУ); эксплуатационные документы (руководство по эксплуатации (РЭ), паспорт (ПС), формуляр (ФО), этикетка (ЭТ).

Технология изготовления описывается технологическими документами:

- техпроцесс изготовления, сборки, испытания, покраски изделий;
- маршрутные карты;
- технологические инструкции;
- чертежи тех. оснастки и спец. инструмента.

Организация производства включает следующие документы:

- структура предприятия, отдела, цеха;
- штатное расписание;
- должностные инструкции;
- перечень оборудования;
- планы производства.

1.1.2. Нормативно-технические правовые акты, регламентирующие разработку продукции

Процесс проектирования и изготовления продукции технического назначения регламентируется следующими документами:

- 1) законы, указы, постановления президента, совета министров, министерств;
- 2) межправительственные стандарты:
 - стандарт совета экономической взаимопомощи (СТ СЭВ);
 - технический регламент таможенного союза (ТР ТС);

- межгосударственный стандарт (ГОСТ).
- 3) Государственные стандарты:
- стандарт Республики Беларусь (СТБ);
 - стандарт Республики Беларусь, идентичный европейскому стандарту (СТБ ЕН);
 - стандарт Республики Беларусь, идентичный международному стандарту по ISO (СТБ ИСО);
 - технический кодекс установившейся практики (ТКП);
 - регламентирующий документ Республики Беларусь (РД РБ).

1.1.3. Стадии жизненного цикла изделия

Начиная от этапа формирования инженерного замысла, изделие проходит разнообразные стадии жизненного цикла, которые обеспечиваются [2]:

- 1) изготовителем, а именно:
 - 1.1) маркетинг, изучение рынка;
 - 1.2) проектирование изделия, научная и конструкторская подготовка производства (НИОКР);
 - 1.3) технологическая подготовка производства;
 - 1.4) производство, контроль, испытания;
 - 1.5) упаковка и хранение;
 - 1.6) реализация;
- 2) потребителем, а именно:
 - 2.1) монтаж, эксплуатация и техническое обслуживание;
 - 2.2) утилизация после использования.

В соответствии с мировой практикой жизненный цикл изделия «открывает» стадия маркетинга, поиска и изучения рынка. Эта стадия предваряет выполнение необходимых работ по проектированию продукции. Функция маркетинга играет ведущую роль в изучении реальных потребностей в продукции с учетом номенклатуры, количества и качества, требований потребителя и тенденций их изменения.

Основные положения разработки и постановки на производство продукции устанавливает ТКП 424-2012 (Порядок разработки и постановки продукции на производство), СТБ 1080-2011 (Порядок выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и опытно-технологических работ по созданию научно-технической продукции) [4] и др. На каждом предприятии на основании межгосударственных

стандартов и других нормативно-правовых документов разрабатывают стандарты предприятия, например, СТБ СТК 10 Разработка и поставка продукции на производство в 2016.

Основанием для выполнения научно-исследовательских работ (НИР), опытно-конструкторских работ (ОКР) и опытно-технологических работ (ОТР) являются [4]:

- международные (межгосударственные, межправительственные) договоры и нормативные правовые акты Республики Беларусь, утверждающие межгосударственные целевые, президентские, государственные, государственные комплексные, республиканские и национальные программы;
- программы развития;
- специальные программы;
- программы научных исследований;
- научно-технические программы (государственные, региональные, отраслевые, межгосударственные);
- нормативные правовые акты, приказы или другие распорядительные документы органов государственного управления Республики Беларусь, иных организаций, подчиненных Совету Министров Республики Беларусь;
- приказы или другие распорядительные документы исполнителя, выполняющего данные работы в инициативном порядке.

Проектирование изделия включает следующие элементы [2]:

1) *Анализ опыта эксплуатации и постановка научно-технической проблемы*: изучение динамики изменения потребностей в новой технике; прогнозирование развития объектов, методов и средств производства; обоснование необходимости разработки новой продукции или модернизация старой.

Модернизация может производиться с целью:

1.1) Улучшения потребительских свойств: расширения функциональных возможностей; улучшения технических параметров; обеспечение безопасности; увеличения надежности.

1.2) Снижения себестоимости.

2) *Патентное исследование*: обеспечение патентоспособности и патентной чистоты объектов.

3) *Теоретическое и экспериментальное исследования*: проведение исследований с целью апробации новых идей, прогнозов, технологий, материалов, обеспечения и поддержания качества изделия на современном уровне.

4) *Опытно-конструкторская работа*, в рамках которой ведется разработка, согласование и утверждение технического задания на изделие, выявление и правовая охрана новых технических решений и материалов, разработка и экспертиза проектной документации, изготовление и испытание опытных образцов продукции.

5) *Разработка конструкторской документации (КД)* - графических и текстовых документов, определяющих состав и устройство изделия. Конструкторская документация проходит несколько стадий своего становления: от технического задания до рабочей конструкторской документации (рис. 1.1).

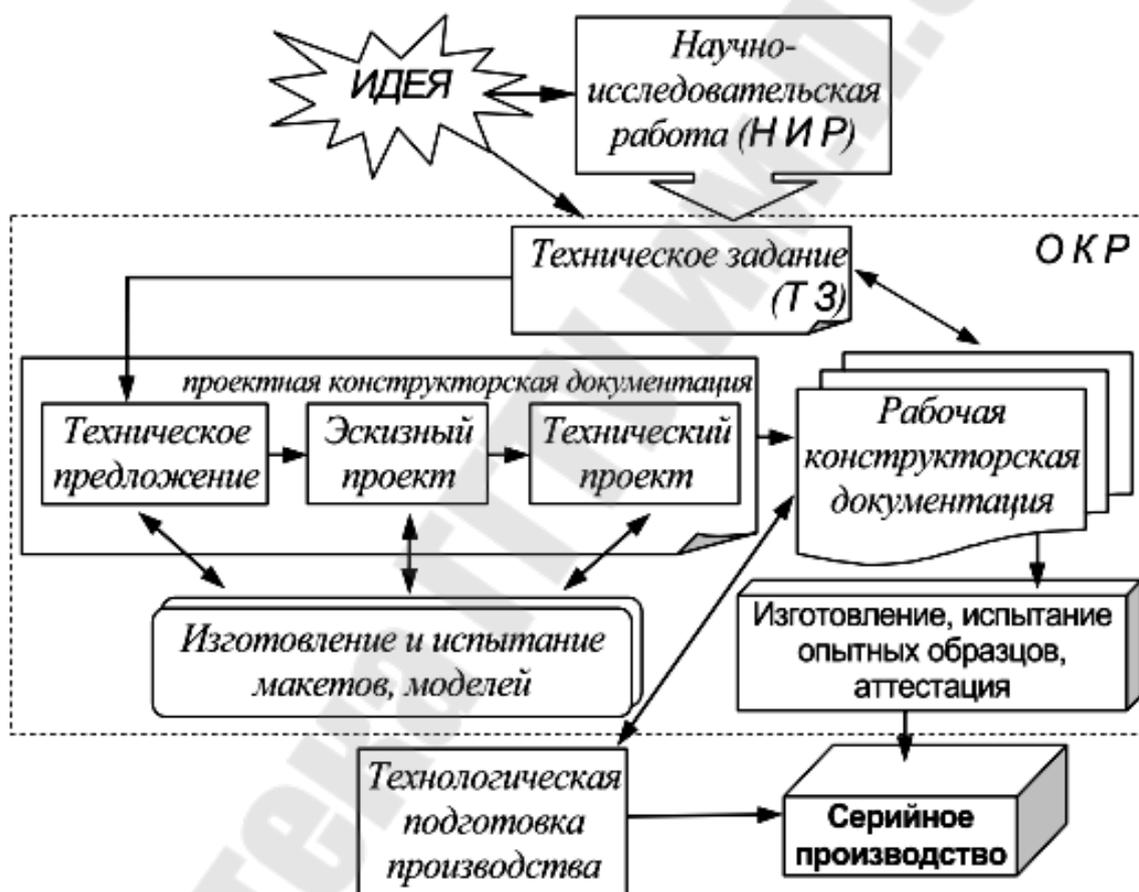


Рис. 1.1. Схема разработки конструкторской документации и подготовки изделия к серийному производству

На каждой стадии проходит поэтапное доведение конструкции изделия до соответствия требованиям технического задания, а на этапе подготовки рабочей документации - условиям установившегося выпуска изделий со стабильными показателями качества. Эта «доводка» осуществляется по результатам изготовления и испытания макетов, моделей, опытных образцов изделия и проверки разработанных технологи-

ческих процессов и оснастки, их состоятельности в условиях серийного производства.

б) *Отработка технологичности конструкции изделия* – совокупности свойств изделия, определяющих соответствие его конструкции достижению минимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ.

1.1.4. Этапы проектирования изделия

Разделение проектирования на последовательные этапы является в условным, поскольку в процессе проектирования пересматривают и уточняют ранее принятые решения.

Характерными признаками проектирования изделия как сложной системы являются неопределенность и многовариантность. Однако каждый из последующих этапов проектирования последовательно уменьшает неопределенность и число вариантов проектной задачи.

Основными принципами, обеспечивающими решение задачи проектирования, являются последовательность (строгая очередность выполнения этапов проектирования) и итерационность (корректировка проектных решений, полученных на предыдущих этапах проектирования, исходя из результатов, полученных на последующих этапах).

Разработка нового технического изделия предполагает следующие этапы [2, 5, 6]:

Техническое задание устанавливает основное назначение проектируемого изделия, обосновывает целесообразность его создания и регламентирует основные технические характеристики.

Техническое задание в первоначальном варианте обычно формируется заказчиком и содержит:

- а) достаточные сведения о рабочем органе механизма или машины;
- б) предварительную компоновку и требования к массе и габаритным размерам объемного привода;
- в) характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки;
- г) режимы движения выходного звена и работы привода в целом;
- д) требования к точности движения или позиционирования и к качеству переходного процесса;
- е) требования к КПД и ограничение по мощности;
- ж) условия эксплуатации (температура, давление, влажность, запыленность, вибрации, перегрузки и т.д.);

з) требования к надежности, обслуживанию и ремонту привода;
и) специальные требования (уровень шума, способы контроля и диагностики, необходимые блокировки).

Разработчик проекта анализирует, уточняет и согласовывает с заказчиком задание и сроки.

При необходимости существенно улучшить технические характеристики приводов, проводят научно-исследовательскую работу.

Техническое предложение по ГОСТ 2.118 [7] уточняет и развивает техническое задание и состоит из совокупности конструкторских документов, необходимых для дальнейшего проектирования. Включает аналитический обзор патентной и технической литературы и выбор типа привода, с учетом номенклатуры комплектующих изделий, выпускаемых промышленностью

Эскизный проект по ГОСТ 2.119 [8] прорабатывают предварительные технические решения для обсуждения их с заказчиком и уточняют техническое задание. Он базируется на анализе различных вариантов возможных конструкторских решений, результатах расчетов, оптимизации важнейших параметров и характеристик проектируемого оборудования.

Каждое конструкторское решение должно быть обосновано с точки зрения технологичности изготовления и сборки, надежности, удобства эксплуатации, ремонтпригодности и т. д.

Технический проект по ГОСТ 2.120 [9] включает окончательную конструкторскую проработку узловых чертежей, схем и общих видов. На этом этапе проводят все виды уточненных и поверочных расчетов, оптимизируют все необходимые параметры узлов и систем изделия. Технический проект должен содержать все исходные данные, необходимые для разработки комплекта технической документации.

Основные документы эскизного и технического проектирования – это чертежи новых агрегатов, аппаратов, узлов и деталей, компоновка серийно выпускаемого оборудования, принципиальные гидравлические, пневматические, кинематические и электрические схемы, пояснительная записка, которая должна содержать:

- а) назначение привода, его предполагаемую техническую характеристику;
- б) описание и обоснование выбранных схем и конструкций с соответствующими расчетами;
- в) энергетический, гидравлический, тепловой, динамический и прочностной расчеты проектируемого привода;

г) технико-экономический расчет и сравнение его с базовым образцом.

Разработка рабочей документации - завершающий этап проектирования. Он включает разработку рабочих чертежей всех оригинальных деталей и формирование технических требований на их изготовление, составление технологической документации, корректировку (в случае необходимости) технического проекта, составление спецификаций оригинальных и покупных (комплектующих) деталей, составление паспорта станка, карты технического уровня, инструкции по эксплуатации и ряда других документов. Рабочая документация должна содержать все данные, необходимые для изготовления изделия.

Изготовление опытного образца. Опытный образец – это рабочая модель устройства, которая максимально приближена по своей функциональности, габаритам и другим параметрам к изделию, которое будет получено на массовом производстве. Создается он в соответствии со всеми заявленными требованиями и должен выполнять все функции, обусловленные чертежами и техническим заданием. Целью создания опытной модели является составление списка требований к процессу его выпуска и получение данных насчет его надежности и качества конструкции. Выпуск такой модели обычно происходит перед запуском в производство крупной серии.

Испытания опытного образца. Для проверки соответствия «Техническому заданию» и «Техническим требованиям», с целью принятия решения о возможности серийного выпуска проводятся испытания опытного образца по следующим категориям:

1) Предварительные испытания, проводимые с целью предварительной оценки соответствия опытного образца продукции требованиям технического задания, а также для определения готовности опытного образца к приемочным испытаниям. Предварительные испытания продукции организует исполнитель опытно-конструкторской работы.

2) Приемочные испытания, проводимые с целью оценки всех определенных техническим заданием характеристик продукции, проверки и подтверждения соответствия опытного образца продукции требованиям технического задания в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации (применения, использования) продукции, а также для принятия решений о возможности промышленного производства и реализации продукции.

Если к продукции предъявляются обязательные требования, подлежащие в дальнейшем обязательному подтверждению соответствия

(сертификации), результаты приемочных испытаний продукции в части обязательных требований, проведенных в лабораториях (центрах), аккредитованных в установленном порядке, могут быть использованы для получения подтверждения соответствия по установленным правилам.

Предварительные и приемочные испытания проводят по соответствующим программам и методикам испытаний, разрабатываемым и утверждаемым стороной, несущей ответственность за проведение этих испытаний.

Заданные и фактические данные, полученные при испытаниях, отражают в протоколе (протоколах).

Испытания считают законченными, если их результаты оформлены актом, подтверждающим выполнение программы испытаний и содержащим оценку результатов испытаний с конкретными точными формулировками, отражающими соответствие испытываемого опытного образца продукции требованиям технического задания.

При положительном результате испытаний разработку считают завершенной и рекомендуют для постановки на производство.

Постановка продукции на производство включает в себя следующие виды работ:

— Доработка конструкторской документации с учетом результатов испытаний и обеспечения технологичности изделия (при необходимости).

— Переработка технической документации с учетом программы выпуска.

— Обеспечение предприятия стандартными технологическими и метрологическими средствами и специальными средствами для изготовления, контроля и испытаний продукции.

— Обучение персонала предприятия по наладке, испытаниям и сдаче продукции.

— Изготовление установочной серии или первой промышленной партии.

— Проведение обязательных квалификационных испытаний продукции из установочной серии. Проводятся комиссией. Составляется акт квалификационных испытаний. Освоение производства считается завершенным при утверждении акта квалификационных испытаний и присвоении технической документации литеры «А».

Серийное изготовление продукции предполагает конструкторское сопровождение изделия:

- Конструкторский надзор (постоянные контрольные разборки и испытания).
- Извещение об изменении конструкторской документации (при необходимости) и проведение типовых испытаний.
- Разрешение на временное отступление от конструкторской документации.
- Составление графика периодических испытаний, подготовка и участие в этих испытаниях.

1.1.5. Методы конструирования

Методы решения конструкторских задач можно представить в соответствии с предложенной классификацией (рис. 1.2) [6].

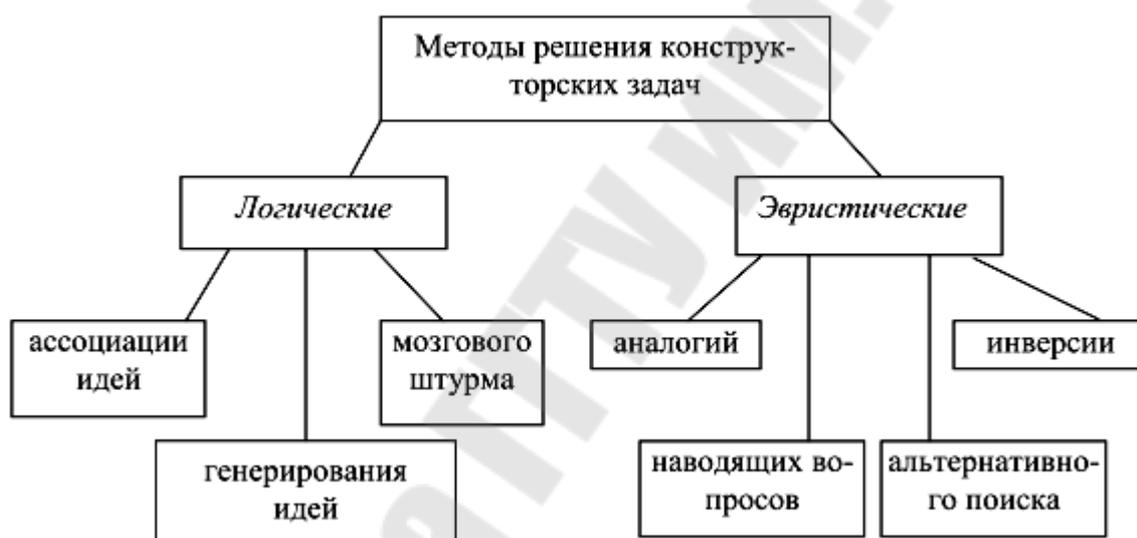


Рис. 1.2. Классификация методов решения конструкторских задач

Логические методы конструирования. Творческий процесс связан с формированием на основе практического опыта и интуиции разработчика множества возможных технических решений и нахождением среди этого множества тех решений, которые удовлетворяют определенным, заданным критериям. Процесс, в результате которого находят-ся искомые решения, называют **формированием идей**. Для поиска полезных вариантов технических решений используют методы ассоциации и генерирования идей.

Метод ассоциации идей основан на совокупности использования возможностей органов чувств человека (слуха, зрения, осязания) и его мыслительных способностей для формирования искомых технических

идей. Наблюдая, слушая или осязая реально существующий объект, конструктор способен отойти от его реального образа и представить в своем воображении другой объект, имеющий определенное сходство с наблюдаемым объектом и в то же время отличающийся от него некоторыми признаками. Оригинальная и ценная идея фиксируется и используется для последующей проработки.

В процессе наблюдения и формирования идеи конструктор анализирует свойства наблюдаемого и воображаемого объектов и путем логических рассуждений и прямого сопоставления этих свойств принимает нужные решения.

При анализе свойств наблюдаемого объекта конструктор, как правило, решает различные вопросы, например:

- что в конструкции объекта обладает явными недостатками и должно быть изменено;
- какие конструктивные решения целесообразно повторить в новом объекте полностью и какие частично;
- можно ли применить данный объект в новых условиях;
- можно ли получить масштабную (увеличенную или уменьшенную) модификацию объекта;
- можно ли изменить внешний вид, компоновку или принцип действия изделия, заменить материалы, покрытия и т. п.

Поиск ответов на эти вопросы и позволяет воспроизвести искомый образ объекта.

Метод генерирования идей основан на систематизации данных развития определенного вида техники в прошлом и логическом анализе этих данных с целью прогнозирования возможных путей развития этого вида техники в будущем.

В качестве средств генерирования идей могут использоваться диаграммы и матрицы идей или так называемая «мозговая атака» (метод мозгового штурма).

Метод мозгового штурма представляет собой совокупность приемов получения новых идей путем творческого сотрудничества отдельных членов организованной группы при решении рассматриваемой технической проблемы.

Принято считать, что наилучшие результаты получают тогда, когда группа работает в составе пяти - десяти человек, а работа группы длится не более часа.

Эвристические (интуитивные) методы конструирования повышают возможности поиска рациональных технических решений в тех

случаях, когда логические методы, обеспечивающие получение решений путем дедукции, оказываются для этого недостаточными.

В эвристических методах определяющее значение имеют ассоциативные способности, интуитивное мышление и способы управления мышлением.

Метод элементарных вопросов. Этот метод основан на постановке элементарных, но важных вопросов типа: что? где? почему? на что похоже? для чего? каким образом? и т. п. В результате постановки элементарного вопроса и ответа на него и находится искомое решение.

В сложной ситуации, когда между множеством взаимосвязанных явлений существует цепь причинно-следственных связей, особенно эффективен метод *наводящих вопросов*. При использовании этого метода задается цепь взаимосвязанных вопросов, а поиск рационального решения осуществляется в режиме «вопрос - ответ», причем по мере получения ответов на промежуточные вопросы причина и следствие, как правило, меняются местами, а ответ на заключительный вопрос приводит к искомому решению. В результате удается выявить конструктивные недостатки выпускаемых изделий, наметить пути внесения усовершенствований и модернизации конструкций.

Методы аналогий основываются на стремлении конструктора к воспроизведению в создаваемых им технических объектах особенностей предметов, процессов и явлений окружающего мира, а также умственных способностей и физических возможностей собственного организма. Известно большое разнообразие методов аналогий: метод конструктивного подобия, метод реинтеграции (метод нити Ариадны) и др.

Методы альтернативного поиска основаны на комплексном использовании в процессе поиска конструктивного решения таких приемов конструирования, которые образуют альтернативные пары вида «прием - антиприем» (например, метод последовательных приближений (увеличение - уменьшение), метод масштабных преобразований (гиперболизация - миниатюризация) и т.д.).

Методы инверсии предусматривают поиск технических решений в направлениях, существенно отличных, как правило, противоположных принятым в конструировании аналогичных объектов. Разнообразие методов инверсии обусловлено различием признаков изделия, подвергаемых инвертированию, а также разнообразием используемых для этого способов поиска новых технических решений.

Например, *метод инверсии энергии* позволяет преобразовать энергию одного и того же вида из одной формы в другую.

Метод инверсии рабочих процессов заключается в целесообразном изменении направленности или характера протекания рабочего процесса, реализуемого техническим объектом при его функционировании.

Метод инверсии расположения объекта заключается в изменении пространственного положения технического объекта без существенного изменения его конструкторского исполнения и принципа действия.

1.2. Теоретические основы объемного гидропривода

При изучении любой дисциплины необходимо пользоваться определенными терминами, которые однозначно воспринимаются всеми специалистами.

ГОСТ 17752-81 устанавливает основные термины и определения в области объемных гидро- и пневмоприводов, которые обязательны для применения в документации всех видов (технической, учебной, справочной, и т.д.) [10].

Гидропривод - привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая среда находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями [11].

1.2.1. Достоинства и недостатки объемного гидропривода

Широкое распространение гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом *преимуществ* перед другими видами приводов машин [11-13]:

- Малая удельная масса.
- Высокая удельная мощность гидропривода, т. е. передаваемая мощность, приходящаяся на единицу суммарного веса элементов. Этот параметр у гидравлических приводов в 3-5 раз выше, чем у электрических, причем данное преимущество возрастает с ростом передаваемой мощности.
- Высокое быстродействие гидропривода. Операции пуска, реверса и остановка выполняются гидроприводом значительно быстрее, чем другими приводами. Это обусловлено малым моментом инерции исполнительного органа гидродвигателя (момент инерции вращающихся частей гидромотора в 5-10 раз меньше соответствующего момента инерции электродвигателя).

- Способность создания больших усилий для преодоления внешних нагрузок на рабочем органе.
- Простая и надежная защита гидросистемы от перегрузок.
- Простота получения как вращательного, так и поступательного видов движения.
- Простота смены направления движения и регулирования скорости гидродвигателя.
- Возможность расположения гидродвигателя отдельно от остальной части гидропривода и свобода компоновки.
- Жесткая механическая характеристика гидродвигателей и возможность неограниченной по времени работы при малых скоростях движения.
- Хорошие условия смазки трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность.

При проектировании гидропривода или решении вопроса о целесообразности его использования необходимо учитывать и его недостатки:

- Сравнительно невысокий КПД гидропривода и большие потери энергии при ее передаче на большие расстояния.
- Зависимость характеристик гидропривода от условий эксплуатации (температура, давление). От температуры зависит вязкость рабочей жидкости, а низкое давление может стать причиной возникновения кавитации в гидросистеме или выделения из жидкости растворенных газов.
- Чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания.
- Снижение КПД и ухудшение характеристик гидропривода по мере выработки им или его элементами эксплуатационного ресурса.
- Утечки жидкости из гидросистем, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.
- Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.
- Взрыво- и огнеопасность применяемых минеральных рабочих жидкостей.

Таким образом, гидравлические приводы имеют, с одной стороны, неоспоримые преимущества по сравнению с другими типами приводов, а с другой стороны - существенные недостатки. В связи с этим перед специалистами, связанными с проектированием, изготовлением и обслуживанием гидроприводов, ставятся определенные задачи.

Задачами конструктора при проектировании гидропривода являются оптимизация его схемы, обеспечивающей выполнение приводом функциональных требований, и обоснованный выбор элементов гидропривода.

1.2.2. Состав объемного гидропривода

Гидропривод - это совокупность гидроустройств, которые делятся по характеру взаимодействия с рабочей жидкостью на следующие группы [11-13]: объемные гидромашины; гидроаппараты; кондиционеры рабочей жидкости; гидроемкости; гидрелинии.

Каждая группа устройств делится на подгруппы (рис.1.3).

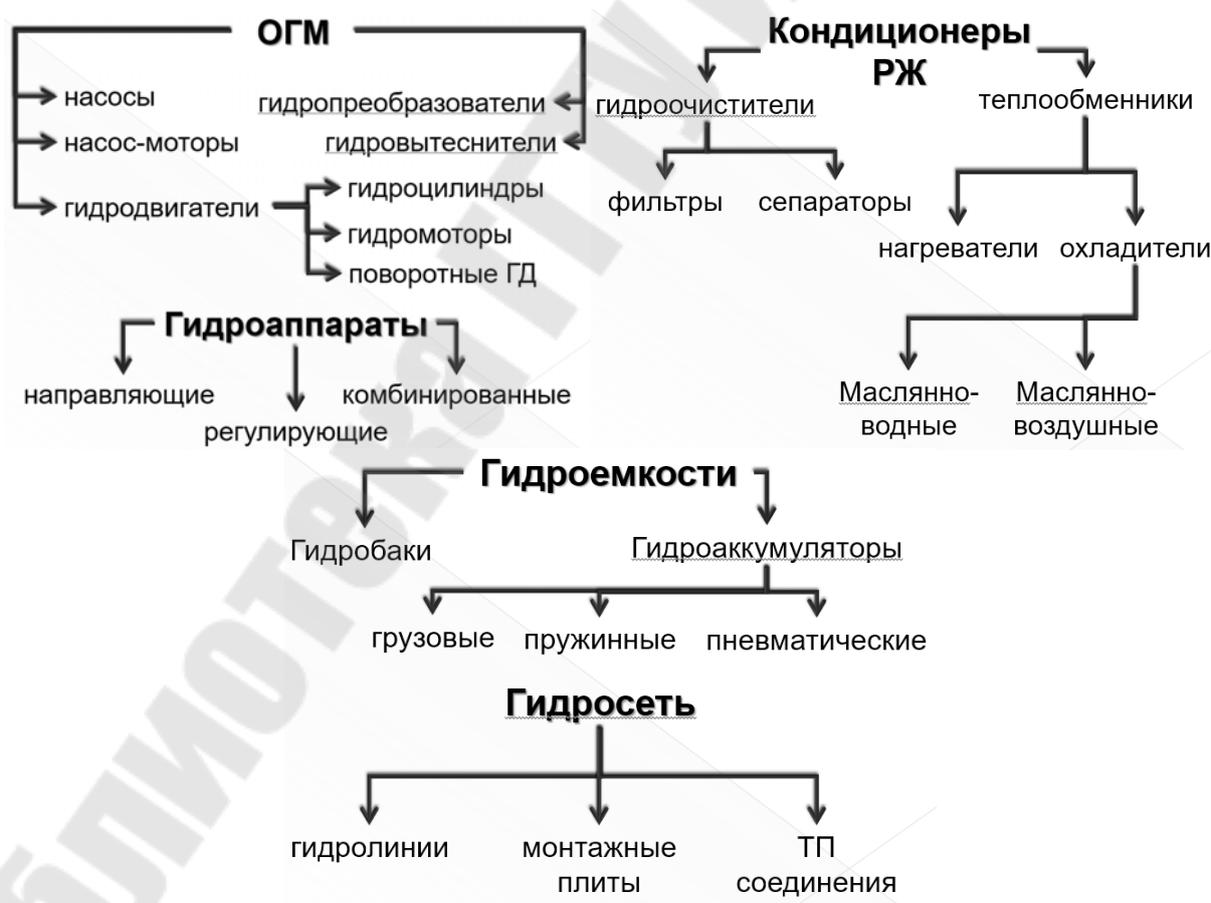


Рис. 1.3. Классификация гидроустройств

1.2.3. Классификация объемных гидроприводов

Классификацию гидроприводов производят на основе анализа свойств объекта по ряду характерных признаков и может быть изображена в виде рис.1.4 [10-13].

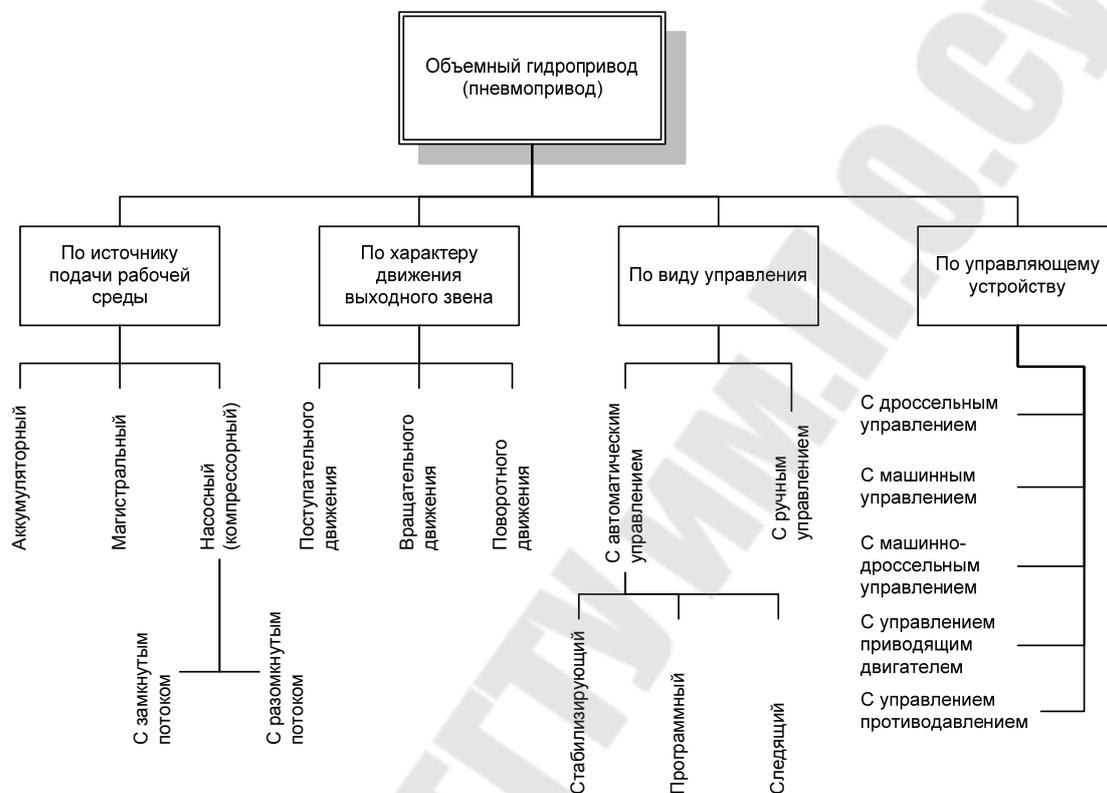


Рис. 1.4. Схема классификации объемного гидропривода

По давлению различают гидроприводы низкого (до 2,5 МПа), среднего (2,5–6,3 МПа) и высокого (6,3–50 МПа) давлений.

Первые применяются в машинах, где имеются незначительные нагрузки и малый уровень колебания давления.

Приводы среднего давления используются наиболее часто и отличаются высокой жесткостью механической характеристики и точностью воспроизведения параметров движения (скорости, величины перемещения) при сравнительно малой стоимости гидроаппаратуры.

Приводы высокого давления используются в тяжелых машинах и позволяют получить большую выходную мощность при ограниченных размерах гидродвигателей.

По способу регулирования скорости выходного звена различают гидростатические приводы с машинным (объемным), дроссельным и комбинированным регулированием.

При машинном способе регулирования скорости движения гидродвигателя осуществляется изменением рабочего объема гидромашины (насоса, гидродвигателя). При дроссельном – путем установки регулируемого гидравлического сопротивления (дросселя или регулятора потока), которое ограничивает расход рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель.

В зависимости от пути, который проходит жидкость в гидропередаче, различают гидропередачи с разомкнутой и замкнутой циркуляцией жидкости (рис. 1.5) [13]. Если в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, являющийся гидродвигателем дискретного (периодического) действия, то возможна только разомкнутая циркуляция жидкости (рис. 1.5, а). Насос Н всасывает жидкость из бака Б и нагнетает ее в гидроцилиндр ГЦ через распределитель Р. Из другой рабочей полости гидроцилиндра жидкость возвращается через распределитель в бак. Разрыв циркуляции происходит в баке, где жидкость отстаивается, охлаждаясь и очищаясь от загрязнений. Для этой схемы обязательно применение распределителей.

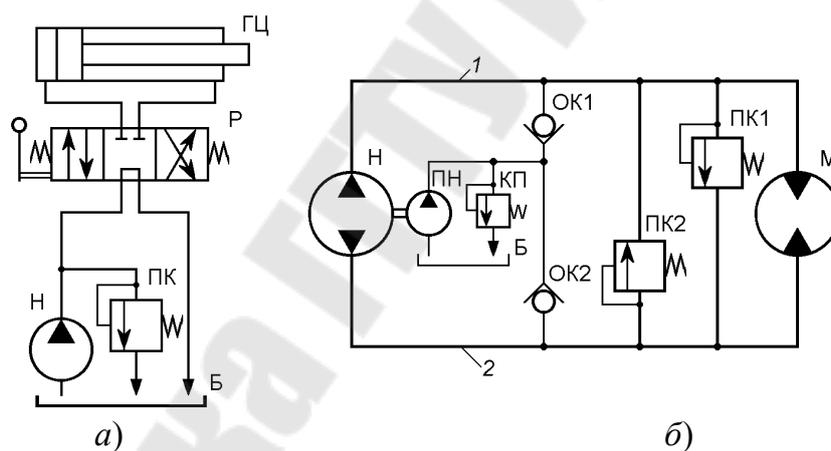


Рис. 1.5. Схемы гидропередач с разомкнутой (а) и замкнутой (б) циркуляцией жидкости

На рис. 1.5, б показана схема гидропередачи вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. Особенно эффективна такая схема в гидропередачах с большими расходами жидкости, т. к. обеспечивает минимальные потери в гидролиниях 1 и 2, соединяющих насос Н и гидромотор М. Изменение направления вращения вала гидромотора осуществляется за счет реверса подачи насоса, поэтому магистрали 1 и 2 периодически меняют свое назначение (напорная или всасывающая), и для их защиты от чрезмерного давления установлены предохранительные клапаны ПК1 и ПК2.

Подпиточный насос ПН восполняет утечки из нее через обратные клапаны ОК1 или ОК2 в ту магистраль, которая в данный момент является всасывающей. Этим обеспечиваются минимальные затраты мощности на его работу и исключается возможность кавитации в основном насосе Н при падении давления на всасывании до опасных пределов. Давление подпитки ограничивается переливным клапаном КП и обычно составляет 0,1–0,3 МПа.

По способам управления и контроля различают гидроприводы циклового управления (с контролем по пути, давлению или времени), а также гидроприводы со следящим, адаптивным или программным управлением.

По источнику подачи рабочей жидкости различают:

- насосные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами (рис. 1.6, а);
- аккумуляторные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов (рис. 1.6, б);
- магистральные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов (рис. 1.6, в).

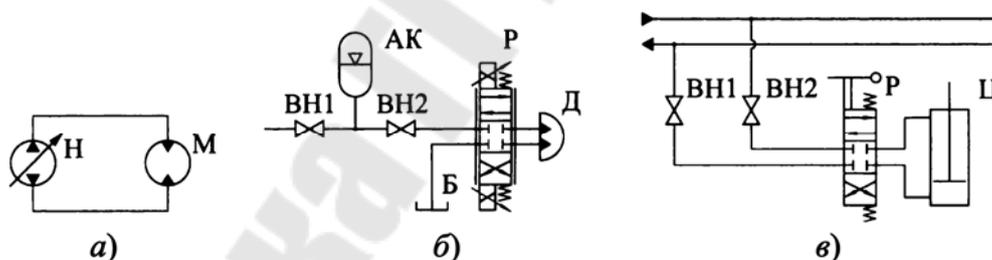


Рис. 1.6. Схемы насосного гидропривода: а) с замкнутым потоком, вращательного движения, с машинным управлением, б) аккумуляторного гидропривода поворотного движения с дроссельным управлением; в) магистрального гидропривода поступательного движения

1.2.4. Теоретические основы объемного гидропривода

Принцип действия объемных гидроприводов основан на высоком объемном модуле упругости (не сжимаемости) жидкости и на законе Паскаля: всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся капельной жидкости, не нарушающее ее равновесия, передает-

ся в другие точки без изменения. Кроме закона Паскаля при расчетах так же используют: закон Архимеда, законы Ньютона [11].

Механическая энергия состоит из: энергии положения, потенциальной энергии давления и кинетической энергии. В объемных гидроприводах используется удельная потенциальная энергия давления, которая с помощью объемных гидравлических двигателей преобразовывается в механическую работу; остальными видами механической энергии обычно пренебрегают.

В общем случае величина давления определяется как сила F , действующая на единицу площади S :

$$p = \frac{F}{S}, \text{ Па.}$$

За единицу давления в Международной системе единиц СИ принят **Паскаль** – давление, вызываемое силой 1Н, равномерно распределённой по нормальной к ней поверхности площадью 1 м².

Гидростатическое давление так же может иметь другие единицы измерения (таблица 1.1).

Таблица 1.1

Единицы измерения давления

Единица давления	Па	бар	кгс/см ²	мм рт.ст.	м вод.ст.	Атмосфера технич., ат	Атмосфера физич., атм
Па	1	0,00001	1,02·10 ⁻⁵	0,0075	1,02·10 ⁻⁴	1,02·10 ⁻⁵	1,054·10 ⁻⁵
бар	100000	1	1,02	750	10,2	1,02	1,054
кгс/см ²	98100	0,981	1	735,5	10	1	0,968
мм рт.ст.	133,32	0,00133	0,00136	1	0,0136	0,00136	0,00132
м вод.ст.	9810	0,0981	0,100	73,556	1	0,1	0,0968
Атмосфера технич., ат	98100	0,981	1	736	10	1	0,968
Атмосфера физич., атм	101325	1,01	1,033	760	10,33	1,033	1

Гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h (рис.1.7) можно определить по *основному уравнению гидростатики*:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h = p_0 + h \cdot \gamma, \text{ Па}$$

где p_0 – давление на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоёв жидкости;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

γ - удельный вес жидкости, Н/м³.

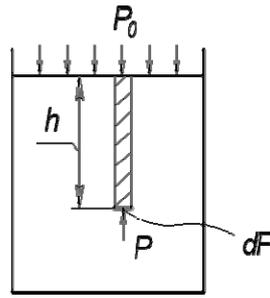


Рис. 1.7. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Если давление p отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют **абсолютным**, а если отсчитывают от атмосферного давления $p_{\text{атм}}$, то его называют **избыточным** $p_{\text{изб}}$ или манометрическим. Следовательно, абсолютное давление определяется по формуле:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}}, \text{ Па.}$$

Вакуум – это недостаток давления до атмосферного давления:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}, \text{ Па.}$$

Разность между абсолютным давлением $p_{\text{абс}}$ и атмосферным давлением $p_{\text{а}}$ называется избыточным давлением:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}, \text{ Па}$$

$$\text{или } \frac{p_{\text{изб}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}}{\rho \cdot g} = h_{\text{п}}, \text{ м}$$

где $h_{\text{п}}$ – пьезометрическая высота, которая является мерой избыточного давления.

Взаимосвязь между давлением приведена на рис. 1.8.

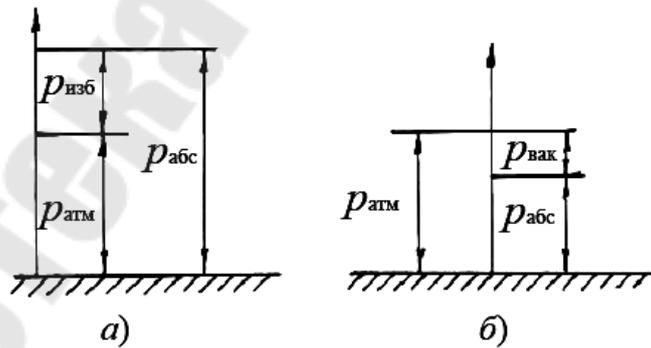


Рис. 1.8. Взаимосвязь между давлением: а) – абсолютным и избыточным; б) абсолютным и вакуумметрическим

Закон Архимеда: тело, погруженное в жидкость, находится под действием выталкивающей силы гидростатического давления, направленной снизу вверх и равной весу объема жидкости $G_{\text{ж}}$, вытесненной телом:

$$F_A = \rho_{ж} \cdot g \cdot V = G_{ж}, \text{ Н.}$$

Взаимосвязь разных видов энергий при работе объемного гидропривода выражается уравнением Бернулли, которое для потока реальной (вязкой) жидкости имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_{cp1}^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{v_{cp2}^2}{2 \cdot g} + \Delta h$$

где z – геометрический напор, характеризует удельную потенциальную энергию положения;

$p/\rho \cdot g$ – пьезометрическая напор, характеризует удельную потенциальную энергию давления;

$v_{cp}^2/2 \cdot g$ – скоростной напор характеризует удельную кинетическую энергию жидкости;

Δh – сумма потерь полного напора на участке между сечениями;

v_{cp} – средняя величина скорости по сечению;

α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению потока. При ламинарном режиме движения $\alpha=2$; при развитом турбулентном режиме $\alpha=1$.

Кроме того, при расчете гидравлических приводов необходимо учитывать первый и второй закон термодинамики:

- 1) Количество теплоты, полученное системой, идет на увеличение ее внутренней энергии и совершение работы над внешними телами;
- 2) Механическая энергия может быть полностью превращена в тепловую (трения).

1.2.5. Мультипликационный эффект объемного гидропривода

Гидропривод подобно механическому рычагу или зубчатой передаче может многократно увеличивать действующую силу [5, 11]. Этот эффект обусловлен законом Паскаля для гидростатического давления жидкости.

Если приложить силу F_n (рис. 1.9) к поршню цилиндра, выполняющего функцию насоса, с площадью S_n то в поршневой полости цилиндра будет создано давление:

$$p = F_n / S_n, \text{ Па.}$$

В соответствии с законом Паскаля данное давление передается во все точки замкнутого объема, который образован поршневыми полостями насоса и гидродвигателя и соединяющей их гидролиней.

Следовательно на площадь поршня гидродвигателя S_d будет также действовать давление p с силой

$$F_d = p \cdot S_d \text{ или } F_d = F_n \cdot S_d / S_n, \text{ Н}$$

где S_d / S_n - коэффициент мультипликации силы.

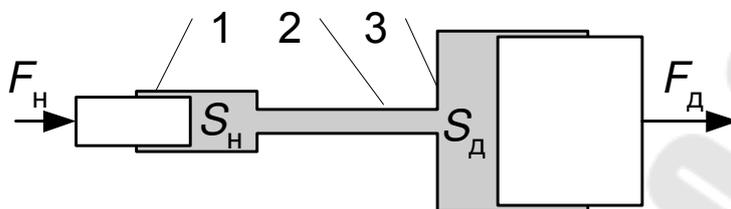


Рис. 1.9. Схема простейшего объемного гидропривода

Чем больше соотношение площадей (коэффициент мультипликации), тем больше усилие на выходе гидропередачи.

Действительные условия работы объемного гидропривода отличаются от условий, учитываемых законом Паскаля. При установившемся движении поршней и жидкости возникают дополнительные силы трения и потери давления. Но они значительно меньше сил давления жидкости, поэтому мультипликативный эффект проявляется и в реальном гидроприводе.

Мультипликационный силовой эффект объемных гидроприводов широко используют в технике, например, в подъемных механизмах, тормозах автомобилей, гидравлических прессах и других машинах.

1.3. Задачи проектирования

Технический прогресс в современном машиностроении неразрывно связан с постоянным поиском новых конструктивных и технологических решений при модернизации или разработке принципиально новых объектов.

Существует несколько моделей решения поставленных задач при проектировании в зависимости от того, что является объектом проектирования:

- 1) модернизация существующего объекта под новые условия эксплуатации;
- 2) создание принципиально нового объекта с точки зрения конструктивного решения, функционального назначения, как опытного образца и его апробация в различных условиях эксплуатации;

3) создание и внедрение в серийное производство новой конструкции объекта.

Создание новой или усовершенствованной продукции в рамках научно-технических проектов предусматривает [11]:

- формирование целей, задач и методов реализации проектов;
- разработку технической документации на изготовление и испытание опытных образцов новой или усовершенствованной продукции;
- постановку продукции на производство или внедрение новых технологий.

Техническое задание является основным документом, с которого и начинается процесс реализации поставленной основной задачи. Однако на первом этапе ее решению предшествует рассмотрение целого комплекса дополнительных задач, к которым относятся:

- тщательное изучение принципиальной схемы основного объекта, его состава, входящих элементов, взаимосвязей между ними,
- обоснование выдвинутых требований, а при необходимости доказательств корректировки технического задания,
- изучение предшествующего и современного опыта достижений в данной и смежной областях знаний, включая патентные исследования (рис. 1.10).

В процессе выполнения научно-исследовательской работы должно быть обеспечено соблюдение требований технического задания:

- по обеспечению безопасности для жизни и здоровья людей и охраны окружающей среды;
- по обеспечению совместимости и взаимозаменяемости;
- по стандартизации, унификации и метрологическому обеспечению;
- по ограничению номенклатуры применяемых материалов и комплектующих изделий;
- по экономному и рациональному использованию топливно-энергетических и материальных ресурсов при создании и эксплуатации создаваемой продукции;
- по обеспечению конкурентоспособности создаваемой продукции и ее технологичности.

Требования технического задания базируются обычно на рассмотрении тех взаимосвязей устройства с окружением, которые наиболее просто поддаются анализу, формулировке на техническом языке, количественному выражению. Ряд важных для конструктора взаимосвязей

устройства с внешним окружением может вообще никак не отражаться в задании.

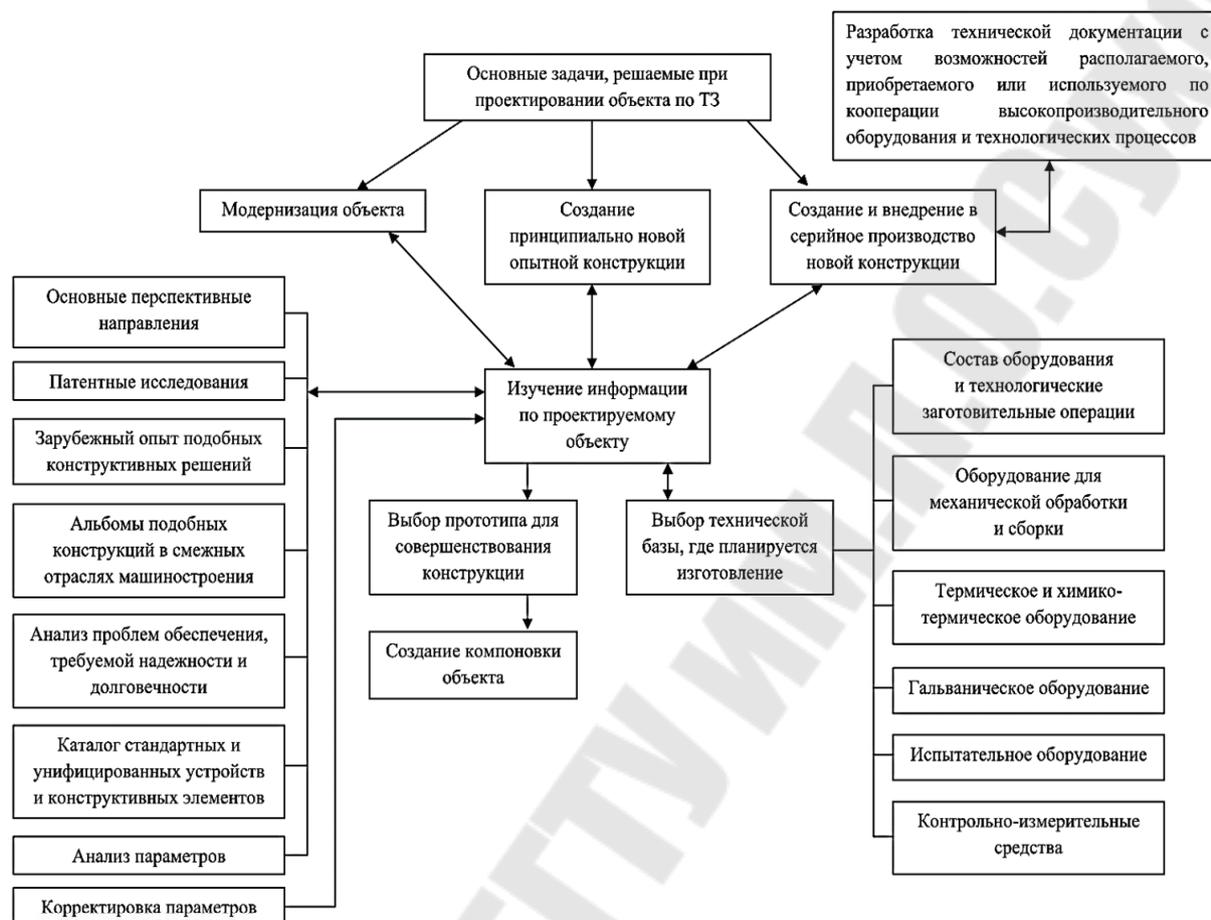


Рис. 1.10. Основные задачи, решаемые при проектировании

В конечном счете только сам конструктор должен решить, какие именно взаимосвязи требуется раскрыть и описать не только качественно, но и количественно. Вот почему, взяв из задания все необходимое и отбросив все лишнее, конструктор должен заняться сбором дополнительной информации, а затем анализом взаимных воздействий устройств и его разнообразного внешнего окружения.

Задачами конструктора при проектировании гидропривода являются оптимизация его схемы, обеспечивающей выполнение приводом функциональных требований, и обоснованный выбор элементов гидропривода [2, 6].

Задачами технолога при изготовлении элементов гидропривода является обеспечение требуемого высокого качества изготовления, так как это оказывает колоссальное влияние на эксплуатационные характеристики гидропривода. Так, в прецизионных парах современных

гидравлических агрегатов зазоры составляют 5 мкм и менее. Обеспечить такую точность достаточно сложно.

В задачи обслуживающего персонала во время эксплуатации гидропривода входит выполнение технических условий и требований по его эксплуатации, заключающееся, прежде всего, в выполнении правил монтажа гидропривода, регулярной смене фильтрующих элементов фильтров и замене рабочей жидкости, а также, при необходимости, в ее доливке. Выполнение этих требований позволяет значительно продлить срок службы как отдельных элементов гидропривода, так и всего гидропривода в целом.

При проектировании машин и оборудования, в том числе и объемных гидроприводов, в общем случае к ним предъявляют следующие требования:

- 1) машина должна выполнять свои функции (работу):
 - а) с возможно большей производительностью;
 - б) с минимальными энергозатратами;
 - в) с необходимым количеством выполнения работы.
- 2) конструкция машины должна обеспечивать:
 - а) предписанные техническими нормативными правовыми актами (ТНПА) требования по безопасности;
 - б) установленные в техническом задании требования по надежности;
 - в) возможность проверки ее технических параметров;
 - г) предписанные ТНПА и техническом задании требования по правам потребителя в части: маркировки, упаковки, хранения, транспортировании, информации по вводу в эксплуатацию, эксплуатации, утилизации.
- 3) экономическая целесообразность проектирования и изготовления данного изделия.

Перечисленные требования, отнесенные к проектированию объемных гидроприводов можно выразить следующим списком задач:

- 1) обеспечить функционирование и управление гидроприводом согласно его назначению и приведенных в техническом задании описаний и циклограмме движения;
- 2) обеспечить соответствие технических параметров гидропривода в части силовых и скоростных характеристик выходных звеньев требованиям технического задания;
- 3) обеспечить работу с минимальными энергозатратами;
- 4) обеспечение безопасной работы;

- 5) разработать конструкцию гидробака;
- 6) разработать конструкцию гидросети;
- 7) обеспечение надежности;
- 8) обеспечение заданных динамических характеристик;
- 9) обеспечение соответствия привода специальным требованиям;
- 10) обеспечение прав потребителя;
- 11) обеспечение экономической целесообразности выполнения проекта.

Задача 1

Для решения задачи необходимо разработать гидросхему с обоснованием решений по следующим вопросам:

- Выбор типа гидродвигателя.
- Выбор схемы циркуляции потока жидкости.
- Как обеспечить пуск, остановку, реверс выходного звена гидродвигателя.
- Выбор способа управления гидродвигателем.
- Как обеспечить заданную последовательность движения гидродвигателей.
- Обеспечить возможность регулирования скорости выходного звена гидродвигателя.
- Обеспечить постоянство скорости выходного звена гидродвигателя при изменении нагрузки.
- Обеспечить одновременное движение под нагрузкой выходных звеньев 2-х и более гидродвигателей.
- Обеспечить синхронность движения выходных звеньев 2-х и более гидродвигателей.
- Решить другие вопросы в части функционирования и управления согласно требований технического задания и ТНПА.

Задача 2

Для решения задачи необходимо:

- Выбрать оптимальное для данного привода рабочее давление.
- Рассчитать и выбрать марку и типоразмер гидродвигателя и вариант их включения в гидросхему.
- Выбрать марки рекомендуемых рабочих жидкостей для разрабатываемого гидропривода с учетом принятого рабочего давления и заданных в техническом задании условий работы.

Задача 3

Для решения задачи необходимо:

- Построить графики необходимых подачи и давления для выбранных гидродвигателей, исходя из заданных циклограмм движения.
- Рассчитать и выбрать варианты насосной установки с оптимальным соотношением затрат на изготовление и энергопотребление:
 - а) однонасосная установка (при дроссельном регулировании);
 - б) многонасосная установка (при дроссельном регулировании);
 - в) установка с разгрузкой насосов по давлению (при дроссельном регулировании);
 - г) насосная установка с дроссельным регулированием и LS-принципом;
 - д) насосная установка с объемным регулированием;
 - е) насосная установка с регулируемым насосом с LS регулятором;
 - ж) насосно-аккумуляторная установка.
- Выбрать электродвигатель с оптимальными параметрами.
- Выбрать марки и типоразмеры гидроустройств согласно разработанной гидросхемы, с учетом рабочего давления и расчетного расхода.

Задача 4

Для решения задачи необходимо:

- Ввести в гидросхему привода решения по следующим вопросам:
 - а) предохранение от перегрузок;
 - б) предотвращение обгонных режимов (при необходимости);
 - в) измерение технических параметров гидропривода, необходимых для его безопасной работы;
 - г) сигнализация или остановка работы гидропривода при опасных ситуациях с помощью специальных гидроустройств или контрольно-измерительных приборов;
 - д) другие вопросы безопасности объемных гидроприводов, решаемые при помощи включения в гидросхему определенных гидроустройств.
- Выбрать рекомендуемые марки и типоразмеры гидроустройств и контрольно-измерительных приборов (в соответствии с предыдущим пунктом).
- Произвести необходимые прочностные расчеты деталей и узлов:
 - а) рассчитать и выбрать конструкцию муфты;

б) выбрать (рассчитать) крепежные элементы, определяя класс прочности, момент затяжки и т.д.

в) рассчитать и выбрать грузоподъемные элементы.

- Произвести необходимые прочностные расчеты несущих элементов конструкции (рама, бак, кронштейн и т.д.)
- Внести в конструкцию привода шумо- и вибропоглощающие элементы.

Задача 5

Для решения задачи необходимо:

- Рассчитать и выбрать необходимый объем рабочей жидкости в баке.
- Определить размеры гидробака.
- Разработать конструкцию гидробака с учетом требований и рекомендаций по ГОСТу и др. технической литературой.

Задача 6

Для решения задачи необходимо:

- Рассчитать и выбрать условные диаметры гидролиний.
- Рассчитать и выбрать типоразмеры жестких и гибких гидролиний с учетом рабочих давлений, диаметров и коэффициентов запаса по прочности.
- Определить те участки гидросистемы, которые можно реализовать с помощью монтажных плит (блоков) и разработать их конструкцию.
- Разбить гидросеть на отдельные участки в соответствии с конструкцией всего гидропривода и определить участки жестких и гибких гидролиний.
- Выбрать тип соединений отдельных участков гидросистемы между собой и с др. гидроустройствами, составить спецификацию трубных соединений.
- Разработать схему крепления гидролиний к элементам рамы гидропривода с помощью хомутов, опор и т.п.

Разработанная конструкция должна обеспечивать:

- собираемость;
- удобство монтажа;
- выполнение требований к монтажу РВД;
- герметичность;
- компенсацию тепловых расширений труб;
- надежность крепления и отсутствие вибраций гидролиний;

— удобство обслуживания.

Задача 7

Для решения задачи необходимо:

- Обеспечить требуемую чистоту рабочей жидкости путем разработки оптимальной системы ее очистки и контроля.
- Обеспечить необходимый тепловой режим работы гидропривода путем проведения теплового расчета и разработки системы теплоотвода.
- Провести проверочный расчет.
- Провести испытания.

Задача 8

Для решения задачи необходимо:

- Провести, при необходимости, расчет динамических параметров: устойчивость, точность, быстродействие.
- Определить динамические параметры при испытаниях привода.
- Сравнить расчетные и экспериментальные значения и, при необходимости, произвести корректировку.

Задача 9

Для решения задачи необходимо:

- Обеспечить работоспособность объемного гидропривода в заданных климатических условиях согласно технического задания и ГОСТа 15150 «Машины, приборы и др. технические изделия. Испытания для различных климатических условий».
- Обеспечить малые и стабильные скорости движения гидродвигателей при больших нагрузках (ползучие скорости).
- Обеспечить торможение поршня в конце хода.

Задача 10

Для решения задачи необходимо:

- Разработать технические требования по обеспечению сохранности гидропривода до ввода в эксплуатацию и во время эксплуатации:
 - внутренняя и внешняя консервация;
 - покраска;
 - маркировка;
 - упаковка;
 - транспортировка.

- Разработать технические требования, определяющие порядок пуска объемного гидропривода и его техническое обслуживание при эксплуатации.

1.4. Программное обеспечение задач проектирования

В современной промышленности подход к проектированию и производству продукции отличается от традиционной чисто технической задачи. Главной его целью становится конкурентоспособность продукции, определяемая качеством и затратами на его достижение, а успех дела зависит от системы управления качеством на всех стадиях жизненного цикла продукции. Следовательно, в современных преобразованиях промышленных предприятий важную роль играет информатизация и автоматизация, характеризуемая как «сквозная». Вся информация об изделии, оборудовании, инструменте, технологии его производства должна быть сосредоточена в единой системе, непротиворечива и доступна, а также легко подвергаться коррекции и модификации в «сквозном» режиме: изменения в одном процессном документе предполагают последовательные логические изменения во всей документации на проектирование, изготовление и эксплуатацию изделия [1, 2, 6].

Такой подход к решению проблемы позволяет:

- 1) сократить сроки конструкторско-технологической подготовки производства;
- 2) существенно повысить качество конструкторской и технологической документации;
- 3) наладить работу системы управления производством с актуальными инженерными данными;
- 4) снизить издержки на материально-техническое обеспечение производства за счет оптимизации номенклатуры применяемых материалов, оснастки и покупных комплектующих;
- 5) эффективно эксплуатировать парк станочного оборудования (в том числе дорогостоящее импортное оборудование с ЧПУ), оптимизировать расход инструмента; снизить себестоимость конечной продукции;
- 6) обеспечить оптимальный жизненный цикл выпускаемых изделий.

Существует большое количество различных программных пакетов, которые предназначены для проектирования и разработки объектов производства, для оформления конструкторской и технологиче-

ской документации. Они объединяются под общим названием САПР (система автоматизированного проектирования), что подразумевает так называемые *CAD/CAM/CAE/PDM*-системы [15].

CAD-системы (Computer-aided design) или компьютерная поддержка проектирования – предназначены для решения конструкторских задач и оформления конструкторской документации, моделирования трёхмерной объёмной конструкции детали и оформления чертежей и текстовой конструкторской документации.

CAM-системы (Computer-aided manufacturing) или компьютерная поддержка изготовления – предназначены для проектирования обработки изделий на станках с числовым программным управлением и выдачи программ для этих станков.

CAE (Computer-aided engineering) – программы или программные пакеты, предназначенные для инженерных расчётов, анализа и моделирования физических процессов.

PDM-системы (Product Data Management) – системы управления данными об изделии – организационно-технические системы, обеспечивающие управление всей информацией об изделии. *PDM*-системы являются частью *PLM*-систем (англ. Product Lifecycle Management). *PLM* – жизненный цикл изделия – технология управления жизненным циклом изделий.

Программные продукты, позволяющие проводить проектирование гидросистем относятся к *CAD*, *CAE*-системам. Их значительное количество. Существует проблема выбора программного продукта и оценки его возможностей, в связи с этим на разных предприятиях могут использоваться различные программные пакеты, однако наиболее широко используются следующие.

Creo Parametric (ранее Pro/ENGINEER) — это мощное средство обеспечения высочайшего качества и точных цифровых моделей. **Creo Parametric** является основным инструментом в системе разработки изделий корпорации PTC (Продуктивные Технологические Системы), который позволяет детально определить форму, функции и пригодность продуктов. Подключение к Интернету позволяет группам иметь доступ к необходимым ресурсам, информации и возможностям - от концептуальной разработки до изготовления продуктов. Надёжные цифровые модели **Creo Parametric** являются полностью ассоциативными. Сделанные где бы то ни было изменения продукта приводят к повсеместному обновлению конечных результатов. **Creo Parametric**

имеет полный набор решений CAD/CAM/CAE на единой интегрированной платформе [16].

Возможности Creo Parametric:

- твёрдотельное моделирование;
- интеллектуальное моделирование сборок;
- рабочая документация, включая 2D- и 3D-чертежи;
- моделирование технических поверхностей;
- революционная "Warp"-технология динамической деформации;
- моделирование раскроя изделия из тонколистового металла;
- цифровое моделирование человеческого тела;
- моделирование сварных конструкций и получение документации;
- возможности анализа;
- фоторендеринг в реальном времени;
- комплексная анимация модели;
- интегрированные средства моделирования обработки с ЧПУ;
- обмен данными и поддержка форматов других САПР;
- мгновенная связь, благодаря веб-технологии;
- полная библиотека частей, функций-фичеров, инструментов и т.д.;
- 3D CAD – решения для задач сложного конструирования;
- модули расширения 3D CAD для промышленного дизайна;
- модули расширения 3D CAE;
- модули расширения 3D ЧПУ и механообработки.

Solid Edge и NX – программные пакеты фирмы Siemens PLM Software для 3D проектирования, используют инновационную и уникальную синхронную технологию проектирования [17]. Синхронная технология объединяет скорость и гибкость прямого моделирования (работающего непосредственно с геометрией модели) с точностью параметрического (с деревом построения), в ней реализованы лучшие стороны как параметрического моделирования, так и прямого.

Возможности системы:

- нанесение размеров прямо на 3D-модель;
- работа с геометрией напрямую;
- работа с импортированной геометрией;
- создание конструктивных элементов без создания эскизов для них;
- создание транзитивных копий;
- работа с геометрией деталей прямо из уровня сборки;
- модуль работы с листовым металлом;

- модуль создания интерактивных руководств;
- модуль анализа работы механизмов;
- модуль анализа перемещений;
- проектный, проверочный расчет механических передач с автоматическим созданием 3D-моделей;
- получение фотореалистичных изображений или анимации работы механизма в режиме рендеринга;
- каталоги машиностроительных стандартных деталей по ГОСТ и зарубежным стандартам;
- модуль экспресс-анализа методом конечных элементов;
- модуль проектирования трубопроводов;
- модуль проектирования электропроводки

AutoCAD Mechanical - продукт объединяет в себе функциональность AutoCAD и преимущества обширных библиотек стандартизированных компонентов и средств автоматизации текущих задач проектирования, позволяет достичь роста производительности при значительной экономии времени [18].

Функциональные возможности:

- создание и редактирование 2D-геометрии и 3D-моделей с помощью тел, поверхностей и объектов-сетей;
- аннотирование чертежей с помощью текста, размеров, выносок и таблиц;
- извлечение данных объекта в таблицы;
- вложение и импорт данных из PDF-файлов;
- наличие каталогов типовых элементов, генераторов механических систем и калькуляторов для их расчета и подбора под заданные условия;
- охватывает практически все аспекты процесса машиностроительного проектирования;
- поддерживает государственные стандарты ГОСТ и зарубежные стандарты;
- позволяет быстро создавать и рассчитывать множество стандартных компонентов;
- упрощает работу с документацией, нанесение пояснений и формирование различных отчетов;
- обеспечивает удобный и безопасный обмен проектными данными.

Adams - наиболее широко используемое в мире программное обеспечение для виртуального моделирования сложных машин, меха-

низмов и изделий в сборе. Программы семейства Adams используются для разработки и совершенствования конструкций фактически всего, что движется – от простых механических и электромеханических устройств до автомобилей и самолетов, железнодорожной техники, космических аппаратов и т.д. Характерной особенностью и большим достоинством программного пакета Adams является эффективный и чрезвычайно дружелюбный графический интерфейс пользователя [19].

Возможности:

- создание полностью параметризованной модели изделия, строя ее непосредственно в препроцессоре или импортируя из наиболее распространенных CAD-систем, таких как Pro/ENGINEER, SolidWorks, AutoCAD;
- получение данных, полностью идентичных результатам натуральных испытаний системы;
- представление о работе изделия до начала раскроя металла или отливки для изготовления опытного образца;
- полная параметризация виртуальных моделей - любые параметры прототипа могут быть связаны функциональной зависимостью, модификация какого-либо размера модели автоматически приводит к изменению её конфигурации и т.п.;
- идентификация столкновений компонентов машины, определение габаритных размеров пространства, необходимого для её движущихся частей;
- определение уровня действующих нагрузок, необходимой мощности приводов;
- оптимизация параметров изделия;
- широкий набор видов кинематических связей, упругих и диссипативных звеньев, нагрузок, кинематических воздействий;
- эффективные средства визуализации результатов моделирования, включая анимацию и построение графиков;
- экспорт расчетной модели (как линеаризированной, так и нелинейной) для «встраивания» её в программные комплексы моделирования систем управления;
- импорт системы управления для «встраивания» её в модель Adams и проведения расчетов с учетом влияния САУ;
- диагностика ошибок;
- модуль моделирования машин и механизмов, включающих гидросистемы (гидроприводы);

- модуль моделирования машин и механизмов, включающих упругие тела;
- модуль линеаризации уравнений динамики изделия и расчёта частот и форм собственных колебаний;
- модуль сопряжения с системами анализа усталости/долговечности (обеспечение расчёта характеристик усталости/долговечности на базе результатов моделирования работы машины в MSC.ADAMS).

Компас-3D — система трехмерного проектирования, ставшая стандартом для тысяч предприятий, благодаря сочетанию простоты освоения и легкости работы с мощными функциональными возможностями твердотельного и поверхностного моделирования. Обеспечивает поддержку наиболее распространенных форматов 3D-моделей (STEP, ACIS, IGES, DWG, DXF), что позволяет организовывать эффективный обмен данными со смежными организациями и заказчиками, использующими любые CAD / CAM / CAE-системы в работе [20].

Возможности КОМПАС-3D для машиностроения:

- инструменты для коллективной работы, в том числе над проектами, содержащими несколько десятков тысяч уникальных компонентов и стандартных изделий;
- развитый функционал трехмерного твердотельного, поверхностного и прямого моделирования;
- инструменты для работы с исполнениями и конфигурациями (в том числе зеркальными) деталей и сборочных единиц;
- инструменты моделирования деталей из листового материала с последующим автоматическим получением чертежа развертки;
- специальные возможности, облегчающие построение литейных форм: литейные уклоны, линии разъема, полости по форме детали (в том числе с заданием усадки);
- большое количество приложений и библиотек;
- инструменты создания пользовательских библиотек типовых элементов;
- возможность получения технической документации в соответствии с ГОСТ, ISO, DIN или стандартами предприятия: чертежи, простые и групповые спецификации, отчеты, схемы, таблицы, текстовые документы;
- средства для передачи данных в различные CAD/CAM/CAE-системы;

- возможность быстрого перехода от проектирования к изготовлению деталей с использованием САМ-систем и станков с ЧПУ;
- возможность простановки размеров, обозначений и технических требований в трехмерных моделях;
- визуализация будущего изделия и проверка его собираемости;
- выполнение необходимых расчетов и оптимизации конструкции без натурных испытаний;
- дополнительный комплект, решающий задачи проектирования различных гидравлических и пневматических систем, инженерных коммуникаций, технологического оборудования (котельного, емкостного, теплообменного), опорных конструкций, мачт;
- встроенное интерактивное учебное пособие.

1.5. Контрольные вопросы

- 1) Что может являться объектом проектирования?
- 2) Цели и задачи проектирования.
- 3) Какие конструкторские документы и нормативно-технические правовые акты регламентируют разработку продукции?
- 4) Какие выделяют стадии жизненного цикла изделия?
- 5) Какие элементы включает в себя проектирование?
- 6) Какие выделяют этапы проектирования изделия?
- 7) Какие работы выполняются на этапе согласования технического задания?
- 8) Какие работы выполняются на этапе технического предложения?
- 9) Какие работы выполняются на этапе эскизного проектирования?
- 10) Какие работы выполняются на этапе технического проектирования?
- 11) Какие работы выполняются на этапе разработки рабочей документации?
- 12) Какие работы выполняются на этапе изготовления опытного образца?
- 13) Какие работы выполняются на этапе испытания опытного образца?
- 14) Какие работы выполняются на этапе постановки продукции на производство?
- 15) Какие работы выполняются на этапе серийного изготовления продукции?
- 16) Какие существуют методы конструирования?
- 17) Перечислите достоинства и недостатки объемного гидропривода.
- 18) Из каких групп состоит объемный гидропривод?
- 19) Как классифицируют объемные гидроприводы?

- 20) Опишите принцип действия объемного гидропривода.
- 21) Какие основные законы и уравнения используются при расчетах объемного гидропривода?
- 22) Что такое гидростатическое давление и какие оно имеет единицы измерения?
- 23) Что такое абсолютное, манометрическое и вакуумметрическое давление?
- 24) Сформулируйте закон Архимеда.
- 25) Мультипликационный эффект объемного гидропривода.
- 26) Какие основные задачи решаются при проектировании?
- 27) Какие задачи решает конструктор при проектировании?
- 28) Какие задачи решает технолог при проектировании?
- 29) Какие требования предъявляются к ОГиПП при проектировании?
- 30) Что значит «сквозная» информатизация и автоматизация предприятия?
- 31) Какие преимущества имеет «сквозная» информатизация и автоматизация предприятия?
- 32) Какие системы автоматизированного проектирования называются САД-системами?
- 33) Какие системы автоматизированного проектирования называются САМ-системами?
- 34) Какие системы автоматизированного проектирования называются САЕ-системами?
- 35) Какие системы автоматизированного проектирования называются PDM-системами?
- 36) Какие программные продукты можно использовать при проектировании изделий?

2. Энергообеспечивающая и исполнительная подсистемы гидропривода

Энергообеспечивающая подсистема предназначена для сообщения рабочей жидкости гидравлической энергии и поддержанию ее параметров (чистоты, давления, температуры и т.п.) в требуемом диапазоне значений. Элементы энергообеспечивающей подсистемы монтируют компактным образом в виде единой установки, которую в промышленной практике называют насосная установка, либо гидростанция (рис. 2.1) [21].

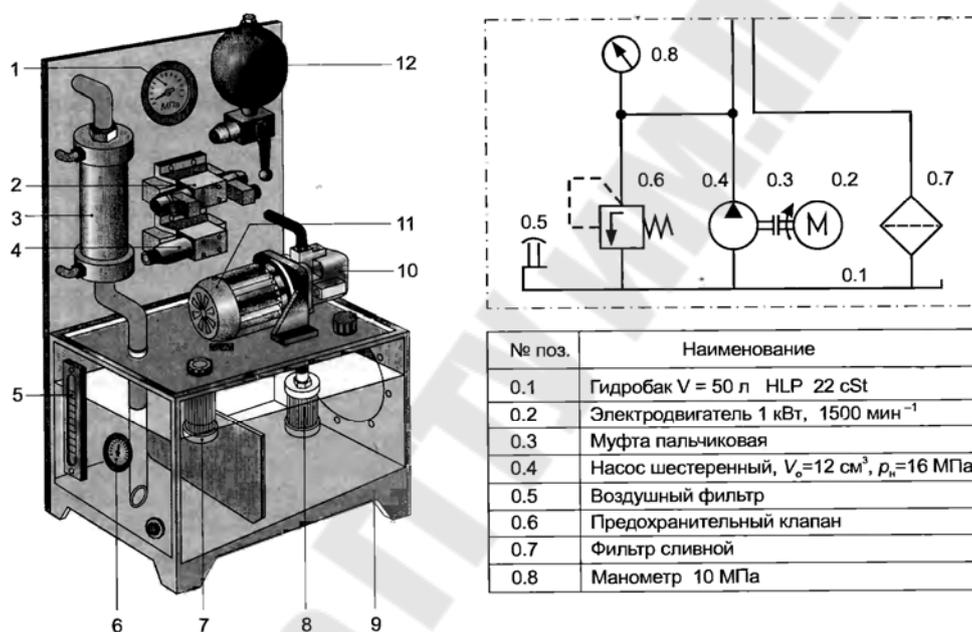


Рис. 2.1. Гидростанция

2.1. Объемные насосы

2.1.1. Общие сведения

Насосы — гидравлические машины, назначение которых состоит в преобразовании механической энергии приводного двигателя в гидравлическую энергию рабочей жидкости.

В гидравлических приводах применяют насосы, которые по своему принципу действия называют *объемными*. В таких насосах, независимо от конструктивных особенностей, всасывание рабочей жидкости и ее вытеснение в систему происходит в результате последовательного увеличения и уменьшения объема их рабочих камер.

К насосам, применяемым в гидроприводах и гидросистемах, предъявляют высокие требования, основными из которых являются: малая удельная масса и объем, приходящиеся на единицу мощности, высокий КПД, возможность регулирования и реверса подачи, а также высокая быстроходность и большая надежность. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют роторные насосы.

Классификация роторных насосов по ГОСТ 17398-72 (рис. 2.2) [22].

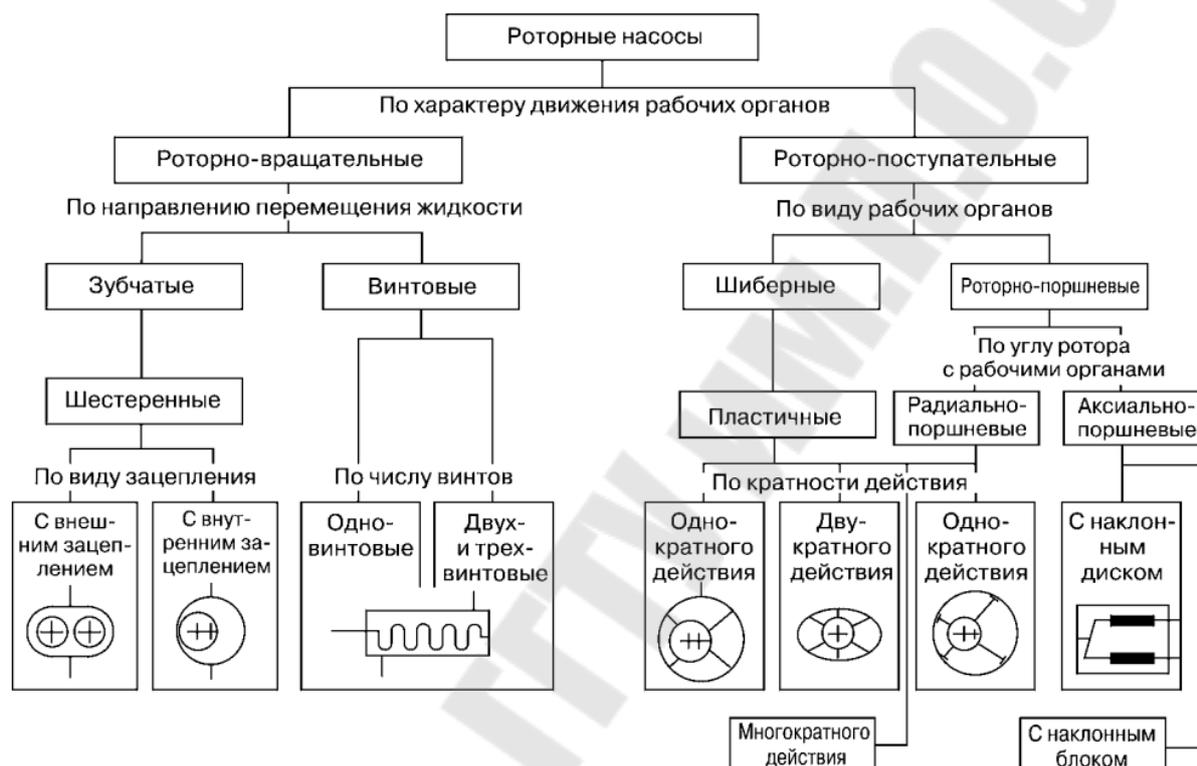


Рис. 2.2. Классификация роторных насосов

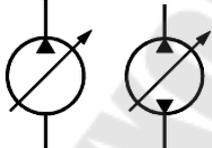
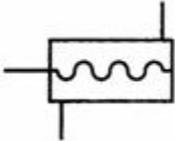
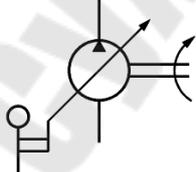
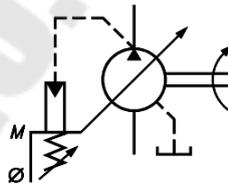
По ГОСТ 2.782-96 [23] обозначения, построенные по функциональным признакам, должны соответствовать таблице 2.1.

Таблица 2.1

Условное графическое обозначение на схемах объемных насосов

Наименование	Обозначение по принципу действия	Наименование	Обозначение по функциональному признаку
Насос ручной		Насос нерегулируемый с нереверсивным и реверсивным потоком	

Продолжение таблицы 2.1.

Насос шестеренный		Насос регулируемый нереверсивный и реверсивный	
Насос винтовой		Насос регулируемый с ручным управлением, нереверсивный	
Насос пластинчатый		Насос, нереверсивный, регулируемой пружиной и дренажом	
Насос радиально-поршневой		Насос - мотор нерегулируемый нереверсивный	
Насос-дозатор		Насос - мотор нерегулируемый реверсивный	
Компрессор		Насос - мотор нерегулируемый с любым направлением потока	

Основными параметрами насосов являются:

— *Рабочий объем* (объемная постоянная) V_o (см³) – подача насоса за один оборот вала. Обязательно указывается в маркировке насоса: в табличке, паспорте, каталоге.

— *Подача* насоса теоретическая и действительная номинальная:

$$Q_{т.ном} = V_o \cdot n_{ном}, \quad Q_{ном} = V_o \cdot n_{ном} \cdot \eta_{об} \text{ м}^3/\text{с (л/мин)}.$$

Обязательно указывается в табличке паспорте; каталоге.

— *Давление насоса на выходе* МПа (кгс/см²):

$p_{ном}$ – номинальное давление, часто указывается в маркировке насоса: в табличке, паспорте, каталоге.

$p_{max} \approx (1,1...2) \cdot p_{ном}$ – максимальное давление – давление которое может создавать насос без поломки.

— *Давление на входе* МПа (кгс/см²) минимальное $p_{вх. \cdot min} \approx -0,02$ МПа или абсолютное минимальное давление на входе $p_{вх. \cdot abs. \cdot min} \approx 0,08$ МПа; и давление на входе максимальное $p_{вх. \cdot max}$.

— *Частота вращения*: номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, которая обязательно указывается в табличке, паспорте, каталоге; максимально допустимая частота вращения:

$$\left. \begin{array}{l} n_{\text{max}} (\text{при } p_{\text{вх min}}) \\ n_{\text{max}} (\text{при } p_{\text{вх max}}) \end{array} \right\}, \text{ с}^{-1} (\text{об/мин}).$$

— *Коэффициент полезного действия* КПД насоса:

объемный $\eta_{\text{об}}$ (коэффициент подачи) – отношение номинальной (действительной) подачи к теоретической (расчетной);

полный КПД $\eta = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}}$ - отношение полезной мощности к приведенной.

— *Мощность* насоса: номинальная потребляемая и номинальная эффективная:

$$N_{\text{ном.потр.}} = M_{\text{ном}} \cdot \omega_{\text{ном}} \text{ и } N_{\text{ном.эф}} = p_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}} \cdot \eta, \text{ кВт.}$$

— *Рекомендуемые параметры рабочей жидкости* для оптимальной работы насоса:

- | | | |
|----|--|----------------|
| 1) | Класс чистоты по ГОСТ 17216 | 12. |
| 2) | Тонкость фильтрации (номинальная) мкм | 25. |
| 3) | Кинематическая вязкость мм ² /с (сСт) | |
| | оптимальная | 20-35. |
| | максимальная пусковая | 1500. |
| | минимальная кратковременная | 10. |
| 4) | Температура эксплуатации °С | от -40 до +75. |

— *Дополнительная информация*: предельные аксиальные F_{ax} и радиальные F_{p} нагрузки на вал; давление дренажа.

При режимах работы насоса не соответствующего номинальному, значения $\eta_{\text{об}}$; $\eta_{\text{мех}}$; η ; Q ; N определяются из графиков, таблиц или рассчитываются по формулам.

2.1.2. Характеристики насосов

Статической характеристикой объемных насосов называют зависимость подачи насоса от развиваемого им давления при постоянной частоте вращения приводного вала. Поскольку теоретическая (идеальная) подача нерегулируемого объемного насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения, теоретическая характеристика насоса в указанной системе координат имеет вид горизонтальной прямой Q_{T} (рис. 2.3) [21].

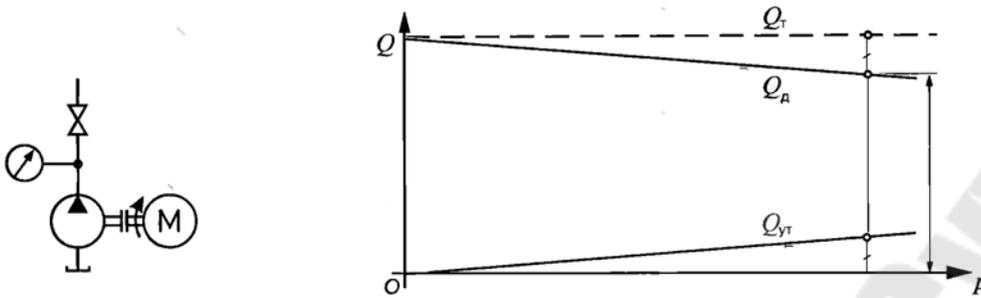


Рис. 2.3. Характеристика нерегулируемого объемного насоса

Действительная подача насоса Q_d отличается от теоретической на величину внутренних утечек $Q_{ут}$ рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания. Утечки будут возрастать прямо пропорционально росту давления.

Т.о. реальная характеристика объемного насоса имеет вид наклонной прямой, причем, чем более совершенен насос, тем угол наклона меньше (тем больше «жесткость» характеристики). Сравнивая характеристику насоса, которая приводится в его техническом паспорте, с реальной, можно судить о степени его износа.

Если напорную линию насоса полностью перекрыть, т.е. обеспечить условие $Q=0$, то давление в ней может вырасти практически до бесконечности, что непременно приведет к разрыву трубопровода, либо к разрушению деталей насоса. Поэтому, все насосные установки снабжают предохранительными клапанами.

Характеристика объемного насоса с установленным параллельно предохранительным клапаном, показана рис. 2.4.

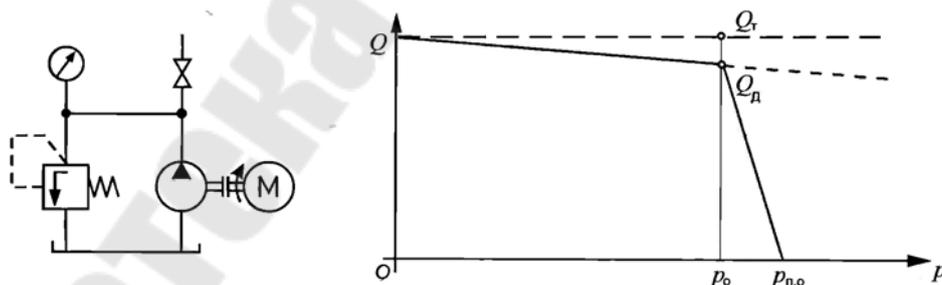


Рис. 2.4. Характеристика насоса с клапаном предохранительным

При давлении насоса $p_n < p_0$, предохранительный клапан закрыт и характеристика насоса с клапаном совпадает с характеристикой собственно насоса. При давлениях $p_n > p_0$ часть подачи переливается через клапан, характеристика резко «заваливается» вниз. При достижении давления полного открытия предохранительного клапана $p_{по}$, вся подача насоса через клапан поступает в бак.

Почти такую же по виду характеристику имеют насосы с регулируемой подачей (рис. 2.5).

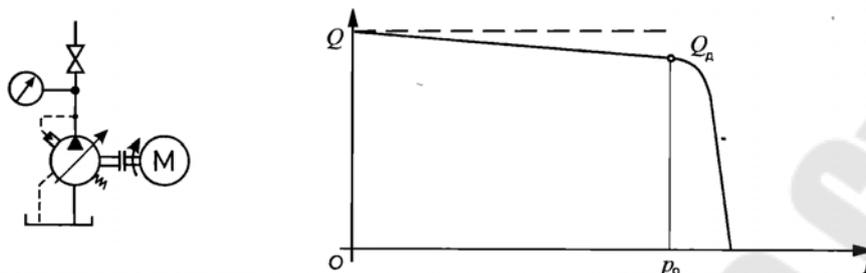


Рис. 2.5. Характеристика насоса с регулируемой подачей

Так же важны следующие характеристики насоса рис.2.6.

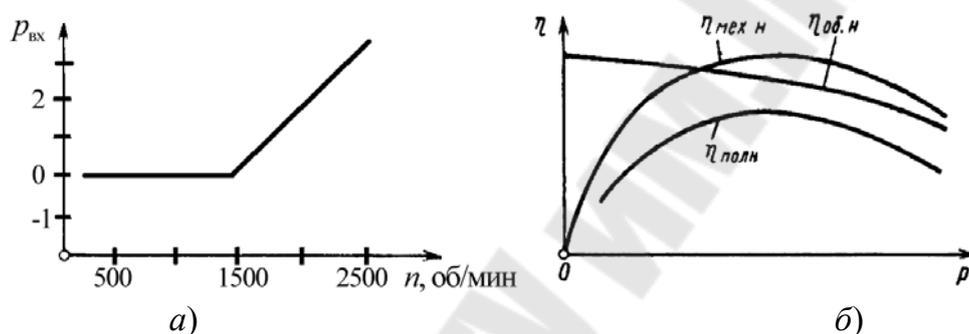


Рис. 2.6. Зависимость давления на входе от частоты вращения (а);
зависимость КПД от давления насоса (б)

При выборе гидромашины учитывают величину давления, подачу (расход), угловую скорость вращения ротора, мощность, КПД, характер обслуживания, тип рабочей жидкости, долговечность, регулируемость, допустимые пульсации потока, обратимость, уровень шума, условия эксплуатации (температура и загрязнение воздуха), стоимость.

Одним из параметров, по которому можно производить выбор гидравлических машин, является их стоимость при прочих одинаковых характеристиках. По данным зарубежных фирм, соотношение цен при покупке насосов будет следующим: шестеренные - 1; пластинчатые - 1,25; нерегулируемые аксиально-поршневые - 1,95; регулируемые аксиально-поршневые - 2,9; нерегулируемые радиально-поршневые - 2,1; регулируемые радиально-поршневые - 3,1 [24].

2.1.3. Требования к монтажу насосов

При монтаже насосов необходимо выполнять следующие требования [24].

- 1) Расположение насоса должно обеспечивать возможность замены агрегата без демонтажа соседних элементов.
- 2) У самовсасывающих насосов высота всасывания не должна превышать допустимую высоту (0,5 м для нормализованных станочных насосов). У насосов с подпиткой должен быть обеспечен требуемый подпор (например, установкой питательного бака выше уровня насоса).
- 3) При монтаже полумуфты на валу насоса или гидродвигателя следует остерегаться сильных ударов по ее торцу, которые могли бы повредить опоры ротора.
- 4) Вал насоса соединяют с валом электродвигателя с помощью упругих муфт. Несоосность валов $\leq 0,2$ мм, а максимальный угол излома осей валов не должен превышать $30'$.
- 5) Радиальные и осевые нагрузки на приводной вал насоса не допускаются, если это не оговорено в руководстве по эксплуатации.
- 6) Всасывающий трубопровод должен быть по возможности коротким, без изгибов и других местных сопротивлений. Диаметр всасывающего трубопровода должен быть равным или больше диаметра всасывающего отверстия насоса.
- 7) Вакуум внутри всасывающего трубопровода не должен вызывать его деформации. Величина вакуума при всасывании с учетом высоты расположения насоса над уровнем рабочей жидкости в баке не должна превышать допустимой величины вакуума, указанной в технических условиях на насос.
- 8) Перед первым пуском заполнить корпус насоса и все линии всасывания рабочей жидкостью через отверстие для отвода утечек.
- 9) Корпус насоса должен быть соединен с гидробаком дренажным трубопроводом. Давление в корпусе ($p_{\text{дренаж}}$) не должно превышать значений указанных в паспорте (1-5 атм).
- 10) Верхняя точка изгиба дренажного трубопровода всегда должна находиться выше самой высокой части насоса (рис. 2.7). При этом гидронасосы могут быть установлены в любом положении, но так чтобы дренажная полость была заполнена рабочей жидкостью.
- 11) Направление вращения насоса должно соответствовать стрелке на корпусе насоса, т.к. многие насосы не выдерживают работы при вращении в неправильном направлении.
- 12) Все фланцы и резьбовые соединения должны быть затянуты.

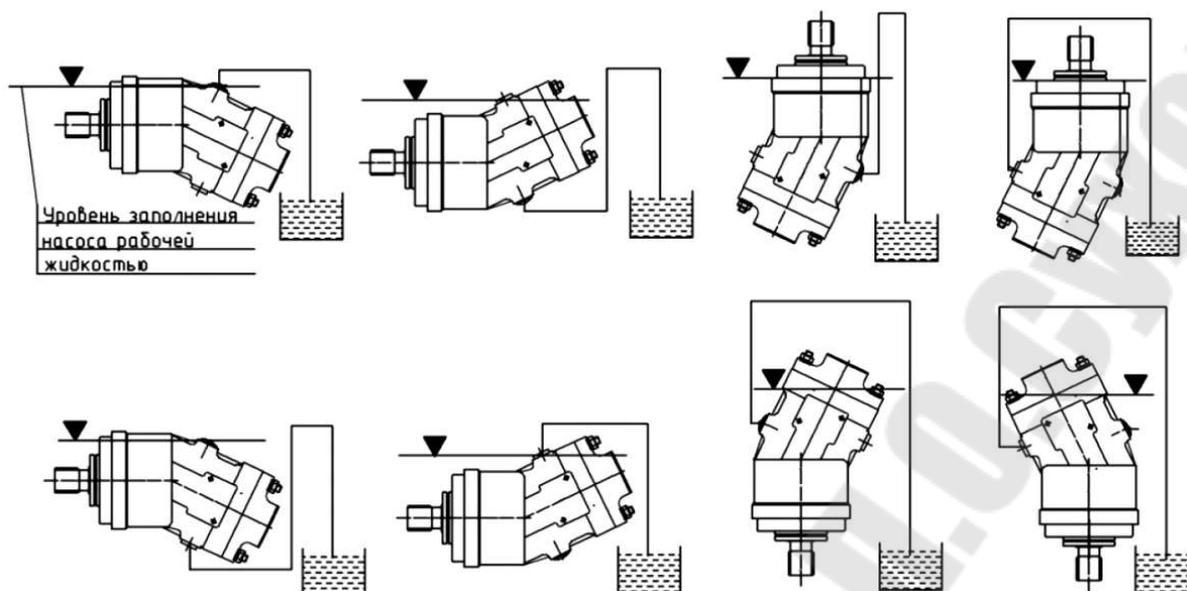


Рис. 2.7. Схемы установки насоса

2.2. Объемные гидро- и пневмодвигатели

Широкое применение гидроприводов в различных областях промышленного производства в первую очередь связано с возможностями **гидравлических исполнительных механизмов** - устройств, в которых происходит преобразование гидравлической энергии в механическую работу. Являясь связующим звеном между гидросистемой и рабочей машиной, обладая высокой энергонасыщенностью, гидравлические исполнительные механизмы позволяют движение ведомых рабочих органов оборудования без использования каких-либо передаточных устройств [21].

Многообразие производственных задач, решаемых посредством гидравлических исполнительных механизмов, реализуется благодаря достаточно обширной гамме конструктивных решений этих машин. При выборе конкретного исполнения принимают по внимание целый ряд критериев:

- 1) вид движения — вращательное, поворотное или линейное;
- 2) направление движения — реверсивное или нереверсивное;
- 3) развиваемая скорость вращения (угловая) или перемещения (линейная);
- 4) создаваемый момент или усилие;
- 5) эргономические показатели.

По реализуемому виду движения различают три основных типа исполнительных механизмов:

- 1) линейные гидродвигатели — гидравлические цилиндры;
- 2) поворотные гидродвигатели;
- 3) гидродвигатели вращательного действия — гидромоторы.

2.2.1. Гидроцилиндры

Гидроцилиндр – это объемная машина (гидродвигатель), которая преобразует энергию потока рабочей жидкости в энергию возвратно-поступательного движения выходного звена [11, 21]. Гидроцилиндры используют для создания определенного усилия при осуществлении прямолинейных возвратно-поступательных движений.

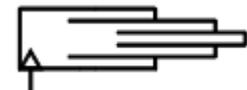
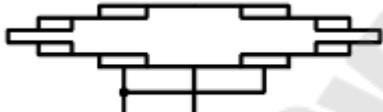
В объемном гидроприводе применяются гидроцилиндры одно- и двустороннего действия, поршневые и плунжерные, с односторонним и двусторонним штоком. Схематичное обозначение гидро- и пневмоцилиндров по ГОСТ 2.782-96 [23] приведено в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Условное графическое обозначение на схемах гидро- и пневмоцилиндров

Тип цилиндра	Обозначение	
	Детальное	Упрощенное
Цилиндр одностороннего действия: поршневой без указания способа возврата штока, пневматический		
поршневой с возвратом штока пружиной, пневматический		
поршневой с выдвиганием штока пружиной, гидравлический		
плунжерный		
Цилиндр двухстороннего действия: с односторонним штоком, гид- равлический		
с двухсторонним штоком, пнев- матический		
телескопический с односторон- ним выдвиганием, гидравлический		

Продолжение таблицы 2.2.

телескопический с односторонним выдвиганием, пневматический	
телескопический с двусторонним выдвиганием	
Цилиндр двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток: с односторонним штоком	
с двусторонним штоком	
Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода: со стороны поршня	
с двух сторон	
Тандем цилиндр двухстороннего действия	
Цилиндр встроенными механическими замками	
Поступательный преобразователь с одним видом рабочей среды	

Основными параметрами цилиндров являются:

- 1) Давление номинальное/максимальное, МПа.
- 2) Основные размеры: диаметр поршня, мм;
диаметр штока, мм;
ход цилиндра, мм.
- 3) Соотношение рабочих площадей поршня и штока:
$$\varphi = D^2 / (D^2 - d^2).$$
- 4) Усилие на штоке номинальное: толкающее и тянущее, кН.
- 5) Скорость поршня максимальная/минимальная, м/с.
- 6) КПД гидромеханический/общий.
- 7) Внутренние утечки рабочей жидкости через уплотнения, см³/мин.

Расчетное движущее усилие F на штоке (рис. 2.8):

$$F = (p_1 \cdot S_{\text{п}} - p_2 \cdot [S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}]) \cdot \eta_{\text{мех}}, \text{ Н}$$

где $S_{\text{п}}$ и $S_{\text{шт}}$ – рабочая (эффективная) площадь поршня и штока.

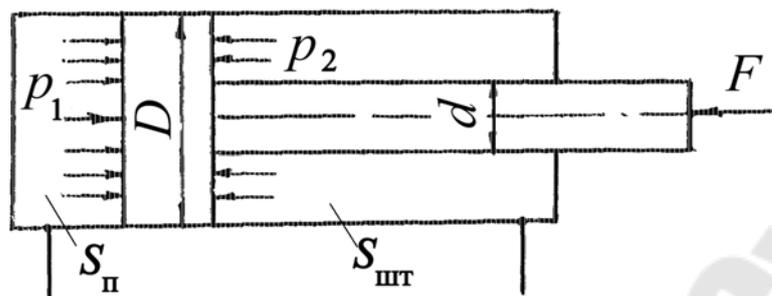


Рис. 2.8. Расчетная схема гидроцилиндра

При равной подаче жидкости в поршневую и штоковую полости, скорости перемещения подвижной части цилиндра будут определяться по формулам:

$$v_{п1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \cdot \eta_{об}; \quad v_{п2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \eta_{об}, \quad v_{п1} < v_{п2}, \text{ м/с.}$$

Требования к монтажу гидроцилиндров [21, 24]:

- 1) необходимо обеспечивать при работе минимальные радиальные нагрузки на шток;
- 2) не параллельность штока и ведомого им механизма не должна превышать 0,01 мм на длине 150 мм;
- 3) для соединения штока гидроцилиндра с приводом рекомендуется применять шарнирное соединение;
- 4) величину рабочего хода гидроцилиндра следует выбирать больше максимального хода ведомого механизма во избежание удара поршня о крышку;
- 5) внутренний диаметр трубопровода для подключения гидроцилиндра к системе должен быть выбран из условия обеспечения необходимого времени срабатывания на основе расчета или опытных данных;
- 6) максимальные скорости и большие давления могут служить причиной прерывистого движения;
- 7) наиболее неблагоприятным при работе гидроцилиндра является положение полностью выдвинутого штока, т.к. на него действуют большие изгибающие моменты, создаются плохие условия работы уплотнений, направляющих втулок поршня и штока;
- 8) при основной нагрузке следует обеспечивать работу штока на растяжение, а не на сжатие;
- 9) рекомендуется обеспечивать вертикальное положение гидроцилиндра, т.к. при этом уменьшаются нагрузки на уплотнения;
- 10) при первом пуске или после длительного простоя необходимо выпускать воздух из внутренних полостей гидроцилиндра.

2.2.2. Гидромоторы

В гидромоторах энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию вращательного движения вала [11, 21]. По принципу действия большинство объемных роторных гидромоторов и гидронасосов являются обратимыми машинами, т.е. в качестве моторов и насосов могут применяться одни и те же агрегаты. Наибольшее распространение получили шестеренные, аксиально-поршневые, героторные и радиально-поршневые, реже встречаются пластинчатые гидромоторы.

Выходной вал гидромотора должен вращаться с требуемой частотой и преодолевать полезную нагрузку.

Схематичное обозначение гидромоторов по ГОСТ 2.782-96 [23] приведено в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Условное графическое обозначение на схемах гидромоторов

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Гидромотор нерегулируемый с нереверсивным и реверсивным потоком		Гидромотор регулируемый нереверсивный	
Пневмомотор нерегулируемый и регулируемый нереверсивный		Поворотный гидродвигатель	

Основные параметры гидромоторов:

— Рабочий объем (объемная постоянная) V_o (см³) – количество жидкости которое необходимо подать, чтобы вал гидромотора повернулся на один оборот. Обязательно указывается в маркировке насоса: в таблице, паспорте, каталоге.

— Давление на входе МПа (кгс/см²) номинальное / максимальное.

— Давление насоса на выходе максимальное МПа (кгс/см²):

— Расход номинальный м³/с (л/мин).

— Частота вращения номинальная/максимальная /минимальная:

$$n = \frac{Q_{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{об.ГМ}}}{V_{\text{0ГМ}}}, \text{ об/с,}$$

где $\eta_{\text{об.ГМ}}$ – объемный КПД гидромотора.

— Номинальный крутящий момент:

$$M_{\text{кр}} = \frac{V_{\text{0ГМ}} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{\text{Г.мех}} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;

$V_{\text{0ГМ}}$ – рабочий объем гидромотора, м³;

$\eta_{\text{Г.мех}}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

— Номинальная полезная мощность:

$$N_{\text{п}} = M_{\text{кр}} \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_{\text{кр}}, \text{ Вт.}$$

— Затраченная мощность:

$$N = Q_{\text{ГМ}} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}, \text{ Вт.}$$

— Коэффициент полезного действия КПД насоса:

гидромеханический $\eta_{\text{Г.мех}}$;

полный КПД $\eta = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{Г.мех}}$.

Требования к монтажу гидромоторов такие же, как и к монтажу насосов.

2.3. Рабочие жидкости объемных гидроприводов

Жидкими телами или **жидкостями** называют физические тела, легко изменяющие свою форму под действием самой незначительной по величине силы, обладающие текучестью, имеющие определенный объем и заполняющие часть пространства (сосуда), равного объему [25, 26].

Рабочая жидкость – универсальный элемент, присутствующий в любых гидравлических устройствах. Она в значительной мере определяет возможные рабочие параметры, ресурс и надежность конструкций.

Нормальная эксплуатация гидропривода возможна при использовании таких рабочих жидкостей, которые одновременно могут выполнять различные функции. В первую очередь рабочая жидкость в гидроприводе является *рабочим телом*, т.е. является носителем энергии. Рабочая жидкость так же является смазывающим и охлаждающим агентом, средой, удаляющей продукты изнашивания и обеспечивающей при длительной эксплуатации защиту деталей от коррозии.

В связи с этим к рабочим жидкостям предъявляются разносторонние требования, выполнение которых в полной мере не всегда возможно:

— стойкость к большим давлениям;

- высокий объемный модуль упругости;
- хорошие смазывающие свойства;
- минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне;
- совместимость с материалами деталей гидроустройств;
- стойкость к образованию масляновоздушной смеси;
- стабильность свойств.

2.3.1. Классификация рабочих жидкостей

По химическому составу рабочие жидкости делятся на [25, 26]:

1) Минеральные масла. Получают из нефти обычными методами переработки. В гидроприводах используют: масло гидравлическое единое МГЕ-10А, авиационное гидравлическое масло АМГ-10, всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ и др.

Минеральные масла по вязкости делят на:

- маловязкие - класс вязкости 5...15;
- средневязкие - класс вязкости 22 и 32;
- вязкие - класс вязкости 46...150.

2) Синтетические жидкости (жидкости, основу которых составляют продукты в результате химических реакций) – диэфиры, силксаны, фосфаты. Как правило, они негорючи, стойки к окислению, имеют низкую температуру застывания и обладают стабильной вязкостью.

3) Водосодержащие жидкости (водно-гликолевые, водно-глицериновые).

4) Парафиновые: жидкие металлы (ртуть) и натрий – калиевый эвтектический сплав (Na – 73%, K-27%).

В качестве рабочих жидкостей объемных гидроприводов в большинстве случаев используют минеральные масла.

Несмотря на применение самых совершенных методов очистки, свойства получающихся масел не всегда удовлетворяют требованиям той или иной техники.

Для достижения требуемых качеств в масла (основу) вводят синтетические присадки, улучшающие одно или одновременно несколько их свойств. Различают присадки, изменяющие химические (степень окисления, коррозионную стойкость и др.) и физические (индекс вязкости, температуру застывания, смазочную способность и др.) свойства базового масла.

В качестве специальных присадок применяют:

- 1) вязкостные увеличивают вязкость базового масла;
- 2) антиокислительные повышают стойкость к окислению;
- 3) антикоррозионные для подавления процесса коррозии;
- 4) противоизносные для улучшения смазочной способности;
- 5) противопенные облегчают удаление из масла выделяющегося воздуха без образования пены;
- 6) стабилизаторы набухания резины для улучшения совместимости масла с резиновыми уплотнениями и РВД;
- 7) противозадирные; модификаторы трения; депрессорные; детергенты; дисперсанты; эмульгаторы; антисептики; присадки, предотвращающие свариваемость деталей и др.

2.3.2. Свойства рабочих жидкостей

Все свойства и характеристики рабочих жидкостей условно можно разделить на следующие группы [25, 26]:

✓ **физико-химические:** плотность, объемное расширение, сжимаемость, газосодержание, вязкость (динамическая и кинематическая), индекс вязкости, поверхностное натяжение, капиллярные явления, давление насыщенного пара, испарение, теплоемкость, теплопроводность, температура вспышки и застывания; кислотное число, запах, цвет и прозрачность;

✓ **эксплуатационные:** смазывающая способность (антифрикционные, противоизносные и противозадирные свойства), термоокислительная стабильность, облитерация, совместимость с конструкционными материалами и эластомерами, гидролитическая устойчивость, радиационная стойкость, вспениваемость, фильтруемость, стабильность (физическая, химическая и механическая), коррозионная устойчивость, содержание воды (воздуха), горючесть, срок эксплуатации, моющие свойства, рабочие температуры;

✓ **экологические:** токсичность и влияние на организм человека, загрязнение окружающей среды, негорючесть, пожаро- и взрывобезопасность, биологическая разлагаемость.

Свойства, определяющие качество продукта, характеризуются так называемыми **показателями качества** (например, вязкость, плотность, сжимаемость и т. п.), по которым проводят количественную оценку качества рабочей жидкости, что имеет не только техническое, но и экономическое значение.

Вязкость - свойство жидкости сопротивляться сдвигу или скольжению её слоёв и проявляется в результате её движения. Вязкость есть свойство противоположное текучести [11, 25, 26].

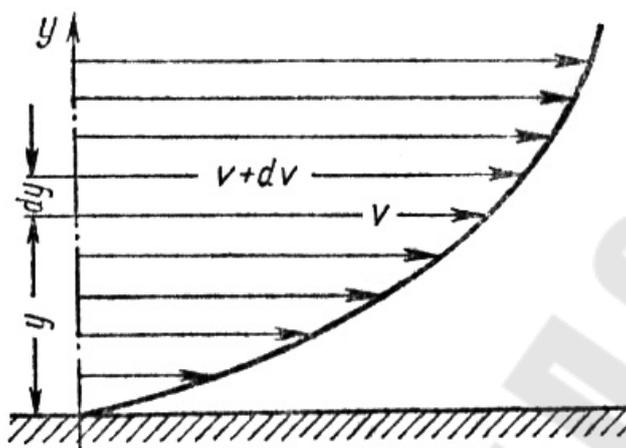


Рис. 2.9. Действие сил внутреннего трения

При течении вязкой жидкости вдоль твёрдой стенки происходит торможение потока, обусловленное вязкостью (рис. 2.9). Напряжения, возникающие при деформации сдвига согласно закону жидкого трения Ньютона пропорциональны градиенту скорости в движущихся слоях жидкости:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy},$$

где μ - коэффициент динамической вязкости жидкости;

dv - приращение скорости, соответствующее приращению координаты dy .

Сила трения, действующая на поверхности S :

$$\Phi = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \cdot S, \text{ Н.}$$

Динамическая вязкость жидкости имеет размерность Пуаз:

$$1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,0102 \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2.$$

Кинематический коэффициент вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, 1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры и уменьшается с увеличением последней (рис. 2.10) - это вязкостно-температурная характеристика.

Влияние температуры на вязкость определяется формулой:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-\lambda \cdot (T - T_0)},$$

где μ и μ_0 - вязкость при температуре T и T_0 ;

λ – эмпирический коэффициент, значение которого для 0,023...0,033.

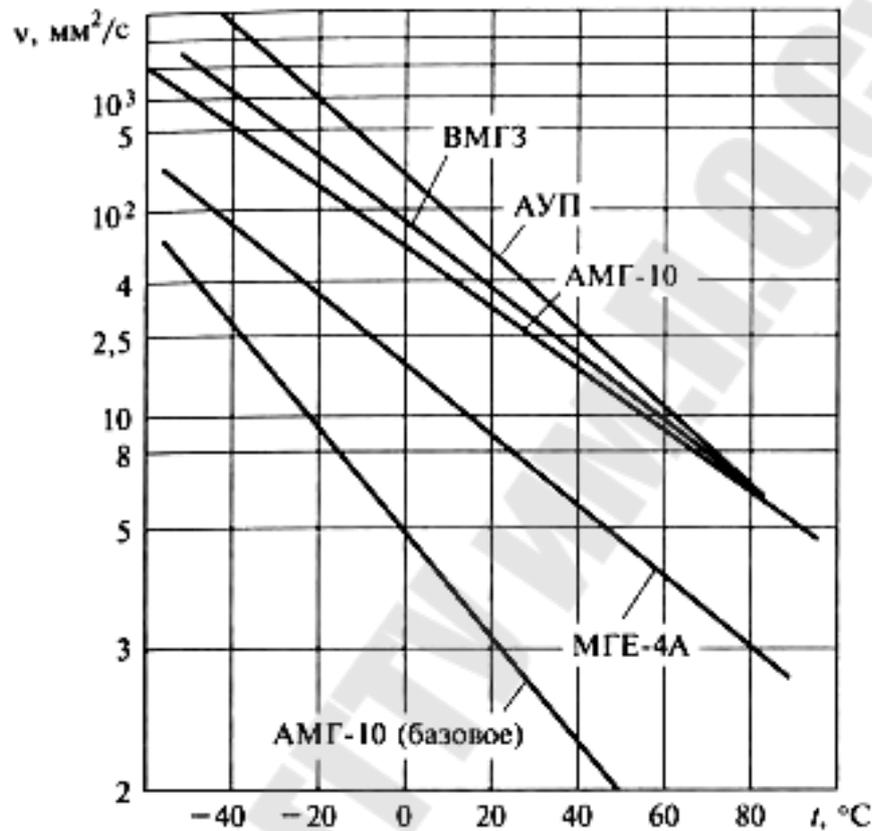


Рис. 2.10. Зависимости вязкости от температуры

Вязкость жидкости зависит также от давления, однако это проявляется при относительно больших значениях давления (более 20 - 30 МПа):

$$v = v_0 \cdot [1 + K \cdot p].$$

где K - коэффициент, значение которого для минеральных масел 0,002...0,003 и зависит от сорта масла.

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha \cdot (p - p_0)},$$

где μ и μ_0 - вязкость при давлении p и p_0 ;

α – пьезокоэффициент вязкости, значение которого для минеральных масел 0,0023...0,003.

Сжимаемость – способность жидкости или газа под действием внешнего давления изменять свой объём.

Сжимаемость характеризуется коэффициентом β_p объёмного сжатия:

$$\beta_p = -\left(\frac{\Delta V}{\Delta p}\right) \cdot \frac{1}{V_0}, \text{ м}^2/\text{Н (Па}^{-1}\text{)}.$$

Свойство, обратное сжимаемости называется **упругостью** среды. Характеризуется объёмным модулем упругости E :

$$E = \frac{1}{\beta_p}, \text{ Па.}$$

Температурное расширение – это свойство жидкостей изменять объём в процессе изобарического нагревания (при постоянном давлении); характеризуется температурным коэффициентом объёмного расширения β_t :

$$\beta_t = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta T}, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}.$$

При нагреве жидкости в замкнутом недеформируемом объёме происходит увеличение давления, а при охлаждении - его уменьшение.

Растворение газов - способность жидкости поглощать (растворять) газы, находящиеся в соприкосновении с ней. Это свойство характеризуется *коэффициентом растворимости* k_p - относительное количество газа, которое может раствориться в жидкости до ее насыщения, прямо пропорционально давлению:

$$V_{\Gamma} = k_p \cdot p \cdot V_{\text{ж}},$$

где V_{Γ} – объём растворённого газа при нормальных условиях,

$V_{\text{ж}}$ – объём жидкости,

p – избыточное давление для объёма жидкости.

k_p - коэффициент растворимости для минеральных масел 0,1...0,12.

Время насыщения рабочей жидкости газом в зависимости от площади соприкосновения и интенсивности перемешивания колеблется от нескольких часов до нескольких минут. Растворимость воздуха в жидкости до насыщения зависит от ее вида и плотности [26].

Если масло при определенном давлении насыщено растворенным воздухом, то при снижении давления растворенный газ выделится в виде пузырьков и приведет к образованию масляновоздушной смеси. Т.к. коэффициент сжимаемости воздуха в разы больше коэффициента

сжимаемости РЖ, то нерастворенный воздух может нарушить нормальную работу ОПП:

- уменьшается подача насоса;
- снижается гидравлическая жесткость гидродвигателей;
- снижается гидравлическое сопротивление дросселирующих элементов;
- ухудшаются статические и динамические характеристики объемного гидропривода.

Количество нерастворенного воздуха в объемном гидроприводе в норме составляет 5...6% и зависит от конструкции, качества сборки, износа уплотнительных элементов, режимов работы и т.п.

Кавитация – это состояние движущейся жидкости, при котором из-за местного понижения давления возникают газовые и паровоздушные пузырьки с последующим разрушением внутри жидкости при попадании их в зону повышенного давления.

Т.к. процесс разрушения пузырьков происходит мгновенно, то в образовавшиеся пустоты с большими скоростями (100-200 м/с) устремляются частицы жидкости, что приводит к местным гидравлическим ударам, способным разрушить поверхность стенок (кавитационная эрозия). При схлопывании пузырьков повышается температура (до 1000... 1500 °С) и давление.

Кавитация приводит к эрозионному разрушению гидролиний, окислению масел, нарушению номинального режима работы объемного гидропривода, происходит вибрация элементов и генерируется шум.

Облитерация – это свойство рабочей жидкости зарастивать узкие каналы и щели при ее течении под давлением. Это сложное физико-химическое явление, при котором на стенках капиллярных каналов образуется структура твердого граничного слоя поляризованных молекул рабочей жидкости. Металлические стенки обладают поверхностной энергией в виде внешнего электрического поля, интенсивность которого увеличивается с уменьшением расстояния между поверхностями щели. Толщина слоя может достигать 10 мкм, причём с увеличением давления интенсивность облитерации увеличивается. Приводит к уменьшению расхода, увеличению силы перемещения золотника и даже к его «залипанию».

Метод борьбы – возвратно-поступательные осциллирующие движения (вибрация) золотника с малой амплитудой 2-3 мкм и большой частотой.

2.3.3. Стабильность характеристик рабочих жидкостей

Для нормальной работы гидропривода необходима стабильность параметров рабочей жидкости, но при хранении и эксплуатации масел с течением времени меняются их показатели качества, в том числе и вязкость, смазывающие свойства, следовательно, уменьшаются срок службы и ресурс

Причины старения рабочей жидкости:

- 1) «мятие» масла при длительной работе при высоких давлениях, особенно при:
 - дросселировании с большими перепадами давления;
 - во время течения по трубопроводу;
 - смазке под давлением пар трения с высокой удельной нагрузкой.
- 2) воздействие на масло волновой мех. энергии при звуковых и ультразвуковых колебаниях в рабочей жидкости, т.к. при этом происходит изменение молекулярной структуры масла с понижением вязкости, ухудшением смазывающих свойств;
- 3) окисление углеводородов базового масла и компонентов присадок, что приводит к выпадению осадков и отложению смол, понижению вязкости и следовательно, к ухудшению смазывающих качеств масла.

Интенсивность окисления увеличивается:

- с ростом температуры: срок службы масла уменьшается в 2 раза при увеличении его температуры на каждые 8 °С выше 60 °С;
- при увеличении количества нерастворенного воздуха (кислорода), т.к. сильно увеличивается поверхность контакта масла и воздуха.

Сроки замены масла в гидроприводе прогнозируют на основании опыта эксплуатации аналогичных объектов, результатов ресурсных испытаний, результатов химмотологического анализа масла. Желательно периодически проверять вязкость рабочей жидкости и при изменении ее при одной и той же температуре примерно на 50% (а в ответственных объемных гидроприводах — на 25%) от первоначальной жидкости заменять свежей. Рекомендуется также предусматривать замену рабочей жидкости после первого периода работы объемного гидропривода в течение 50... 100 ч для ее фильтрации и промывки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

Механические примеси (продукты износа элементов гидропривода, грязь и др.) и вода являются катализаторами окисления рабочей

жидкости. Причем срок службы минеральных масел с примесями в 2 раза меньше рабочей жидкости без примесей.

При наличии воды в масле, рабочую жидкость необходимо заменить, т.к. происходит коррозионное повреждение деталей гидропривода, уменьшению фильтрующей поверхности фильтров, загрязнению масла.

Окисляемость рабочей жидкости характеризуется кислотным числом – это количество гидратов окиси калия КОН в мгр, необходимого для на нейтрализацию 1 гр рабочей жидкости.

Кислотное число <1 считается нормальным показателем эксплуатации рабочей жидкости.

Т.о. при проектировании гидропривода ставятся следующие задачи:

- выбор рабочей жидкости, которая обеспечивает продолжительную работу на заданном давлении при заданной температуре;
- минимизация процесса насыщения рабочей жидкости газами растворенными и нерастворенными;
- обеспечение эффективного процесса удаления воздуха из рабочей жидкости;
- обеспечение оптимального температурного режима для уменьшения старения масла;
- разработка рекомендаций по оптимальным срокам замены масла;
- выполнение требований по пожаробезопасности.

2.4. Контрольные вопросы

- 1) Для чего предназначена энергообеспечивающая подсистема?
- 2) Какие гидромашины называют насосами?
- 3) Принцип действия объемных насосов.
- 4) Какие конструктивные типы объёмных насосов существуют?
- 5) Как классифицируют объемные насосы по виду рабочих органов?
- 6) Как классифицируют объемные насосы по кратности действия?
- 7) Какой ГОСТ регламентирует условное обозначение объемных насосов?
- 8) Как изображают на гидросхемах насосы?
- 9) Какие параметры насосов относятся к основным?
- 10) Формула действительной подачи насоса.
- 11) Формула действительного расхода гидромотора.
- 12) Формула мощности насоса.

- 13) Формула эффективной мощности насоса.
- 14) Что называется «статической» характеристикой насоса?
- 15) Какие требования необходимо выполнять при монтаже насосов?
- 16) Что такое гидравлический исполнительный механизм?
- 17) Какие критерии необходимо учитывать при выборе исполнения гидравлического исполнительного механизма?
- 18) Какие существуют типы исполнительных механизмов?
- 19) Нарисуйте условные графические обозначения гидроцилиндров.
- 20) Какие геометрические размеры являются основными параметрами гидроцилиндра?
- 21) Какие параметры гидроцилиндра относят к основным?
- 22) Какие требования необходимо выполнять при монтаже гидроцилиндров?
- 23) Какие параметры гидромоторов относят к основным?
- 24) Формула расчетного движущего усилия на штоке гидроцилиндра.
- 25) Формулы скорости поршня при прямом и обратном ходе гидроцилиндра.
- 26) Формула крутящего момента гидромотора.
- 27) Формула полезной мощности гидромотора.
- 28) Нарисуйте условные графические обозначения гидромоторов.
- 29) Что такое жидкость?
- 30) Какие функции выполняет рабочая жидкость в гидросистемах?
- 31) Какие требования предъявляются к рабочей жидкости гидросистем?
- 32) На какие виды делят рабочая жидкость по химическому составу?
- 33) Из каких составных частей состоит рабочая жидкость гидросистемы?
- 34) На какие виды делятся минеральные масла по вязкости?
- 35) Какие виды присадок добавляют в базовые масла?
- 36) На какие группы можно условно разделить все свойства и характеристики жидкостей?
- 37) Какие свойства жидкостей относят к показателям ее качества?
- 38) Что такое вязкость?
- 39) Формула закона жидкого трения Ньютона.
- 40) формула кинематической вязкости.
- 41) Формула зависимости вязкости от температуры.
- 42) Формула зависимости вязкости от давления.
- 43) Перевод единиц измерения вязкости в систему SI.
- 44) Какое действие оказывает растворение газов в жидкости на работу гидросистемы?
- 45) Что такое кавитация и какое действие она оказывает на элементы гидросистем?
- 46) Что такое облитерация и какое действие она оказывает на элементы гидросистем?

3. Направляющая и регулирующая подсистемы гидропривода

3.1. Общие сведения

Гидроаппаратами называются устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданных параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода) либо изменения направления движения. По характеру выполнения своих функций все гидроаппараты делятся на регулирующие и направляющие (таблица 3.1) [1, 11, 13, 24].

Таблица 3.1

Разделение гидроаппаратов виды по характеру выполнения своих функций

Направляющие	Регулирующие	Комбинированные	Комбинированные специальные
<ul style="list-style-type: none">• Распределитель реверсивный• Обратный клапан• Гидроклапан выдержки времени• Гидроклапан последовательности• Гидрозамок (одно- и двухсторонний)• Гидроклапан «ИЛИ»• Гидроклапан «И»• Делитель/сумматор потока	<ul style="list-style-type: none">• Дроссель• Напорный клапан (предохранительный и переливной)• Редукционный клапан• Гидроклапан соотношения давления• Гидроклапан разности давления• Дросселирующий распределитель	<ul style="list-style-type: none">• Дроссель с клапаном обратным• Клапан предохранительный с клапаном обратным• и др.	<ul style="list-style-type: none">• регулятор расхода (2х и 3хлинейный)• Тормозной клапан• Приоритетный клапан• и др.

Направляющие гидроаппараты применяют для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сече-

ния, т. е. работают по принципу «открыто - закрыто». При этом при перемещении запорных элементов (клапана, золотника, крана) не создаются дросселирующие щели, в результате чего давление или расход рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, не изменяются (без учета местных потерь).

К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапаны, направляющие распределители, гидрозамки и т. д.

Регулирующие гидроаппараты используют для управления давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения (рабочего окна). В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать много промежуточных положений, образуя дросселирующие щели.

К регулирующим гидроаппаратам относятся клапаны давления (напорные, редуцирующие), гидроаппараты управления расходом (дроссели, регуляторы расхода), дросселирующие распределители.

Комбинированные гидроаппараты – серийно выпускаемые гидроустройства, объединяющие в одном корпусе несколько гидроаппаратов, часто применяемых в данной комбинации с целью упрощения монтажа.

Комбинированные специальные гидроаппараты – серийно выпускаемые гидроустройства, обладающие свойствами нескольких гидроаппаратов для выполнения конкретных целей в гидроприводе и имеющего специальное название.

По функционально-конструктивным свойствам ГА по ГОСТ 17752 [10] делятся на:

- 1) Управляемые и неуправляемые.
- 2) По конструкции запорно-регулирующего элемента.

Основным элементом гидроаппаратов является **запорно-регулирующий элемент** – деталь (или группа деталей), при перемещении которой частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата. По конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты делятся:

- на *золотниковые*, в которых запорно-регулирующим элементом является цилиндрический (рис. 3.1, а) или плоский (рис. 3.1, б) золотник;
- на *крановые*, в которых запорно-регулирующим элементом является плоский (рис. 3.1, в), цилиндрический (рис. 3.1, г), конический (рис. 3.1, д) или сферический (рис. 3.1, е) кран;

– на *клапанные*, в которых запорно-регулирующим элементом является шариковый (рис. 3.1, *ж*), конусный (рис. 3.1, *и*), игольчатый (рис. 3.1, *к*) или плоский (рис. 3.1, *л*) клапан.

- 3) По типу воздействия на запорно-регулирующий элемент: прямого и непрямого действия.
- 4) По принципу действия: клапанные и неклапанные.
- 5) По виду монтажа (способу присоединения): трубные, стыковые, модульные, встраиваемые (ввертные, вставные).

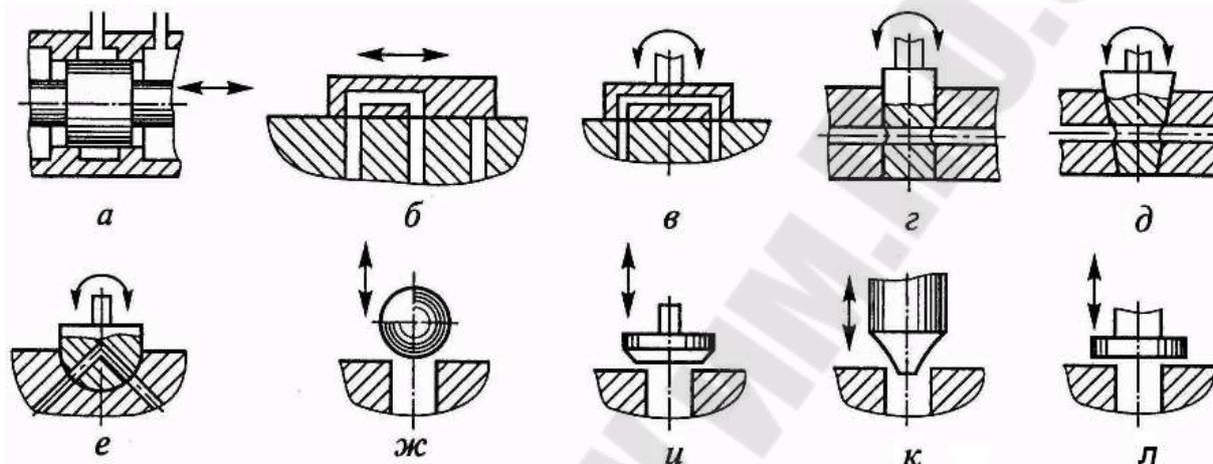


Рис. 3.1. Запорно-регулирующие элементы гидроаппаратов: *а* – золотник цилиндрический; *б* – золотник плоский; *в* – кран плоский; *г* – кран цилиндрический; *д* – кран конический; *е* – кран сферический; *ж* – клапан шариковый; *и* – клапан конусный; *к* – клапан игольчатый; *л* – клапан плоский (тарельчатый)

3.2. Направляющая гидроаппаратура

3.2.1. Реверсивные гидрораспределители

Предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости, а также для его остановки и пуска в 2-х и более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Различают распределители золотниковые, крановые и клапанные.

К гидрораспределителям предъявляются следующие требования [24, 27]:

- безотказность работы в течение установленного времени независимо от условий эксплуатации машины в заданных пределах;
- минимальные утечки рабочей жидкости в стационарном режиме и при смене режима работы машины;
- минимальные гидравлические потери;

- небольшая стоимость;
- быстрота переключений,
- безударный реверс и точное позиционирование реверсируемого механизма в промежуточных и конечных точках хода.

Распределители подразделяют последующим признакам:

- 1) По числу внешних гидролиний — двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.;
- 2) По числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента: двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.
- 3) По конструкции запорно-регулирующего элемента —крановые, золотниковые и клапанные.
- 4) По виду управления — распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением.
- 5) По способу открытия рабочего проходного сечения — направляющие и дросселирующие.
- 6) По способу присоединения в гидросистему гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: резьбовом, фланцевом и стыковым. Гидрораспределители резьбового присоединения монтируются с помощью штуцеров, а фланцевого — при помощи фланцев и болтов. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя.
- 7) По воздействию потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент гидрораспределители могут быть:
 - ✓ прямого действия, в которых сигнал управления воздействует непосредственно на запорно-регулирующий элемент;
 - ✓ непрямого действия, в которых сигнал управления воздействует на основной запорно-регулирующий элемент через вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

Распределители имеют следующие основные параметры:

- 1) Классификационные:
 - Номинальное рабочее давление $p_{ном}$, МПа.
 - Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Оценочные:
 - Расход номинальный и максимальный, л/мин.
 - Время срабатывания, с.
 - Максимальное давление, МПа.
 - Утечки жидкости, см³/мин.

— Усилие на органах управления, Н.

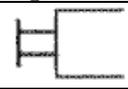
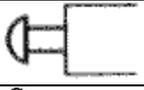
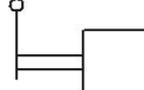
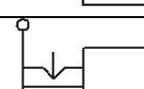
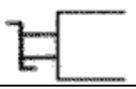
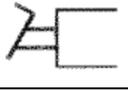
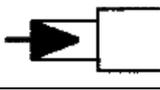
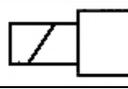
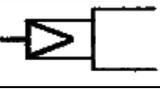
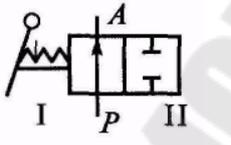
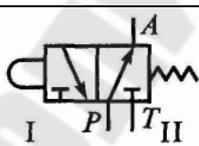
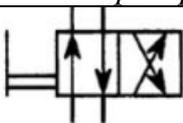
3) Потери давления. Определяются по графику зависимости потерь давления от расхода для различных D_y и различных исполнений по гидросхеме.

4) Габаритные и присоединительные размеры.

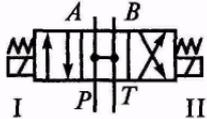
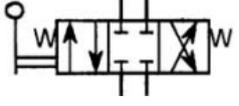
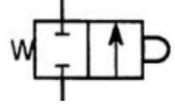
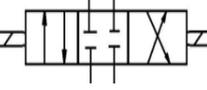
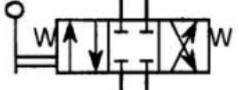
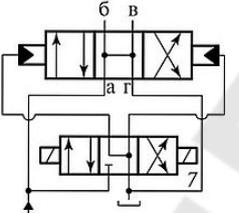
Условное графическое обозначение распределителей по ГОСТ 2.781-96 представлено в таблице 3.2 [28].

Таблица 3.2

Условные графические обозначения распределителей и типов управления

Условное обозначение	Описание	Условное обозначение	Описание
Управление мускульной силой		<i>Управление механическим воздействием</i>	
	без уточнения типа		<i>от толкателя</i>
	ручное с кнопкой		<i>от ролика</i>
	ручное рычагом		<i>от ролика с ломающимся рычагом</i>
	ручное рычагом с фиксацией		<i>от пружины</i>
	ручное с поворотной кнопкой	<i>Управление давлением</i>	
	ножное педалью		<i>прямое гидравлическое нагружение</i>
	электромагнитное управление		<i>прямое пневматическое нагружение</i>
Обозначение распределителя в зависимости от числа внешних гидролиний и позиций			<i>прямое гидравлическое разгружение</i>
	двухлинейный двухпозиционный	<i>Обозначение распределителя в зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента и по воздействию потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент</i>	
	трехлинейный двухпозиционный		<i>крановые</i>

Продолжение таблицы 3.2

	<p>четырехлинейный трехпозиционный</p>		<p>золотниковые</p>
<p>Обозначение распределителя в зависимости способа открытия проходного сечения</p>			<p>клапанные</p>
	<p>направляющие</p>		<p>прямого действия</p>
	<p>дресселирующие</p>		<p>непрямого действия</p>

Требования к монтажу и эксплуатации

Необходимо обеспечить рекомендуемые параметры рабочей жидкости для оптимальной работы гидрораспределителя: класс чистоты или тонкость фильтрации; кинематическая вязкость, диапазон значений; интервал температур окружающей среды [1, 24].

Во избежание самопроизвольного переключения двухпозиционные распределители без пружинного возврата и распределители с фиксацией золотника следует монтировать горизонтально, для остальных распределителей горизонтальный монтаж также предпочтителен.

Монтажная поверхность панели для установки распределителей должна иметь параметр шероховатости $Ra < 1,25$ мкм и отклонение от плоскостности не более 0,01 мм на длине 100 мм.

При выборе типа электромагнита следует иметь в виду, что электромагниты постоянного тока надежнее. В то же время максимальная мгновенная величина тягового усилия электромагнитов переменного тока на 20...30% выше среднего значения, поэтому распределители с электромагнитами переменного тока срабатывают более надежно, чем распределители с электромагнитами постоянного тока, тяговое усилие которых постоянно.

Распределители с гидравлическим центрированием (или возвратом) срабатывают более надежно по сравнению с аппаратами пружинного центрирования (возврата), поскольку переключающее усилие в первом случае может быть значительно большим (зависит от давления управления).

Для распределителей с управлением от кулачка угол наклона последнего не должен превышать 30° относительно направления движения.

3.2.2. Клапан обратный

Из всего многообразия направляющих гидроклапанов наибольшее распространение получили обратные гидроклапаны и гидрозамки.

Обратным называется направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания жидкости только в одном направлении и запираания обратного потока [11, 13, 21, 24, 27, 29].

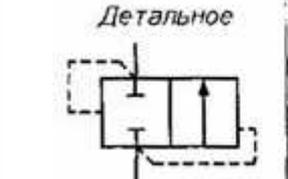
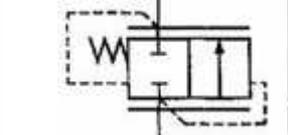
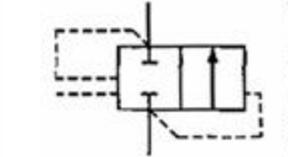
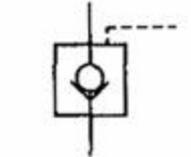
Обратные клапаны могут изготавливаться как в отдельном исполнении, так и встроенными в узлы и агрегаты.

Обратный клапан должен обеспечивать минимальное сопротивление движению жидкости в разрешенном направлении и герметичность в обратном направлении.

Условное обозначение обратного клапана приведено в таблице 3.3 [28].

Таблица 3.3

Условные графические обозначения клапанов обратных

Описание	Условное обозначение	
	Детальное	Упрощенное
Без пружины; открыт, если давление на входе выше давления на выходе		
С пружиной; открыт, если давление на входе выше давления на выходе плюс давление пружины		
Клапан обратный с поджимом рабочей средой, управление рабочей средой позволяет закрывать клапан без возвратной пружины		

Клапаны обратные имеют следующие основные параметры [29]:

- 1) Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Давление номинальное и максимальное, МПа.
- 3) Давление открывания (от 0,05МПа до 1МПа). Причем, в большинстве случаев при номинальном расходе создается сопротивление

потоку 0,05 МПа. По заказу потребителей клапана снабжают усиленной пружиной. Сопротивления потоку может составлять до 1МПа.

- 4) Расход рабочей жидкости номинальный и максимальный, л/мин.
- 5) Максимальные внутренние утечки, см³/мин.
- 6) Потери давления, МПа.

Если конструкция клапана не предусматривает пружину, то он должен устанавливаться вертикально.

3.2.3. Гидрозамок

Гидрозамок – это направляющий аппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении и за-пирации обратного потока при отсутствии управляющего давления, а при его наличии пропускание потока в обоих направлениях [21, 29].

В отличие от обратного клапана, в гидрозамке движение рабочей жидкости в обратном направлении может быть разблокировано (иногда в литературе гидрозамки называют запорными клапанами с гидравлической деблокировкой или управляемыми обратными клапанами). Для этого в канал управления подается рабочая жидкость под давлением.

Гидрозамки применяют: для запираания находящихся под давлением нагрузки участков гидросистемы; для предотвращения самопроизвольного опускания грузов; для предотвращения отпущения гидравлических зажимных устройств.

Условное обозначение гидрозамков приведено в таблице 3.4 [28].

Таблица 3.4

Условные графические обозначения гидрозамков

Описание	Условное обозначение
Гидрозамок односторонний	<p>Детальное: Схематическое изображение гидрозамка с пружиной и управляющим каналом, обозначенным буквой W.</p> <p>Упрощенное: Упрощенное графическое обозначение одностороннего гидрозамка, состоящее из квадрата с пружиной и шариком.</p>
Гидрозамок двухсторонний	<p>Детальное: Схематическое изображение гидрозамка с двумя управляющими каналами, обозначенными буквами A1 и B1, и основными портами A и B.</p> <p>Упрощенное: Упрощенное графическое обозначение двухстороннего гидрозамка, состоящее из квадрата с двумя шариками.</p>

Гидрозамки имеют следующие основные параметры [29]:

- 1) Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Расход рабочей жидкости номинальный и максимальный, л/мин.

- 3) Давление в рабочих полостях номинальное и максимальное, МПа.
- 4) Давление управления минимальное и максимальное, МПа.
- 5) Максимальные внутренние утечки, см³/мин.

Обычно гидрозамки устанавливаются между распределителем (рис.3.2) и гидроцилиндром для надежной фиксации и предотвращения самопроизвольного движения рабочих органов машины.

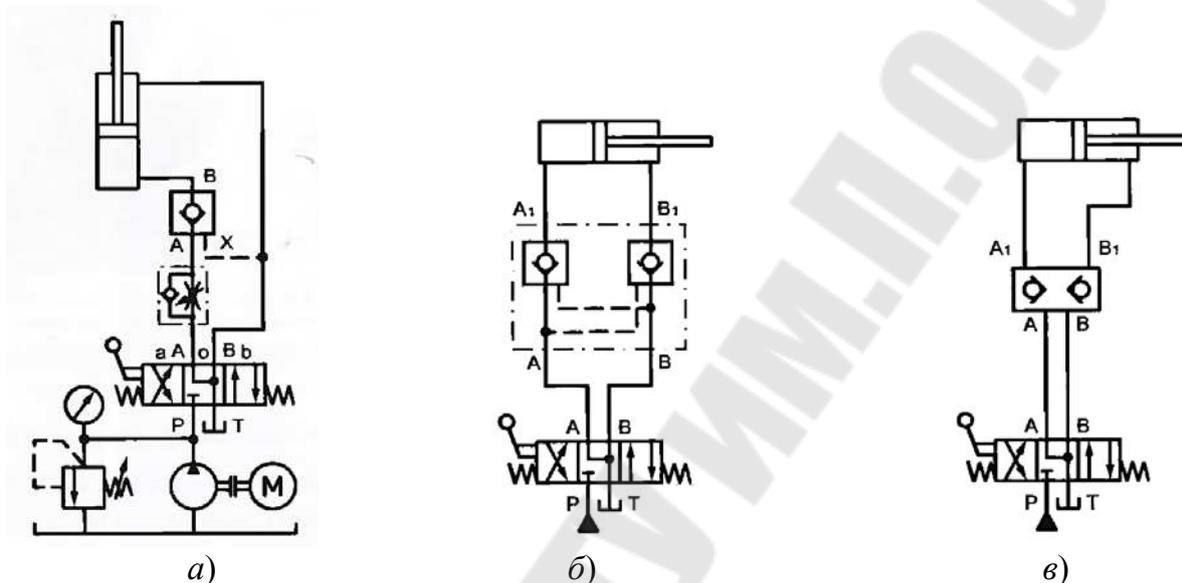


Рис. 3.2. Схема установки гидрозамков: а) одностороннего; б) двустороннего детально, в) двустороннего упрощенное

3.2.4. Делитель потока

В процессе работы некоторых гидрофицированных машин требуется синхронное движение выходных звеньев гидродвигателей (движение с одинаковой скоростью), питающихся от одного насоса. Для поддержания равных скоростей движения одинаковых исполнительных механизмов необходимо обеспечить равенство расходов поступающей в них рабочей жидкости [11, 13, 21, 24, 27, 29].

Гидроаппараты, предназначенные для деления одного потока рабочей жидкости на два или более равных потоков независимо от величины противодействия в каждом из них, называют **делителями потока**. Наиболее распространенной является конструкция делителя потока дроссельного типа (рис. 3.3).



Рис. 3.3. Условное графическое обозначение делителя потока

Делители потока имеют следующие основные параметры [29]:

- 1) Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Диапазон расходов на входе, л/мин.
- 3) Номинальное давление, МПа.
- 4) Потери давления при максимальном расходе Q , МПа.
- 5) Погрешность деления.

Для получения постоянного соотношения двух неравных потоков необходимо установить постоянные дроссели с разным гидравлическим сопротивлением в отношении, равном требуемому соотношению разделяемых потоков.

3.2.5. Гидроклапан "ИЛИ"

Логический гидроклапан, пропускающий поток рабочей жидкости при наличии давления в одной из подводящих гидролиний с одновременным запиранием другой подводящей гидролинии, называется гидроклапаном "ИЛИ" [27], а так же может называться клапаном приоритета по давлению.

Логический гидроклапан "ИЛИ" осуществляет операцию логического сложения $3 = 1 + 2$ результат выполнения которой будет иметь значение "истина" (3), если хотя бы одно из значений "1" или "1" имеет значение "истина". И только в случае значения "ложь" у обоих значений "1" и "2" результат операции будет иметь значение "ложь" (рис. 3.4).

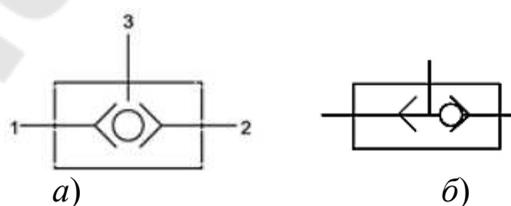


Рис. 3.4. Гидроклапан «ИЛИ»: а) принцип действия; б) условное графическое обозначение

Гидроклапан "ИЛИ" реализуется с помощью комбинации из двух обратных клапанов (рис. 3.4, а). При наличии только давления в

линии 1 клапан перекрывает гидролинию 2, а в гидролинии 3 появляется поток жидкости. Если есть давление в гидролиниях 1 и 2, то клапан находится в нейтральном положении (равновесии), и в гидролинии 3 существует поток жидкости, образованный двумя входными потоками. В гидролинии 3 будет отсутствовать поток только при отсутствии потока в обеих гидролиниях.

3.2.6. Требования к монтажу и эксплуатации направляющих гидроаппаратов

Проведение монтажных работ должны проводить квалифицированные специалисты [24, 27, 30].

Перед установкой гидравлического и пневматического оборудования проверяется работоспособность каждого элемента монтируемой системы, а также проводятся замеры параметров системы с использованием специальных приборов.

Гидроустройства должны функционировать в любом положении, если в стандартах или технических условиях на конкретные гидроустройства не ограничено их рабочее положение.

Гидроаппараты должны выдерживать статическое пробное давление не менее $1,5 p_{\max}$ в течение 3 мин без наружных утечек и остаточных деформаций.

На подвижных элементах гидроаппаратов допускается наличие масляной пленки без каплеобразования.

На поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением не допускаются риски, забоины, сколы, заусенцы и другие дефекты. Размеры и чистота сопряженных поверхностей должны соответствовать требованиям нормативно-технической документации.

Допуск плоскостности стыковых поверхностей - не более 0,01 мм на длине 100 мм. Параметр шероховатости стыковых поверхностей $Ra1,25$ мкм.

Все отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости должны быть закрыты соответствующими заглушками.

Перед установкой уплотнение, а также поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением, протирают безворсовым тампоном, смоченным в бензине. Затем их сушат при комнатной температуре до полного испарения бензина и смазывают рабочей жидкостью или смазочным материалом, инертным к материалу уплотнений.

Конструкция гидроустройств должна исключить самопроизвольное изменение положения деталей крепления и соединений, элементов регулирования и настройки при транспортировании и эксплуатации.

3.3. Регулирующая гидроаппаратура

Регулирующие гидроаппараты предназначены для изменения или поддержания в требуемых пределах основных параметров потока рабочей жидкости: давления и расхода. В отличие от направляющих гидроаппаратов, работающих по принципу «открыт-закрыт», проходное сечение регулирующих гидроаппаратов может быть любым в пределах от полностью закрытого, до полностью открытого. Степень открытия проходного сечения изменяется в зависимости от параметров потока рабочей жидкости, проходящей через них [21].

К регулирующим гидроклапанам, применяемым в гидроприводе, относятся предохранительные и редуционные. Кроме того, в системах гидроавтоматики применяются регулирующие гидроклапаны специального назначения, такие как гидроклапаны выдержки времени, разности давлений и т.п.

3.3.1. Гидроаппараты управления давлением

Для управления заданным образом давлением рабочей жидкости в гидросистеме или ее части применяют гидравлические клапаны давления [11, 12, 21, 24, 27, 30].

Клапаны давления различают по конструктивному исполнению:

- 1) в зависимости от типа запорно-регулирующего элемента: седельного типа, золотникового типа;
- 2) в зависимости от характера воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана: прямого действия, непрямого действия.
- 3) По функциональному назначению клапаны давления бывают: напорные; редуционные.

Чтобы подчеркнуть функциональное назначение конкретного напорного клапана в гидросистеме, его могут называть:

- ✓ предохранительный клапан;
- ✓ переливной клапан;
- ✓ клапан отключения;

- ✓ подпорный клапан;
- ✓ клапан последовательности.

Рассмотрим назначение и названия напорных клапанов, примененных в гидроприводе, представленном на рис. 3.5 [21].

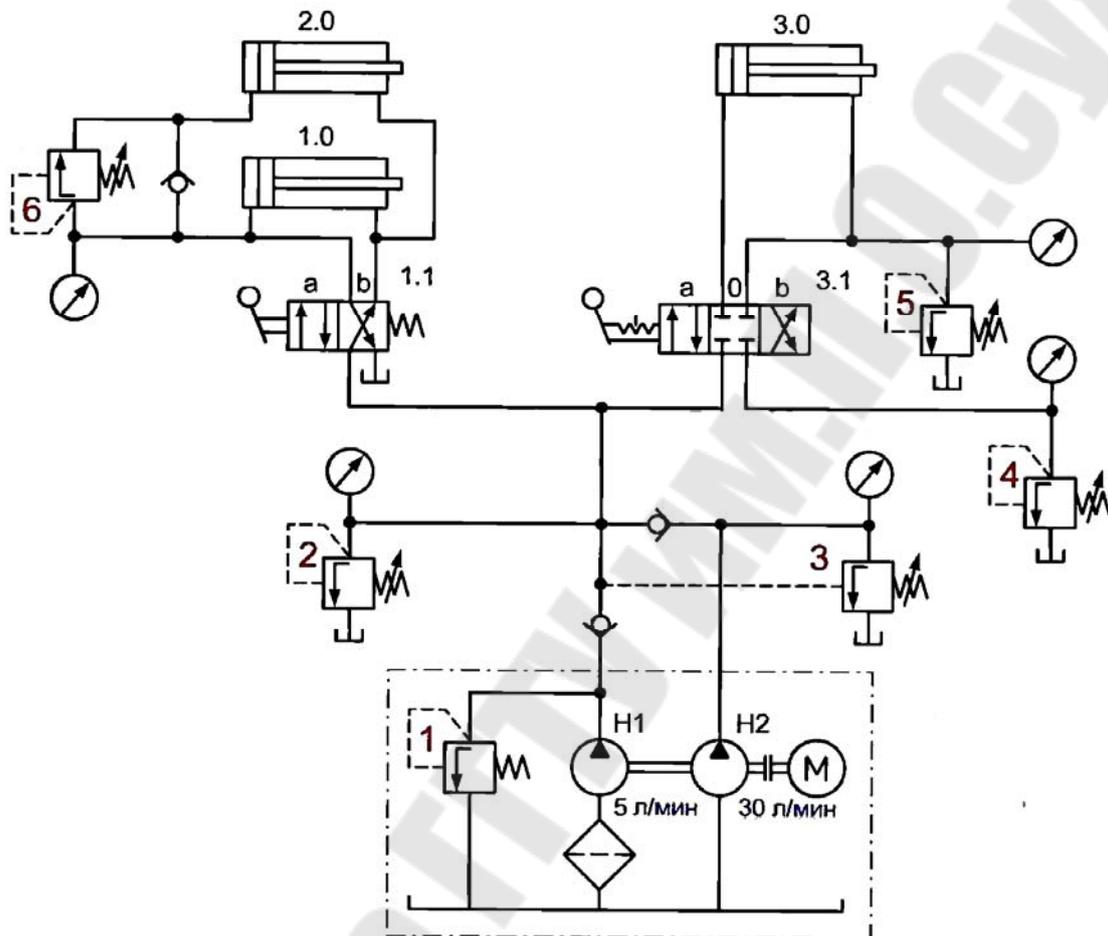


Рис. 3.5. Схема установки напорных клапанов в гидроприводе

Клапан **1** - предохранительный. Устанавливается на насосной станции и используется для сброса давления в аварийных ситуациях, когда давление рабочей жидкости превышает предельно допустимое для данной системы значение. Это клапан периодического действия, так как при нормальной работе системы он закрыт.

Клапан **2** - переливной. Предназначен для поддержания требуемого рабочего давления в приводе, путем непрерывного слива части рабочей жидкости в бак. Давление срабатывания переливного клапана ниже давления срабатывания предохранительного клапана.

Клапан **3** - клапан отключения. Когда гидроцилиндры 1.0 или 3.0 совершают холостой ход, давление в системе низкое и подачи насосов Н1 (высокого давления) и Н2 (низкого давления) складываются

для увеличения скорости выходных звеньев. В момент, когда цилиндры начинают работать под нагрузкой, давление в системе возрастает, клапан 3 срабатывает, переключая насос большей производительности Н2 в режим разгрузки. На систему работает только насос высокого давления Н1.

Клапан 4 - подпорный. Предназначен для создания подпора в линии слива распределителя 3.1.

Клапан 5 - тормозной. Используется как предохранительный клапан при остановке гидроцилиндра 3.0 в промежуточном положении после выдвигания его штока, связанного с большими массами.

Клапан 6 - клапан последовательности. Предназначен для последовательного срабатывания исполнительных механизмов. При переключении распределителя 1.1 в позицию *a* начинает выдвигаться шток цилиндра 1.0. Когда давление в его поршневой полости достигнет давления настройки клапана последовательности 6 (например, после полного выдвигания штока), начнет выдвигаться шток цилиндра 2.0.

3.3.1.1. Клапан предохранительный (переливной)

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения или поддержания давления в гидролиниях путем эпизодического или непрерывного слива рабочей жидкости.

В зависимости от функционального назначения их принято делить на предохранительные и переливные клапаны, несмотря на идентичность конструкций [11, 12, 21, 24, 27, 30].

Предохранительный клапан предназначен для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления.

В предохранительном клапане прямого действия до тех пор, пока давление в гидролинии *P* (рис. 3.6, *a*) не превышает заранее заданного пружиной значения, клапан нормально закрыт.

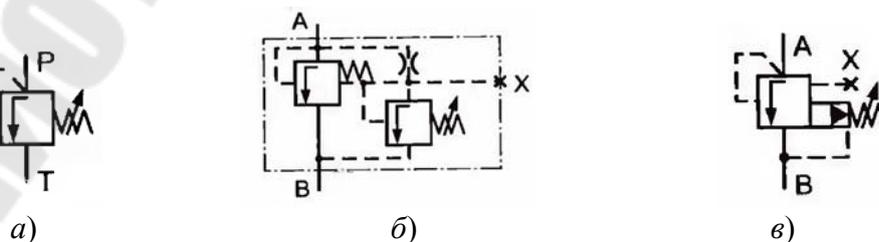


Рис. 3.6. Клапан предохранительный: а) прямого действия; б) непрямого действия детальное; в) непрямого действия упрощенное

Если контролируемое давление (в линии P) начинает превышать заданный уровень, клапан приоткрывается и сбрасывает часть рабочей жидкости в бак до тех пор, пока давление не нормализуется. Давление в линии P , при котором клапан открывается, зависит от давления в линии T , жесткости пружины и степени ее сжатия, которую можно изменять путем вращения регулировочного винта.

Недостатком напорных клапанов прямого действия является невозможность поддержания ими стабильного давления при возрастании расхода рабочей жидкости через клапан. Кроме того, применение клапанов прямого действия в гидросистемах с высокими номинальными давлениями и расходами становится невозможным, поскольку в таких случаях в клапанах необходимо применять пружины большого усилия. Неизбежное увеличение размеров настроечных пружин, влечет за собой резкое возрастание габаритов самого клапана.

В гидроприводах с высоким давлением (более 25 МПа) и большими расходами для обеспечения приемлемых габаритных размеров применяют *клапаны непрямого действия* (двухкаскадные клапаны), представляющие собой совокупность двух клапанов: основного (второй каскад) и вспомогательного (первый каскад). В этих клапанах рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорный элемент вспомогательного клапана (рис. 3.6, б, в).

Двухкаскадная конструкция клапана позволяет осуществлять дистанционное управление давлением его срабатывания. Для этого канал внешнего управления X подключают к дополнительному внешнему напорному клапану (одному или нескольким), который берет на себя функцию клапана первого каскада. Давление настройки внешнего клапана должно быть меньше, чем давление срабатывания клапана первого каскада. При включении распределителя (подключении внешнего напорного клапана) второй каскад напорного клапана непрямого действия будет срабатывать, когда давление в контролируемой гидролинии превысит давление настройки внешнего клапана.

Основные параметры предохранительных клапанов:

- 1) Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Расход рабочей жидкости номинальный/ максимальный/ минимальный, л/мин.
- 3) Давление на входе номинальное/ максимальное/ минимальное, МПа.
- 4) Максимальные внутренние утечки, см³/мин.

- 5) Максимальное превышение номинального давления настройки при мгновенном возрастании давления, МПа.
- 6) Зависимость изменения давления настройки от расхода $p = f(Q)$.
- 7) Давление настройки, МПа.

3.3.1.2. Клапан редукционный

Редукционный клапан предназначен для поддержания в некоторой части гидросистемы пониженного (редуцированного) давления относительно давления в основной гидролинии [21, 24, 27]. При этом давление на выходе редукционного клапана автоматически поддерживается на заданном уровне вне зависимости от изменения давления на входе (в основной гидролинии) и от увеличения потребления жидкости на выходе.

Как и напорные клапаны, редукционные клапаны разделяют на клапаны прямого и непрямого действия, а по количеству присоединенных гидролиний — на двухлинейные (рис. 3.7, а) и трехлинейные.

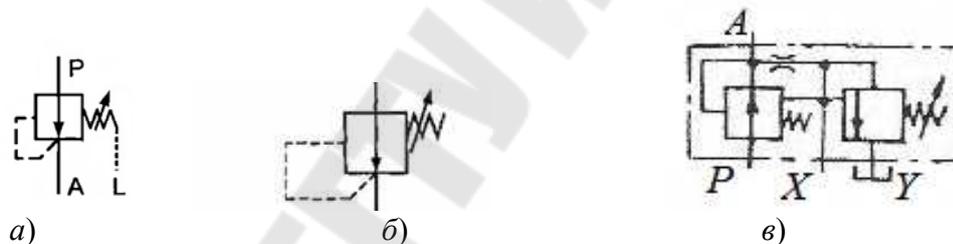


Рис. 3.7. Клапан редукционный: а) двухлинейный прямого действия с дистанционным управлением; б) двухлинейный прямого действия, нагруженный пружиной; в) непрямого действия с дистанционным управлением

Редукционный клапан является нормально-открытым клапаном, поэтому в начальный момент времени рост давления на входе в клапан (канал P) сопровождается ростом давления на его выходе (канал A). При этом по каналу управления действует давление, равное давлению на выходе клапана. Если давление на входе в клапан больше давления настройки, то его изменение не оказывает никакого влияния на равновесное состояние золотника. Падение давления на выходе клапана (например, при появлении расхода жидкости к потребителю) вызывает смещение золотника влево, что сопровождается увеличением проходного сечения клапана и уменьшением перепада давления на нем - давление на выходе начинает расти. Таким образом, редукцион-

ный клапан автоматически поддерживает на заданном уровне давление на выходе.

Применяются если от одного насоса питается несколько потребителей требующих разное давление.

Основные параметры редуционных клапанов:

- 1) Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Расход рабочей жидкости номинальный/ максимальный.
- 3) Давление на входе номинальное/минимальное.
- 4) Редуцированное давление номинальное/минимальное.
- 5) Минимальная разница между давлением на входе и редуцированным давлением, МПа.

3.3.1.3. Клапаны давления

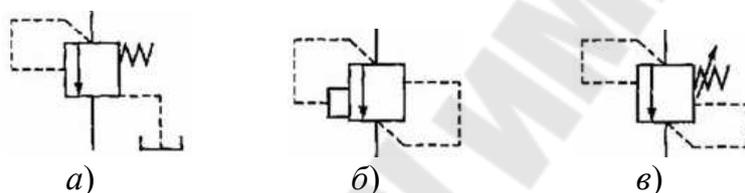


Рис. 3.8. Клапаны давления: а) последовательности, одноступенчатый, нагруженный пружиной; б) соотношения давления; в) разности давления

Гидроклапан последовательности предназначены (рис.3.8, а) для пропускания потока рабочей жидкости при достижении в нем заданной величины давления [21, 24, 27]. Обычно они используются для управления двумя и более исполнительными механизмами последовательно.

В нормальном положении он обычно закрыт и на золотник с одной стороны действует сила давления небольшого поршня, на который воздействует давление в магистрали P1, а с другой - регулирующая пружина. Когда давление в магистрали P1 достигает значения, установленного с помощью пружины, клапан открывается и позволяет жидкости проходить в контролируемую магистраль (P). Клапан остается открытым до тех пор, пока давление в контуре не упадет ниже заданного значения.

Гидроклапан соотношения давления (рис.3.8, б) предназначены для поддержания постоянного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках [21, 24, 27].

Включает в себя золотниковый запорно-регулирующий элемент с разной эффективной площадью сечения золотника. Последнее дос-

тигается разными способами: либо за счет использования ступенчатого золотника, либо за счет установки дополнительного плунжера-толкателя. С технологической точки зрения второй вариант считается предпочтительным.

Изменение давления в одном из потоков приводит к перемещению запорно-регулирующего элемента, и соотношение давлений восстанавливается. Соотношение давлений обратно пропорционально отношению эффективных площадей запорно-регулирующего элемента.

Гидроклапаны разности давления (рис.3.8, в). Предназначены для поддержания постоянной разности давлений в подводимом и отводимом потоках. Для изменения требуемой разности давления от подводящей к отводящей гидролиниях необходимо менять предварительный натяг пружины

3.3.2. Гидроаппараты управления расходом

Основным назначением гидроаппаратов, управляющих расходом жидкости в гидроприводах, является изменение скорости движения выходных звеньев исполнительных механизмов - линейных скоростей движения штоков гидроцилиндров или частот вращения выходных валов гидромоторов [11, 12, 21, 24, 27, 30].

Расход рабочей жидкости, поступающей к исполнительному механизму, может быть изменен путем объемного или дроссельного регулирования.

Дроссельное регулирование находит широкое применение в системах с насосами постоянной подачи и осуществляется путем отвода части жидкости, подаваемой насосом, обратно в бак. В зависимости от функциональных возможностей гидроаппараты управления расходом делят на дроссели и регуляторы расхода. Принципиальное отличие: расход, проходящий через дроссели, зависит от нагрузки на исполнительном механизме, а регуляторы расхода обеспечивают автоматическое поддержание расхода на заданном уровне вне зависимости от изменения нагрузки.

Дроссель – регулирующий аппарат, предназначенный для изменения расхода рабочей жидкости при прохождении через местное сопротивление [21]. Другое название: вентиль, кран.

Дроссели представляют собой местные гидравлические сопротивления расход рабочей жидкости, через которые определяется по формуле [11, 21, 24]:

$$Q = \mu \cdot S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где μ – коэффициент расхода через дроссель,
 $S_{\text{др}}$ - площадь проходного сечения дросселя.

Дроссели, через которые жидкости протекают в ламинарном режиме, называют линейными (рис. 3.9, а, б), а дроссели с турбулентным течением — квадратичными (рис. 3.9, в, г).



Рис. 3.9. Условное графическое обозначение дросселей: а) линейного нерегулируемого; б) линейного регулируемого; в) квадратичного нерегулируемого; г) квадратичного регулируемого

Ламинарный дроссель представляет собой длинный канал с относительно малым проходным сечением. Зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости через ламинарный дроссель близка к линейной.

Турбулентный (квадратичный) дроссель - это местное сопротивление в виде короткого и малого по площади отверстия круглой, кольцевой или прямоугольной формы. Течение жидкости в таком отверстии, турбулентное, зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости - квадратичная.

Если в конструкции дросселя заложена возможность изменения площади проходного сечения дросселирующей щели, то такие дроссели называют регулируемыми, иначе - нерегулируемыми

Для регулирования скорости объемных гидроприводов преимущественно используют турбулентные дроссели. При равных условиях применения они меньше по габаритным размерам и массе, чем ламинарные. Кроме того, при турбулентном режиме течения жидкости зависимость сопротивления потоку от вязкости жидкости и соответственно от температуры жидкости и окружающей среды значительно меньшая, чем при ламинарном.

Основные параметры дросселей:

- 1) Условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) Расход рабочей жидкости номинальный/ максимальный/ минимальный, л/мин.
- 3) Давление на входе номинальное/максимальное, МПа.

- 4) Перепад давления на гидродросселе, МПа, или график зависимости перепада давления от расхода при полностью открытом дросселе.

3.4. Специальные и комплексные гидроагрегаты и устройства

В общем случае это комбинированные гидроаппараты, имеющие свое особое название и предназначение для выполнения определенных функций в гидросистеме [11, 12, 21, 24, 27, 30]. В зависимости от назначения и от производителя в технических характеристиках указываются параметры общие для гидроаппаратов, входящих в комплекс, и их индивидуальные параметры.

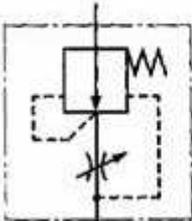
3.4.1. Регуляторы расхода

Регуляторы расхода - гидроаппараты, обеспечивающие пропускание постоянного объемного расхода рабочей жидкости в условиях изменения давления, как на их входе, так и выходе. Регуляторы расхода применяют для поддержания заданной скорости исполнительных механизмов, работающих с переменной нагрузкой на выходном звене [11, 21, 24].

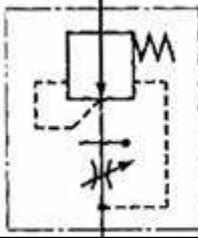
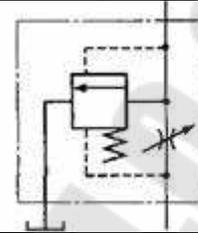
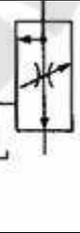
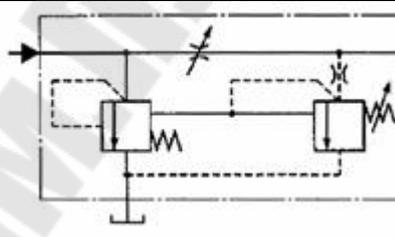
Регуляторы расхода и представляют собой комбинацию регулируемого дросселя и регулятора, поддерживающего постоянный перепад давления на нем. Установочный дроссель служит для настройки расхода, протекающего через регулятор путем предварительной установки проходного сечения дросселирующей щели. Для поддержания постоянного значения перепада давления на ней служит регулирующий дроссель, проходное сечение которого автоматически меняется в процессе работы. Т.о, регулирующий дроссель в совокупности с пружиной представляет собой клапан постоянной разности давления, выполненный на базе редукционного клапана (таблица 3.5).

Таблица 3.5

Условные графические обозначения регуляторов расхода

Описание	Условное обозначение	
Регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i></p> 	<p style="text-align: center;"><i>Упрощенное</i></p> 

Продолжение таблицы 3.5

<p>Регулятор расхода двухлинейный, с изменяемым расходом на выходе и со стабилизацией по температуре</p>		
<p>Регулятор расхода трехлинейный с изменяемым расходом на выходе, со сливом избыточного расхода в бак</p>		
<p>Регулятор расхода трехлинейный с предохранительным клапаном</p>		

Значение расхода на выходе стабилизируется вне зависимости от изменения температуры и/или давления на входе (стрелка на линии потока в упрощенном обозначении обозначает стабилизацию расхода по давлению).

Благодаря регулятору потока практически исключается зависимость расхода рабочей жидкости, проходящего через дроссель от нагрузки. Следовательно, исключается зависимость скорости от нагрузки.

3.4.2. Тормозной клапан

Гидроклапан тормозной применяют в приводах механизмов подъема-опускания груза кранов, экскаваторов, погрузчиков и других дорожно-строительных машинах для исключения противообгонного скоростного режима при действии нагрузок, направление которых совпадает с направлением вращения (движения) гидродвигателя [12, 21, 24, 27, 30].

Выполняет функцию поддержания заданной скорости перемещения рабочих органов, движущихся под действием внешней нагрузки, предохранения гидропривода от действия давления, превышающего установленное, и обеспечения фиксации положения рабочих органов.

При этом тормозной клапан (рис. 3.10) поддерживает приблизительно одинаковую скорость рабочих органов, движущихся под действием попутной внешней нагрузки независимо от ее величины.

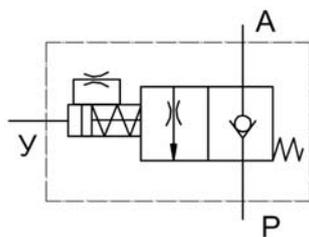


Рис. 3.10. Условное обозначение тормозного клапана

3.4.3. Блок обратно - предохранительных клапанов

При резком торможении больших масс (например, переключением распределителя) предохранительный клапан у насоса не успевает срабатывать. При этом гидромотор на валу которого находятся большие инерционные массы (например поворотная платформа экскаватора) начинает работать как насос. При этом в одной полости будет создаваться большое избыточное давление, а во второй разрежение (вакуум). Для предотвращения таких явлений применяют блок обратно - предохранительных клапанов (рис. 3.11) [21, 24, 27, 30].

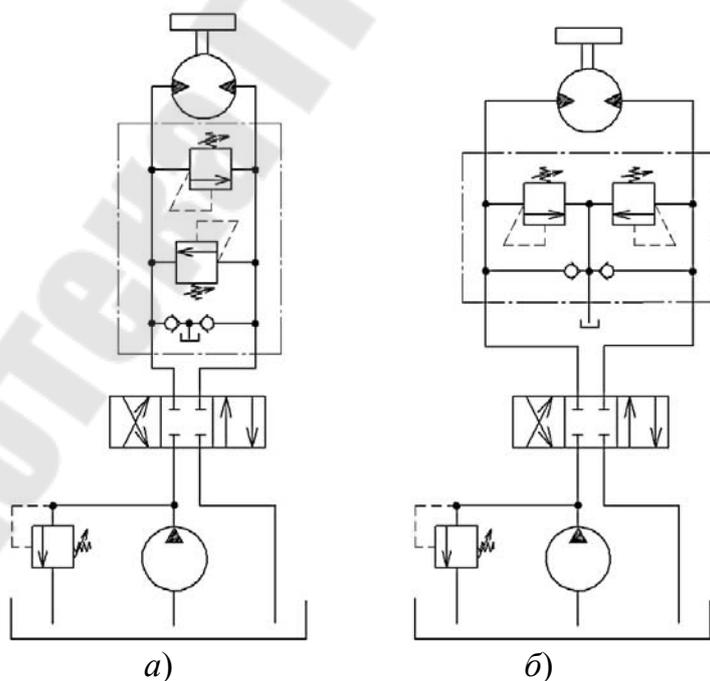


Рис. 3.11. Схемы гидродвигателей с клапанными блоками

Максимальное давление в силовых гидролиниях, соединяющих между собой рабочие каналы насоса и гидромотора, ограничивается посредством двух предохранительных клапанов.

В настоящее время промышленность выпускает блоки предохранительных клапанов (как прямого, так и непрямого действия), представляющие собой комбинацию из двух имеющих общий корпус предохранительных клапанов, входной канал, одного из которых соединен с выходным каналом другого, и наоборот.

Оба предохранительных клапана ограничивают давление на стороне высокого давления и защищают систему от перегрузок. Рабочая жидкость поступает на сторону низкого давления. одновременно эти клапаны служат для торможения гидродвигателя при нулевой подаче. Клапаны обратные устанавливаются для нормальной работы при реверсе гидромотора. Обратные клапаны служат для подсосывания жидкости при падении давления в соответствующей полости.

3.4.4. Блоки питания систем гидравлического управления

Предназначен для питания от гидролинии высокого давления систем дистанционного управления золотниками гидрораспределителей в гидросистемах строительных, дорожных и коммунальных машин [21, 24, 27, 30].

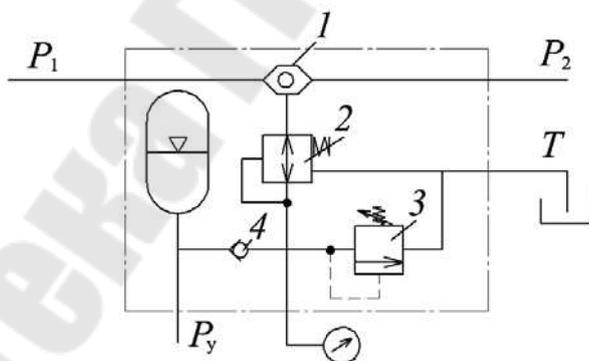


Рис. 3.12. Блок питания системы гидравлического управления

Пневмогидроаккумулятор (заряженный техническим азотом) обеспечивает: накопление энергии; накопление запасов жидкости; аварийное управление; демпфирование гидравлических ударов; демпфирование пульсаций.

Редуцированное давление на выходе блока обеспечивается встроенным в блок редукционным клапаном. Предохранительный клапан обеспечивает защиту системы дистанционного управления.

Блок питания (рис. 3.12) состоит из логического элемента «или» (т.к. может применяться в двух насосных гидросистемах) 1, редукционного клапана 2, предохранительного клапана 3, обратного клапана 4 и гидропневмоаккумулятора. Зарядка гидропневмоаккумулятора происходит после запуска двигателя в течении непродолжительного времени до давления 3 МПа через клапан «ИЛИ» и редукционный клапан, настроенный на давление 3,0 – 3,5 МПа. От пневмогидроаккумулятора рабочая жидкость под давлением подается к блоку управления.

Аккумуляторные блоки питания расходуют на перемещение золотников гидрораспределителей ничтожно малую энергию и в случае отказа двигателя внутреннего сгорания или аварийной поломки позволяют сделать 5-10 переключений гидрораспределителя для возвращения рабочих органов машины в транспортное положение.

В аварийной ситуации, если оборудование находится в рабочем положении, запаса рабочей жидкости в пневмогидроаккумуляторе блока клапанов достаточно для 3-4 включений золотника, что позволяет опустить оборудование.

3.4.5. Секционные распределители

Данные распределители применяются для управления потоком рабочей жидкости в дорожной, строительной, добывающей технике, техники для сельского и лесного хозяйства, подъемно-транспортном оборудовании.

Модульность распределителя (рис. 3.13) предоставляет возможности по совмещению в нем разнообразных функциональных узлов, которые обычно имеют внешнее исполнение. Они могут монтироваться отдельно в каждую золотниковую секцию или являться общими узлами. Таким образом, один распределитель, можно удовлетворить различные требования по функциям с помощью дополнительных встроенных в конструкцию гидроаппаратов.

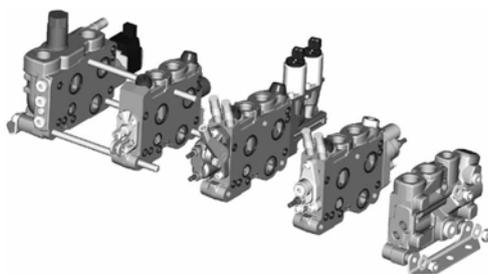


Рис.3.13. Секционный распределитель

Управление золотниками в распределителе может осуществляться непосредственно с помощью рычагов или дистанционно с помощью пневматических, электро-пневматических, гидравлических или электро-гидравлических средств.

Секционные распределители обычно состоят из распределительной, предохранительной, переходной и замыкающей секций (рис. 3.14). В клапанной секции (рис.3.14, а) выполнены резьбовые отверстия подвода и отвода рабочей жидкости Р и Т, в рабочих секциях - отверстия отвода рабочей жидкости к рабочим органам А и В (рис.3.14, б). В замыкающей крышке могут быть установлены регулятор расхода с постоянной настройкой, поддерживающий малый постоянный расход между управляющей гидролинией гидрораспределителя и сливной гидролинией (рис.3.14, в).

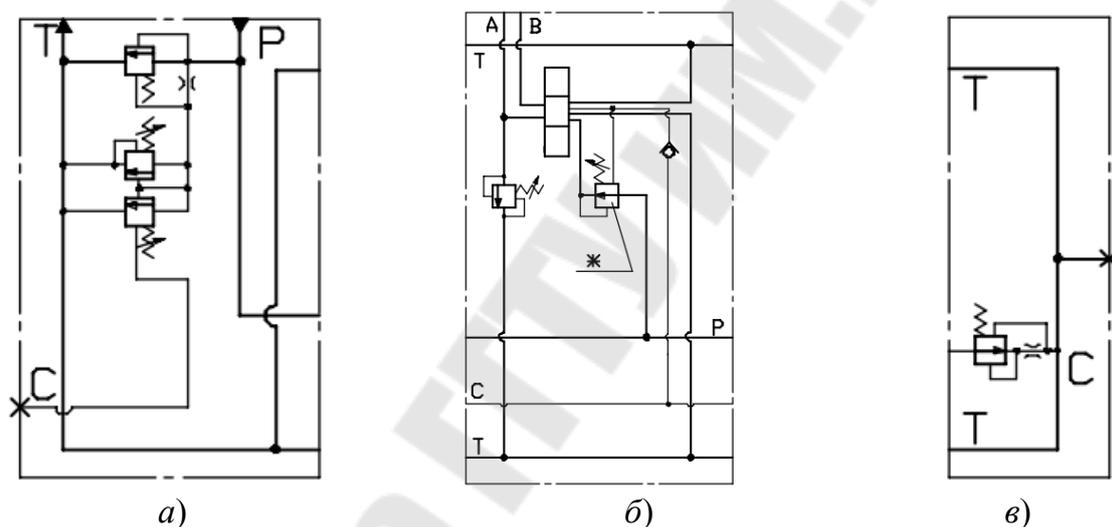


Рис. 3.14. Схемы секций гидрораспределителя: а) клапанной; б) рабочей; в) замыкающей

3.4.6. Двухлинейные встроенные клапаны

Встраиваемые элементы представляют собой встраиваемые клапаны, предназначенные для установки в блоках или плитах. Они могут поставляться в шести различных размерах: 16, 25, 32, 40, 50, 63 мм [29, 31].

Предназначены для создания сложных гидравлических контуров с использованием функциональных компактных блоков при высоких значениях расхода и низкими падениями давления.

Состоят из встраиваемого клапана с посадочным местом по ISO 7368/DIN 24342 и крышкой. Крышка включает в себя линии управле-

ния встраиваемыми клапанами; некоторые версии предназначены для установки клапанов SETOP 3 для реализации различных функций управления.

Встраиваемые клапаны состоят из гильзы (рис. 3.15), собственно клапана и прижимной пружины. Клапан может быть либо стандартным (S), либо с виброгасящим наконечником (D), пригодным для плавного управления потоком во время фаз открытия и закрытия клапана.

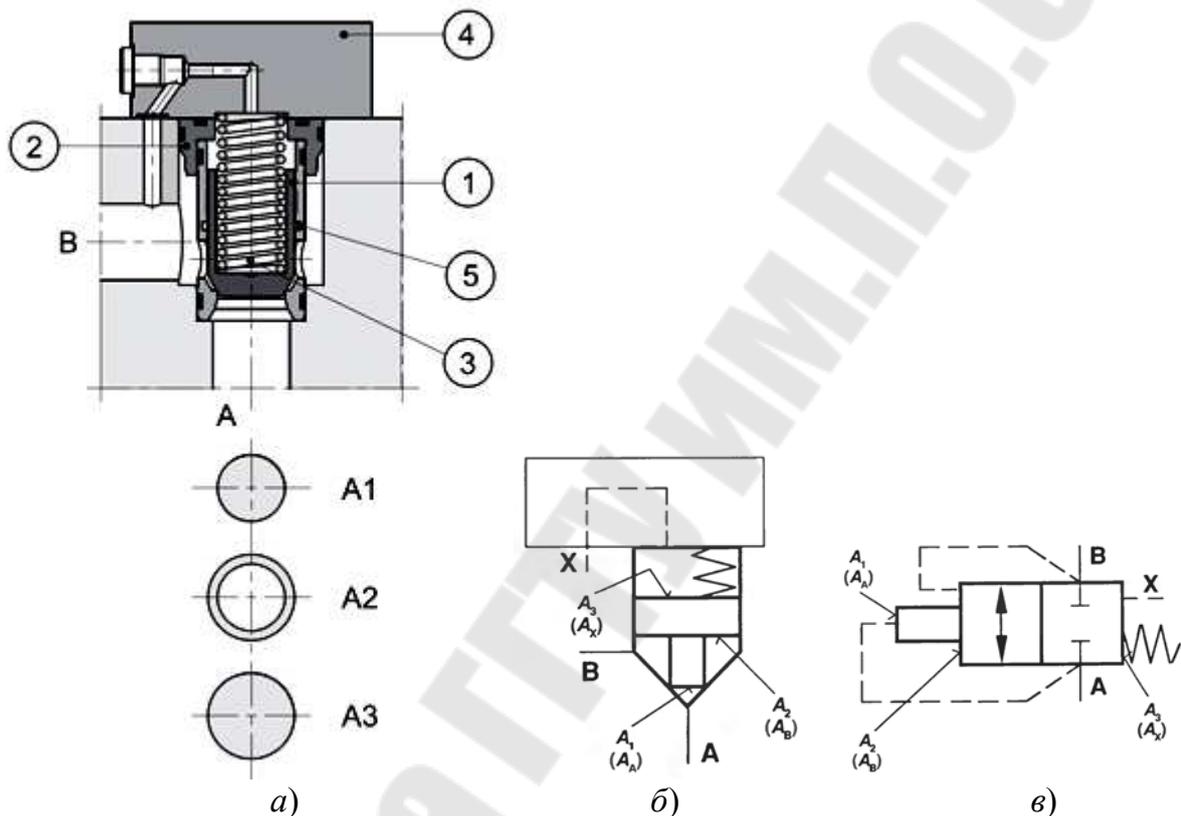


Рис. 3.15. Двухлинейный встроенный клапан: а) конструкция; б) часто используемый символ; в) условное графическое обозначение

Поверхности A_1 и A_2 действуют в направлении отпирания. Поверхность A_3 и пружина - в направлении запирания. Положение клапана определяется составляющей усилий отпирания и запираения. При отсутствии давления пружина прижимает конус клапана к его седлу. При воздействии давления гидравлики на суммарную поверхность A_3 - в большинстве случаев через подключения А, В или А и В при помощи переключающего клапана - конус клапана может обеспечивать сквозное соединение подключений линий А и В.

Существует два различных вида встраиваемых клапанов:

1) Тип Q: этот клапан используется для управления расходом и направлением, а также в качестве обратного клапана.

Используемые площади:

- А1 - соответствует площади диаметра седла считающейся условной площадью = 1;
- А3 - соответствует площади внутреннего диаметра гильзы;
- А2 - соответствует разнице между А3-А1.

Отношение площадей А1/А3 составляет 1/1,5. Клапан открывается когда давление, воздействующее либо на площадь А1 (поток от А к В) или на площадь А2 (поток от В к А), превышает давление, воздействующее на площадь А3 (добавленное к значению напряжения пружины).

2) Тип Р: этот клапан используется для управления давлением.

В этом случае площади А1 и А3 равны (отношение площадей составляет 1:1) и клапан только обеспечивает движение потока от А к В.

Это наглядно показывает широкий спектр возможностей использования рассматриваемого оборудования.

Сегодня применяют 2-линейные встроенные клапаны в системах приводов и управления прессов, литьевых машин, металлообрабатывающих станков (в основном, станков для протягивания). Кроме того, они используются в сталелитейной промышленности и мобильных гидравлических системах.

Их применение в указанных областях определяется спецификой требований технологических установок к приводам и свойствами 2-линейных встроенных клапанов

Они используются при условии наличия экономического и технического выигрыша по сравнению с традиционными средствами, поэтому вопрос применения того или иного вида оборудования необходимо решать отдельно в каждом конкретном случае.

В качестве основных преимуществ 2-линейных встроенных клапанов можно назвать следующее:

- большой диапазон по расходу;
- компактность конструкции, занимающей небольшой объем,
- возможность выполнения отдельных функций по переключению, давлению и расходу, а также их комбинаций;
- герметичность уплотнений (в зависимости от условий в цепи управления);
- возможность реализации очень короткого времени срабатывания;
- плавность срабатывания;
- низкие пики давления;
- неограниченный ресурс времени работы;

- малый износ, обеспечивающий длительную эксплуатацию;
- высокая производственная надежность (низкая чувствительность к загрязнениям);
- практически неограниченная производительность;
- высокое допустимое рабочее давление;
- стандартизованные монтажные размеры.

Двухлинейные клапаны могут обеспечивать следующие функции:

- 1) прямое управления в линиях А или В без пилотного клапана;
- 2) не прямое управление в линиях А или В с помощью пилотного клапана;
- 3) ограничение давления (выполняют функции предохранительных клапанов, но имеют меньшее сопротивление при движении жидкости);
- 4) снижение давления (выполняют функции редуционных клапанов);
- 5) подключение гидросистем под давлением (выполняют функции клапанов обратных и клапанов давления).

3.5. Способы монтажа гидро- и пневмоаппаратов

При монтаже гидросистем аппараты komponуют таким образом, чтобы свести к минимуму число соединений и трубопроводов, объединяющих группы аппаратов в законченные функциональные блоки, а также обеспечить удобство их эксплуатации и технического обслуживания. Для реализации этих целей при монтаже одной системы может быть использована аппаратура различного типа исполнения, а также применены различные способы ее монтажа: трубного, стыкового, модульного, фланцевого, ввертного, вставного монтажа [21, 29, 30].

Выпускается широкая гамма идентичных по функциональному назначению, но отличающихся конструктивным исполнением гидроаппаратов. Это вызвано многообразием требований, предъявляемых к компоновке отдельных узлов и функциональных блоков различных по назначению гидросистем, к обеспечению удобства обслуживания составляющих компонентов, к легкости монтажа-демонтажа гидрооборудования.

По типу исполнения гидроаппараты делят на аппаратуру резьбового, встраиваемого, стыкового и модульного исполнения. Тип исполнения определяет способ крепления аппарата и способ соединения его с гидрелиниями системы - т.е. с трубопроводами или каналами, выполненными в блоках и монтажных плитах.

Вне зависимости от типа исполнения гидроаппарата, места его соединений с системой должны оказывать минимальное сопротивление потоку рабочей жидкости, в течение длительного времени сохранять герметичность, выдерживать различные динамические нагрузки.

3.5.1. Трубный (резьбовой) способ монтажа

При трубном (резьбовом) способе монтажа аппараты соединяют между собой с помощью трубных соединений [21, 29, 30].

Гидроаппараты с трубным присоединением достаточно эффективны в приводах машин со сравнительно простой схемой управления, имеющих небольшое число исполнительных механизмов и рассчитанных на индивидуальное или мелкосерийное производство, причем когда сами аппараты рассредоточены по всему пространству, занимаемой машиной.

Предпочтение следует отдавать гидроаппаратам, присоединительные отверстия которых имеют метрическую или трубную цилиндрическую резьбу.

Гидравлические аппараты *трубного монтажа* выполнены с резьбой во всех каналах 2, 3, 4 к которым подводится (отводится) рабочая жидкость (рис. 3.16).

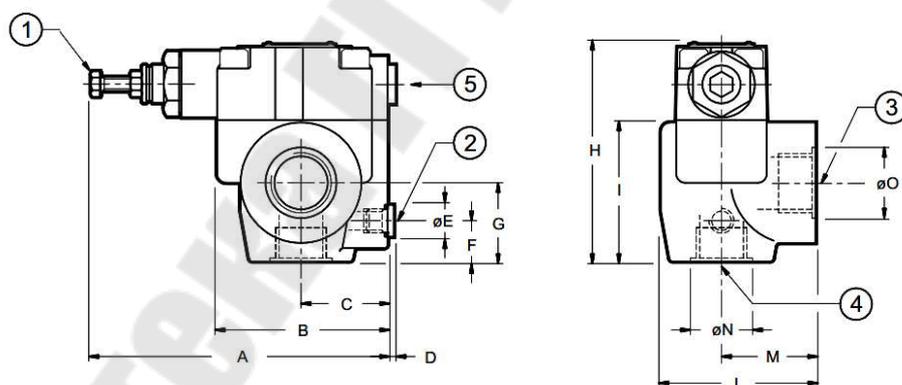


Рис. 3.16. Клапан предохранительный трубного монтажа

Недостатки трубного способа монтажа:

- трудность монтажа и демонтажа определенных аппаратов;
- большие габариты гидроприводов, т.к. между аппаратами должно быть значительное расстояние для размещения труб и трубных соединений;
- большой ассортимент применяемых труб, резьб, концевых, угловых и промежуточных соединений;

- различные соединения являются местными сопротивлениями для протекания рабочей жидкости;
- вибрации трубопроводов увеличивают шум, создаваемый насосной установкой.

3.5.2. Стыковой способ монтажа

Апараты *стыкового монтажа* имеют стыковую плоскость на которую выведены все подводящие каналы (рис. 3.17) [21, 29, 30].

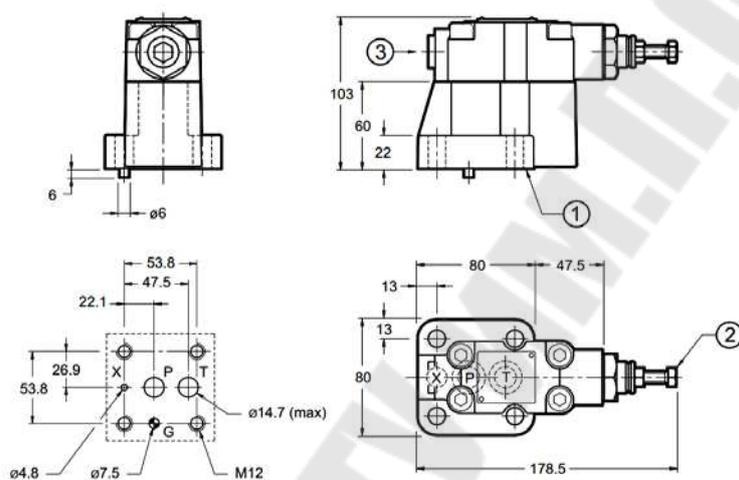


Рис. 3.17. Клапан предохранительный стыкового монтажа

Применение гидроаппаратуры стыкового исполнения рекомендуется в гидросистемах средней сложности машин, рассчитанных на мелкосерийное и серийное производство, при условии, что большая часть аппаратов может быть сосредоточена в каком-либо месте пространства, занимаемого машиной.

Аппаратура стыкового выполнения является одним из наиболее широко распространенных ее видов. Оптимальная область применения гидравлической аппаратуры стыкового исполнения: по давлению — от 5 до 25 МПа, по расходу от 50 до 200-250 л/мин.

Применение стыковой гидроаппаратуры с условным проходом свыше 32 мм, а также гидрораспределителей при повышенных требованиях к скорости срабатывания (менее 0,1 с для распределителей с условным проходом 16 мм и менее 0,2 с для $d_y = 20$ мм) и к внутренней герметичности (допускаемая утечка меньше 200 см³/мин) не рекомендуется.

Недостатки стыкового способа монтажа:

- большие затраты времени на разработку монтажных плит;

- трудоемкость изготовления и невозможность их стандартизации;
- увеличенная металлоемкость гидроприводов;
- сложность обнаружения и устранения ошибок, допущенных при разработке или изготовлении монтажных плит.

Рекомендации по изготовлению монтажных плит.

- 1) Нормы точности на изготовление стыкуемых плоскостей монтажной плиты следует устанавливать с учетом условий (таблица 3.6).

Таблица 3.6

Нормы точности на изготовление стыкуемых плоскостей

Степень точности	Номинальная длина большей стороны стыкуемой поверхности, мм					
	св. 25 до 40	св. 40 до 63	св. 63 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400
	Допуски, мкм					
7	8	10	12	16	20	25
8	12	16	20	25	30	40

- 2) Параметры шероховатости должны соответствовать:

степень точности	Ra
7	1,25..... 0,63
8	0,63..... 0,32

- 3) Дренажные отверстия должны быть соединены с баком.
- 4) Положение аппарата при монтаже должно строго соответствовать требованиям руководства по эксплуатации.
- 5) Необходимо предусматривать легкий доступ к отверстиям, используемым для присоединения манометров при отладке гидроприводов.

3.5.3. Модульный способ монтажа

Каждый из гидроаппаратов, входящих в комплекс модульной гидроаппаратуры, независимо от своего функционального назначения имеет две стыковые плоскости (рис. 3.18) [21, 29, 30].

Эти плоскости одинаковы по размерам, числу и расположению отверстий для прохода рабочей жидкости и крепежа; и унифицированы со стыковой полостью распределителя соответствующего типоразмера. Благодаря этому обеспечивается модульный монтаж аппаратуры – аппараты различного функционального назначения устанавливаются один на другой в последовательности, определяемой гидросхе-

мой. Замыкается блок, как правило, стыковым распределителем или специальной переходной или замыкающей плиткой.

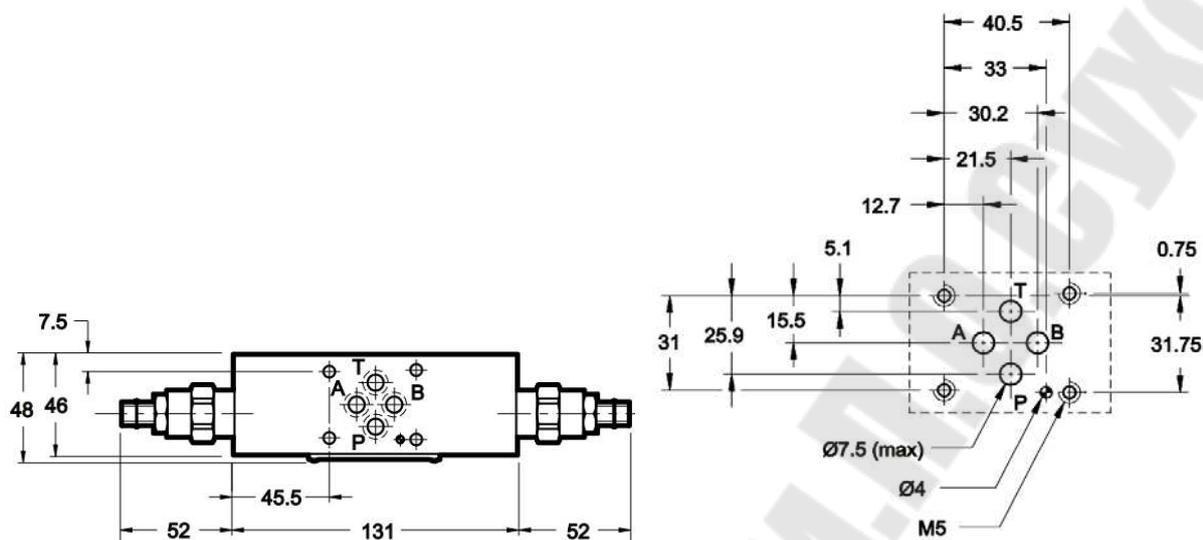


Рис. 3.18. Клапан предохранительный модульного монтажа

Гидроаппараты модульного монтажа имеют монтажные схемы (используемые для проектирования монтажной схемы в блоке управления), отличающиеся от условного графического обозначения, которые используются при проектировании гидравлических принципиальных схем.

Гидроаппаратуру модульного исполнения рекомендуется применять для гидросхем машин с любым уровнем серийности при условии, что гидроблок управления исполнительным механизмом может быть сосредоточен в каком-либо одном месте.

Достоинства модульного способа монтажа:

- модульный аппарат дешевле и легче стыковой на 20-30%;
- аппараты-модули, устанавливаемые один на другой под распределителем не занимают самостоятельной площади на панели машины;
- потери давления снижаются $\approx 1/3$;
- значительно уменьшено количество труб и арматуры, обеспечен легкий монтаж, демонтаж и переналадка гидросхемы.

Оптимальная область применения модульной гидроаппаратуры по давлению до 20 МПа, по расходу при $d_y = 6$ мм до 12-15 л/мин, а при $d_y = 10$ мм до 40-45 л/мин.

Рекомендации по изготовлению монтажных плит и монтажу модульных элементов:

1) Предельные отклонения не должно превышать:

- для размеров между осями отверстий $\pm 0,2$ мм;

- для диаметров отверстий + 0,2 мм.
- 2) Допускается неплоскостность стыковых поверхностей не более 0,01 мм на длине 100 мм.
 - 3) Параметр шероховатости стыковых плоскостей не более Ra_{\max} 1,25 мкм.
 - 4) Параметр шероховатости наружного пояса заглушки и поверхности отверстий под уплотнительные кольца не более Ra_{\max} 2,5 мкм.
 - 5) Болты для крепления аппаратов на плитах, а так же болты и шпильки, стягивающие монтажные плиты должны быть изготовлены из сталей с пределом прочности $\sigma_b \geq 10$ МПа.
 - 6) Между монтажными плитами устанавливают уплотнительные плиты с резиновыми кольцами и при необходимости промежуточные и переходные плиты. Каналы в плитах перекрывают заглушками.

3.5.4. Встраиваемый способ монтажа

Встраиваемая аппаратура применяется для систем с высоким давлением и большими расходами рабочей жидкости [21, 29, 30].

Встраиваемые гидроаппараты, как правило, не имеют корпусов; их монтируют в специальных монтажных отверстиях гидравлических блоков, соединенных с соответствующими каналами и закрепляются с помощью фланцев и винтов (рис. 3.19).

Встраиваемые гидроаппараты могут быть вставными, ввертными (резьбовыми) и закладными. Существует еще одна категория – бескорпусные клапаны - это набор составляющих элементов клапана, предназначенный для установки в клапанную плиту или корпус.

Гидравлическую аппаратуру, встраиваемую в отверстие, как правило, применяют в гидроприводах с достаточно высоким уровнем передаваемой мощности; для машин, выпускаемых партиями не менее 50 шт. в год, а также в случаях, когда к гидросистемам предъявляются жесткие требования по внутренней герметичности, быстродействию и габаритно-весовым показателям. Время переключения направляющих гидроаппаратов встраиваемого исполнения на 15-20% меньше, чем у гидрораспределителей золотникового типа, а внутренняя герметичность выше примерно в 3 раза, чем у распределителя с соответствующим условным проходом.

Встраиваемая аппаратура применяется для систем с высоким давлением и большими расходами рабочей жидкости. Оптимальная область применения встраиваемой гидроаппаратуры по давлению от 16 до 32 МПа, по расходу от 50 до 800 л/мин и выше.

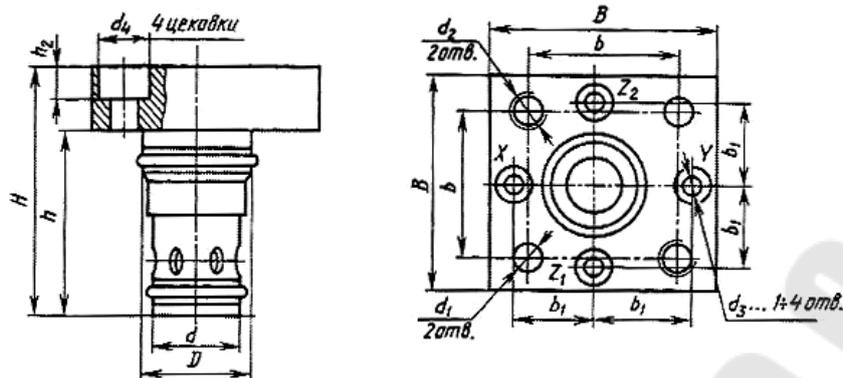


Рис. 3.19. Клапан обратный встраиваемого монтажа

Достоинства встраиваемой гидроаппаратуры:

- простота конструкций аппаратов;
- возможность снижения шума и вибрации;
- большая пропускная способность аппаратов;
- минимальная металлоемкость гидроприводов;
- возможность создания клапанных распределителей.

Недостатки:

- усложняется технология изготовления корпусов под установку гидроаппаратов по сравнению со стыковой и модульной;
- усложняются системы управления клапанным распределителем.

Выполнение гидропривода на базе только одного вида гидроаппаратуры не всегда возможно и оправдано. Рационально применять в конкретном гидроприводе те виды гидроаппаратуры или сочетание видов, которые позволяют для данного привода оптимально реализовать цикл работы гидрофицированной машины.

3.6. Контрольные вопросы

- 1) Что такое гидроаппарат?
- 2) На какие виды делятся гидроаппараты по выполнению своих функций?
- 3) Для чего предназначены направляющие гидроаппараты?
- 4) Какие гидроаппараты называются комбинированными?
- 5) На какие виды делят гидроаппараты по типу воздействия на запорно-регулирующий элемент?
- 6) На какие виды делят гидроаппараты по виду монтажа?
- 7) Какие требования предъявляются к гидрораспределителям?
- 8) Как классифицируют распределители и как обозначают на схемах?
- 9) Какие основные параметры имеют распределители?

- 10) Какие требования предъявляются к монтажной поверхности панелей для установки распределителей?
- 11) Какие клапаны называются обратными?
- 12) Какие требования должен удовлетворять клапан обратный при работе?
- 13) Какие основные параметры имеют КО?
- 14) Что такое гидрозамок?
- 15) Для чего применяют гидрозамки?
- 16) Какие основные параметры имеют гидрозамки?
- 17) Какие клапаны называются гидроклапанами «ИЛИ»?
- 18) Нарисовать условное графическое обозначение клапана «ИЛИ».
- 19) Какие требования к монтажу и эксплуатации направляющих гидроаппаратов?
- 20) Для чего предназначены регулирующие гидроаппараты?
- 21) Какие функции в гидросистемах могут выполнять напорные клапаны?
- 22) Какие основные параметры имеют клапаны предохранительные?
- 23) Для чего предназначен клапаны редуционные?
- 24) Для чего предназначен клапан последовательности?
- 25) Для чего предназначен клапан соотношения давления?
- 26) Для чего предназначен клапан разности давлений?
- 27) Какое обязательное условие должно выполняться в гидросистеме для того чтобы можно было применять дроссельное регулирование?
- 28) Что такое дроссель?
- 29) Как на схемах обозначаются дроссели?
- 30) Какие гидроаппараты называются регуляторами расхода?
- 31) Какие функции выполняет тормозной клапан в системе?
- 32) Нарисовать условное графическое обозначение тормозного клапана.
- 33) Для чего в гидросистемах применяют блок обратно-предохранительных клапанов?
- 34) Нарисовать схему блока питания систем гидравлического управления.
- 35) Какие достоинства и недостатки имеют гидроаппараты трубного монтажа?
- 36) Какие достоинства и недостатки имеют гидроаппараты стыкового монтажа?
- 37) Какие достоинства и недостатки имеют гидроаппараты модульного монтажа?
- 38) Какие достоинства и недостатки имеют гидроаппараты встраиваемого монтажа?
- 39) Какие есть рекомендации по изготовлению монтажных плит при стыковом способе монтажа?
- 40) Чем внешне отличаются Га встраиваемого монтажа от всех остальных видов?

4. Дополнительное оборудование гидросистем

4.1. Кондиционеры рабочей среды

Кондиционеры рабочей среды – это гидроустройства, предназначенные для обеспечения необходимых качественных показателей и состояния рабочей среды. К ним относят: фильтры, теплообменники, сапуны [11, 12, 21, 24, 29, 30].

4.1.1. Устройства для очистки рабочих жидкостей

Гидроочиститель (фильтр) предназначен для очистки рабочей среды от загрязнений [11, 12, 21, 24, 29, 30].

Требованиями к чистоте рабочей жидкости устанавливается либо тонкость фильтрации, либо класс чистоты. В соответствии с ГОСТ 17216-2001 установлены 19 классов чистоты (табл. 4.1) [32].

Таблица 4.1.

Классы чистоты жидкостей

Классы чистоты	Число частиц загрязнений в объеме жидкости $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$, не более, при размере частиц, мкм									Массовая доля загрязнений, %, не более,
	от 0,5 до 1	от 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	волоконна	
00	800	400	32	8	4	1	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие	Не нормируется
0	1600	800	63	16	8	2				
1	Не нормируется	1600	125	32	16	3	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие	
2		250	63	32	4	1				
3		125	63	8	2					
4		250	125	12	3					
5		500	250	25	4	1				
6		1000	500	50	6	2				
7	2000	1000	100	12	4	2	0,0002			
8	4000	2000	200	25	6	3	0,0004			
9	8000	4000	400	50	12	4	0,0006			
10	16000	8000	800	100	25	5	0,0008			
11	31500	16000	1600	200	50	10	0,0016			
12	63000	31500	3150	400	100	20	0,0032			
13					63000	6300	800	200	40	0,0050
14					125000	12500	1600	400	80	0,0080
15						25000	3150	800	160	0,0160
16						50000	6300	1600	315	0,0320
17							12500	3150	630	0,0630

Предельно допустимые нормы загрязненности внутренних полостей систем и устройств оборудования и соответственно рабочих жидкостей регламентируются РТМ 2 Г00-6-84 «Промышленная чистота. Требования к чистоте рабочих жидкостей объемных гидроприводов», а так же ГОСТ 28028-89 «Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы» [33].

Все способы очистки жидкости от нерастворимых частиц загрязнений делятся на две группы:

1) механический метод (фильтрация) – отделение загрязнений при прокачке жидкости через пористый фильтровальный материал, т.е. применение различных фильтров;

2) силовой метод – очистка жидкости в силовых полях – гравитационных, центробежных, магнитных, электрических и др., т.е. применение сепараторов.

Фильтры, используемые в объемном гидроприводе, классифицируются по следующим признакам.

1) По виду фильтровального материала делятся на поверхностные и глубинные.

Поверхностные фильтры – это фильтры в которых частицы загрязнения задерживаются на поверхности фильтровального материала. К ним относятся: металлическая сетка; пластинчатые (щелевые); бумажные; тканевые.

Глубинные фильтры – это фильтры, в которых частицы загрязнения задерживаются в порах фильтровального материала, расположенных на большей или меньшей глубине от поверхности. К ним относятся такие фильтроэлементы как текстиль, войлок, бумага, полимерные материалы, металлокерамика, комбинированные наполнители.

2) По месту установки могут быть: всасывающие, заливные, сливные, напорные, байпасные, комбинированные (рис. 4.1).

Установка фильтров на сливной гидролинии Ф1 наиболее распространена, так как фильтры не испытывают высокого давления, не создают дополнительного сопротивления на всасывающей и напорной гидролинии и задерживают все механические примеси, содержащиеся в рабочей жидкости, возвращающейся в гидробак.

Недостатки: Требуется устанавливать в фильтр предохранительные клапаны и останавливать систему для смены фильтрующего элемента. Не защищает высокочувствительные элементы, создает подпор в сливной гидролинии.

Фильтры заливные $\Phi 2$ (заливная горловина). Очищают рабочую жидкость, вновь заливаемую в гидробак.

Воздушный фильтр (сапун) $\Phi 3$. Задача этих фильтров состоит в очистке воздуха, попадающего в гидробак при изменении объема масла в баке в процессе работы.

Установка фильтров на всасывающей гидролинии $\Phi 4$ обеспечивает защиту всех элементов гидросистемы.

Недостатки: ухудшатся всасывающая способность насосов и возможно появление кавитации. Дополнительно устанавливают индикатор, выключающий привод насоса совместно с обратным клапаном, выключающимся в работу при недопустимом засорении.

Установка фильтров в напорной гидролинии $\Phi 5$ обеспечивает защиту всех элементов, кроме насоса. Засорение может вызвать разрушение фильтрующих элементов. Для этого устанавливают предохранительные клапаны.

Недостатки: дорогостоящие корпус фильтра и фильтрующий элемент; приходится останавливать систему для смены фильтрующего элемента.

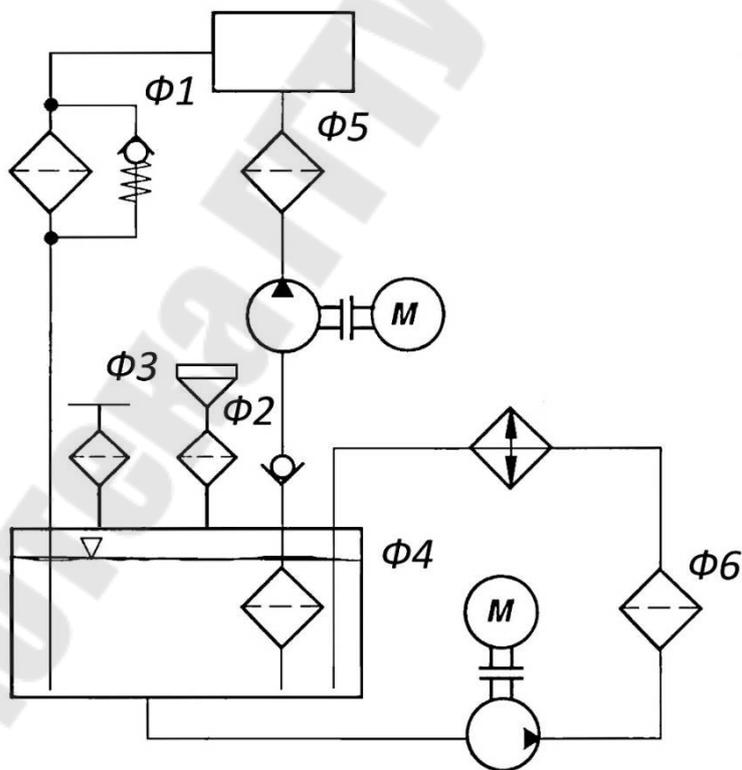


Рис. 4.1. – Схема установки фильтров в гидросистеме

Установка в байпасной (обводной) линии $\Phi 6$. Задача этих фильтров состоит в очистке рабочей жидкости, находящейся в гидро-

баке, в процессе ее циркуляции. В большинстве случаев применяются фильтровальные установки, состоящие из насоса и фильтра или насоса, фильтра и масляного охладителя.

Преимущества: равномерная фильтрация, не зависящая от рабочего процесса, дешевый корпус фильтра и фильтрующий элемент. При смене фильтрующего элемента система не останавливается.

Недостатки: не защищает высокочувствительные элементы, повышенное потребление энергии системой из-за применения дополнительного насоса; увеличение стоимости системы.

3) *По способу монтажа* могут быть: трубные, стыковые, модульные, ввертные, вставные.

4) *По назначению* делятся на:

— основные – устанавливаются на весь срок работы гидросистемы, во время которого заменяются только фильтроэлементы;

— технологические – устанавливаются только на некоторое время для очистки рабочей жидкости от основных технологических загрязнений или на время приработки.

5) *По устройству индикации загрязненности фильтроэлемента*: без устройства, с устройством (визуальное, электрическое, электронное)

Основными техническими параметрами фильтров:

1) Тонкость очистки характеризуется максимальным размером частиц, которые пропускает фильтр:

— предварительной очистки (номинальная тонкость фильтрации ≥ 160 мкм);

— грубой очистки (номинальная тонкость фильтрации $160 \approx 100$ мкм);

— нормальной очистки (номинальная тонкость фильтрации $100 \approx 10$ мкм);

— тонкой очистки (номинальная тонкость фильтрации $10 \approx 5$ мкм);

— особо тонкой очистки (номинальная тонкость фильтрации $5 \approx 1$ мкм).

2) Пропускная способность фильтра - расхода $Q_{\text{ном}}$ (л/мин) который может пропускать фильтр при заданном перепаде давления.

3) Грязеемкость фильтра - максимальный объем или вес загрязнений удерживаемых фильтроэлементом без потери работоспособности.

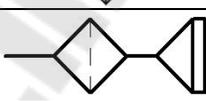
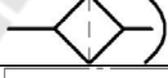
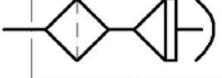
4) Миграция материала - попадание частиц материала фильтроэлемента в рабочую жидкость.

5) Габаритные и присоединительные размеры.

Условное графическое обозначение фильтров по ГОСТ 2.780-96 приведено в таблице 4.2 [34].

Таблица 4.2.

Условное графическое обозначение фильтров

Описание	Условное обозначение
общее обозначение	
с магнитным сепаратором	
с индикатором загрязненности	
Заливная горловина, воронка, заправочный штуцер и т.п.	
Фильтр воздушный	
Фильтр заливной с воздушным, выполненные в одном корпусе	

4.1.2. Аппараты теплообменные

Применяются для поддержания заданного теплового режима в объемном гидроприводе [11, 12, 21, 24, 29, 30]. Вид и объем систем нагрева и охлаждения на гидроустановке зависит от требований, которые предъявляются к системе, к ее точности и сроку службы.

В качестве нагревателей в большинстве случаев используются электрические устройства (ТЭНы).

ТЭН – металлическая трубка, заполненная теплопроводящим электрическим изолятором (рис. 4.2). Точно по центру изолятора проходит токопроводящая нихромовая нить определённого сопротивления для передачи необходимой удельной мощности на поверхность ТЭНа.

Преимущество ТЭНов - универсальность, надежность и безопасность обслуживания. ТЭны не боятся вибраций и ударов, но не являются взрывобезопасными. Рабочая температура ТЭНов может достигать 800 °С.

К недостаткам ТЭНов следует отнести высокую металлоемкость и стоимость из-за использования дорогостоящих материалов, не очень высокий срок службы, невозможность ремонта при перегорании спирали.

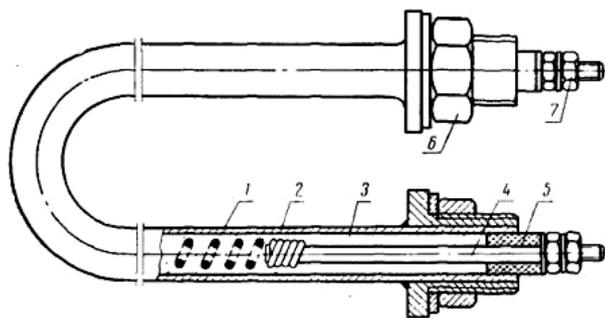


Рис. 4.2. Трубчатый электронагреватель (ТЭН) герметического исполнения: 1 - нихромовая спираль, 2 - трубка, 3 - наполнитель, 4 - выводная шпилька, 5 - герметизирующая уплотнительная втулка, 6 - гайка для крепления, 7 - выводы.

Технические параметры:

1) напряжение:

— для стационарных гидроприводов: 220, 360 В (переменный ток);

— для мобильных гидроприводов: 12, 24, 36 В (постоянный ток).

2) сила тока.

3) мощность нагревательного элемента.

Аппараты теплообменные делятся на нагреватели жидкости и охладители жидкости и имеют соответствующее условное обозначение по ГОСТ 2.780-96 (таблица 4.3) [34].

Таблица 4.3.

Условное обозначение аппаратов теплообменных

Описание	Условное обозначение
подогреватель	
охладитель без указания линий подвода и отвода охлаждающей среды	
охладитель с указанием линий подвода и отвода охлаждающей среды	
охладитель и подогреватель	

По способу передачи тепла различают рекуператорные, регенераторные аппараты теплообменные.

В рекуператорных аппаратах теплообменных тепло передается через стенку от одного теплоносителя к другому.

В регенераторных аппаратах теплообменных рабочее тело вначале подвергается, например, воздействию горячего теплоносителя, затем его же обтекает холодный теплоноситель. Не применяются в объемных гидроприводах.

Рекуператорные аппараты теплообменные классифицируются:

1) *по направлению движения теплоносителей*: прямоточные, противоточные, перекрестного тока.

2) *по конструкции*: труба в трубе, кожухотрубные; пластинчатые; пластинчато-ребристый; оребренно-пластинчатый, спиральный, геликоидный.

В гидравлических приводах машиностроения требуется в основном охлаждать рабочую жидкость. При нагревании рабочей жидкости уменьшается ее вязкость, что приводит к снижению КПД системы.

Если выделение тепла в системе превышает естественную теплоотдачу при заданном перепаде температур Δt , то в гидроприводе устанавливают охладитель обеспечивающий принудительный отвод тепла.

Наиболее часто в гидроприводах применяют маслянно-водяные и маслянно-воздушные теплообменники.

Водяные теплообменники применяют в стационарных гидроприводах и на испытательных стендах. Водяные теплообменники имеют постоянную теплорассеивающую способность при постоянной температуре воды независимо от увеличения температуры окружающей среды.

В сравнении с воздушными теплообменниками при одинаковой теплорассеивающей способности водяные теплообменники меньше по размерам, поскольку в них больше разность температур между маслом и охлаждающей средой и лучше теплопередача от металла к воде.

Воздушные теплообменники отводят поток тепла непосредственно в атмосферу.

Теплорассеивающая способность зависит от разности температур рабочей жидкости на входе в теплообменник и окружающего воздуха, а также от величин потоков жидкости и воздуха.

Основные технические параметры теплообменников:

- 1) Расход рабочей жидкости номинальный/ максимальный, л/мин.
- 2) Максимальное давление, МПа.
- 3) Теплоотдача при минимальном расходе через теплообменник, Вт.
- 4) Потери давления, МПа.

4.2. Гидроемкости

4.2.1. Гидравлические баки для насосных установок

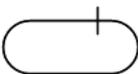
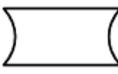
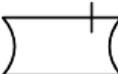
Гидробак - гидравлическая емкость, предназначенная для хранения рабочей жидкости в объемном гидроприводе [11, 12, 21, 24, 29, 30].

Гидробак имеет следующие функции: резервуар для масла системы; охладитель; грубый фильтр, для отстаивания загрязнений; отделитель воздуха и воды; источник для насоса и т. д.

Различают гидробаки, находящиеся под атмосферным и избыточным давлением. В связи с этим отличаются и их условные обозначения по ГОСТ 2.780-96 (таблица 4.4) [34].

Таблица 4.4

Условное графическое обозначение гидробаков

Описание	Условное обозначение
Гидробак под атмосферным давлением: общее обозначение	
со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
Гидробак и смазочный бак с давлением выше атмосферного: общее обозначение	
со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
Гидробак и смазочный бак с давлением ниже атмосферного: общее обозначение	
со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	

По конструкции баки могут быть:

- 1) вертикальными, чаще всего применяются для мобильных машин;
- 2) горизонтальными, чаще всего применяются для технологических машин.

Гидробаки имеют одну характеристику – объем, м³ (л).

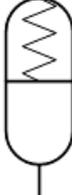
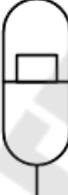
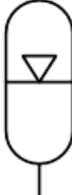
4.2.2. Гидроаккумуляторы

Аккумулятор – это емкость, предназначенная для аккумуляции энергии масла, находящегося под давлением [11, 12, 21, 24, 29, 30].

Аккумуляторы изображаются только вертикально, таблица 4.5 [34].

Таблица 4.5.

Условное графическое обозначение аккумуляторов

Описание	Условное обозначение	Описание	Условное обозначение
Аккумулятор гидравлический (без указания принципа действия)		Аккумулятор пружинный гидравлический	
Аккумулятор грузовой гидравлический		Аккумулятор пневмогидравлический	

Аккумуляция энергии давления, соединенное с аккумуляцией объема жидкости, может осуществляться как с весовой, пружинной так и с газовой нагрузкой (рис. 4.3). На практике большие значения получили последние.

Гидропневматические аккумуляторы подразделяются на аккумуляторы без разделительного звена (грузовые рис. 4.3, а) и с разделительным звеном (рис. 4.3, б-д).

Гидроаккумуляторы с разделительным звеном по способу накопления энергии делятся на:

- с механическим накоплением: пружинные (рис. 4.3, б), поршневые или грузовые (рис. 4.3, в), с упругим корпусом (сильфонные);
- с пневматическим накоплением: мембранные (рис. 4.3, г), баллонные (рис. 4.3, д).

В грузовых аккумуляторах аккумуляция и возврат энергии происходят за счет изменения потенциальной энергии груза, в пружинных – за счет энергии пружины.

жинных – за счет деформации пружины, в пневмогидравлических – вследствие сжатия и расширения газа, причем масло может находиться в непосредственном контакте с газом или отделяться от него в поршневом, мембранном или баллонном гидропневмоаккумуляторах.

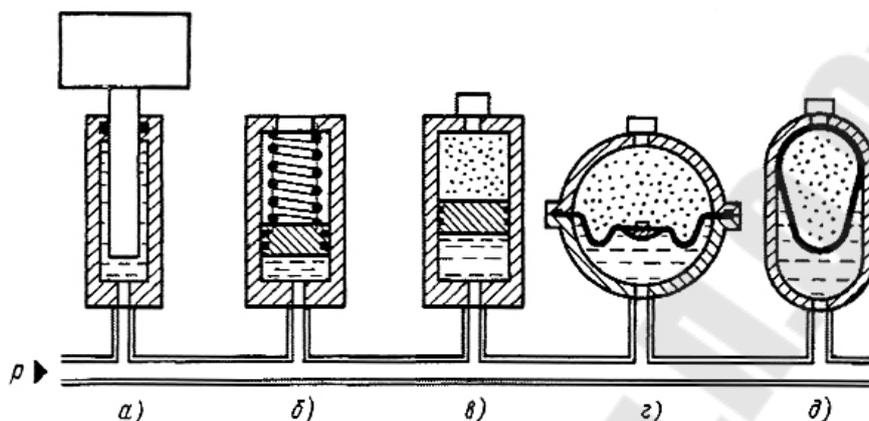


Рис. 4.3. Схемы гидроаккумуляторов: а) грузовой; б) пружинный; в) поршневой; г) мембранный; д) баллонный.

Сравнение достоинств и недостатков аккумуляторов разных типов приведено в таблице 4.6

Таблица 4.6

Сравнение достоинств и недостатков аккумуляторов

Тип	Преимущества	Недостатки
грузовой	<ul style="list-style-type: none"> • постоянное давление; • большой рабочий объем; • низкая стоимость 	<ul style="list-style-type: none"> • низкая энергоемкость; • высокая инерционность; • большие размеры; • низкие давления; • возможны утечки через уплотнения поршня.
пружинный	<ul style="list-style-type: none"> • высокая энергоемкость при малых размерах; • низкая стоимость 	<ul style="list-style-type: none"> • давление зависит от характеристики пружины и объема; • небольшой рабочий объем; • инерционность; • наименьшая надежность;
пневматический	<ul style="list-style-type: none"> • высокая энергоемкость; • минимальная инерционность; • простота и надежность. 	<ul style="list-style-type: none"> • давление изменяется не линейно в зависимости от объема и скорости заполнения.

По назначению аккумуляторы делятся на:

- гидроаккумуляторы;
- жидкостные амортизаторы;
- стабилизаторы всасывания;
- шумогасители.

Функции гидроаккумуляторов в гидросистемах

Гидропневматические аккумуляторы должны выполнять в составе гидропривода различные задачи, к которым относятся:

- накопление энергии (экономии приводной мощности);
- накопление запасов жидкости (компенсации утечек);
- аварийное управление;
- компенсация сил;
- демпфирование механических импульсов;
- демпфирование гидравлических ударов;
- демпфирование пульсаций;
- подпружинивание движущихся механизмов;
- поддержание фиксированного значения давления;
- компенсация изменения объема рабочей жидкости при изменении температуры.

При этом в гидроприводе достигаются следующие преимущества: повышение производительности и общего КПД; увеличение срока службы; улучшение работы; повышение безопасности и снижение эксплуатационных затрат.

Но при этом надо учитывать, что сам гидроаккумулятор является источником опасности.

При работе исполнительного механизма в гидросистеме могут возникать следующие давления (рис.4.4):

P_0 – давление зарядки аккумулятора газом (максимально-допустимое, указывается в технических документах);

P_1 – нижнее значение рабочего давления;

P_2 – верхнее значение рабочего давления;

P_3 – максимально допустимое значение давления в ГС (давление настройка КП);

P_4 – максимально допустимое значение давления для гидроаккумулятора (указывается в технической документации).

Аккумулятор следует выбирать таким образом, чтобы его допустимое максимальное давление было больше максимального давления гидросистемы:

$$P_4 > 1,1P_3.$$



Рис. 4.4. Циклограмма работы.

Допустимое соотношение давлений P_2 / P_0 задается производителем и влияет на срок службы.

$\Delta P_{\text{доп}} = P_2 - P_1$ - это допустимый диапазон колебания давления при $P_2 \leq P_4$ (указывается в технических характеристиках).

Величина давления газа P_0 зависит от ожидаемого рабочего давления и назначения аккумулятора:

- 1) при демпфировании пульсаций давления составляет:

$$P_0 = (0,6 \dots 0,8) \cdot P_H;$$

- 2) при демпфировании гидравлического удара:

$$P_0 = (0,6 \dots 0,9) \cdot P_1.$$

При выборе аккумулятора необходимо учитывать, что давление газа P_0 при повышении температуры может увеличиваться.

Для того чтобы давление P_2 при максимальной температуре не вышло за установленные пределы, необходимо правильно подобрать давление зарядки аккумулятора, которое с учетом влияния температуры определяется по формуле:

$$P_{\text{зар}}(t_{\text{зарядки}}) = P_{\text{зар}}(t_{\text{max}}) \cdot \frac{t_{\text{зарядки}} + 273}{t_{\text{max}} + 273}.$$

Аккумуляирование (накопление) энергии

Рассмотрим данную функцию на примере циклограммы (рис. 4.4). Изображенная характеристика показывает, что максимальная мощность требуется только в определенный момент работы. Исходя из экономических соображений нецелесообразно такой максимум покрывать только за счет мощности насоса. Рационально предусмотреть насос для средней потребной мощности, а остаток выровнять за счет

применения аккумулятора (рис. 4.5). В этой схеме применяется два реле давления, настроенные на максимально и минимально допустимые давления. Когда давление зарядки аккумулятора достигнет максимального значения одно из реле давлений подаст сигнал на отключение электромагнита управляющего распределителя клапана предохранительного. Следовательно, происходит разгрузка насоса, а обратный клапан запирается. Когда давление в системе падает до минимального значения другое реле давления дает команду на включение электромагнита управляющего распределителя клапана предохранительного и насос подзаряжает аккумулятор. Манометр служит для визуального контроля давления, а клапан предохранительный при аккумуляторе – для разрядки аккумулятора после окончания работы.

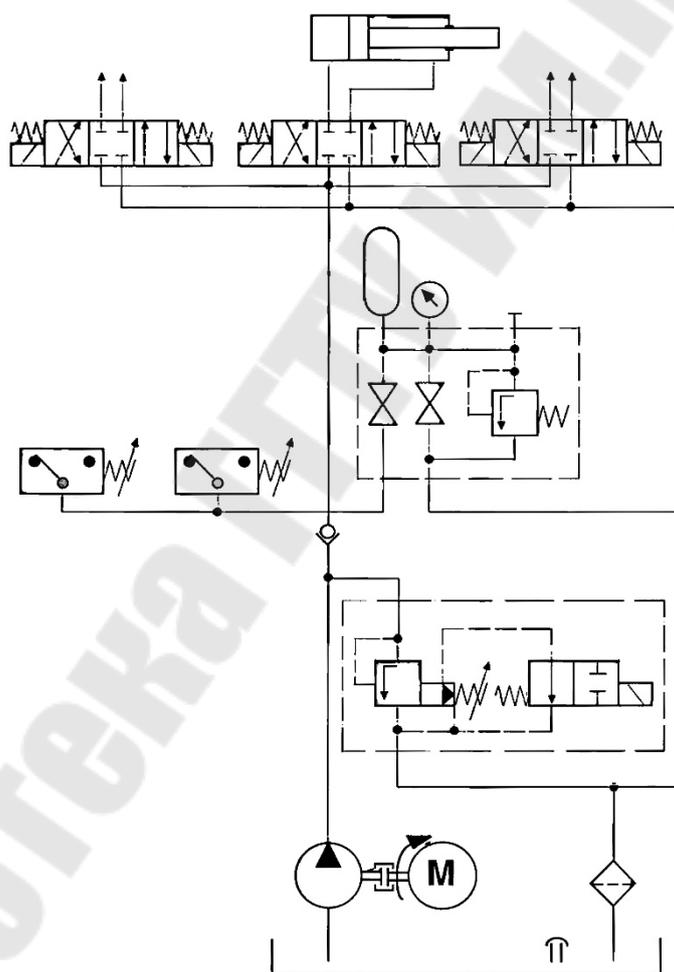


Рис. 4.5. Схема гидропривода при насосно-аккумуляторном приводе

Преимущества: меньших размеров гидронасосы, незначительная мощность, меньшее тепловыделение, а также дополнительное шоко-

вое и пульсационное демпфирование, которые обеспечивают более высокий срок службы всей установки.

Типичные виды применения. Баллонные и поршневые аккумуляторы для аккумулированной энергии применяются для следующих машин и установок: литейные машины и машины для формования изделий раздувом, автоматические станочные линии, металлургические заводы, прокатные станы, строительные машины, металлообрабатывающие машины, гидравлические прессы и ножницы, транспортное оборудование, судостроение и электростанции, системы аварийного останова на турбинах и атомных электростанциях.

Мембранные аккумуляторы применяются как аккумуляторы энергии в контурах первого каскада управления, системах торможения, в металлообрабатывающих машинах в инструментальном производстве и при изготовлении приспособлений.

Аварийное управление

В аварийных случаях, например, при перерыве подачи тока, выполняется рабочий ход или ход закрытия с помощью имеющейся в аккумуляторе энергии (рис. 4.6, а).

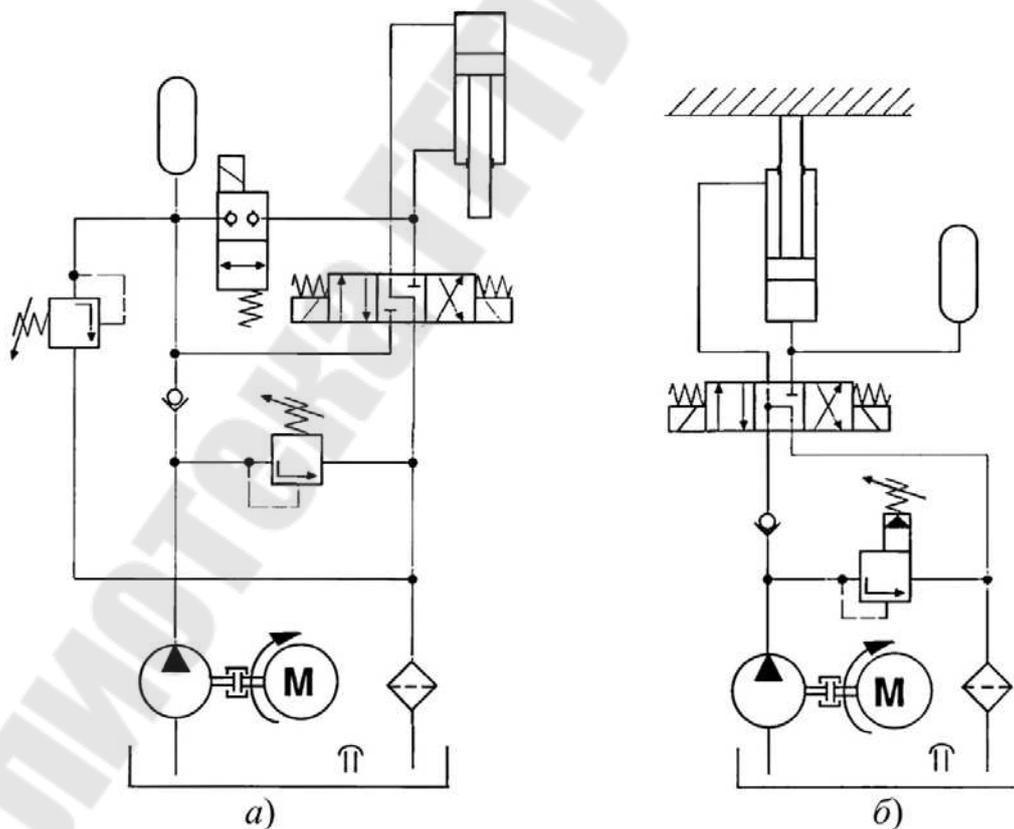


Рис. 4.6. Схема присоединения аккумулятора для аварийного управления (а) и компенсации утечек (б)

В аварийном случае срабатывает магнитный клапан (рис. 4.6, а) и рабочая жидкость, находящаяся в аккумуляторе, подается под давлением в штоковую полость гидроцилиндра. Вследствие этого шток возвращается в исходное положение.

Преимущества: Энергия аккумулятора без промедления предоставляется в распоряжение, ее сохраняемость не ограничена, гарантируется максимальная надежность и незначительный уход.

Типичные виды применения. Баллонные и мембранные аккумуляторы - для закрытия при перерыве в подаче тока заградительных решеток, заслонок, стрелочных переводов, клапанов на бункерах, в хранилищах и транспортных установках.

Компенсация утечек масла

Сила предварительного напряжения в цилиндре может поддерживаться только тогда, когда будут компенсироваться потери на утечку масла в системе. Для этого в особенности хорошо годятся гидроаккумуляторы в приведенной схеме (рис. 4.6, б). При зажиме насос работает на слив, а утечки восполняет аккумулятор. Только при понижении предварительно заданного давления снова подключается насос.

Преимущество: Насосу не требуется работать непрерывно в режиме максимального давления, меньше образуется тепла, более высокая длительность службы.

Типичные случаи применения. Баллонные и мембранные аккумуляторы – для компенсации утечек масла на инструментальном производстве и при изготовлении приспособлений, в прессах, на подъемных платформах, в предварительно напряженных системах или в зажимных приспособлениях, для металлообрабатывающих машин на ленточных транспортерах, для прокатных клетей и т.п.

Основные эксплуатационные параметры аккумуляторов

Требуемые для выбора гидропневмоаккумулятора эксплуатационные параметры можно наглядно представить с помощью схематического изображения поршневого аккумулятора (рис. 4.7, б-г).

Давления, МПа:

p_0 – давление наддува газовой камеры без нагружения давлением камеры с жидкостью.

p_1 – минимальное давление которое требуется для того чтобы открыть клапан. Такое давление при баллонных и мембранных аккумуляторах на 10% выше давления наддува. При поршневых аккумуляторах давление наддува может выбираться меньшей величины.

p_2 – максимальное рабочее избыточное давление гидросистемы при баллонных и мембранных аккумуляторах.

p_0/p_2 – допустимое отношение давлений как предельное значение рабочих условий.

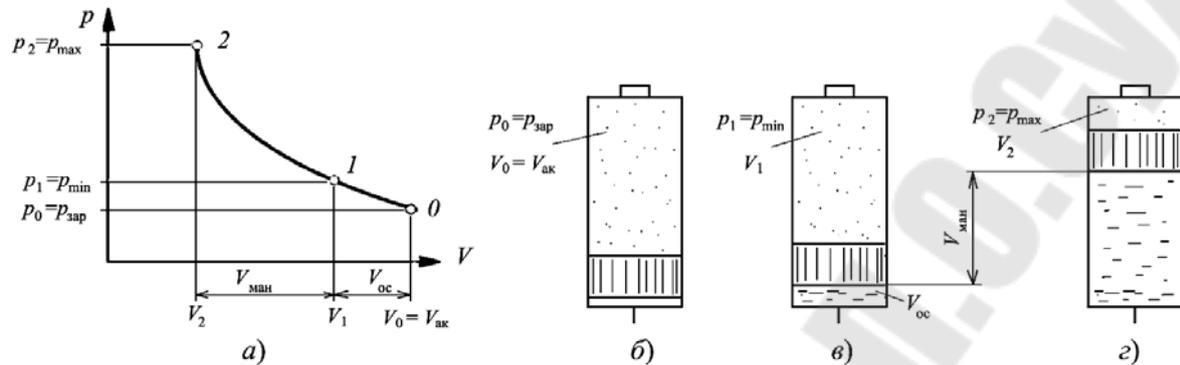


Рис. 4.7. Схематичное изображение рабочего состояния поршневого аккумулятора: а) зависимость давления от объема; б) состояние зарядки газом; в) с минимальным рабочим давлением; г) с максимальным рабочим давлением

Объемы, л:

V_0 – эффективный объем газа при наддуве.

V_1 – объем газа при минимальном давлении.

V_2 – объем газа при максимальном рабочем избыточном давлении.

$V_{\text{ман}}$ – полезный (маневровый) объем.

При выборе параметров аккумулятора следует придерживаться определенных опытных данных для отдельных типов аккумуляторов (таблица 4.7).

Таблица 4.7

Экспериментальные значения параметров аккумуляторов

Условие	Баллонный аккумулятор	Мембранный аккумулятор	Поршневой аккумулятор
Давление зарядки газом $p_{\text{зар}}$	$\leq 0,9 \cdot p_{\min}$	$\leq 0,9 \cdot p_{\min}$	$\leq p_{\min} - 5$ атм
Максимально доп. отношение давлений $\frac{p_{\max}}{p_{\text{зар}}}$	1,6 $\leq 4:1$	$\leq 6:1$ до $8:1$ (сварная конструкция) $\leq 10:1$ (свинчатая конструкция)	Без ограничений
Максимальный поток жидкости	До 15 л/с	До 6 л/с	Максимальная скорость поршня 2 м/с

Правила техники безопасности для гидросистем с аккумуляторами

Гидроаккумуляторы подлежат как напорные емкости с жидкостью под давлением предписаниям о пользовании напорных резервуаров:

— Каждый напорный резервуар должен быть оснащен соответствующим манометром, показывающим рабочее давление. Причем, максимально допустимое рабочее давление должно иметь особое обозначение.

— Каждый напорный резервуар должен иметь предохранительный клапан. Во избежание несчастных случаев, возникающих из-за неправильного пользования, предохранительный клапан пломбируется.

— Предохранительный клапан должен быть без запираания. Предохранительные клапаны аккумулятора не требуют пожаробезопасного исполнения.

— В магистралях подачи давления устанавливаются хорошо доступные запорные устройства, расположенные на максимально близком расстоянии от напорного резервуара. Каждый резервуар (гидроаккумулятор) должен иметь отдельное запорное устройство.

— Все напорные резервуары должны пройти контроль.

4.3. Трубопроводные системы

4.3.1. Общие сведения о трубопроводных системах

Гидролиния – устройство, предназначенное для прохождения рабочей среды в процессе работы объемного гидропривода [11, 12, 21, 24, 29, 30]. Различают:

– всасывающую линию, по которой рабочая жидкость движется к насосу;

– напорную линию, по которой жидкость движется от насоса к распределителю или к гидродвигателю;

– сливную линию, по которой жидкость движется в бак от гидроаппарата или от объемного гидродвигателя.

– дренажную – для отвода утечек от гидромашин и гидроаппаратов;

– линии управления – для подвода жидкости к элементам гидропривода.

Трубопроводы, у которых местные потери напора составляют менее 10 % от потерь по длине, считаются гидравлически **длинными**, если же более 10 %, то гидравлически **короткими**.

Гидролинии конструктивно могут быть выполнены в виде труб, рукавов, каналов и различных соединений.

Трубопроводы являются важной частью всей гидравлической системы. В них энергия жидкости передаётся на большие расстояния. Трубопроводы должны выдерживать высокие давления, пульсацию и вибрации которым подвергается система.

В схемах трубопроводы и шланги обозначаются в соответствии с ГОСТ 2.784-96 (таблица 4.8) [35].

Таблица 4.8.

Условное графическое обозначение элементов трубопроводов

Описание	Условное обозначение	Описание	Условное обозначение
Трубопровод - линии всасывания, напора, слива		Детали соединений трубопроводов: - тройник	
- линии управления, дренажа, выпуска воздуха		- крестовина	
Соединение трубопроводов		- отвод (колено)	
Пересечение трубопроводов без соединения		Сифон (гидрозатвор)	
Место присоединения: - несоединенное (закрыто)		Поворотное соединение: - однолинейное	
- соединенное		- трехлинейное	
Трубопровод гибкий, шланг		Быстроразъемное соединение без запорного элемента (соединенное или разъединенное)	
Изолированный участок трубопровода		Быстроразъемное соединение с запорным элементом (соединенное и разъединенное)	

Продолжение таблицы 4.8

Соединение трубопроводов разъемное: - общее обозначение		Конец трубопровода под разъемное соединение: - общее обозначение	
- фланцевое		- фланцевое	
- штуцерное резьбовое		- штуцерное резьбовое	
- муфтовое резьбовое		- муфтовое резьбовое	
- муфтовое эластичное		- муфтовое эластичное	
Место сопротивления с расходом:			
- зависящим от вязкости рабочей среды		- не зависящим от вязкости рабочей среды (шайба, диафрагма)	

Система трубопроводов – это соединительные трубопроводы между гидравлическими агрегатами и потребителями.

Различают следующие способы соединений: неразъемный и разъемный (рис.4.8).

Под **неразъемными** соединениями в гидравлических системах понимают соединения труб сваркой или пайкой, соединяются их в «бесконечную» цепочку. В сварных и паяных соединениях штуцеры, фланцы, пояски, трубы, колена и другие фасонные детали привариваются друг к другу. Этот способ не дает возможности изменения системы трубопроводов.

При **разъемных** соединениях трубы сначала соединяются с резьбовым элементом или фланцем.

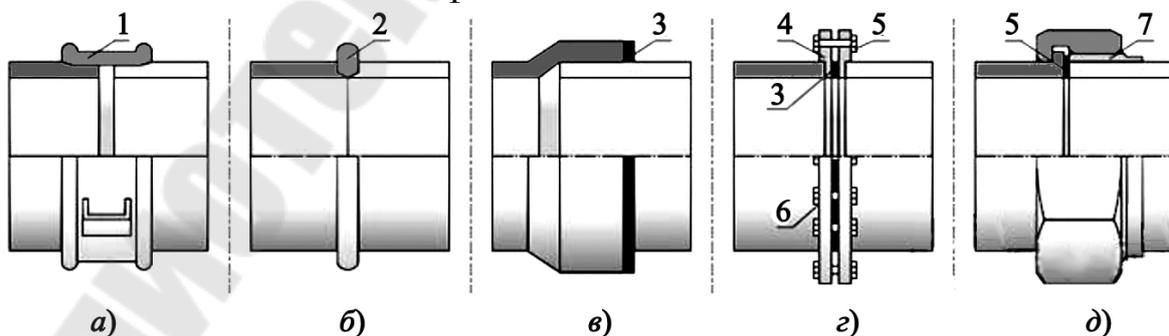


Рис. 4.8. Виды соединения стальных труб: а) резьбовое, б) сварное стыковое, в) сварное внахлест, г) фланцевое, д) с накидной гайкой; 1 - муфта; 2 - сварной шов; 3 - раструб; 4 - фланец; 5 - уплотнительная прокладка; 6 - болт с гайкой; 7 - накидная гайка.

Резьбовое. Наиболее распространённое (рис. 4.8, а, д). Осуществляется с применением дополнительных уплотняющих материалов натурального или искусственного происхождения.

Пайка. Применяется в отношении труб из полиэтилена, а также в некоторых случаях и меди. Чаще всего применяется на магистральных трубах большого диаметра, где нет возможности применения другого способа.

Сварка. Для металлических труб может выполняться при помощи автогена или дугового сварочного аппарата (рис. 4.8, б, в).

Фланцевое. Фланец может иметь форму квадрата или круга. На нем равномерно расположены отверстия для шпилек и болтов (рис. 4.8, з). Такие детали применяют для создания высокопрочного и герметичного стыка узла на продолжительном участке трубопровода.

4.3.2. Резьбовое соединение трубопроводов

Основные преимущества резьбового соединения труб следующие:

- подходит для соединения труб с различными диаметрами;
- простота монтажа и демонтажа;
- соединение устойчиво к высоким осевым нагрузкам;
- при использовании уплотнителей и соблюдении правил монтажа обеспечивает хорошую герметичность и надёжность соединения.

Недостатки резьбовых соединений:

- быстрый износ резьбы при частом разборе и сборе соединения;
- в ряде случаев необходимо применять средства стопорения, препятствующих постепенному самоотвинчиванию резьбы.

Для прокладки коммуникаций сложной формы применяют штуцеры, угольники, тройники и другие переходные элементы.

Резьбовое соединение может выполняться различными способами: сфера по конусу; с врезными кольцами; с зажимными кольцами; с отбортовкой; с коническим штуцером под сварку.

Все трубные соединения выполняют функции фиксации и уплотнения. Кроме того, различают резьбовые соединения труб и резьбовые соединения элементов системы.

Резьбовое соединение сфера по конусу. Это соединение выполняется при помощи резьбы на трубе. Уплотнение обеспечивается работой металла по металлу. Фиксация осуществляется за счёт резьбы.

Используются для вспомогательных целей в диапазоне низкого давления и позволяет иметь некоторую несносность отверстий.

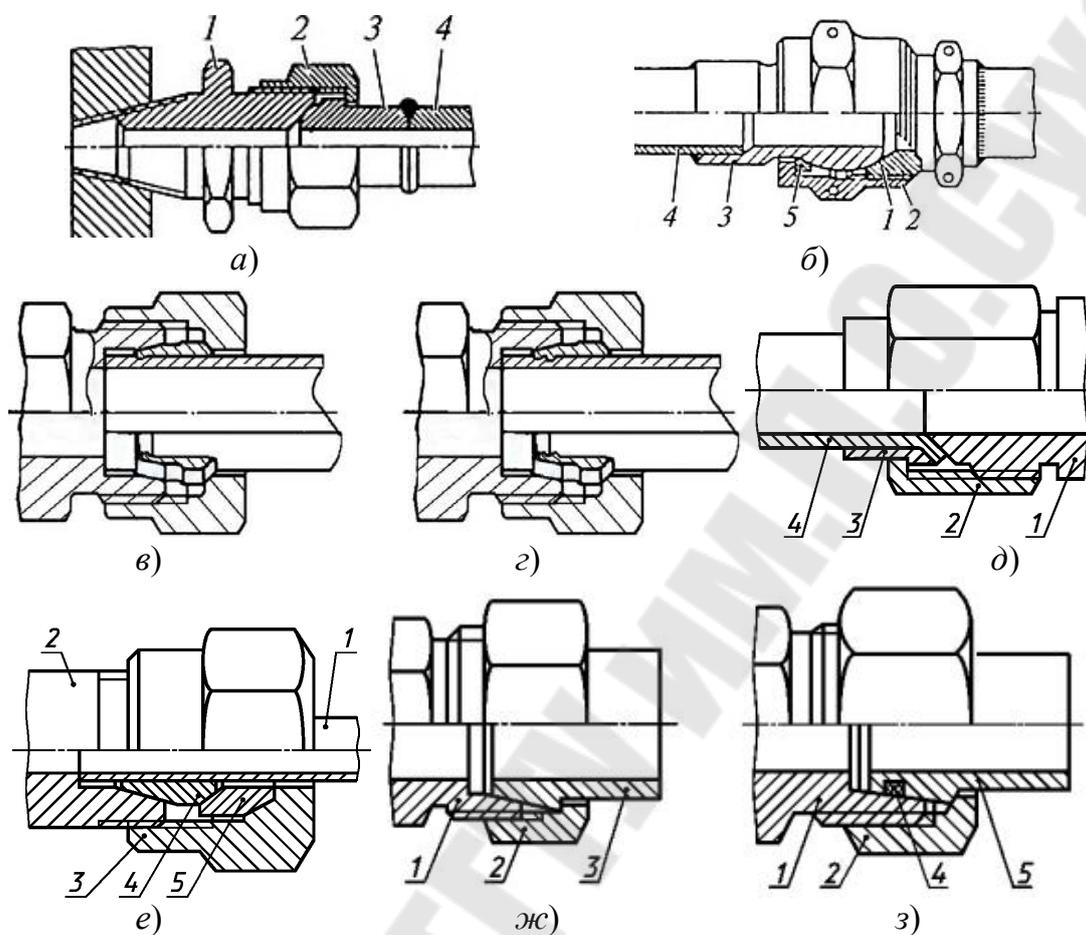


Рис. 4.9. Виды резьбовых соединений: а) сфера по конусу с шаровым ниппелем с полусферой; б) сфера по конусу с шаровым ниппелем с полной сферой; в) с одним врезным кольцом; г) с двумя врезным кольцом; д) с уплотняющей отбортовкой; е) с зажимным кольцом; ж, з) с коническим штуцером под сварку;

Для трубопроводов с внутренним диаметром до 16 мм обычно применяют шаровые ниппели с полусферой (рис. 4.9, а), а для больших диаметров — шаровые ниппели с полной сферой (рис. 4.9, б). В этом случае ниппель 3 поджимается к внутреннему конусу штуцера 1 накидной гайкой 2 через уплотнительное кольцо 5.

Резьбовые соединения с врезными кольцами. Наиболее применяемый способ трубного соединения. Врезное кольцо насаживается на трубу при помощи специального устройства и выполняет функцию фиксации и уплотнения резьбового элемента, выполняется металлом по металлу. Фиксация кольца относительно резьбового соединительного элемента выполняется при помощи накидной гайки. Эти соеди-

нения имеют утечки, из-за уплотнения металла по металлу. В настоящее время устанавливаются одинарные (рис. 4.9, в) и двойные (рис. 4.9, г) врезные кольца. Двойное врезное кольцо повышает фиксацию и уплотнение за счет врезания в тело трубы по двум линиям.

Одним из основных признаков всех резьбовых соединений с врезными кольцами является наличие внутреннего конуса с углом 24° на соединительном резьбовом элементе. Используется при высоких давлениях.

Резьбовые соединения с уплотняющей отбортовкой. Фиксация достигается при помощи отбортовки конца трубы 4, прижимающейся к проточке на штуцере 1. Уплотнение «металл по металлу» работает при помощи опорного кольца 3 и затягивается гайкой 2 (рис. 4.9, д), используется при давлениях до 12,5 МПа.

Резьбовые соединения с зажимным кольцом (рис. 4.9, е). В этих соединениях могут использоваться нестандартные резьбовые соединительные элементы. Они образуют ответную деталь резьбовому соединению с врезными кольцами, в котором фиксация обеспечивается зажимом кольца 4 на поверхности трубы 1 с помощью ниппеля 5 и гайки 3. Уплотнение «металл по металлу» для трубы и для резьбового соединительного элемента.

Резьбовые соединения с коническим штуцером под сварку. В этом соединении конический штуцер 3 приваривается к трубе. Уплотнение между штуцером и соединением может быть «металл по металлу» (рис. 4.9, ж) или эластичное (рис. 4.9, з) с помощью уплотнительного кольца 4. Фиксация обеспечивается при помощи накидной гайки 2 и сварного шва.

4.4. Контрольно-измерительные приборы

Нормальное функционирование гидроприводов с поддержанием требуемых от них характеристик (быстродействие, развиваемые усилия, плавность ходов исполнительных механизмов и т.п.) обеспечивается работоспособностью составляющих ее компонентов. Оценить состояние того или иного элемента гидропривода без его демонтажа и разборки невозможно, информацию о состоянии отдельных элементов и привода в целом получают путем контроля основных параметров рабочей жидкости: давления, расхода и температуры [21, 29, 36]. Приборы для измерения этих параметров образуют информационную подсистему гидропривода.

Измерение и оценку рабочих параметров рабочей жидкости необходимо осуществлять не только для мониторинга текущего состояния системы, но и для предсказания возможных отклонений в ее функционировании.

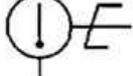
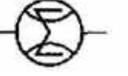
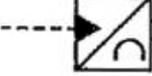
4.4.1. Приборы для измерения давления

Могут быть различными в зависимости от области применения. В гидросистемах обычно применяют шкальные (показывающие) или бесшкальные (сигнализирующие и преобразующие) приборы [21, 29, 36].

Условное графическое обозначение на схемах по ГОСТ 2.781 – 96 [28] приведено в таблице 4.9.

Таблица 4.9.

Условное графическое обозначение приборов для контроля давления

Описание	Условное обозначение	Описание	Условное обозначение
Указатель давления		Термометр	
Манометр		Термометр электроконтактный	
Манометр электроконтактный		Указатель уровня жидкости	
Манометр дифференциальный		Указатель расхода	
Переключатель манометра		Расходомер	
Реле давления		Расходомер интегрирующий	
Аналоговый преобразователь		Тахометр	
Выключатель конечный		Моментомер (измеритель крутящего момента)	

Реле давления. Относится к бесшкальным приборам для измерения давления. Автоматически контролирует уровень давления масла в гидросистеме, подавая электрический сигнал при повышении или понижении давления по сравнению с величиной, на которую настроено реле. Применяется для выполнения функций управления, а также дистанционного контроля заданных пороговых значений давления, в электрогидравлических системах. Реле давления выдает при срабатывании дискретный электрический сигнал. В схемах обозначается как показано в таблице 4.9.

К основным параметрам относятся:

- 1) Контролируемое давление, МПа, номинальное/максимальное/минимальное.
- 2) Зона нечувствительности (погрешность), МПа.
- 3) Утечки, см³/мин.

Датчики давления (аналоговый преобразователь) применяют для контроля текущего значения давления, преобразуют давление в стандартизованный электрический сигнал (0...5 и 0...10 В или 4...20 мА).

По способу обработки и отображения измеряемого давления ИПД подразделяют на:

- первичные преобразователи - формируют для дистанционной передачи выходной сигнал, соответствующий измеряемому давлению;
- вторичные преобразователи - получают сигнал от первичных преобразователей, обрабатывают его, накапливают, отображают и передают в систему управления.

С учетом конкретных условий преобразователи устанавливаются и закрепляются либо непосредственно на трубе в месте измерения давления, либо дистанционно на настенной панели с подводкой к измеряемой среде посредством соединительных трубок. Кроме того, подключение датчиков осуществляется, как правило, через вентильный (клапанный) блок, позволяющий: отключить через запорный вентиль прибор от точки измерения; с целью контроля и поверки прибора в рабочих условиях подключить параллельно прибору через уравнительный вентиль другой контрольный (образцовый) прибор.

Современные общепромышленные датчики давления обладают свойствами диагностики и конфигурирования на расстоянии (установка нуля и диапазона шкалы, выбор технических единиц, ввод данных для идентификации и физического описания датчика и т.п.),

обеспечивают более высокое соотношение измеряемых диапазонов, улучшенную температурную компенсацию, повышенную точность.

Манометры. Манометры применяют для прямого измерения давления с отображением его значения непосредственно на шкале, табло или индикаторе первичного измерительного прибора. В гидросистемах обычно применяют стрелочные деформационные манометры, давление в которых определяется по величине деформации и перемещения упругого чувствительного элемента - трубки Бурдона или мембраны.

Стрелочные манометры сравнительно просты конструктивно, однако, их измерительная система весьма чувствительна к пульсациям давления и не допускает перегрузки, что часто встречается в гидросистемах. Для измерения давления в системах, работа которых сопровождается вибрациями или пульсациями давления, корпуса манометров заполняют демпфирующей жидкостью или подключается через демпфер.

Условное обозначение – в таблице 4.9.

Если манометры выполняют также некоторые функции управления, они могут комплектоваться электромеханическими микровыключателями, которые замыкают (или размыкают) определенные электрические цепи при достижении давлением заданных предельных значений. При необходимости измерять разность давления между двумя точками гидросистемы, например, перепад давления на фильтре, применяют дифференциальные манометры.

По ГОСТ 2405-88 [37] манометры имеют следующие классы точности: 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5; 4.

Под классом точности K понимают отношение наибольшей допустимой погрешности измерения Δ к верхнему пределу измерений давления P манометра: $K = \Delta \cdot 100/P$.

Верхний предел измерения давления, МПа, манометром выбирается из ряда: 0,06; 0,1; 0,16; 0,2; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100; 160.

При выборе манометра необходимо руководствоваться правилом: при эксплуатации манометров рабочее давление не должно превышать $\frac{3}{4}$ верхнего предела измерения.

Золотник включения (переключатель) манометров. Применяется для уменьшения количества манометров в системе. Один манометр может показывать давление в нескольких точках гидросистемы. Условное обозначение – в таблице 4.9.

4.4.2. Приборы для измерения расхода

Прибор, измеряющий расход, называют расходомером. Существует большое количество методов измерения расхода и, следовательно, типов расходомеров [21, 29, 36], однако большинство из них используется для других условий применения (для водоснабжения). В гидросистемах мобильных машин или технологического оборудования расход обычно измеряется по косвенным признакам, чаще всего по частоте вращения насоса при известной объемной постоянной или по скорости движения рабочего органа гидродвигателя.

В гидросистемах различного вспомогательного оборудования (например, стендах для испытания гидрооборудования) часто применяются расходомеры, встраиваемые в трубопровод: турбинные, вихревые, ультразвуковые.

Условное графическое обозначение расходомеров показано в таблице 4.9.

4.4.3. Приборы для измерения температуры

Температура – физическая величина, характеризующая степень нагретости тела. Температура является одним из основных параметров, характеризующих состояние гидросистемы и ее компонентов. Измерение температуры рабочей жидкости в гидросистемах осуществляется термометрами и датчиками температуры, которые, как правило, монтируются непосредственно на гидравлическом баке.

Измерить температуру можно только косвенным путем, основываясь на зависимости от температуры длины, объема, плотности и т.п. физических свойств тела. Существует большое количество методов измерения температуры и, следовательно, типов термометров [21, 29, 36]. Наиболее часто применяют термометры циферблатного или манометрического типов; технические жидкостные стеклянные термометры расширения и датчики температуры для дистанционного измерения температуры. Термосопротивление датчика преобразует измеряемую температуру в унифицированный электромагнитный сигнал, который может отражаться, фиксироваться на цифровом или световом индикаторе и позволяет автоматически включать/отключать системы подогрева либо охлаждения.

Условное графическое обозначение термометров показано в таблице 4.9.

4.5. Шумовая и вибрационная безопасность объемных гидро- и пневмоприводов

Гидравлические приводы отличаются чрезвычайно высокой плотностью энергии и силы относительно объема и веса конструктивных элементов, следовательно, в них возникают высокие уровни шума [38-40].

Средний уровень шума на рабочем месте не должен превышать 80-90 дБ (А), т.к. при постоянном воздействии шума на уровне больше 90 дБ (А) неизбежны повреждения слуха.

4.5.1. Звуковое давление и мощность

Число колебаний в секунду – частота – определяет высоту звука. Человеческое ухо воспринимает нагрузки в диапазоне 16...20000 Гц, причем верхняя граница слышимой частоты с возрастом снижается [38].

Кроме различий в высоте звука человек воспринимает также различие в громкости, которое определяется *звуковым давлением* (переменное давление атмосферного воздуха). Звуковое давление равно 1 мкбар (1 мкатм) примерно соответствует нормальной громкости разговора.

Чувствительность человеческого уха очень большая и при частоте 1000 Гц предел слышимости составляет от $2 \cdot 10^{-10}$ бар до $200 \cdot 10^{-6}$ бар (болевого порог лежит в области $300 \cdot 10^{-6}$ бар).

Чтобы охватить этот диапазон с высокой «разрешающей способностью» при низких звуковых давлениях чувствительность нашего уха должна находиться в логарифмической зависимости от звуковой мощности и звукового давления.

Звуковая (акустическая) мощность $N_{зв}$ связана со звуковым давлением $P_{зв}$ по формуле:

$$N_{зв} = P_{зв}^2 \cdot S,$$

где S – площадь воображаемой оболочки вокруг источника шума.

При выборе формы огибающей поверхности и ее удаления от источника звука следует учитывать условия:

- 1) необходимо выдерживать минимальное расстояние от источника звука (≈ 1 м);
- 2) все звуковые волны, исходящие от источника звука, должны иметь возможность проникать сквозь огибающую поверхность под прямым углом.

Для гидроагрегатов в качестве огибающей поверхности часто применяется прямоугольный параллелепипед.

Т.к. диапазон звуковой мощности очень большой (от 40000 кВт для ракеты и до $1 \cdot 10^{-9}$ Вт для шелеста листьев), то для практических расчетов ввели логарифмическую систему отсчета: звуковая мощность соотносится с заданным или базовым значением.

Уровень звуковой мощности определяется по формуле:

$$L_w = 10 \cdot \lg \frac{N_{зв}}{N_{зв0}} \text{ или } L_w = 10 \cdot \lg \frac{P_{зв}^2}{P_{зв0}^2} + 10 \cdot \lg \frac{S}{S_0} = L_P + L_S, \text{ дБ.}$$

В качестве базового значения звуковой мощности принимают $N_{зв0} = 10^{-12}$ Вт.

Т.о. уровень звуковой мощности складывается из:

— L_P – уровня звукового давления, которое определяется по измерительному прибору. Базовое значение звукового давления $P_{зв0} = 2 \cdot 10^{-10}$ бар. В этом случае уровень звукового давления равен 0 (исходная точка шкалы).

— L_S – меры измеряемой поверхности, которая определяется исходя из избранной огибающей поверхности и базовой поверхности $S_0 = 1 \text{ м}^2$.

При наложении звуковых полей нескольких источников звука звуковые мощности суммируются, что довольно затруднительно. Еще одна трудность при измерении акустических эмиссий – это свойство человеческого слуха по-разному воспринимать звуки разной частоты. Чтобы учесть эту особенность в измерительном приборе измеренный уровень мощности корректируется.

4.5.2. Источники вибрации и шума в гидросистемах

Шум возникает, когда в упругой среде возбуждаются колебания. В зависимости от характера этой среды различают воздушный, корпусной или жидкостной шум.

В гидравлических приводах шум создается разнообразными источниками, передается несколькими путями и, в конце концов, излучается разными поверхностями (рис. 4.10).

Как правило [38, 39], гидроагрегаты устанавливаются отдельно от рабочей машины. Для соединения с гидродвигателями этих агрегатов служат трубо- и/или шлангопроводы. При составлении схемы шумового потока для этой приводной системы выясняется, что основной источник воздушного шума – это насос, который к тому же

генерирует корпусный и жидкостный шум. Дальнейшей передаче и распространению корпусного шума содействует механическая связь между моторно-насосной группой и гидробаком. Еще один способ передачи корпусного шума возникает при непосредственной связи насоса с вентилями через трубопроводы

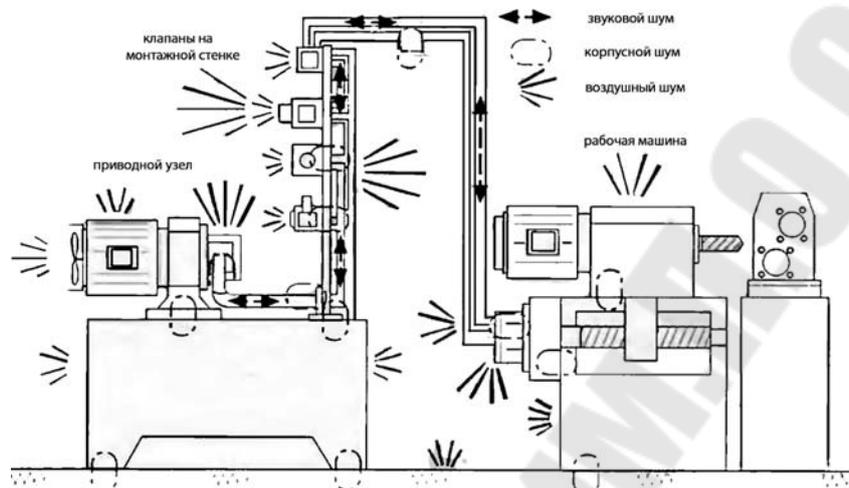


Рис. 4.10. Звуковой поток в гидроприводе и системах управления

Кроме того, сам принцип подачи жидкости насосом обуславливает постоянный жидкостной шум в виде периодических пульсаций давления. Различные конструкции насосов отличаются друг от друга. В качестве параметра сравнения используется коэффициент неравномерности подачи σ , который определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}},$$

где Q_{\max} , Q_{\min} , $Q_{\text{ср}}$ – максимальное, минимальное и среднее значение подачи во время работы насоса.

На рис. 4.11 приведены графики зависимости коэффициента неравномерности для различных типов объемных насосов от числа вытеснительных элементов K , которые показывают, что увеличение числа вытеснителей больше обычного не позволяет существенно снизить неравномерность подачи.

Жидкостный шум распространяется по всей системе труб. Эти колебания воспринимает сам насос, а также все последовательно включенные элементы, в том числе гидроагрегат и рабочая машина.

Колебания передаются примыкающим полам и стенам, вдоль которых проложены трубы. Все эти приемники колебаний излучают воздушный шум.

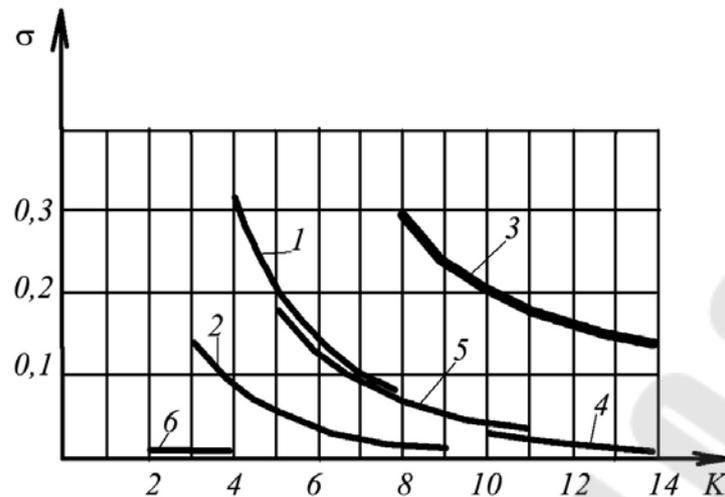


Рис. 4.11. Зависимость коэффициента неравномерности от числа вытеснительных элементов K : 1 – поршневой насос ($K = 4, 6, 8 \dots$); 2 – поршневой насос ($K = 3, 5, 7, 9$); 3 – шестеренный насос с внешним зацеплением; 4 – шестеренный насос с внутренним зацеплением; 5 – пластинчатый насос; 6 – винтовой насос.

Гидроклапаны также генерируют воздушный, корпусной и жидкостной шум. При переключении распределителей ходовых клапанов потоки жидкости затормаживаются или ускоряются. При этом возникают колебания давления, распространяющиеся в установке в виде жидкостного шума. Клапаны могут генерировать высокочастотные шипящие шумы, обусловленные турбулентными и кавитационными явлениями в местах дросселирования. Возбужденный в детали корпусный шум в дальнейшем передается корпусом и распространяется в примыкающей структуре. Процесс распространения зависит от изолирующих или демпфирующих свойств системы.

4.5.3. Меры по снижению шумности

Виброизоляция насосной установки. В идеальном [39] случае насос и приводной электродвигатель собирают на общей плите, которую затем монтируют на крышке масляного резервуара с применением амортизаторов.

Применяют амортизаторы резиновые, резинометаллические (рис. 4.12, а), пластмассовые и комбинированные.

Широкое распространение получили резинометаллические амортизаторы с мягким демпфирующим элементом (рис. 4.12, б). В случае разрушения резинового упругого элемента или его отслоения

от металлических деталей амортизатор продолжает удерживать амортизируемый объект на несущем основании.

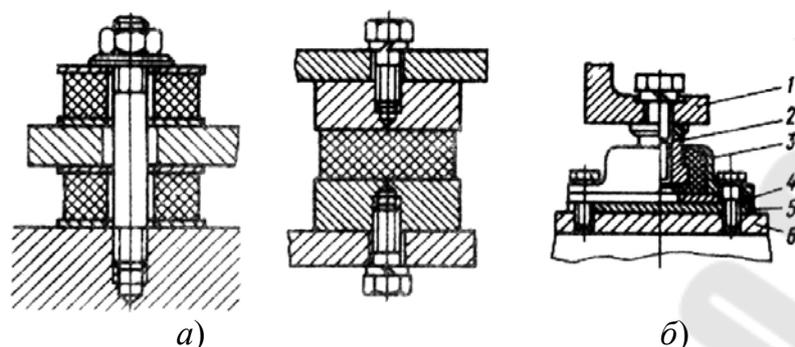


Рис. 4.12. Амортизаторы: а) резинометаллические; б) резинометаллические с мягким демпфирующим элементом
1 – лапы амортизируемого объекта; 2-4 – детали металлической арматуры, соединенные с резиновым массивом; 5 – накладка, приваренная к фундаменту; 6 – фундамент

Демпфирование передачи вибраций монтажной плите и гидравлическому резервуару привело к снижению уровня звуковой мощности, создаваемого гидросистемой на 2-3 дБА.

Значительное уменьшение уровня звуковой мощности обеспечивается при установке между насосом и его опорой звукопоглощающего фланца, представляющего собой пербутановое кольцо, привулканизированное к металлической втулке. Снижение уровня звуковой мощности в этом случае составляет от 2 до 5 дБА.

Эффективность применения эластичных опор зависит от характеристик упругого материала, типа опоры и может быть определена как отношение амплитуды колебаний монтажной плиты насосной установки при непосредственном креплении к ней насоса и электродвигателя к амплитуде колебаний монтажной плиты при использовании эластичных опор между насосной установкой и плитой.

Резинометаллические виброопоры эффективно демпфируют колебания на средних и высоких частотах и исключают их передачу и распространение на большие поверхности монтажных плит, баков и т.п. Достижимое снижение уровня звуковой мощности составляет 2-5 дБА.

В то же время эффективное снижение колебаний при установке насосного агрегата на амортизаторах может быть достигнуто только при допустимых величинах биения вала. Иначе амплитуда вибрации при снижении жесткости крепления насоса к установочной плоскости значительно возрастет.

Выбор и монтаж трубопроводов. Диаметры трубопроводов должны быть достаточно большими, чтобы скорости потока соответствовали приведенным ниже:

- 1) для линий всасывания диаметром до 32 мм - 0,6-1,2 м/с, более 32 мм - 1,6 м/с;
- 2) для линий нагнетания диаметром до 50 мм - 3 м/с, более 50 мм - 3,6 м/с.

Скорость протекания рабочей жидкости через клапаны управления и другие короткие участки труб с меньшим сечением - 6,0 м/с, скорость в переливных и предохранительных клапанах - 30 м/с.

При изготовлении элементов гидропривода следует применять плавные изгибы труб. Радиусы изгиба труб должны составлять пять-шесть диаметров труб. По возможности следует избегать изгибов трубопроводов, поскольку каждый из них повышает создаваемый гидроприводом шум.

Для подавления вибрации трубопроводов, вызываемой пульсирующим потоком, целесообразно применять массивные трубы с большой толщиной стенки.

Эффективной мерой для демпфирования колебаний служит применение в линии нагнетания армированных гибких рукавов. С этой целью в отдельных участках трубопроводов устанавливают гибкие рукава, которые ослабляют передачу вибрации от одного участка трубопровода к другому. Лучшее демпфирование достигается, когда гибкие шланги присоединяются к жесткому трубопроводу с обеих концов.

Тип всасывающего трубопровода влияет на создаваемый гидросистемой уровень звуковой мощности. Рациональна замена металлического трубопровода на пластмассовый.

Для изоляции вибрирующих труб от непосредственного контакта с металлическими деталями гидропривода используют различные конструктивные решения: всасывающие, сливные и дренажные трубопроводы, проходящие через крышку резервуара или другие металлические перегородки, уплотняют упругими втулками или манжетами (рис. 4.13, а). Применение эластичных промежуточных соединений трубопроводов в сочетании с другими виброизолирующими элементами обеспечивает снижение шума установки до 20%.

Напорные магистрали иногда выполняют из отдельных отрезков труб, соединенных между собой промежуточной кольцеобразной муфтой с демпфирующим элементом (рис. 4.13, б).

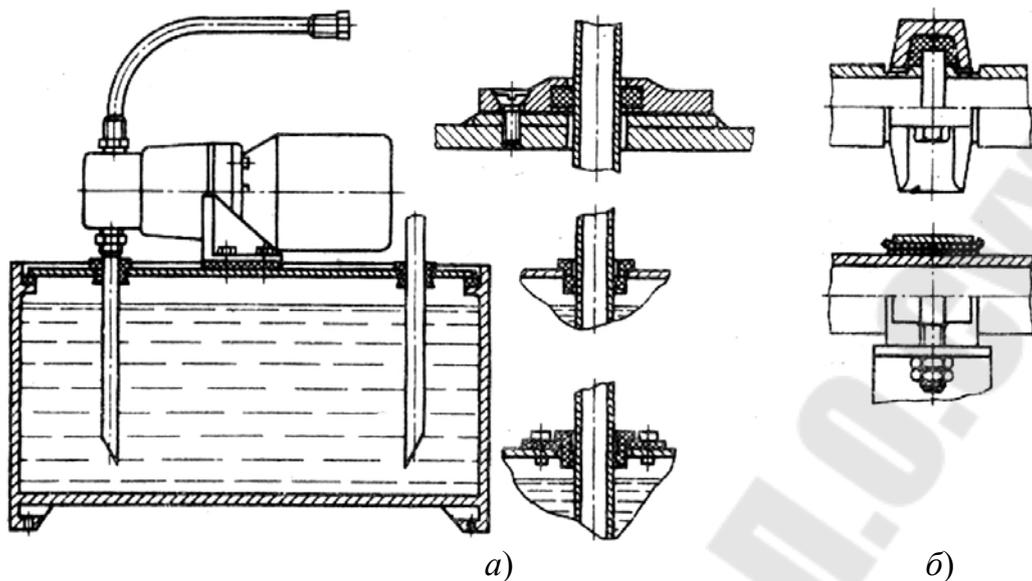


Рис. 4.13. Виброизоляция металлических трубопроводов упругими втулками и муфтами при прохождении трубопровода через крышку резервуара (а) и промежуточными кольцеобразными муфтами с демпфирующим элементом (б)

Поперечная вибрация трубопровода может быть устранена с помощью установки кронштейнов, зажимов или колодок таким образом, чтобы основная резонансная частота пролета незакрепленной части трубы была больше, чем самая высокая частота, создаваемая насосом. Для этого определяют критическую длину пролета между опорами, исходя из ее собственной частоты.

Трубы должны устанавливаться с зазором, который обеспечивает удобство монтажа и отсутствие касаний при вибрации или перемещениях других элементов конструкции. Кронштейны для труб и зажимы должны быть облицованы эластичным материалом и прикреплены к относительно массивным фундаментам, или к стойкам.

Демпфирование роторных колебаний насосного агрегата. Сложение колебаний ротора насоса, вызванных пульсацией расхода и давления, с колебаниями ротора электродвигателя, образует гармоники, влияющие на уровень звука и вибрацию насосной установки. Для демпфирования этих колебаний применяют соединительные муфты с упругими элементами различной конструкции.

В гидроприводе преимущественное распространение получили муфты с резиновыми элементами, отличающимися высокими компенсационными свойствами и хорошей демпфирующей способностью при сравнительной простоте конструкции и отсутствии специальных требований к уходу при эксплуатации.

Для монтажа небольших насосных станций часто применяют муфты со звездочкой ГОСТ 14084-93 (рис. 4.14, а), а для более крупных установок - втулочно-пальцевые муфты ГОСТ 21424-93 (рис. 4.14, б) [41].

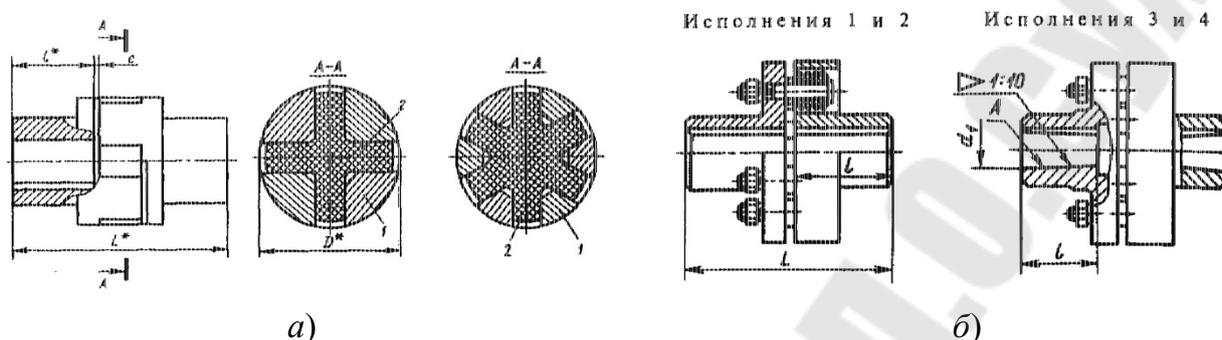


Рис. 4.14. Муфты с эластичными элементами: а) упругая со звездочкой, б) упругая втулочно-пальцевая

На рис. 4.15. показаны конструкции муфт с упругими элементами. Резиновый демпфирующий элемент выполнен в форме восьмиугольной втулки (рис. 4.15, а). При такой форме элемента обеспечивается сравнительно большая поверхность контакта полумуфт, воспринимающих крутящий момент. Указанная муфта обеспечивает снижение уровня звуковой мощности насосной установки на 6 дБА.

Зубчатая муфта с эластичной оболочкой (рис. 4.15, б), изготовленной из полиуретана или суперполиамида, обладающих высоким сопротивлением изнашиванию и хорошими виброакустическими свойствами. Муфты этого типа изготавливают для компенсации несоосности насосных установок и агрегатов.

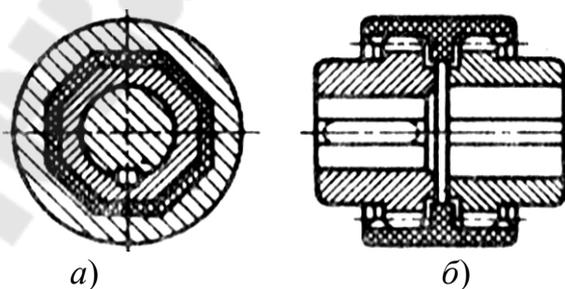


Рис. 4.15. Муфты с эластичными демпфирующими элементами

Испытания муфт разных конструкций показали недостаточные демпфирующие свойства оболочковой муфты. К наиболее оптимальным, с точки зрения снижения шума можно отнести втулочно-пальцевые муфты (уровень звука снижается на 2-4 дБА).

Погружение насоса в рабочую жидкость. Экспериментальные исследования уровней звука и уровней звукового давления, создаваемых насосной установкой, при монтаже насоса на баке и в погружном состоянии показали, что в последнем случае уровень шума значительно ниже, что объясняется главным образом улучшением условий всасывания и исключением подсоса воздуха.

При погружном исполнении в качестве элемента виброизоляции может быть использован гибкий установочный фланец, который способен снизить уровень звука на 2-4 дБА.

Меры по снижению уровня шума электродвигателей и теплообменников. Электродвигатель занимает одно из первых мест по уровню создаваемого шума. Борьба с шумом ограничивается, как правило, пассивными методами; наиболее эффективно акустическое ограждение, не препятствующее циркуляции охлаждающего воздуха. Снижение шума, создаваемого вентилятором, достигается установкой глушителя на впуске охлаждающего воздуха и приданием лопастям вентилятора оптимальной геометрической формы. Это позволяет снизить уровень звука на 5-7 дБ А при 1500 об/мин.

Глушитель аэродинамического шума представляет собой металлическую конструкцию с двойными стенками, пространство между которыми заполнено звукопоглощающим материалом. Такое решение может понизить уровень звука до 10 дБА и более.

Существенное снижение уровня звуковой мощности достигается также при замене прямых лопастей вентилятора наклонными.

Современные электромоторы выпускаются с пониженными шумовыми характеристиками. Они имеют уменьшенный воздушный зазор между статором и ротором, лопасти вентиляторов выполнены из пластмассы или специальной синтетической резины, применены прецизионные подшипники качения.

Указанные меры по снижению шумовых характеристик приводных электродвигателей применяются и для теплообменников с воздушным охлаждением.

Звукоизолирующие ограждения. При акустическом ограждении всей насосной установки можно достичь уровня звука до 25-45 дБА. Ограждение должно быть сплошным, выполненным из материалов большой плотности при минимальном количестве пустот.

Наиболее эффективно трехслойное ограждение из тяжелых металлических стенок, оснащенных ребрами жесткости, а также слоев стекловолокна и звукопоглощающей пасты (рис. 4.16). Насосный аг-

регат установлен на резиновые амортизаторы. Дверцы проемов для обслуживания и ухода за агрегатом уплотнены. Такое ограждение обеспечивает снижение уровня звука 25-35 дБА.

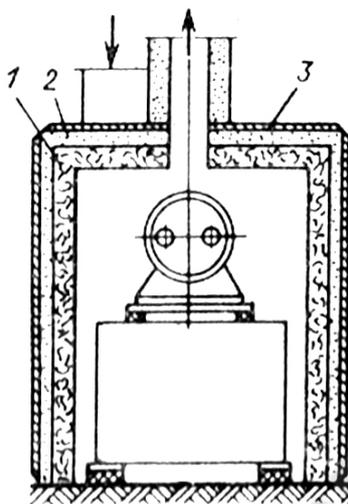


Рис. 4.16. Звукоизолирующее ограждение насосных станций с трехслойной изоляцией: 1 – пористый звукопоглощающий материал; 2 – звукопоглощающая замазка; 3 – металлические листы

Суммарное сечение вентиляционных отверстий не должно превышать 10% общей площади ограждающих стенок.

Вибропоглощающие покрытия. Снижение шума может быть достигнуто демпфированием вибрирующей поверхности различными покрытиями. Материал покрытия должен плотно прилегать к колеблющейся поверхности.

Поглощение энергии происходит в основном за счет деформации вибропоглощающего слоя и особенно эффективно для высоких звуковых частот.

Вибропоглощающие покрытия подразделяют на:

- 1) жесткие, к которым относят твердые пластмассы с наполнителями (например, листы из спеченного алюминия толщиной 2-3 мм);
- 2) мягкие, к которым относят мягкие резины и пластмассы, прорезиненный войлок, мастики.

Звукопоглощающие покрытия должны иметь большую величину звукопоглощения; хорошую газопроницаемость и теплоизолирующую способность и минимальную толщину; обладать такой же прочностью, как металлы, хорошей обрабатываемостью, коррозионной стойкостью и негорючестью; не электризоваться; допускать применение воды и моющих растворов при обслуживании; иметь невысокую стоимость.

Дополнительные рекомендации по приводу в целом. Мощность привода лучше повышать за счет давления насосного агрегата, а не расхода, поскольку при удвоенном давлении уровень звукового давления увеличивается примерно на 4-5 дБ, а при удвоенной скорости потока - примерно на 18 дБ.

С точки зрения снижения шума вместо одного насоса большой мощности выгоднее применять два насоса с половинной мощностью. Уровень шума регулируемых насосов примерно на 8 дБ выше, чем у нерегулируемых насосов той же мощности.

При увеличении температуры рабочей жидкости несколько увеличивается уровень звукового давления. Для снижения температуры необходимо применение теплообменников. В то же время маслоохладители с воздушным охлаждением создают уровень звукового давления, намного превосходящий уровень звукового давления, являющийся результатом повышения температуры масла. Поэтому лучше применять теплообменники с водяным охлаждением.

Насосные установки не рекомендуется располагать в углу помещения или возле стен, если последние не изготовлены (облицованы) из звукопоглощающих материалов.

Стенд или пульт управления гидроприводом, у которого работает оператор, должен быть установлен как можно дальше от источника шума.

4.6. Контрольные вопросы

- 1) На какие группы делятся способы очистки рабочей жидкости?
- 2) Как классифицируют фильтры?
- 3) Как на схемах обозначаются фильтры?
- 4) Какие показатели характеризуют фильтры?
- 5) К чему приводит повышение или понижение температуры в гидросистеме?
- 6) Как на схемах обозначаются аппараты теплообменные?
- 7) На какие виды делятся теплообменники?
- 8) Назовите основные технические параметры теплообменников.
- 9) Какая допустимая рабочая температура жидкости возможна при работе гидросистем?
- 10) Что такое гидробак?
- 11) Какие функции выполняет гидробак?
- 12) Как классифицируют гидробаки?

- 13) Как на схемах обозначаются гидробаки?
- 14) Что такое аккумулятор?
- 15) Как на схемах обозначаются аккумуляторы?
- 16) Как классифицируют аккумуляторы?
- 17) В чём заключается принцип действия гидроаккумуляторов?
- 18) Какие задачи решаются при помощи гидроаккумуляторов?
- 19) Какие преимущества достигаются в гидроприводе при помощи гидроаккумуляторов?
- 20) Какие эксплуатационные параметры требуются для выбора гидроаккумулятора?
- 21) Перечислите правила техники безопасности для гидросистем с аккумуляторами.
- 22) Что такое гидролиния?
- 23) Как классифицируют гидролинии?
- 24) Как на схемах обозначаются трубопроводы?
- 25) Что такое система трубопроводов?
- 26) Перечислите рекомендации по использованию материалов трубопроводов?
- 27) В каких случаях возможно применение РВД?
- 28) Как классифицируют резьбовые соединения труб?
- 29) Чем обеспечивается фиксация и уплотнение при резьбовых соединениях?
- 30) Какие приборы применяют для измерения давления?
- 31) Каким правилом необходимо руководствоваться при выборе манометра?
- 32) Как на схемах обозначаются приборы для измерения давления?
- 33) Как на схемах обозначаются приборы для измерения расхода?
- 34) Как на схемах обозначаются приборы для измерения температуры?
- 35) Перечислите источники шума в гидроприводах.
- 36) Какие есть способы снижения распространения корпусного и жидкостного шума?
- 37) Какие есть способы снижения распространения воздушного шума?
- 38) При каком постоянном воздействии шума неизбежны повреждения слуха?
- 39) Что является основным источником воздушного шума в гидроприводе?
- 40) Какие муфты наиболее оптимальны, с точки зрения снижения шума?

5. Типовые схемные решения при проектировании гидросистем

5.1. Классификация объемных гидроприводов по виду циркуляции рабочей жидкости

Гидроприводы можно классифицировать по давлению, способу регулирования, виду циркуляции, методу управления и контроля [1, 11, 30].

При проектировании любое конкретное схемное решение может быть основано на типовом, используемом в практике разработки гидросистем.

В зависимости от пути, который проходит жидкость в гидропередаче, различают гидропередачи с разомкнутой и замкнутой циркуляцией жидкости (рис. 5.1).

Если в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, являющийся гидродвигателем дискретного (периодического) действия, то возможна только разомкнутая циркуляция жидкости (рис. 5.1, а).

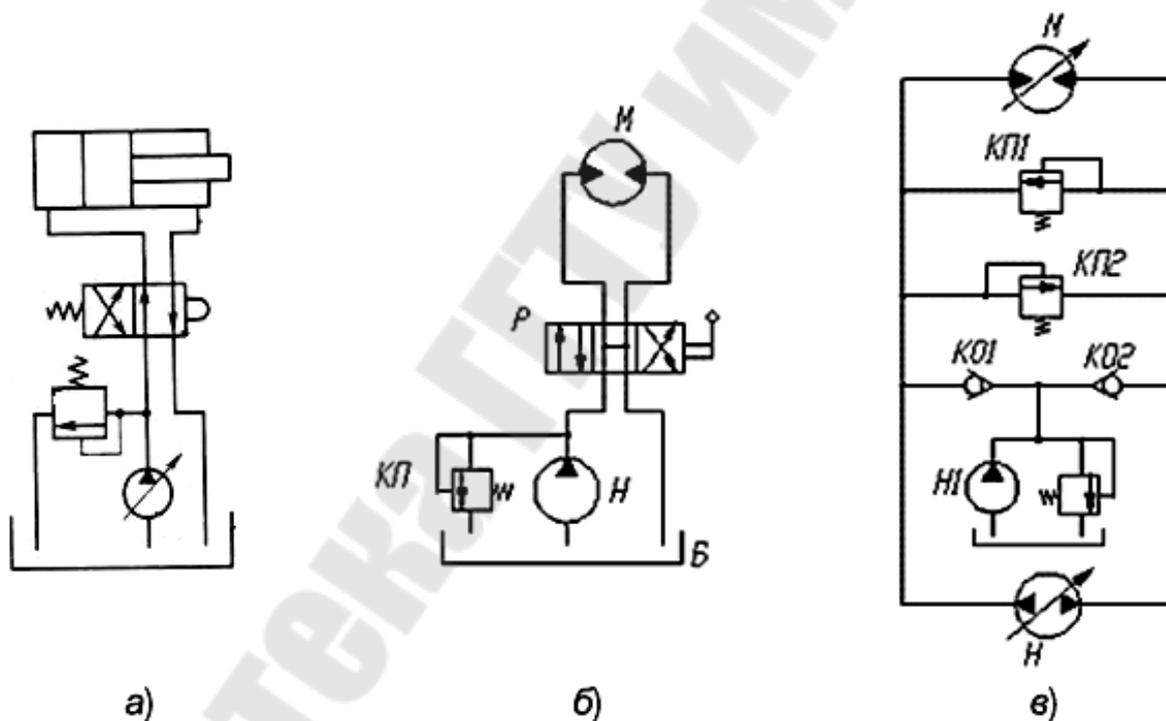


Рис. 5.1. Схемы гидропередач с разомкнутой (а, б) и замкнутой (в) циркуляцией жидкости

Насос всасывает жидкость из бака и нагнетает ее в гидроцилиндр через распределитель. Из другой рабочей полости гидроцилиндра жидкость возвращается через распределитель в бак. Разрыв циркуляции происходит в баке, где жидкость отстаивается некоторое время, охлаждаясь и очищаясь от загрязнений прежде, чем попасть

снова на всасывание насоса. В такой схеме обязательно применение распределителей (рис. 5.1, а, б).

Гидросистемы с разомкнутой циркуляцией просты и надежны, легко заполняются жидкостью до полного удаления воздуха, но продолжительная работа связана с выделениями теплоты, поэтому они применяются без использования аппаратов теплообменных в гидроприводах с кратковременными режимами работы или в установках малой мощности (до 25 кВт).

Рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы - хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости, они проще по конструкции и в эксплуатации практически универсальны, т. е. могут применяться в машинах любого назначения. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

На рис. 5.1, в показана схема гидропередачи вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. Такая схема эффективна в гидропередачах с большими расходами жидкости, т. к. обеспечивает минимальные потери в гидрелиниях, соединяющих насос Н и гидромотор М. Реверс вала гидромотора осуществляется за счет реверса подачи насоса, поэтому трубопроводы периодически меняют свое назначение (напорная или всасывающая), и для защиты от повышенного давления установлены предохранительные клапаны КП1 и КП2.

Поскольку в насосе и гидромоторе происходят утечки жидкости, гидросистема оказывается замкнута только теоретически.

В гидросистеме насос подпитки Н1 получает вращение от вала основного насоса Н, подает жидкость через обратные клапаны КО1 или КО2 в ту магистраль, которая в данный момент является всасывающей. Этим обеспечиваются минимальные затраты мощности на его работу и исключается кавитация в основном насосе Н.

Преимущества гидропривода с замкнутым потоком

- 1) Значительно меньше объем рабочей жидкости, так как потребность в ней определяется рабочими объемами гидромоторов, а размеры бака выбирают исходя из подачи насоса системы подпитки.
- 2) Избыточное давление на входе в насос обеспечивает его работу при максимальной частоте вращения, что позволяет применить насос меньшего рабочего объема и использовать объемный гидропривод в условиях холодного климата.

- 3) Допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации. Кроме того, избыточное давление на входе в основной насос позволяет запускать в работу машину при температуре масла ниже $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ без разогрева рабочей жидкости.
- 4) Отсутствует контакт рабочей жидкости с окружающей средой, что исключает загрязнение гидросистемы, увеличивает ресурс гидропривода и периодичность замены рабочей жидкости.
- 5) Более высокий КПД, т.к. регулируемые реверсивные аксиально-поршневые насосы позволяют менять направление вращения вала гидромотора без распределителей.
- 6) Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу.
- 7) Не имеют гидробаков, при длительном бездействии они остаются заполненными жидкостью, что сокращает время подготовки к действию и снижает вероятность окисления рабочей жидкости.
- 8) Легко осуществляется обратная связь между рабочим давлением и подачей насоса, что создает условия для поддержания мощности привода постоянной.

Недостатки гидропривода с замкнутым потоком:

- необходимость сливать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры.
- в гидросистеме могут применяться только гидромоторы, так как при работе гидроцилиндров не может быть постоянного расхода
- в процессе работы жидкость быстро нагревается, поэтому возникает необходимость установки специальных охладителей.

Примеры применения гидроприводов с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, вследствие их универсальности, разнообразны и могут быть просты конструктивно и содержать один гидродвигатель или несколько и использоваться различным в технологическом оборудовании или в мобильных машинах.

Гидроприводы с замкнутым потоком все больше применяют для исполнительных механизмов вращательного движения, привода лебедок автокранов в агрегатах для ремонта и освоения скважин, в горных комбайнах, для привода подъемников, в самоходных катках и др. Особенно эффективно применение гидроприводов с замкнутым потоком в пневмоколесных машинах, в том числе с шарнирно-сочлененной рамой, для привода ходовых механизмов с двумя или четырьмя активными колесами в условиях бездорожья.

Наибольшее распространение получили гидроприводы с замкнутым потоком, в которых основной насос является регулируемым, а гидродвигатель - нерегулируемым.

Менее распространены гидроприводы с замкнутым потоком, в которых используется нерегулируемый основной насос и регулируемый гидромотор или обе гидромашины являются регулируемыми. В последнем случае при прочих равных условиях обеспечиваются наилучшие регулировочные характеристики гидропривода, однако сложность и повышенная стоимость гидропривода с двумя регулируемыми гидромашинами препятствуют его широкому применению.

5.2. Дроссельное регулирование скорости гидродвигателей

Одним из достоинств гидравлических приводов является возможность плавного регулирования скорости движения выходных звеньев их исполнительных механизмов в широком диапазоне значений [1, 5, 11, 21, 24, 29].

Скорость выходного звена зависит от объемного расхода рабочей жидкости, поступающей в исполнительный механизм, а также от геометрических параметров самого механизма.

Регулируемым называется гидропривод, в котором скорость движения выходного звена гидродвигателя может изменяться по требуемому закону. Создать необходимую выходную характеристику можно следующими способами:

- 1) используя регулировочные возможности силовой установки (т.е. регулированием частоты вращения насоса n_n);
- 2) изменяя рабочий объем гидромашины (машинное регулирование);
- 3) изменяя проходное сечение местного сопротивления (дроссельное регулирование).

Гидроприводы с дроссельным регулированием являются приводами с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, в котором часть подачи нерегулируемого насоса отводится на слив, минуя гидродвигатель. Это осуществляется за счет введения в гидросистему регулируемого гидравлического сопротивления (дросселя).

Гидравлические устройства с дроссельным управлением распространены в силовых системах автоматического управления малой и средней мощности. При большой мощности системы (более 10 кВт)

из-за сравнительно низкого КПД и трудностей отвода тепла такие устройства используются редко.

Гидроприводы с дроссельным регулированием скорости обладают высоким быстродействием, имеют относительно малую массу на единицу выходной мощности, небольшие размеры, высокую надежность. Возможно питание нескольких гидродвигателей от одного насоса.

Однако системы с дроссельным регулированием:

- могут обладать нестабильными характеристиками при изменении температур рабочей жидкости или окружающей среды,
- нуждаются в тщательной очистке рабочей жидкости,
- требуют высокой точности при изготовлении рабочих органов привода и надежной герметизации подвижных и неподвижных соединений,
- работа системы сопровождается большой потерей энергии,
- скорость движения штока при одинаковом открытии дросселя с увеличением внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра уменьшается (мягкая механическая характеристика).

При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулируемого дросселя: последовательно с гидродвигателем (на входе или выходе) и параллельно гидродвигателю.

По схеме работы нерегулируемых насосов гидроприводы с дроссельным регулированием можно разделить на две группы:

- 1) с постоянным давлением,
- 2) с переменным давлением.

В приводе с постоянным давлением предохранительный клапан работает в режиме переливного, т.е. он постоянно открыт, и часть потока рабочей жидкости идет на слив. За счет этого в напорной магистрали поддерживается практически постоянное давление. В таких приводах регулируемые дроссели устанавливают последовательно либо в напорной линии перед направляющим распределителем (дроссель на входе), либо в сливной линии после направляющего распределителя (дроссель на выходе).

В приводе с переменным давлением предохранительный клапан открывается только при превышении давления в напорной магистрали над давлением настройки предохранительного клапана. Давление в напорной линии может изменяться и зависит от нагрузки на гидродвигателе.

Выбор схемы установки регулирующего гидроаппарата зависит от вида нагрузки, точности и быстродействия отработки команды, требуемых величин КПД и надежности гидроустройств и всего привода, фактора экономической эффективности. При достаточно высоких требованиях к регулированию используют только последовательную установку дросселей.

5.2.1. Последовательное включение дросселя

Данный способ включения регулирующего дросселя может быть осуществлен в трех вариантах: дроссель включен на входе в гидродвигатель (в напорной магистрали), на выходе из него (в сливной магистрали) и на входе и выходе одновременно (рис. 5.2) [1, 5, 11, 21, 24, 29].

В гидроприводе (рис. 5.2, а) масло от нерегулируемого насоса H через дроссель $ДР$ и распределитель P поступает в рабочую полость цилиндра $Ц$, а из противоположной полости сливается в бак. Скорость движения штока цилиндра регулируется с помощью дросселя, который ограничивает расход масла, поступающего в цилиндр, причем оставшееся масло сливается в бак через предохранительный клапан $КП$. Последний настроен на давление достаточное для преодоления нагрузки F на штоке цилиндра. Так как через клапан $КП$ постоянно проходит часть потока масла, насос постоянно работает под максимальным давлением независимо от нагрузки F .

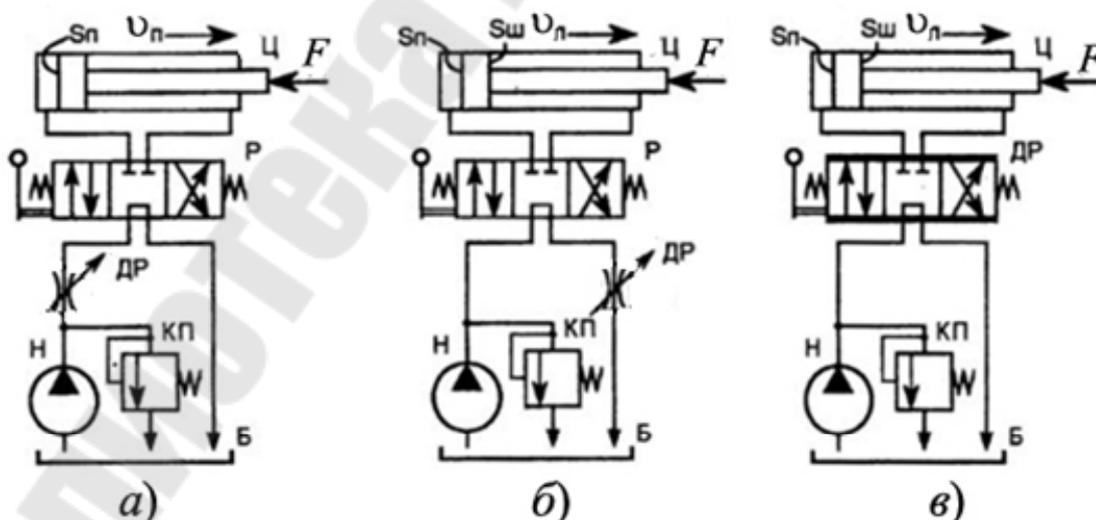


Рис. 5.2. Типовые схемы гидропередач с последовательной установкой дросселя: а) в напорной линии; б) в сливной линии; в) с дросселирующим распределителем

Давление насоса p_n для разных случаев последовательной установки дросселя определяется как:

а) для схемы с дросселем на входе:

$$p_n = \frac{F}{S_{\Pi}} + \Delta p_{\text{др}} = p_k,$$

где $\Delta p_{\text{др}}$ - перепад давления на дросселе;

p_k - давление на клапане предохранительном;

S_{Π} - площадь поршня гидроцилиндра.

б) для схемы с дросселем на выходе:

$$p_n = \frac{F}{S_{\Pi}} + \Delta p_{\text{др}} \cdot \frac{S_{\text{ш}}}{S_{\Pi}} = p_k,$$

где $S_{\text{ш}}$ - площадь штоковой полости гидроцилиндра.

в) для схемы с дросселирующим распределителем:

$$p_n = \frac{F}{S_{\Pi}} + \Delta p_{\text{др}} \cdot \left(1 + \frac{S_{\text{ш}}}{S_{\Pi}} \right) = p_k.$$

Рассмотрим гидросистему с дросселем, установленным *последовательно в напорной линии (на входе)*.

В рассматриваемом приводе расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру, равен расходу рабочей жидкости через дроссель (рис. 5.2, а):

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{др}} = \mu \cdot S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}.$$

Излишек рабочей жидкости $Q_n - Q_{\text{др}}$ сливается в бак через переливной клапан, который поддерживает давление после насоса p_n постоянным.

Скорость поршня в этом случае равна:

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\text{др}}}{S_{\Pi}} = \frac{\mu \cdot S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_n - \frac{F}{S_{\Pi}} \right)}, \quad (1)$$

где S_{Π} – площадь сечения поршня.

Зависимость скорости от открытия дросселя – линейная (рис.5.3, а) [11, 42].

Т.о., при полном открытии дросселя скорость поршня получается максимальной. При уменьшении открытия дросселя давление перед ним повышается, предохранительный клапан приоткрывается больше и пропускает часть подачи насоса. Скорость поршня при этом уменьша-

ется. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в бак, а скорость поршня равна нулю.

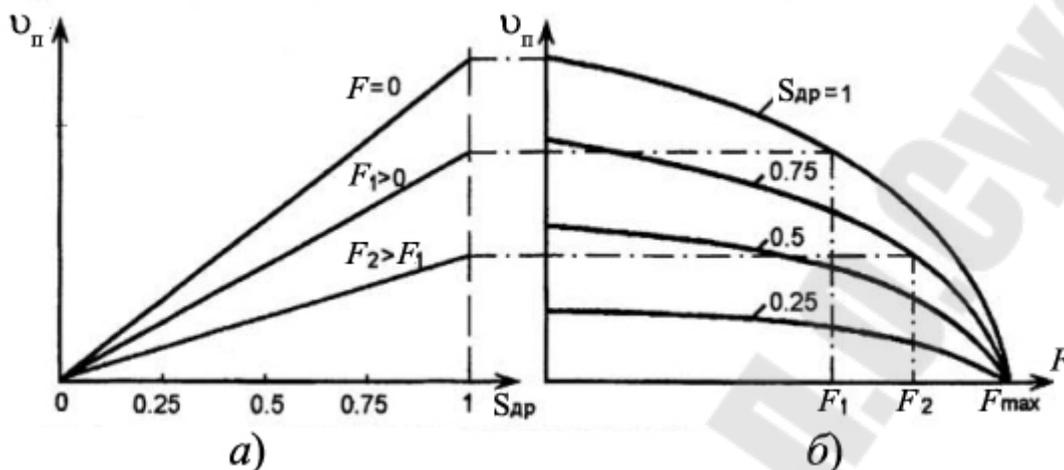


Рис.5.3. Регулирующая (а) и механическая (б) характеристики гидропередачи при последовательном включении дросселя

При постоянном открытии дросселя $S_{др}$ и увеличении преодолеваемой нагрузки, т.е. силы F , скорость поршня уменьшается (по уравнению 1) (рис. 5.3, б). Из графика видно, что максимальная нагрузка, при которой происходит торможение штока цилиндра не зависит от степени открытия дросселя.

Гидроприводы с дросселем на входе непригодны для работы в режимах с отрицательными нагрузками (т.е. с нагрузками, направление действия которых совпадает с направлением движения поршня гидроцилиндра).

Принципиальная схема гидропривода с дросселем на выходе показана на рис. 5.2, б. В данной схеме давление в напорной линии так же поддерживается постоянным с помощью переливного клапана. Скорость движения поршня гидроцилиндра определяется по формуле (1).

Достоинство - возможность регулирования скорости при знакопеременной нагрузке (т.к. при любом направлении действия силы F изменению скорости препятствует сопротивление дросселя), быстрая затормаживаемость двигателя, отвод теплового потока, выделяющегося при дросселировании рабочей жидкости непосредственно в бак, минуя гидроцилиндр.

Недостатки - зависимость скорости движения выходного звена гидроцилиндра от нагрузки, а также меньшая экономичность по сравнению со схемой с дросселем на входе (т.к. часть мощность двигателя затрачивается на преодоление противодействия в сливной полости).

На практике с целью независимого регулирования скорости гидродвигателя в рабочем и обратном направлениях устанавливают два дросселя с встроенными обратными клапанами на входе и на выходе или дросселирующий распределитель (рис. 5.2, в). В данной схеме давление в напорной линии так же поддерживается постоянным с помощью переливного клапана. Скорость движения поршня гидроцилиндра определяется по формуле:

$$v_{\text{п}} = \frac{\mu \cdot S_{\text{др.р}}}{S_{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\text{п}}} \right)}. \quad (2)$$

Использование дросселирующего распределителя также способствует более устойчивой работе гидродвигателя при колебаниях нагрузки. Кроме этого для симметричного дросселирующего золотникового распределителя при одинаковых нагрузках F и скоростях $v_{\text{п}}$ проходные сечения дросселирующих проточек распределителя ($S_{\text{др.р}}$) будут большими, чем сечения отверстий дросселя ($S_{\text{др}}$), что существенно снизит вероятность отказа гидросистемы из-за засорения малых дросселирующих отверстий.

При открытом переливном клапане КП давление в потоке жидкости на выходе из насоса равно давлению настройки клапана и постоянное, следовательно, мощность, затрачиваемая на вращение насоса, также будет постоянной, независимо от величины преодолеваемой нагрузки. Это нерационально, т.к. приведет к перерасходу энергии.

5.2.2. Параллельное включение дросселя

Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием с параллельным включением дросселя показана на рис. 5.4, а. В данной схеме регулируемый дроссель ДР установлен в линии соединяющей напорную гидролинию со сливной. При таком включении дросселя рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока, один из которых проходит через гидроцилиндр Ц, другой - через дроссель ДР возвращается в бак. Регулирование скорости производится изменением величины расхода рабочей жидкости через дроссель. Давление в напорной линии зависит от нагрузки гидродвигателя, т.к. предохранительный клапан работает в обычном режиме и открывается при повышении давления больше настройки на клапане.

Скорость поршня в этом случае равна [11, 42]:

$$v_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_{\text{п}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\text{п}}} - \frac{Q_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\text{п}}} - \frac{\mu \cdot S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\rho \cdot S_{\text{п}}}} \quad (3)$$

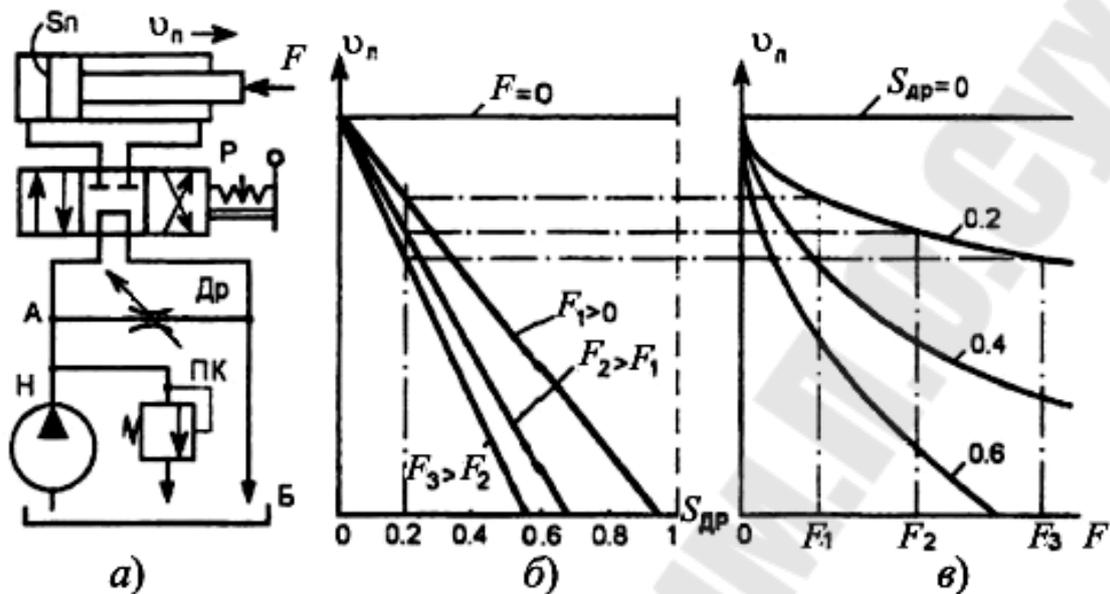


Рис. 5.4. Схема гидропередачи с параллельной установкой дросселя (а) и ее регулировочная (б) и механическая (в) характеристики

Следовательно, скорость движения штока гидроцилиндра зависит от настройки дросселя и внешней нагрузки при прочих равных условиях. При неизменной нагрузке скорость штока цилиндра максимальна при полностью закрытом дросселе. По мере открытия дросселя часть жидкости отводится в бак и скорость движения штока соответственно уменьшается. При полном открытии дросселя весь поток рабочей жидкости от насоса пойдет через дроссель в бак, и шток цилиндра остановиться (рис. 5.4, б).

Скорость движения штока при одной и той же площади рабочего проходного сечения дросселя с увеличением внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра уменьшается (рис.5.4, в).

Графики механической характеристики для параллельной установки дросселя (рис.5.4, в), в отличие от графиков для его последовательной установки (рис.5.3, б), имеют противоположную кривизну и выходят из одной точки, соответствующей $v_{\text{п}} = \text{max}$ и $F = 0$. Максимальная нагрузка F_{max} , вызывающая торможение поршня гидроцилиндра, уменьшается с увеличением степени открытия дросселя и при $S_{\text{др}} \rightarrow 0$, $F_{\text{max}} \rightarrow \infty$. При параллельной установке дросселя, как и при последовательной его установке на входе, исключается возможность

регулирования при действии нагрузки в направлении, совпадающем с направлением движения поршня гидроцилиндра.

Преимуществами гидропривода с переменным давлением являются более высокий КПД по сравнению с приводами с постоянным давлением, т.к. мощность зависит от нагрузки; отвод теплового потока, образующегося при дросселировании рабочей жидкости, происходит непосредственно в бак.

Недостатки схемы: невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках, т.е. тогда, когда направление действия нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена, и невозможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу.

5.2.3. Сравнение способов регулирования гидроприводов

Дроссельное регулирование «на выходе» и «на входе» имеют одинаковые нагрузочные характеристики (рис. 5.5, а). С этой точки зрения данные способы равнозначны. Однако потребляемая насосом мощность при установке дросселя «на выходе» несколько выше, чем при регулировании «на входе» [11, 12, 24, 42].

Наибольшей стабильностью обладает гидропривод с последовательным включением дросселя (рис. 5.5, а). Значительно хуже в этом отношении регулирование с параллельным включением дросселя (рис. 5.5, а).

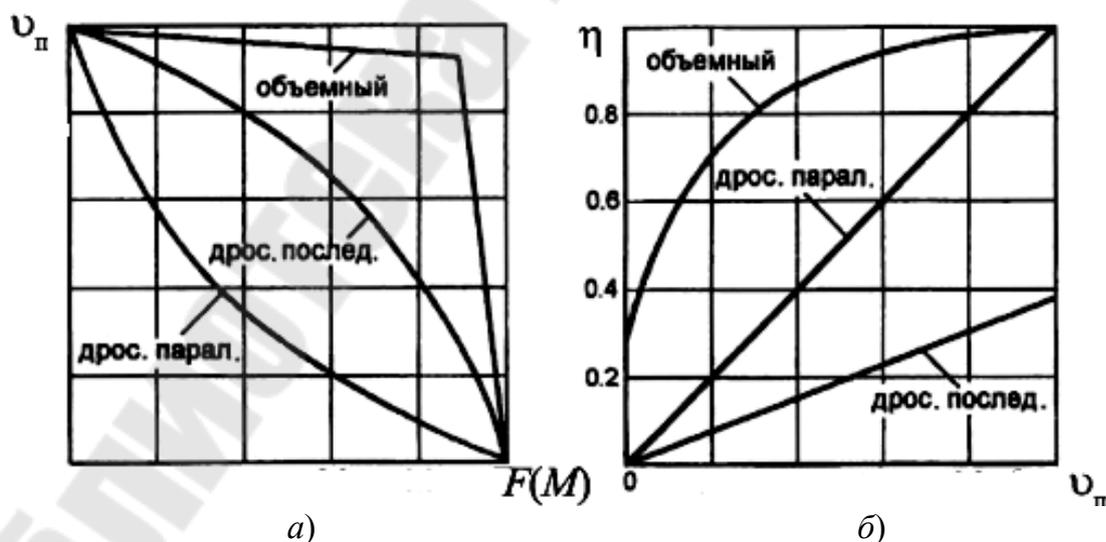


Рис.5.5. Сравнение способов регулирования ГП: а) по механическим характеристикам, б) по КПД

Однако при параллельном включении дросселя КПД привода выше, чем при последовательном (рис. 5.5, б). Это объясняется тем, что давление, развиваемое насосом, и потребляемая им мощность изменяются с изменением внешней нагрузки, а не остаются постоянными, как это имеет место при последовательном включении дросселя.

По двум важнейшим показателям - механическим характеристикам и КПД - лучшие качества имеет гидропривод с машинным регулированием. Однако при выборе способа регулирования гидропривода необходимо учитывать еще и экономические показатели.

Регулируемые гидромашины - насосы и гидромоторы - более дорогостоящи, чем нерегулируемые, и, будучи более сложными, менее долговечны. Поэтому, используя машинное регулирование гидропривода, идут на значительные капитальные затраты, но зато благодаря более высокому КПД получают экономию в эксплуатационных расходах, т.е. в стоимости энергозатрат. Ввиду этого машинное регулирование гидропривода обычно применяют, когда существенными являются энергетические показатели, например, для гидроприводов большой мощности ($N > 10$ кВт) и с длительными режимами их работы.

Дроссельное регулирование не обеспечивает достижения стабильных скоростей движения выходного звена гидродвигателя в условиях изменяющейся нагрузки. Поэтому в тех случаях, когда требуется обеспечить равномерную скорость движения выходного звена гидродвигателя, вместо обычных дросселей применяют регуляторы расхода.

Нагрузочные характеристики при установке регулятора расхода приведены на рис. 5.6.

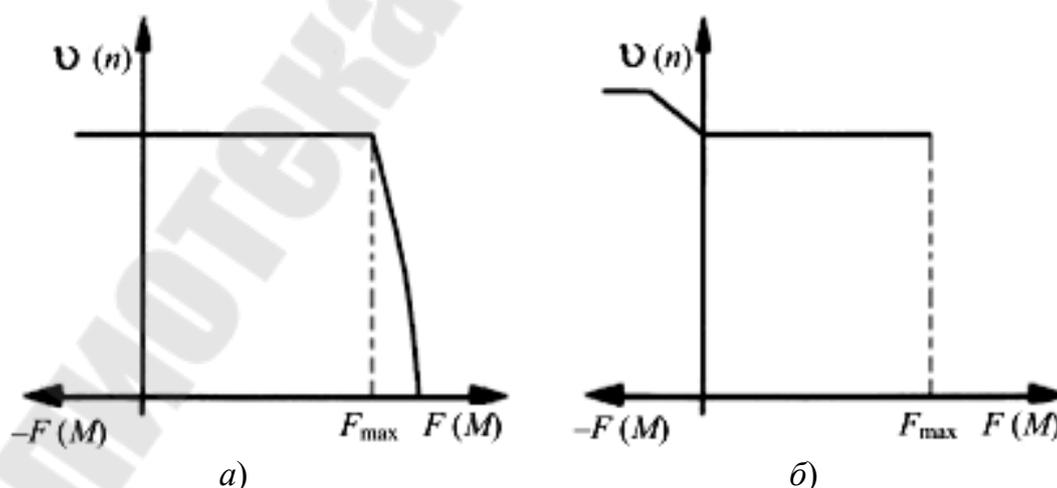


Рис. 5.6. Нагрузочные характеристики гидропривода при установке регулятора расхода: а) последовательно; б) параллельно

5.3. Машинное регулирование скорости гидродвигателей

Нерегулируемые насосы широко применяются в насосных станциях гидроприводов малой и средней мощности. Однако, значительные потери энергии при режимах работы, когда подача насоса превышает нужды потребителя, делают экономически невыгодным их использование в гидроприводах высокой мощности [11, 12, 24, 42].

Применение объемного регулирования обеспечивает:

- более высокий КПД, по сравнению с дроссельным регулированием;
- значительно меньшее изменение скорости выходного звена при колебаниях нагрузки.

Недостаток: конструктивная сложность и высокая стоимость регулируемых гидромашин.

Следовательно, гидроприводы с объемным регулированием наиболее целесообразно использовать при средних (15-40 кВт) мощностях рабочих механизмов и обязательно должны использоваться при больших мощностях (40 кВт и выше).

У данного способа регулирования скорости движения гидродвигателя возможны четыре варианта (рис.5.7):

- регулирование изменением частоты вращения насоса (рис.5.7, а);
- регулирование гидродвигателем (рис.5.7, б);
- регулирование насосом (рис.5.7, в);
- совместное регулирование насосом и гидродвигателем (рис.5.7, г).

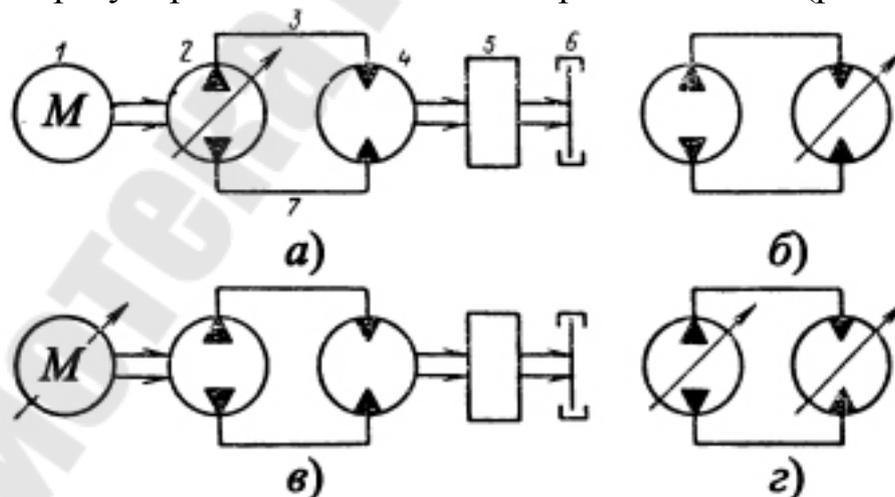


Рис. 5.7. Принципиальные схемы гидропередач с машинным регулированием: а) с регулируемым насосом; б) с регулируемым мотором; в) с регулируемым приводным двигателем; г) с регулируемым насосом и гидродвигателем

Задачи энергосбережения успешно решаются путем использования регулируемых насосов, снабженных различного рода регуляторами: давления, расхода и мощности [21].

Механизм регулирования конструктивно состоит:

- 1) приводной двигатель (ручной, гидравлический, электрический, ДВС);
- 2) управляющий механизм (распределитель с различным способом управления);
- 3) обратная связь (жесткая или гибкая).

Если отсутствует обратная связь, то изменение управляющей силы непосредственно влияет на регулируемый узел насоса изменяя его положение до механического упора.

5.3.1. Регулирование насосом

Определяющим параметром является параметр регулирования насоса [24, 42]:

$$\bar{e} = \frac{V_{\text{тек}}}{V_{\text{max}}} = \frac{e_{\text{тек}}}{e_{\text{max}}},$$

где $e_{\text{тек}}$ и e_{max} – текущее и максимальное значения регулируемого параметра при текущем (регулируемом) объеме $V_{\text{тек}}$ и его максимальное значение при V_{max} ; для радиальных и пластинчатых машин этим параметром является эксцентриситет, а для аксиальных – угол γ наклона диска.

Основные расчетные зависимости при объемном регулировании скорости насосом следующие:

Подача регулируемого насоса:

$$Q_H = \bar{e} \cdot V_H \cdot n_H.$$

Крутящий момент на валу насоса:

$$M_H = \bar{e} \cdot p \cdot V_H / 2 \cdot \pi.$$

Скорость движения и нагрузка гидродвигателя:

1) гидромотора:

$$n_M = \bar{e} \cdot V_H \cdot n_H / V_M, \quad M_M = p \cdot V_M / 2 \cdot \pi;$$

2) гидроцилиндра:

$$v = \bar{e} \cdot V_H \cdot n_H / S_{\Pi}, \quad F = p \cdot S_{\Pi}.$$

Мощность на валу насоса:

$$N = \bar{e} \cdot p \cdot V_H \cdot n_H.$$

Графики приведенных характеристик гидросистемы вращательного движения представлены на рис. 5.8.

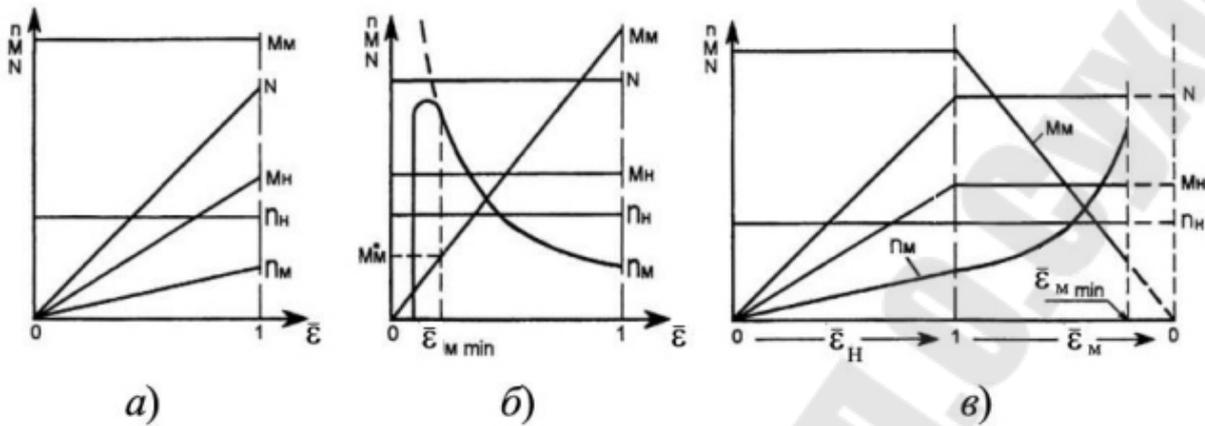


Рис. 5.8. Характеристики гидросистемы: а) с регулируемым насосом; б) с регулируемым гидромотором; в) при совместном регулировании

Если $\bar{\epsilon} = 1$, то $n_m < n_n$ и $M_m > M_n$. Это возможно только, если $V_m > V_n$. Таким образом, гидросистема выполняет функции редуктора.

5.3.2. Регулирование гидромотором

Определяющим параметром является параметр регулирования гидромотора [24, 42].

Основные расчетные зависимости при объемном регулировании скорости насосом следующие:

Подача насоса:

$$Q_n = V_n \cdot n_n.$$

Крутящий момент на валу насоса:

$$M_n = p \cdot V_n / 2 \cdot \pi.$$

Скорость вращения и нагрузка гидромотора:

$$n_m = V_n \cdot n_n / V_m \cdot \bar{\epsilon}, \quad M_m = p \cdot V_m \cdot \bar{\epsilon} / 2 \cdot \pi.$$

Мощность на валу насоса:

$$N = p \cdot V_n \cdot n_n.$$

На рис. 5.8, б приведены графики характеристик гидропередачи с регулируемым гидромотором. Анализ зависимости скорости вращения вала гидромотора от параметра регулирования показывает, что при $\bar{\epsilon} \rightarrow \infty$ будет $n_m \rightarrow \infty$. Однако в действительности скорость вращения вала гидромотора не может быть больше n_m при $\bar{\epsilon} = 1$ в 2,5-3

раза. Это обусловлено тем, что с уменьшением \bar{e} снижается крутящий момент M_m , развиваемый на валу гидромотора.

При минимальном параметре регулирования величина момента на валу мотора становится соизмеримой с моментом трения гидромотора. Скорость вращения вала становится неустойчивой, а при дальнейшем уменьшении \bar{e} она вообще падает до нуля. Наступает так называемое *самоторможение гидромотора*.

Остановка мотора может произойти при любом значении \bar{e} , если нагрузочный момент превысит крутящий момент, который способен создать гидромотор.

Существенным преимуществом данного варианта регулирования является постоянство (при $n_n = \text{const}$ и $p_n = \text{const}$) крутящего момента M_n и, следовательно, мощности N на валу насоса во всем диапазоне регулирования.

5.3.3. Совместное регулирование насосом и гидромотором

Регулирование выполняется последовательно с целью расширения диапазона регулирования гидропривода [24, 42].

Если требуется постепенно увеличить скорость вращения вала гидромотора до максимального значения $n_{m,\text{max}}$ (например, при трогании с места и разгоне транспортной машины), то регулирование выполняется в следующем порядке (рис. 5.8, в):

- 1) насос устанавливают в положение нулевого рабочего объема ($\bar{e}_n = 0$), а гидромотор в положение максимального ($\bar{e}_m = 1$);
- 2) включают приводной двигатель и выводят его на заданную постоянную частоту вращения ($n_m = n_n^{\text{НОМ}}$);
- 3) рабочий объем насоса постепенно увеличивают до максимума ($\bar{e}_n = 1$), вследствие чего скорость вала гидромотора возрастает до значения, соответствующего номинальной мощности привода;
- 4) увеличивают скорость вала гидромотора n_m путем уменьшения рабочего объема гидромотора до минимального значения ($\bar{e}_{m,\text{min}}$), определяемого началом неустойчивой работы.

Первый этап разгона происходит при постоянном моменте $M_{m,\text{max}}$ и возрастающей мощности привода. Для второго характерно уменьшение крутящего момента M_m и постоянная мощность привода. При закрытых предохранительных клапанах (давление в гидрпере-

даче меньше давления настройки клапанов) для данного варианта регулирования частота вращения будет определяться по формуле:

$$n_M = \frac{n_H \cdot V_H \cdot \bar{e}_H}{\bar{e}_M \cdot V_M}.$$

5.4. Параллельная работа исполнительных механизмов

5.4.1. Обеспечение пуска и останова выходного звена гидродвигателя

Для решения этой задачи необходимо обеспечить или прекратить подвод рабочей жидкости гидродвигателю. Возможны следующие варианты [1, 24, 30, 43]:

- 1) путем включения/выключения приводного двигателя (рис. 5.9, а);
- 2) путем механического соединения/разъединения валов приводного двигателя и насоса (рис. 5.9, б);
- 3) путем изменения рабочего объема насоса от нуля до номинального значения и наоборот (рис. 5.9, в);
- 4) с помощью гидрораспределителя (рис. 5.9, г).

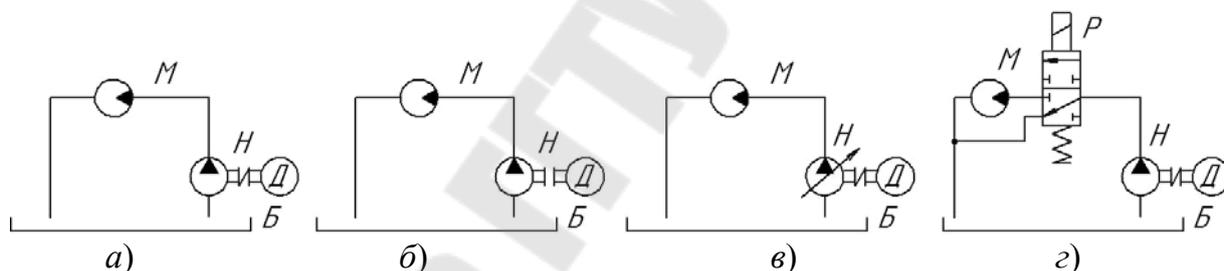


Рис. 5.9. Типовые схемные решения обеспечения пуска и останова выходного звена гидродвигателя

5.4.2. Ограничение давления

Для ограничения давления в гидросистему включают предохранительный клапан, который переключает часть гидравлического контура на слив в гидробак. Клапан предохранительный может быть как прямого так и непрямого действия.

Предохранительный (переливной) клапан устанавливается непосредственно за насосом (рис. 5.10, а) [1, 24, 30, 43].

При применении насоса переменной подачи с управлением по давлению (рис. 5.10, б) предохранительный клапан регулируется так,

чтобы он срабатывал при давлении выше, чем давление настройки регулятора насоса, на 1 МПа.

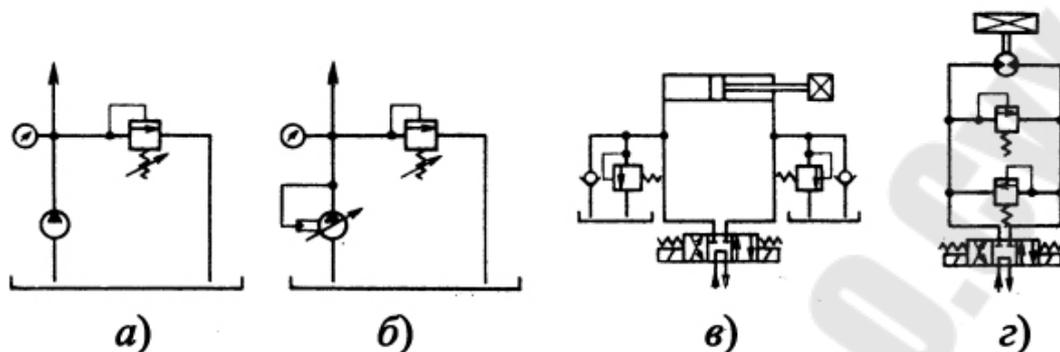


Рис. 5.10. Типовые схемные решения ограничения давления: а) с помощью предохранительного клапана; б) при использовании регулируемого насоса; в, г) при установке предохранительного клапана в гидрелиниях перед гидродвигателем

При резком торможении больших масс (например, переключением распределителя) предохранительный клапан у насоса не успевает срабатывать при повышении давления в запертых гидрораспределителем полостях гидродвигателя (под действием инерционной внешней нагрузки). В этом случае рекомендуется устанавливать предохранительные клапаны на гидрелиниях цилиндра (рис. 5.10, в) или гидромотора (рис. 5.10, г). Обратные клапаны служат для подкачки жидкости при падении давления в соответствующей полости

5.4.3. Разгрузка насосов

Если потребитель во время рабочего цикла не требует подачи жидкости, то соответствующий насос необходимо либо отключить, либо разгрузить от давления [1, 24, 30, 43].

Отключение насоса целесообразно только при длительных перерывах (больше 60 с). При краткосрочных перерывах (меньше 60 с) а также в условиях автоматического цикла целесообразно разгружать насос от давления.

Это может быть реализовано при помощи основного распределителя (рис. 5.11, а) или установкой дополнительного распределителя (рис. 5.11, б) или применением комбинированного клапана непрямого действия с функцией разгрузки (разгрузка переливного клапана при помощи дополнительного распределителя) (рис. 5.11, в).

Если требуется разгрузить насос, но сохранить давление в цилиндре, как, например, в зажимных устройствах, то либо применяют гидроаккумулятор (рис. 5.11, *з*), либо устанавливают дополнительный насос малого расхода (для компенсации утечек) с установленным давлением p_1 превышающим давление p_2 (рис. 5.11, *д*).

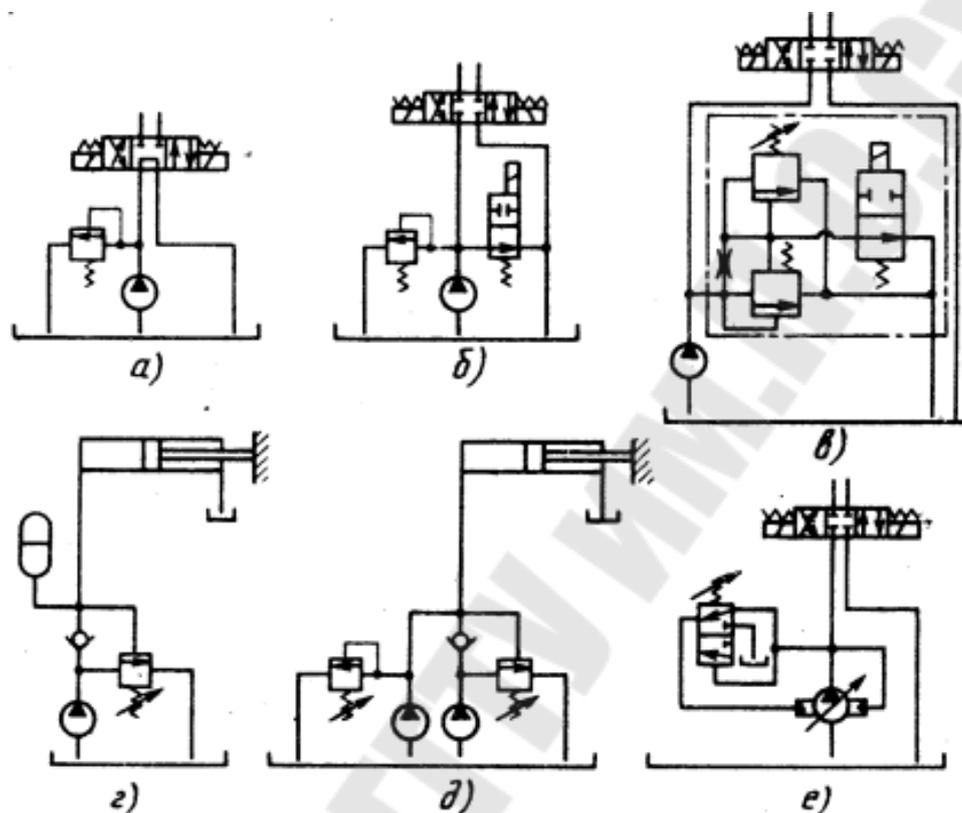


Рис. 5.11. Типовые схемные решения разгрузки насосов

При применении насосов переменной подачи напорная линия перекрывается распределителем, а регулятор насоса ограничивает подачу насоса компенсацией утечек в нем. Наличие утечек в насосе вызывает расход мощности при «нулевой» подаче насоса (рис. 5.11, *е*)

5.4.4. Обеспечение выстоя гидроцилиндра под нагрузкой

В гидравлических зажимных устройствах усилие, с которым цилиндр зажимает деталь, должно оставаться постоянным в течении некоторого времени. Данную задачу можно решать следующими способами [1, 21, 24, 30, 43].

1) Применением гидроаккумулятора (рис. 5.12, *а*). После зажима детали распределитель P выводится в нейтральную позицию, запирая полости гидроцилиндра $Ц$ и переводя насосную станцию $Н$ в

режим разгрузки. Возникающие внутренние или внешние утечки рабочей жидкости компенсируются гидроаккумулятором АК, подсоединенным к поршневой полости гидроцилиндра Ц. Такое схемное решение имеет ряд достоинств: при длительном удержании детали в зажимном устройстве насосную станцию можно выключить, что позволит значительно снизить эксплуатационные расходы и увеличить срок службы гидропривода. Обеспечивается разгрузка насоса с помощью клапана давления.

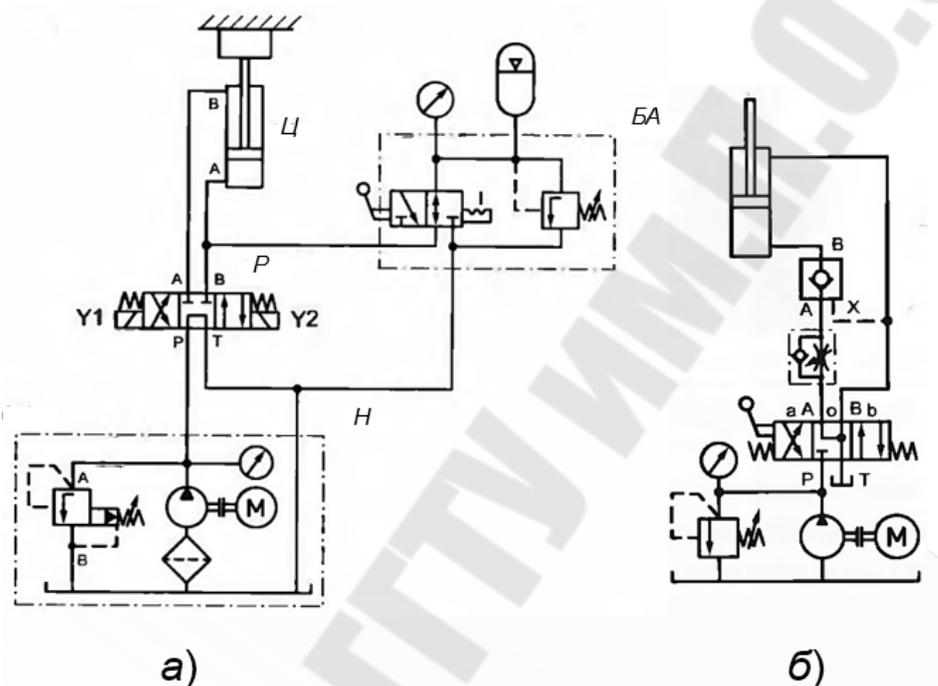


Рис. 5.12. Типовые схемные решения обеспечения выстоя гидроцилиндра под нагрузкой: а) применением аккумулятора; б) с помощью гидрозамка

2) С помощью гидрозамка и распределителя (рис. 5.12, б). Гидрозамки применяют для запираания находящихся под давлением нагрузки участков гидросистемы; для предотвращения самопроизвольного опускания грузов; для предотвращения отпускания гидравлических зажимных устройств.

Возможность остановки гидроцилиндра в любом положении достигается использованием распределителя с перекрытыми рабочими каналами в нейтральной позиции. Однако, поскольку золотниковые распределители не обеспечивают герметичного перекрытия рабочих гидролиний, то при длительном удержании гидроцилиндра под нагрузкой может произойти его опускание. Надежная фиксация в требуемом положении может быть обеспечена, если исключить утечки

рабочей жидкости из поршневой полости гидроцилиндра. Герметичное запирање соответствующей гидролинии обеспечивается установкой в ней гидрозамка (рис. 5.12, б).

При использовании распределителя другой схемы исполнения, например 64, возможна разгрузка насоса с его помощью.

3) С помощью дополнительного насоса с малым расходом и высоким давлением вместе с предохранительным клапаном (рис. 5.12, д). При этом основной насос с максимальным расходом разгружен при помощи клапана КП2.

Возможна комбинация данных способов в зависимости от принципа работы гидросистемы или требований по надежности выстоя гидроцилиндра под нагрузкой.

5.4.5. Последовательное включение гидроцилиндра в работу

Для последовательного включения в работу нескольких исполнительных механизмов используются различные системы управления [1, 21, 24, 30, 43]. В гидрофицированных системах, состоящих из нескольких цилиндров или гидромоторов, последовательное включение их в работу в заданном порядке достигается сравнительно просто при использовании для этой цели нормализованной аппаратуры.

1) Последовательность включения в работу двух цилиндров 3 и 4 обеспечивается взаимодействием напорных клапанов 1 и 2 с обратными клапанами (рис. 5.13, а).

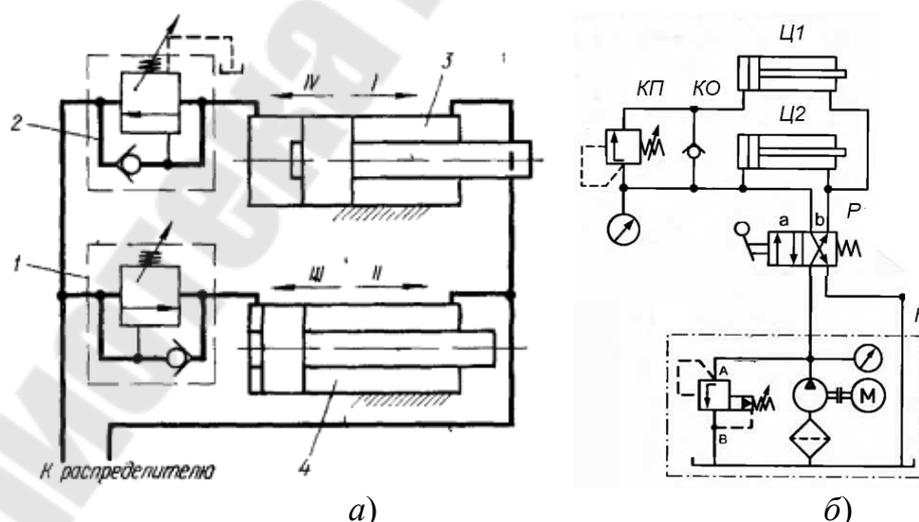


Рис. 5.13. Типовые схемные решения последовательного включения гидроцилиндра в работу: а) с помощью напорных клапанов; б) с помощью клапана последовательности

Подобный принцип управления применяется в станках, где один из цилиндров выполняет зажим и разжим заготовки, а второй служит для подачи стола или суппорта. В этой схеме использован принцип управления «по давлению».

2) С помощью клапана последовательности. Предназначен для последовательного срабатывания исполнительных механизмов. При переключении распределителя Р в позицию *a* начинает выдвигаться шток цилиндра Ц1. Когда давление в его поршневой полости достигнет давления настройки клапана последовательности КП (например, после полного выдвигания штока), начнет выдвигаться шток цилиндра Ц2 (рис. 5.13, б).

5.4.6. Классификация систем с синхронизацией движения выходных звеньев

При одновременной работе нескольких гидродвигателей часто необходима синхронизация движения их выходных звеньев. Синхронизация предполагает обеспечение строго согласованных во времени перемещений движущихся объектов. Широко применяется в различных отраслях машиностроения: в гидросистемах прессов (станков) для обеспечения перемещения траверсы (суппорта) [1, 21, 30, 42, 43].

При этом решаются следующие задачи:

- 1) синхронное перемещение штоков ГЦ;
- 2) синхронный поворот валов поворотных гидродвигателей;
- 3) синхронное вращение валов гидромоторов.

Все системы синхронизации делятся на синхронные и синфазные.

Синхронные системы характеризуются тем, что они обеспечивают согласованность только скоростей перемещения, при этом не учитывается положение органов машины относительно друг друга. В процессе работы машины может накапливаться ошибка в относительном положении рабочих органов, которая, в большинстве случаев, нежелательна. Для периодического устранения данной ошибки в состав синхронных систем приходится вводить дополнительные устройства и связи.

Синфазные системы (синхронные по перемещению) в основном выполняются на базе гидравлического следящего привода и имеют незначительную ошибку во взаимном положении рабочих органов машины. Эти системы характеризуются относительной сложностью и более высокой стоимостью.

- Факторы, влияющие на рассогласование исполнительных органов:
- 1) утечки рабочей жидкости в зависимости от давления и температуры;
 - 2) наличие в рабочей жидкости воздуха;
 - 3) сжимаемость рабочей жидкости в зависимости от давления в гидросистеме;
 - 4) податливость стенок каналов, по которым происходит движение рабочей жидкости;
 - 5) различие размеров деталей гидравлических устройств в пределах технологических допусков;
 - 6) изменение характеристик гидроаппаратов во времени (заращивание щелей и дросселирующих отверстий);
 - 7) различие гидравлических характеристик трубопроводов от насоса до исполнительного органа;
 - 8) изменение рабочей нагрузки на исполнительных органах машины;
 - 9) силы трения различного характера в гидравлических и механических элементах гидросистем;
 - 10) ограниченность быстродействия регулирующих гидравлических устройств.

Существует большое количество разнообразных по принципу действия и конструктивному исполнению синхронных и синфазных систем синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей.

Классификация синхронных систем синхронизации исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов (рис.5.14).

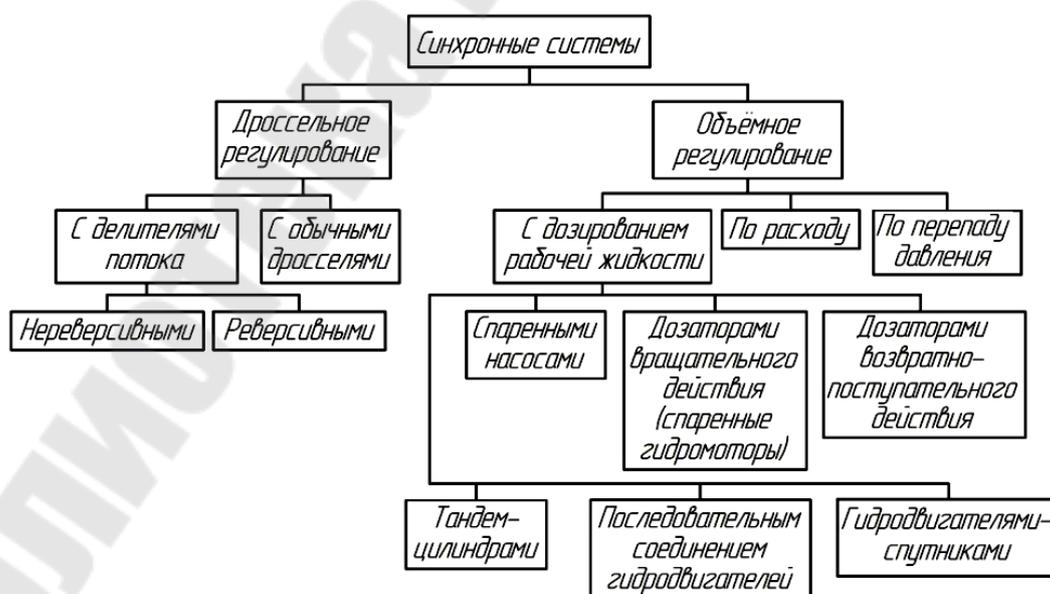


Рис. 5.14. Классификация синхронных систем

5.4.7. Синхронизация движения выходных звеньев дроссельного типа

5.4.7.1. Синхронизация с помощью дросселей

К числу основных требований, предоставляемых к создаваемым машинам и оборудованию, относится минимизация массогабаритных параметров для обеспечения оптимальной компоновки, и для облегчения монтажа и эксплуатации [1, 21, 30, 42, 43].

Синхронизаторы дроссельного типа имеют небольшие размеры, но обеспечивают только приблизительную синхронизацию. Достаточно сложны в настройке и изменение нагрузки приводит к рассогласованию.

Применять такие схемы при малых значениях скоростей (при расходе через дроссель менее 1 л/мин) не рекомендуется, так как проходные отверстия в дросселях с течением времени могут засоряться и синхронность перемещения будет нарушаться. Точность синхронизации при дроссельном способе регулирования невысокая; рассогласование составляет 10-12%.

При перемещении штоков гидроцилиндров 1-4 вниз (рис. 5.15), рабочая жидкость поступает в штоковые полости гидроцилиндров через регулируемые дроссели 5-8. Избыток рабочей жидкости сливается через переливной клапан 14. Синхронность работы достигается путём соответствующей настройки дросселей 5-8. При переключении распределителя 13 получаем ускоренный ход вверх за счёт встроенных параллельно дросселям обратных клапанов 9-12. В этом случае рабочая жидкость вытесняется из штоковых полостей цилиндров на слив, минуя дроссели 5-8.

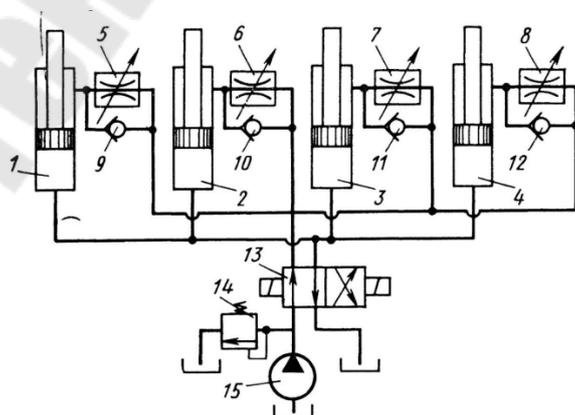


Рис. 5.15. Гидравлическая схема синхронизации четырёх гидроцилиндров с применением дросселей

В этой схеме производительность насоса 15 выбирается несколько большей расхода рабочей жидкости через дроссели 5-8.

Данная конструкция проста и компактная, позволяет легко обеспечить «дожим» отстающего цилиндра на завершающем участке хода, возможна ее использование при ручном управлении, так как для работы необходимо переключать всего один распределитель.

К недостаткам относятся сравнительно большое рассогласование скоростей движения цилиндров до 10%. Сложность использования такого способа, когда нагрузка на цилиндры меняется в значительных пределах. При разных нагрузках на гидродвигателях увеличивается дросселирование масла, что ведет к уменьшению КПД, росту энергозатрат, повышению температуры масла и как следствие – к ускорению его старения.

5.4.7.2. Синхронизация с помощью регулятора расхода

Более точную синхронизацию можно получить, применяя регулятор расхода (рис. 5.16), который менее чувствителен к изменению нагрузки и разнице в нагрузках [1, 21, 30, 42, 43].

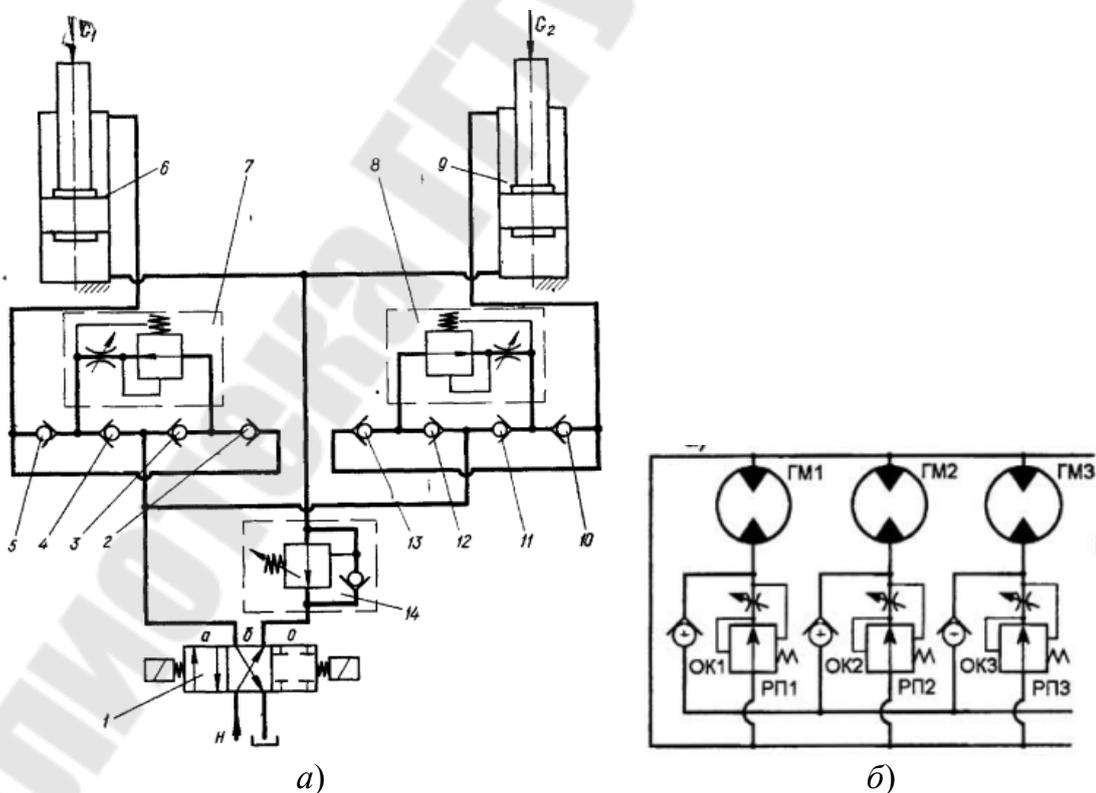


Рис. 5.16. Гидравлическая схема, обеспечивающая синхронную работу цилиндров (а) и гидромоторов (б) при помощи регуляторов расхода

При разных нагрузках G1 и G2 и без жёсткой связи гидроцилиндров, регуляторы расхода 7 и 8 подключаются в мостовую схему, образованную обратными клапанами 2, 3, 4, 5 и 10, 11, 12, 13. Поэтому, независимо от направления движения поршней, жидкость через регулятор всегда проходит только в одном направлении. При подъёме поршней из штоковых полостей цилиндров 6 и 9 жидкость движется к распределителю 1 и далее в бак через аппараты 6-2-7-4-1 и 9-13-8-11-1. Подвод жидкости при подъёме происходит от распределителя через обратный клапан аппарата 14.

При переключении распределителя в положение *a* жидкость к цилиндрам подводится по двум направлениям через аппараты 1-3-7-5-6 и 1-12-8-10-9. Происходит опускание поршней. К нижним полостям цилиндров подключён подпорный клапан 14, который создает противодействие, необходимое для предотвращения резкого опускания поршней под действием массовой нагрузки. Распределитель в положении **0** позволяет произвести остановку поршней в любом положении.

Регуляторы расхода имеют небольшие габариты и надёжны в эксплуатации. При изменении нагрузки, изменение расхода не превышает 5-8%. При этом с уменьшением диапазона изменения нагрузки погрешность синхронизации снижается. Кроме того, такая схема дает возможность применения цилиндров разного диаметра для обеспечения синхронного перемещения объектов, имеющих разную массу. Для подъёма объекта имеющего наименьшую массу, используют цилиндр, диаметр которого меньше диаметра более нагруженного цилиндра. Соотношение указанных диаметров выбирают таким образом, чтобы обеспечить примерное равенство рабочих давлений в поршневых полостях цилиндров. При этом обеспечивается повышение КПД привода и сокращение энергозатрат, а также уменьшение суммарной массы цилиндров и их стоимости.

Недостаток: регулятор потока являются системами прямого регулирования и содержат упругие элементы, т.е. представляют собой сложные динамические системы. При определенных условиях стабилизация расхода может полностью прекратиться, и регулятор будет работать как обычный дроссель.

5.4.7.3. Синхронизация с помощью делителя потока

Делители потока применяются, при параллельном подключении гидродвигателей в систему. Общий поток жидкости, поступающий от

насоса, разделяется делителями на две равные части, независимо от различия нагрузок, действующих на гидродвигатели [1, 21, 30, 42, 43].

Одним из достоинств такого устройства является возможность варьирования величины скорости движения гидродвигателей (путём изменения расхода, подаваемого на вход делителя от насоса) при сохранении синхронного режима работы.

Более универсальным является делитель-сумматор потока, который осуществляет синхронное движение гидродвигателей в прямом и в обратном направлении.

На рис.5.17 показаны гидравлические схемы односторонней синхронизации, в которых делитель потока установлен на входной магистрали (рис. 5.17, а) и сумматор потока – на отводящей магистрали (рис. 5.17, б). При установке делителя потока на входной магистрали в одном или обоих цилиндрах может возникнуть кавитация при воздействии на гидродвигатель нагрузки, действующей в направлении выдвигания штоков. При установке же сумматора потока на отводящей магистрали кавитация в цилиндрах невозможна и распределение жидкости осуществляется более точно.

Делители потока при одинаковых нагрузках обеспечивают эффективную синхронизацию с погрешностью 1-2%, а при большой разнице нагрузок до 5%. Гидравлическое сопротивление делителей потока велико и создает перепад давления в 1 и более МПа.

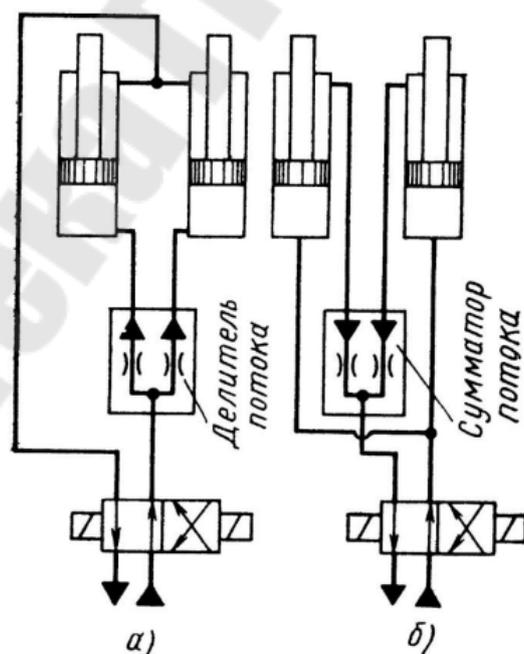


Рис. 5.17. Схема установки: а) делителя потока на входной магистрали; б) сумматора потока на отводящей магистрали

На рис. 5.18, *а* приведена схема синхронизации двух цилиндров 5 и 7 одностороннего действия с согласованным движением плунжеров только при подъеме. При одновременном открытии распределителей 4 и 8 происходит опускание грузов. Если в электрической схеме управления предусмотрено отдельное включение и отключение электромагнитов распределителей, то возможен подъем или опускание только одного плунжера.

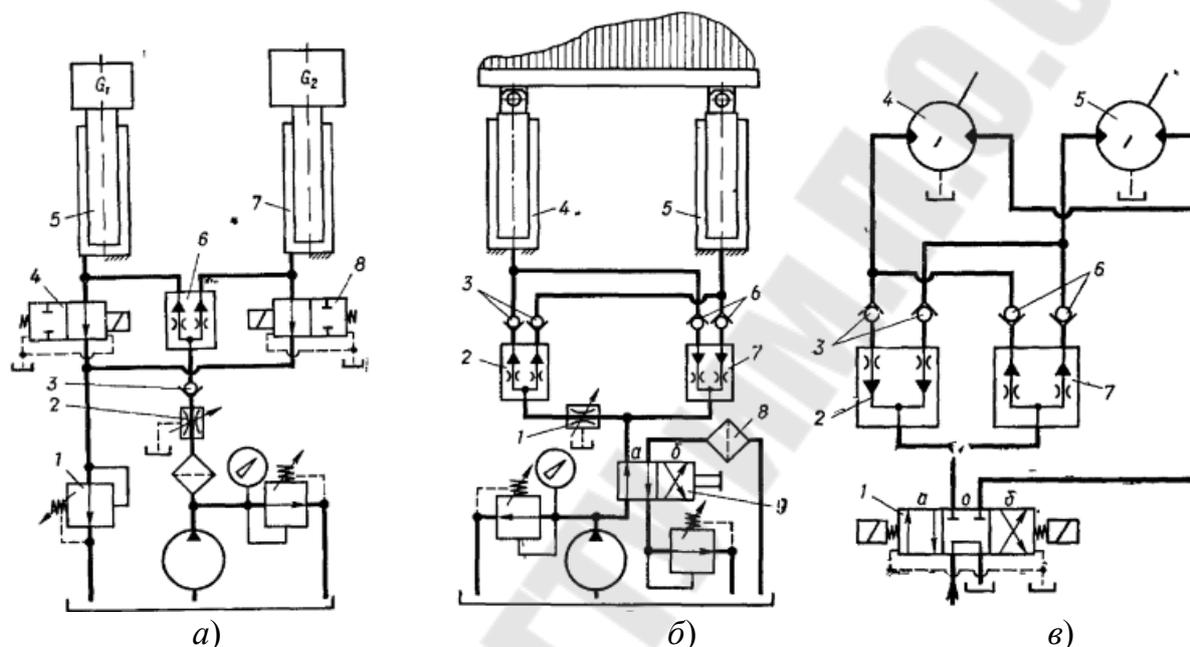


Рис. 5.18. Гидросистемы, обеспечивающие синхронную работу цилиндров одностороннего действия (*а, б*) и реверсивных моторов (*в*)

Во время движения плунжеров вниз из цилиндров и насоса, жидкость отводится в бак через делительный клапан *б*, распределители 4 и 8 и напорный золотник 1, установленный на сливном трубопроводе.

Расходные характеристики распределителей 4, 8 и напорного золотника 1 должны быть выбраны с учетом скорости опускания груза (или грузов) и производительности насоса. Для изменения скорости предусмотрен дроссель 2 (или дроссель с регулятором). Обратный клапан 3 предотвращает опускание плунжеров при отключенном насосе.

Для синхронной работы двух силовых цилиндров в обоих направлениях (рис. 5.18, *б*), используется два делителя потока: делитель 2, разделяя поток жидкости на равные части, подключается через обратные клапаны 3 к цилиндрам 4 и 5 при подъеме площадки с грузом,

и делитель 7, выполняя функцию сумматора, обеспечивает синхронное движение плунжеров при опускании площадки. Опускание происходит под действием собственного веса площадки после перевода золотника в распределителя 9 из положения *a* в положение *б*, при этом из цилиндров жидкость отводится в бак через аппараты 6, 7, 9 и напорный золотник, а насос переключается в бак через фильтр 8. Дроссель 1, расположенный на входной магистрали к цилиндрам, позволяет регулировать скорость только при подъеме груза.

Для автоматического устранения рассогласования перемещений выходных звеньев гидродвигателей Ц1 и Ц2 в конце каждого их хода в обоих возможных направлениях движения (рис. 5.19) служит предохранительный клапан КП2, настроенный на давление, превышающее максимальное рабочее давление, но меньшее давления настройки предохранительного клапана КП1, ограничивающего максимальное давление в напорной линии гидропривода. Если поршень Ц2 придет в крайнее положение раньше чем Ц1, то ДП перекроет подвод жидкости к Ц1, который так же остановится. В среднем положении распределителей обеспечивается остановка поршней гидроцилиндров в любом положении, т.е. возможно раздельное управление ГЦ в любом направлении.

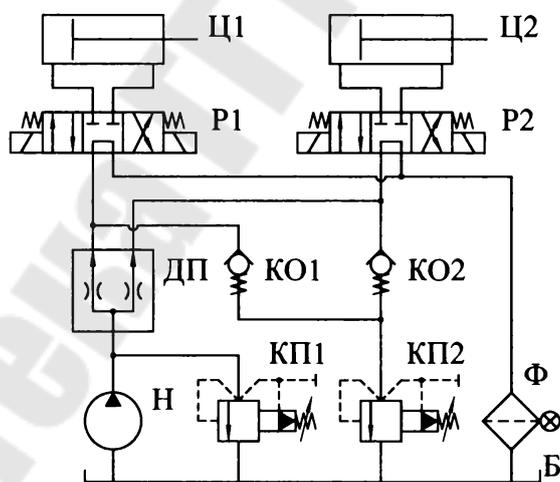


Рис. 5.19. Принципиальная схема гидропривода с дросселирующим делителем потока

Особенностью применения делителей потока является необходимость использования цилиндров одинакового диаметра. В случае большого различия действующих нагрузок на гидроцилиндры происходит значительное дросселирование масла, что обуславливает сниже-

ние КПД привода, возрастание температуры масла и сокращение срока его службы. Поэтому делители потока целесообразно применять в приводах небольшой мощности, в приводах периодического действия или в приводах, в которых различие нагрузок на гидродвигатели невелико. В других случаях целесообразно использовать синхронизатор в виде регуляторов расхода.

5.4.8. Синхронизация движения выходных звеньев объёмного типа

Обеспечивается устройствами, которые подают рабочую жидкость одновременно к двум и более гидродвигателям в равных объемах: насосами, гидромоторами, цилиндрами или др. аппаратами объемного действия [1, 21, 30, 42, 43].

Процесс синхронизации дозированием как правило не регулируемый и точность перемещения исполнительных органов машин зависит от точности рабочих объемов дозаторов и их объемных КПД.

Схемы синхронизации с дозированием отличаются удовлетворительной надежностью, простотой исполнения, возможностью работы в широком диапазоне скоростей и давлений.

Реальные схематические решения предусматривают элементы, компенсирующие разность расходов рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры. Неравенство подач может возникнуть по различным причинам: вследствие неодинаковой утечки в элементах гидропривода, из-за неодинаковой подачи насосов, в результате сжатия рабочей жидкости, из-за люфтов в подшипниках машины и пр.

Качество работы приводов с синхронным движением гидроцилиндров в основном определяется эффективностью работы систем обнаружения и компенсации ошибок, возникающих в процессе функционирования приводов.

5.4.8.1. Синхронизация с помощью насосов

Применяются спаренные насосы Н1 и Н2 с равными рабочими объемами (рис. 5.20, а), которые приводятся в действие от одного электродвигателя. Для поддержания на выходе насосов равного давления в схеме использован общий переливной клапан 0.2, а для исключения взаимного влияния друг на друга - разнонаправленные обратные клапаны 0.4 и 0.5. Направление движения гидроцилиндров за-

дается распределителями 1.1 и 2.1, причем одновременной подачей управляющих сигналов на электромагниты Y1 и Y2 [1, 21, 30, 42, 43].

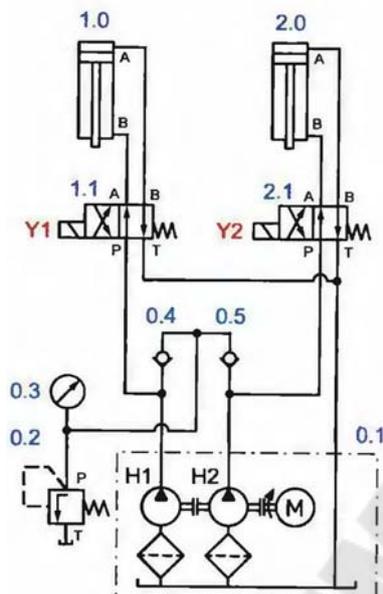


Рис. 5.20. Гидросхема привода с двумя насосами

Одинаковые насосы имеют допуски на детали, поэтому отклонение скоростей движения поршней цилиндров может достигать 6-12%. При постоянной скорости вращения ошибка возрастает пропорционально длине пройденного пути [1, 21, 30, 42, 43].

5.4.8.2. Синхронизация с помощью насос-моторов

Движение цилиндров Ц1 и Ц2 в синхронном режиме возможно обеспечить с помощью спаренных насос-моторов СР (моторного синхронизатора) при переключениях распределителя Р соответственно в левую или правую позицию (рис. 5.21). Для дожима отстающего цилиндра на конечном участке подъёма служат перепускные клапаны ПК1 и ПК2, давления настройки которых несколько больше величин рабочего давления в поршневых полостях цилиндров [1, 21, 30, 42, 43].

Для исключения кавитации в исполнительных гидролиниях объемного синхронизатора расходов СР и в полостях гидроцилиндров Ц1 и Ц2 при работе синхронизатора в режиме сумматора потока и наличии рассогласования в конце хода гидроцилиндров при движении их в соответствующем направлении к указанным каналам синхронизатора через обратные клапаны КО3 и КО4 подсоединена сливная линия гидропривода.

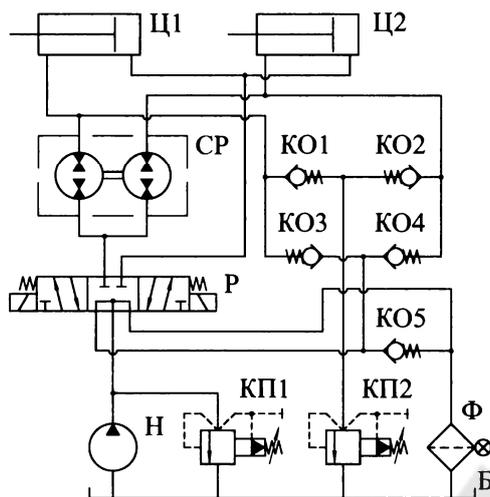


Рис. 5.21. Гидросхема привода со спаренными насос-моторами

Обратные клапаны КО1 и КО2 используют для обеспечения возможности движения рабочей жидкости от источника питания в нагруженную полость гидродвигателя при минимальных гидравлических потерях энергии.

Такой привод несложен в изготовлении, имеет приемлемые массогабаритные параметры и может обеспечить достаточно высокую точность синхронизации: поршневые гидромоторы обеспечивают точность синхронизации в пределах 1-2%, пластинчатые – до 3%, шестеренные – 3 – 4% при условии, что разность давлений в выходных полостях гидромоторов не превышает 25%.

5.4.8.3. Синхронизация с помощью последовательного подключения гидроцилиндров

Равенство скоростей перемещаемых объектов обеспечивается с помощью самих исполнительных гидродвигателей путём их последовательного соединения (рис. 5.22), причём все цилиндры должны иметь двухсторонний шток. Кроме того, диаметры поршней цилиндров и диаметры их штоков должны быть соответственно одинаковы. Этот способ называется «гидравлический боуденовский трос». Благодаря такому соединению второй цилиндр повторяет движение первого цилиндра, в который подается рабочая жидкость от насосной станции.

При подаче электрического сигнала на электромагнит У2, распределитель 1.1 переключается в позицию *b*, и гидроцилиндр 2.0 начинает движение вниз. Расход подаваемой в гидроцилиндр 2.0 жидкости от насосной станции, равен расходу жидкости вытесняемой из его

нижней полости и, следовательно, расходу рабочей жидкости, подаваемой в верхнюю полость гидроцилиндра 1.0. Таким образом, расходы жидкости, подаваемой в верхние полости обоих гидроцилиндров оказываются равными, что обеспечивает их синхронное движение. Переключение распределителя 1.1 в позицию *a* приводит к подаче рабочей жидкости в нижнюю полость гидроцилиндра 1.0 и к синхронному движению вверх обоих цилиндров.

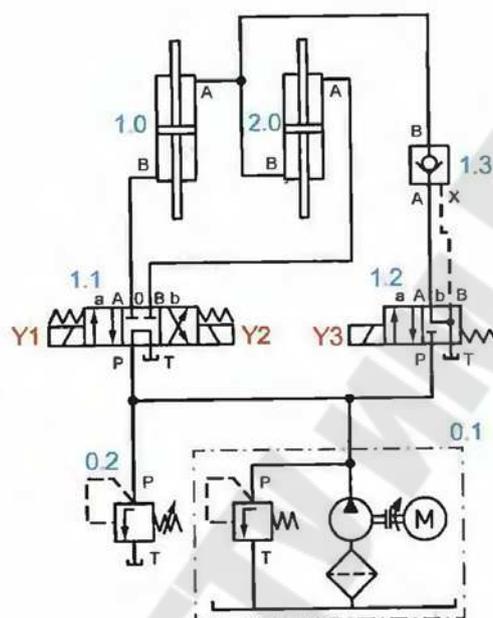


Рис. 5.22. Последовательное подключение гидроцилиндров

Синхронность движения цилиндров может нарушиться из-за внутренних или внешних утечек рабочей жидкости, поэтому связанные между собой полости цилиндров, кратковременно соединяются с напорной магистралью насоса через каждый рабочий ход посредством распределителя 1.2. Этот распределитель может явиться причиной появления утечек. Поэтому устанавливают в линию подпитки гидрозамок 1.3.

При последовательном соединении гидроцилиндров уменьшается перепад давления, величина которого кратна числу подсоединенных гидроцилиндров. Следовательно, рабочее давление в первом цилиндре должно обеспечивать общую грузоподъемность системы.

Из-за сжатия жидкости, утечек и отклонений размеров деталей гидроцилиндров такие системы работают с ошибкой 6-10%. Поэтому не рекомендуется объединять штоки гидроцилиндров жесткими поперечинами, т.к. в полостях гидроцилиндров может возникнуть вакуум.

5.5. Контрольные вопросы

- 1) Классификация гидроприводов в зависимости от пути, который проходит жидкость.
- 2) В каком случае возможна только разомкнутая циркуляция жидкости?
- 3) Достоинства и недостатки гидросистем с разомкнутой циркуляцией жидкости.
- 4) В каком случае возможна замкнутая циркуляция жидкости?
- 5) Достоинства и недостатки гидросистем с замкнутой циркуляцией жидкости.
- 6) Какой гидропривод называется регулируемым?
- 7) Какими способами можно создать необходимую выходную характеристику гидропривода?
- 8) Когда возможно применение дроссельного способа регулирования гидропривода?
- 9) Какими достоинствами и недостатками обладает гидропривод с дроссельным регулированием?
- 10) Как классифицируют гидроприводы с дроссельным регулированием?
- 11) Чем отличается гидропривод с постоянным давлением при дроссельном регулировании?
- 12) Применением какого гидроаппарата при дроссельном регулировании возможно создание стабильных скоростей движения выходного звена гидродвигателя в условиях изменяющейся нагрузки?
- 13) Как классифицируют гидроприводы с объемным регулированием?
- 14) Когда целесообразно применять гидроприводы с объемным регулированием?
- 15) Какими способами возможно обеспечить выстой гидроцилиндра под нагрузкой?
- 16) Какими способами возможно обеспечить пуск и остановку гидродвигателя?
- 17) Какими способами возможно обеспечить ограничение давления в гидросистеме?
- 18) Какими способами возможно обеспечить разгрузку насосов?
- 19) Какими способами возможно обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев гидродвигателей?
- 20) Какими способами возможно обеспечить последовательное включение гидроцилиндров в работу?

6. Предварительный расчет энергообеспечивающей системы

6.1. Разработка принципиальной схемы привода

6.1.1. Рекомендации по проектированию гидро- и пневмосхем

Определившись с комплексом задач для проектирования, выбрав прототип, можно приступить к проектированию (или модернизации) принципиальной схемы гидропривода.

Схема – графический конструкторский документ, на котором представлены составные части изделия и связи между ними в виде условных изображений и графических обозначений. Схема содержит необходимые данные для проектирования, регулировки, контроля, ремонта и эксплуатации изделия, разъясняет основные принципы действия и последовательность процессов при работе [44].

ГОСТ 2.701–84 «Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению» устанавливает виды и типы схем изделий всех отраслей промышленности и общие требования к выполнению этих схем.

В зависимости от видов элементов и связей, входящих в состав изделия, схемы подразделяют на следующие виды и типы (таблица 6.1).

Таблица 6.1

Виды, типы схем и их обозначения

Вид схемы	Обозначение	Тип схемы	Обозначение
Электрическая	Э	Структурная	1
Гидравлическая	Г	Функциональная	2
Пневматическая	П	Принципиальная	3
Кинематическая	К	Соединений	4
Оптическая	Л	Подключения	5
Вакуумная	В	Общая	6
Энергетическая	Р	Расположения	7
Газовая	Х	Объединенная	0
Деление изделия на составные части	Е		
Комбинированная	С		

Допускается разрабатывать схемы совмещенные, когда на схемах одного типа помещают сведения, характерные для схемы другого типа, например, на схеме соединений изделия (установки) показывают его внешние подключения.

При выполнении схем совмещенных должны быть соблюдены правила, установленные для схем соответствующих типов.

Структурная схема определяет основные функциональные части изделия, их назначения и взаимосвязи (рисунок 6.1). Функциональные части изображают на схеме в виде прямоугольников или иных плоских фигур с вписанными в них обозначениями типов элементов. Ход рабочего процесса поясняют линиями взаимосвязи со стрелками в соответствии с ГОСТ 2.721-74 [45].

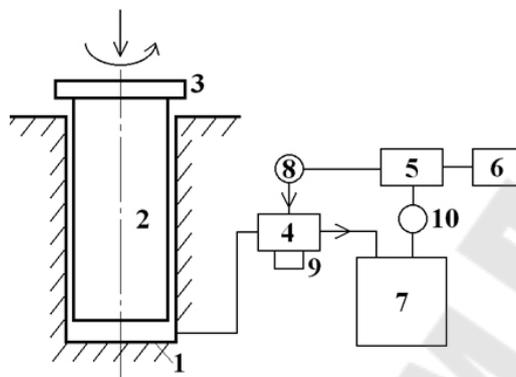


Рис. 6.1. Структурная гидравлическая схема напольного стационарного одноплунжерного гидроподъемника: 1 – корпус плунжера, 2 – плунжер, 3 – платформа, 4 – гидрораспределитель, 5 – насос, 6 – электродвигатель, 7 – бак для рабочей жидкости, 8 – манометр, 9 – редукционный клапан, 10 – фильтр гидросистемы

Функциональная схема определяет определенные процессы, протекающие в отдельных цепях изделия или изделия в целом (рис.6.2). Используются для изучения принципа работы изделия, а также при наладке, регулировке, контроле и ремонте изделия.

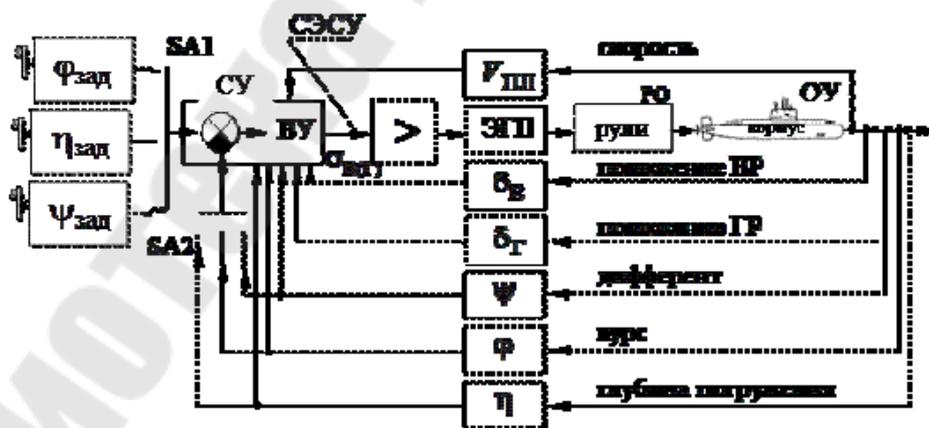


Рис. 6.2. Функциональная схема системы управления движением подводной лодки

Принципиальная схема (полная) определяет полный состав элементов и связей между ними и дает представление о принципах

работы изделия (рис. 6.3). Служит для разработки других конструкторских документов, например, чертежей печатных плат, монтажных схем, а также изучения принципов работы изделия при его наладке и эксплуатации.

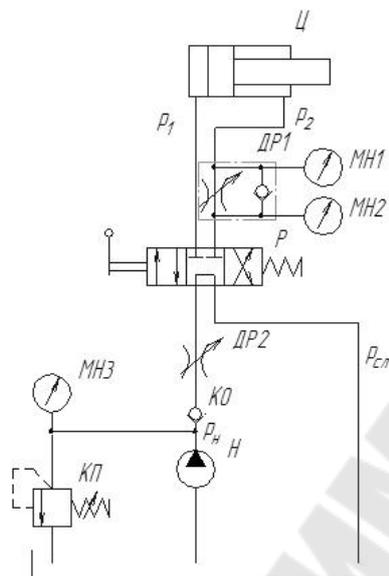


Рис. 6.3. Принципиальная схема гидросистемы

Схема соединений (монтажная) показывает порядок соединения составных частей изделия, состав элементов соединений (приводов, жгутов, трубопроводов), места присоединений, ввода и выходы (рис. 6.4).

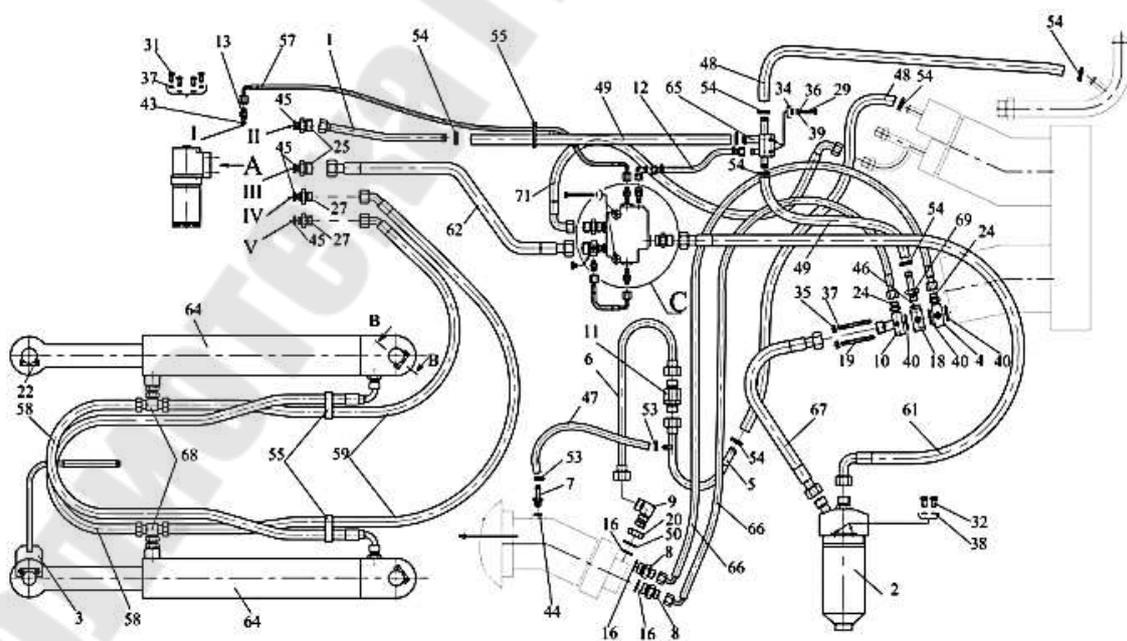


Рис. 6.4. Схема соединений гидросистемы рулевого управления Амкодор

Схема подключения показывает внешнее подключения изделия (рис. 6.5). Ею пользуются при разработке других конструкторских документов, а также для осуществления подключений изделий и при их эксплуатации.

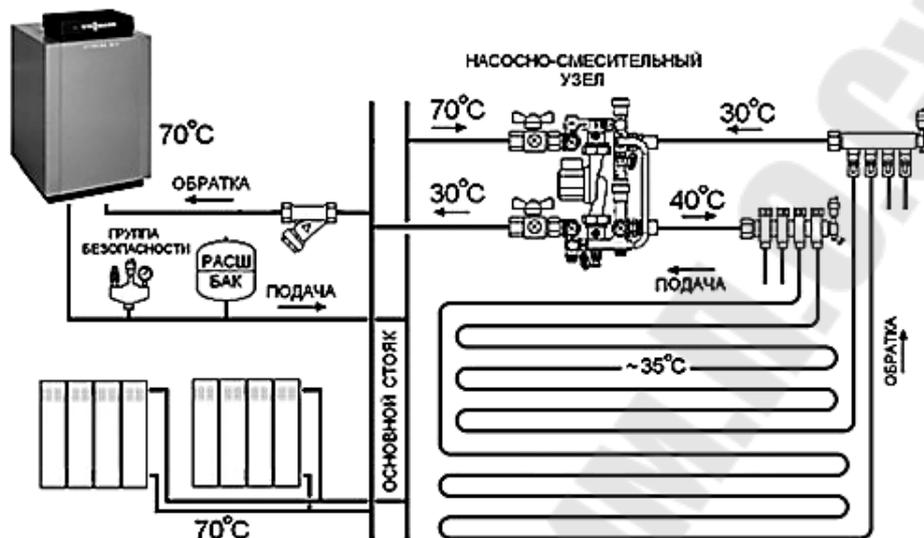


Рис. 6.5. Схема подключения теплого пола

Общая схема определяет составные части комплекса и соединения их между собой на месте эксплуатации (рис. 6.6). Ею пользуются при ознакомлении с комплексами, а также при их контроле и эксплуатации.

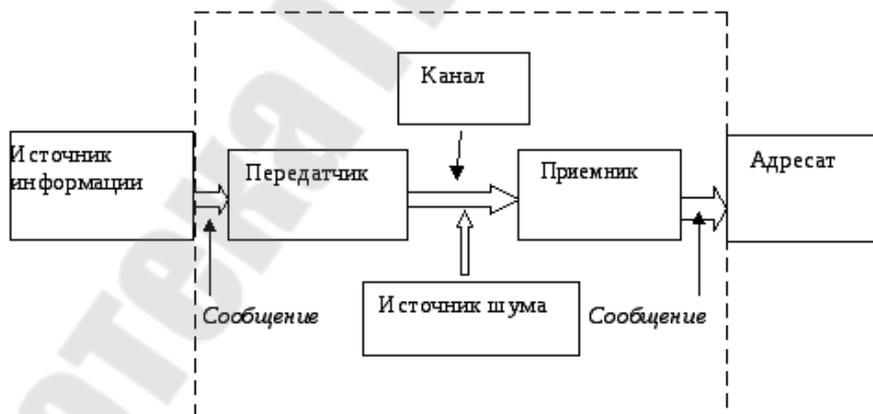


Рис. 6.6. Общая схема связи

Схема расположения определяет относительное расположение составных частей изделия, а при необходимости также проводов, жгутов, кабелей, трубопроводов и т.п. (рис. 6.7). Ее используют при разработке других конструкторских документов, а также при изготовлении и эксплуатации изделий.

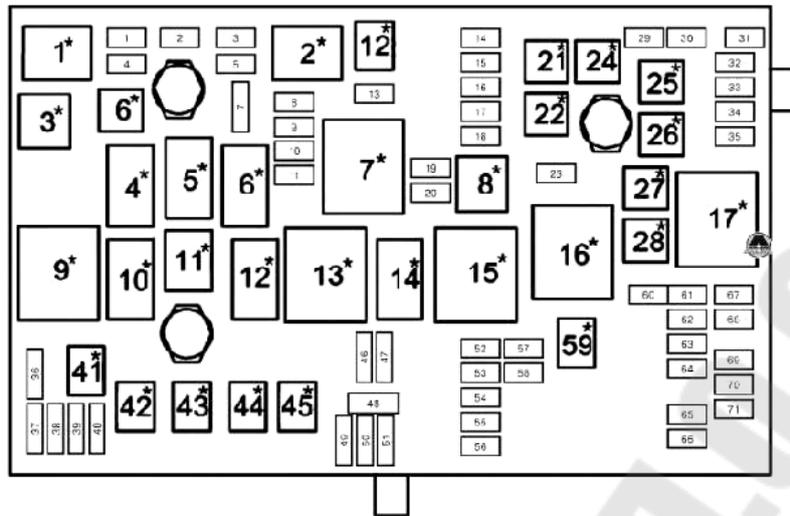


Рис. 6.7. Схема расположения

Схемы выполняют на листах стандартных форматов.

При выборе форматов самое главное, что следует учитывать (по ГОСТ 2.701–84 «Правила выполнения схем») - это объем и сложность проектируемой схемы, а также необходимую степень детализации данных, обусловленную назначением схемы [44].

Форматы листовых схем выбирают в соответствии с требованиями, установленными в ГОСТ 2.301-68. Выбранный формат должен обеспечивать компактное выполнение схемы, не нарушая ее наглядности и удобства пользования ею [46].

ГОСТ 2.701-84 предусматривает следующие основные требования к выполнению схем:

- схема выполняется без соблюдения масштаба и действительного расположения составных частей изделия (установки);
- допускается располагать условные графические обозначения элементов на схеме в том же порядке, в котором они расположены в изделии, при условии, что это не затруднит чтение схемы;
- графические обозначения элементов и соединяющих линий располагают на схеме таким образом, чтобы обеспечить наилучшее представление о структуре изделия и взаимодействия его составных частей.

Каждая схема сопровождается перечнем элементов, которые помещают на первом листе схемы или выполняют в виде самостоятельного документа.

Гидравлическому элементу и устройству, изображенному на схеме, должно быть присвоено буквенно-цифровое позиционное обозначение по ГОСТ 2.710-81, по ГОСТ 2.704-76, которые записывают-

ся без разделительных знаков и пробелов. Каждое позиционное обозначение состоит из буквенного кода элемента (например, КМ, Н) и порядкового номера элемента, начиная с единицы (арабские цифры) и в пределах группы элементов с одним буквенным кодом, например, Н1, Н2, ..., Н15 и т.д.

Буквенные коды некоторых видов элементов в соответствии с ГОСТ 2.704-76 [47]:

— Устройство (общее обозначение)	А
— Гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор)	АК
— Аппарат теплообменный	АТ
— Гидробак	Б
— Вентиль	ВН
— Пневмоглушитель	Г
— Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный	Д
— Делитель потока	ДП
— Гидродроссель (пневмодроссель)	ДР
— Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
— Гидроклапан (пневмоклапан)	К
— Гидроклапан (пневмоклапан) давления	КД
— Гидроклапан (пневмоклапан) обратный	КО
— Гидроклапан (пневмоклапан) предохранительный	КП
— Гидроклапан (пневмоклапан) редукционный	КР
— Компрессор	КМ
— Гидромотор (пневмомотор)	М
— Манометр	МН
— Маслораспылитель	МР
— Масленка	МС
— Маслоуказатель	МУ
— Насос	Н
— Насос-мотор	НМ
— Переключатель манометра	ПМ
— Гидрораспределитель (пневмораспределитель)	Р
— Расходомер	РМ
— Реле давления	РД
— Регулятор потока (расхода)	РП
— Ресивер	РС
— Термометр	Т
— Фильтр	Ф
— Гидроцилиндр (пневмоцилиндр)	Ц

Позиционные обозначения выполняются шрифтом №7,5 или №10 (высота букв и цифр в одном обозначении должна быть одинаковой) и наносят на схеме справа от условного графического изображения или над ним.

Порядковые номера присваиваются согласно последовательности расположения элементов на схеме в целом – *сверху в низ в направлении слева на право*.

При вычерчивании схемы необходимо руководствоваться следующими стандартами:

- ГОСТ 2.704-76 Правила выполнения гидравлических и пневматических схем;
- ГОСТ 2.721-74 Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения;
- ГОСТ 2.780-96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические.;
- ГОСТ 2.781-96 Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая;
- ГОСТ 2.782-96 Обозначения условные графические. Насосы и двигатели гидравлические и пневматические;
- ГОСТ 2.784-96 Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов.

Разработка гидропривода должна начинаться с анализа технического задания. Этот документ составляется разработчиком машины и содержит:

- 1) общее описание машины, включая механическую часть,
- 2) электрические и гидравлические узлы с предварительной компоновкой на машине гидродвигателей, насосной установки, а также указанием возможных мест размещения гидроаппаратуры,
- 3) методы управления и контроля,
- 4) требуемые блокировки,
- 5) нагрузочные характеристики и режимы движения (перемещения, скорости, ускорения, пути торможения и разгона) каждого рабочего органа,
- 6) циклограмма рабочего цикла машины,
- 7) необходимые средства диагностики технического состояния,
- 8) основные требования надежности,
- 9) другие сведения (точность, дискретность перемещений, жесткость, вибрации, шум, качество переходных процессов, температура

масла, точность гидравлического уравнивания, возможность регулировок, необходимость остановок гидродвигателей в промежуточных положениях, время выстоя и др.).

Схематично последовательность составления гидросхемы можно представить в виде, приведенном на рис. 6.8.



Рис. 6.8. Схема последовательности составления гидросхемы

При составлении гидравлической схемы какой-либо машины необходимо использовать опыт разработки и эксплуатации аналогичных машин. Применение типовых схем повышает качество проектирования гидроприводов, снижает номенклатуру применяемого оборудования, упрощает производство.

При составлении гидравлической схемы стремятся выполнить ее простой, с минимальным количеством элементов, необходимых для функционирования гидропривода и обеспечивающих заданную надежность. В большинстве случаев выбираются гидравлические схемы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Рекомендуется применять разгруженную схему гидропривода, т.е. со сливом рабочей жидкости в гидробак под малым давлением при нейтральном положении запорно-регулирующих элементов (золотников) гидрораспределителей.

Способ регулирования скорости гидродвигателя определяется путем оценки величины выходной мощности гидросистемы по формулам:

а) для гидросистемы с гидроцилиндром

$$N_{\text{вых}} = F_{\text{р.х}} \cdot v_{\text{р}}, \text{ кВт},$$

б) для гидросистемы с гидромотором

$$N_{\text{вых}} = (\pi \cdot M_{\text{р.х}} \cdot n_{\text{р}}) / 30\,000, \text{ кВт}].$$

Если рассчитанная по этим формулам величина выходной мощности будет равна или менее 10 кВт, то принимается дроссельный способ регулирования, а если $N_{\text{вых}}$ больше 10 кВт, то объемный (машинный) способ регулирования скорости гидродвигателя.

Данное условие носит рекомендательный характер. Дроссельный способ регулирования может быть применен и в гидросистемах с мощностью более 10 кВт, если, например, в общем времени работы гидросистемы регулирование дросселем занимает незначительную величину (30 % и менее) или имеется длительная пауза в работе с разгрузкой насоса от давления.

6.1.2. Управление движением гидро- и пневмоприводов

Большая группа объемных приводов различных машин и технологического оборудования имеет в процессе работы только два фиксированных положения (позиции). Такие приводы называют **двухпозиционными**. В качестве двигателей в них обычно используют гидро-

или пневмодвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения. Управление перемещением выходного звена привода из одной позиции в другую выполняется релейным способом посредством гидро- или пневмораспределителей [5].

При использовании цикловой системы управления имеется ряд характерных особенностей:

- 1) программирование логической и технологической информации, определяющей последовательность движения звеньев машин и механизмов, длительность позиционирования и т. д.;
- 2) выделение информации о перемещениях по отдельным степеням подвижности, задаваемых с помощью регулируемых упоров или датчиков положения;
- 3) сравнение заданного и фактического положений звеньев машины или механизма в естественном коде;
- 4) управление по разомкнутому циклу.

Примеры простых циклов, автоматически обрабатываемых двухпозиционными приводами, показаны на рис. 6.9. Циклограммы изображены в координатах: t – время, y – перемещение выходного звена.

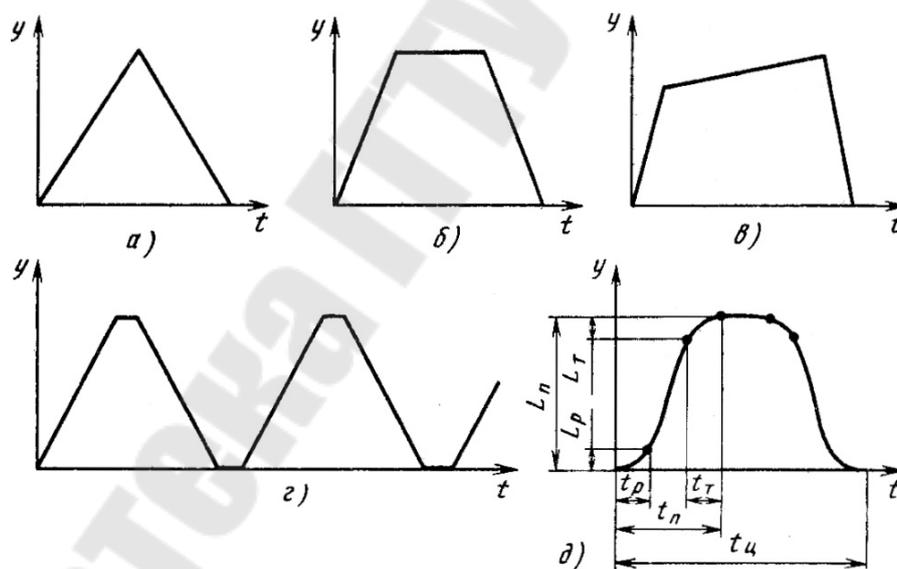


Рис. 6.9. Примерные циклограммы двухпозиционных приводов: а) «прямой ход – обратный ход – остановка»; б) «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка»; в) «быстрый подвод – рабочий ход – обратный ход – остановка»; г) периодическое возвратно-поступательное (поворотное) движение; д) «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка» с выделенными зонами разгона и торможения; L_p и t_p – полный ход и время выходного звена; L_r и t_r – перемещение и время при разгоне; L_t и t_t – при торможении; t_c – полное время цикла

В тех случаях, когда привод состоит из нескольких исполнительных устройств, его циклограмму строят в заданной последовательности их действия, а время работы привода находят после определения времени рабочего цикла каждого исполнительного устройства в отдельности.

Относительно простые циклы программного управления двухпозиционным приводом могут осуществляться введением в систему небольшого числа дополнительных гидроаппаратов. Управляющее воздействие может быть ручное, механическое, гидравлическое, электромагнитное или комбинированное.

Для автоматического выполнения приведенных циклов необходимы гидро- или пневмоаппараты, выполняющие управление приводом по пути, нагрузке и времени.

6.1.3. Управление движением гидро- и пневмоприводов по пути

Управление по пути осуществляется обычно двухпозиционными трех- или четырехлинейными распределителями с механическим воздействием на них от кулачков или упоров, закрепленных на выходном звене привода или на исполнительном механизме машины [5].

Распределители размещают так, чтобы их входной элемент, например рычаг с роликом, взаимодействовал с кулачком в конечных положениях выходного звена. Возврат запорно-регулирующего элемента у этих распределителей обычно производится пружиной. Распределители с путевым механическим управлением выполняются малогабаритными. У путевых гидрораспределителей условный проход составляет 6 мм, у пневмораспределителей – 2 и 5 мм.

Пример схемы исполнительной части гидропривода, автоматически отработывающего простой цикл «прямой ход – обратный ход – остановка», показан на рис. 6.10.

Работа системы начинается при включении электродвигателя. Насос Н подает жидкость по трубопроводам системы, заполняя их. Однако гидродвигатель находится в исходном положении (шток задвинут), поэтому давление в гидросистеме повышается, срабатывает клапан предохранительный КП и жидкость идет на слив через КП. Гидродвигатель начинает работать при кратковременном воздействии на двухпозиционный гидрораспределитель Р1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель подает сигнал управления на распределитель Р2, переключая его в левое положение.

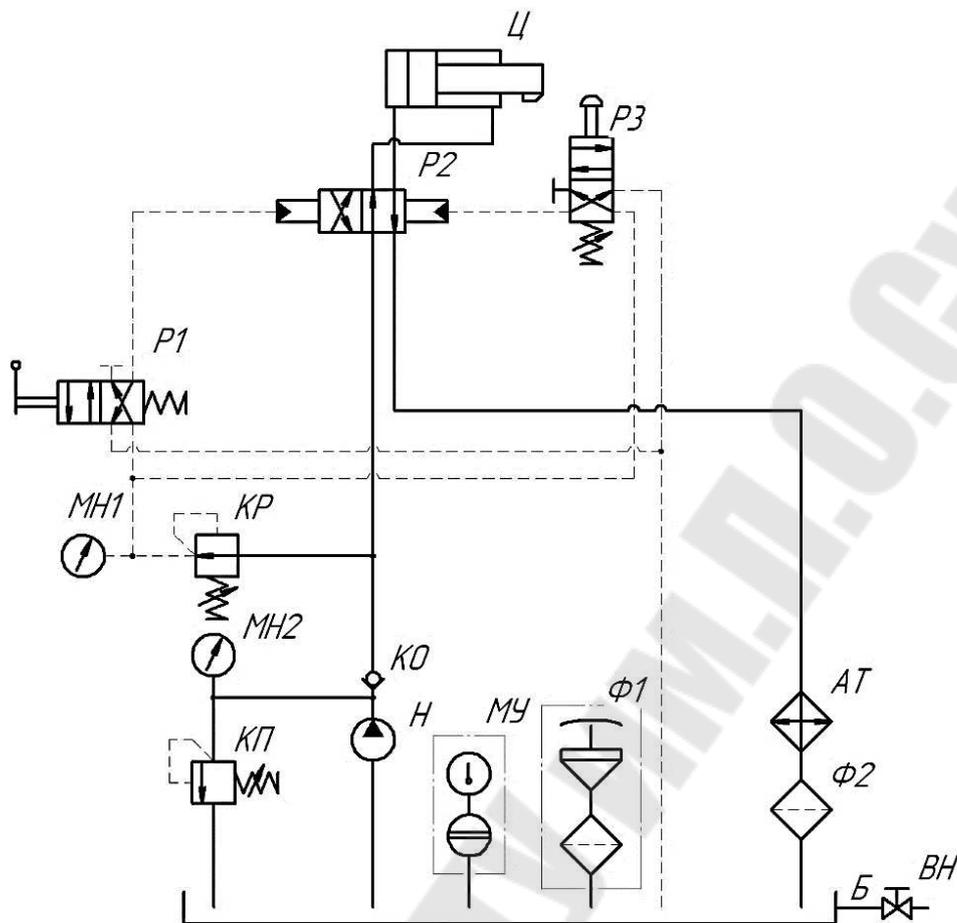


Рис. 6.10. Схема гидропривода с путевым управлением по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Рабочая жидкость от насоса по напорному трубопроводу поступает в поршневую полость цилиндра Ц, шток которого выдвигается до тех пор, пока кулачек, закрепленный на нем не нажмет на кулачек распределителя Р3. Через распределитель Р3 управляющий сигнал поступит на правый торец распределителя Р2, который переключится в правое положение, и жидкость будет поступать в штоковую полость цилиндра Ц. При этом выходное звено цилиндра (шток) совершит обратный ход до остановки.

6.1.4. Управление движением гидро- и пневмоприводов по нагрузке

Путевое управление движением привода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью

до девяти долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке (рис. 6.11).

Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя Ц на неподвижном упоре.

Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный клапан в насосной установке или до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показан). Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает распределитель РЗ, пружина которого настроена на максимальное давление рабочей среды.

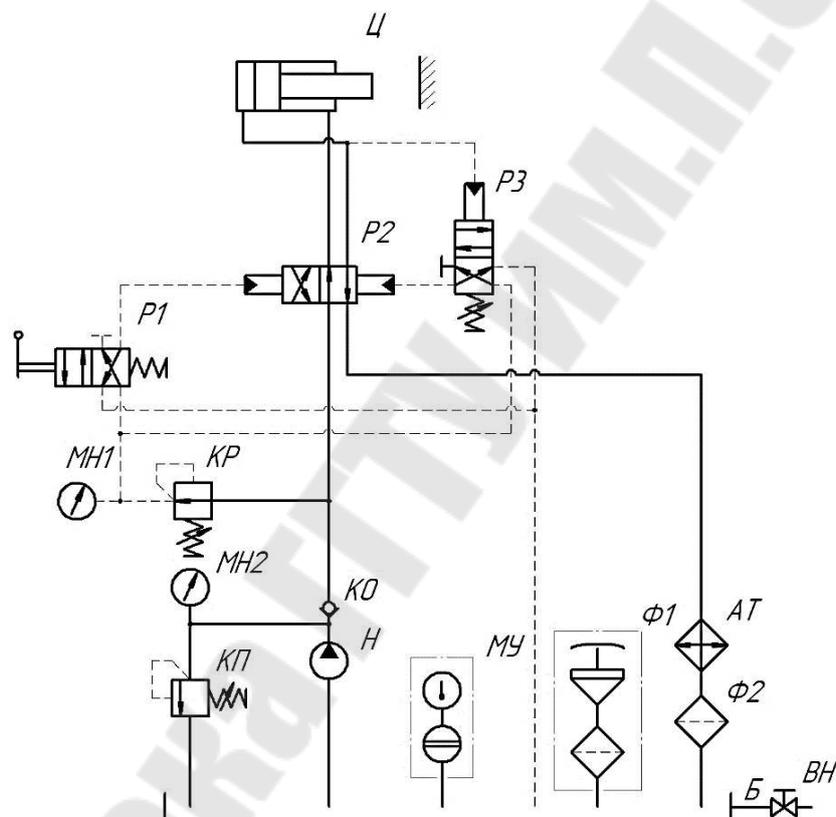


Рис. 6.11. Схема гидропривода с управлением по нагрузке по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

В остальном принцип действия такого гидропривода такой же, как и привода с путевым управлением.

6.1.5. Управление движением гидро- и пневмоприводов по времени

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена, привода на упоре, в схеме привода предусматривается клапан выдержки времени РВ (реле времени) (рис.

6.12). При этом распределитель P2 второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя P3, а через определенное время, соответствующее настройке реле времени.

Принцип действия клапана реле времени состоит в замедленном благодаря регулируемому дросселю сливу рабочей среды из внутренней управляющей камеры. Обратный клапан в реле обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидрочерпункте.

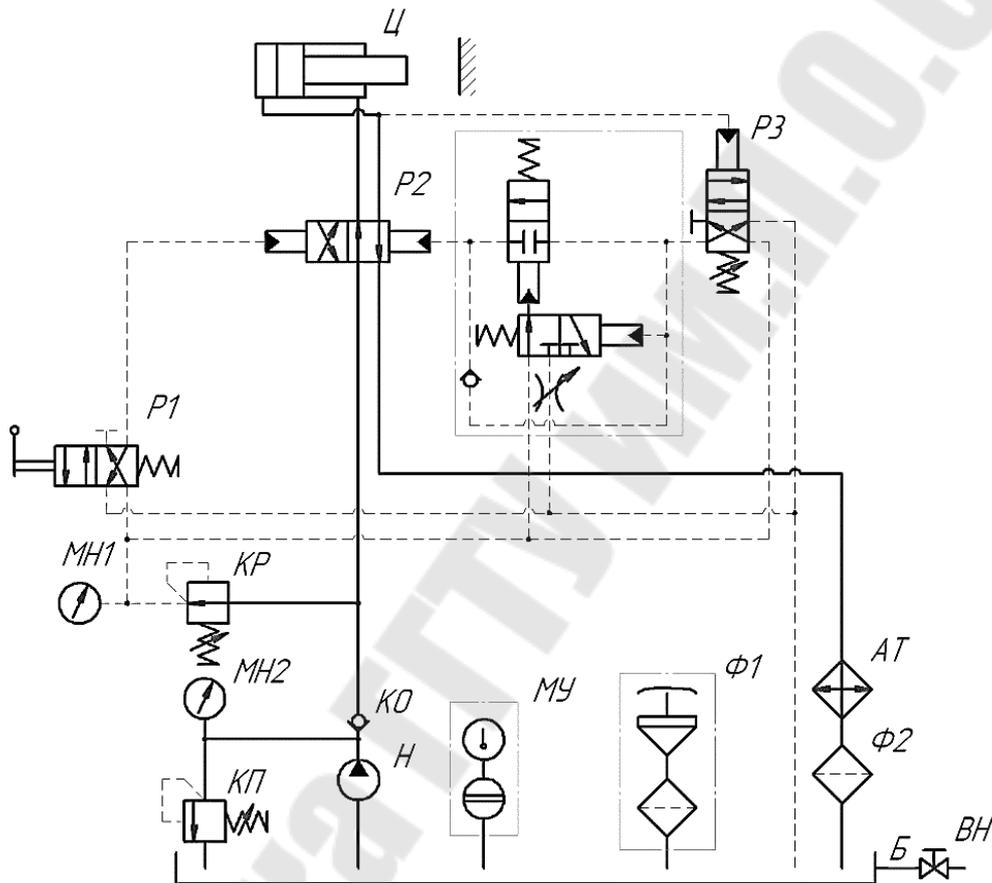


Рис. 6.12. Схема гидропривода с автоматическим управлением по циклу «прямой ход – выдержка на упоре (под нагрузкой) – обратный ход – остановка»

Работу гидромотора можно также изобразить в виде циклограммы (рис.6.13, а) и для обеспечения пуска и остановки в требуемое время можно использовать управление системой по времени (рис. 6.13, б).

Работа системы начинается при включении электродвигателя. Насос Н подает жидкость по трубопроводам системы, заполняя их. Однако основной распределитель находится в запорном положении, поэтому давление в гидросистеме повышается, срабатывает клапан предохранительный КП и жидкость идет на слив через КП. Гидродвигатель начинает работать при кратковременном воздействии на двух-

позиционный гидрораспределитель P1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель подает сигнал управления на распределитель P2, переключая его в левое положение и одновременно подается управляющий сигнал на реле времени.

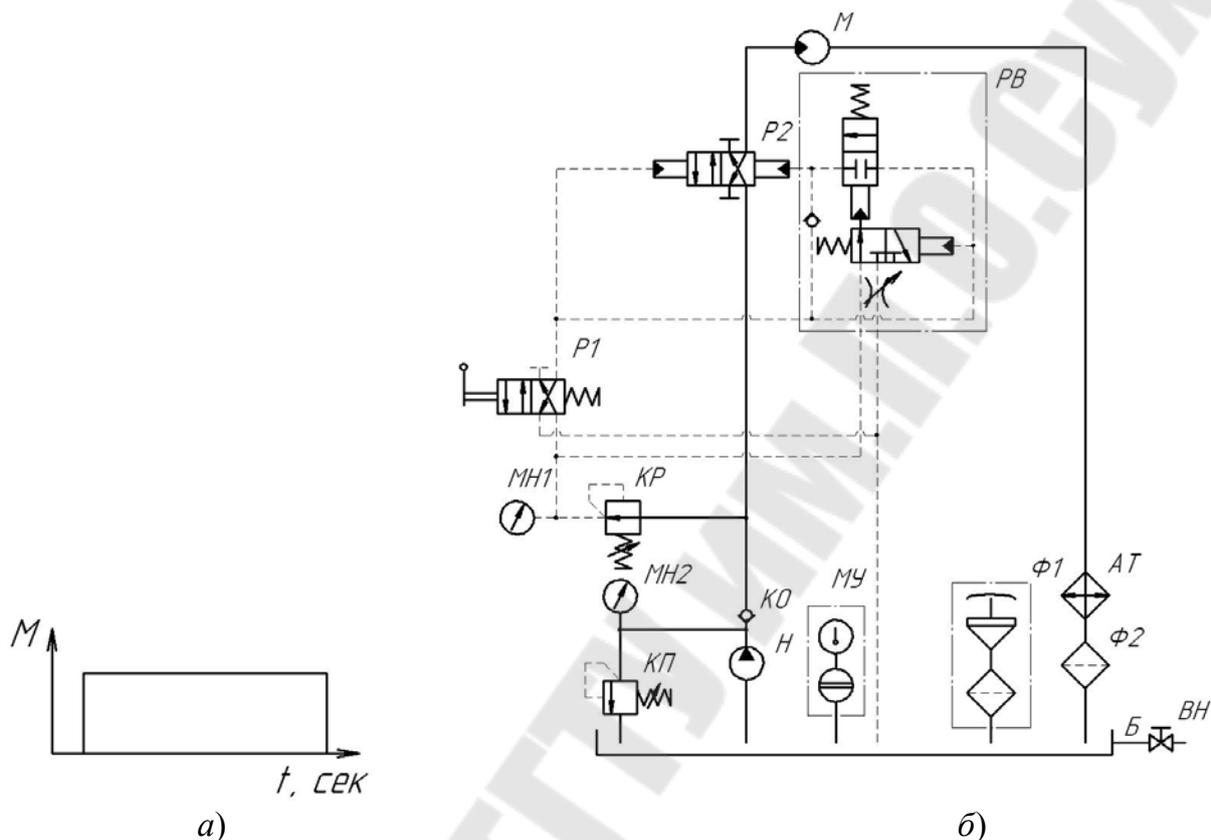


Рис. 6.13. Схема вращательного гидропривода с управлением по времени: а) циклограмма работы; б) принципиальная схема

Рабочая жидкость от насоса по напорному трубопроводу поступает к гидромотору, который будет совершать работу заданное время. По истечении настроенного времени, через реле времени управляющий сигнал поступит на правый торец распределителя P2, который переключится в правое положение, работа гидромотора M прекратится.

Пути совершенствования традиционных гидравлических систем связаны:

- 1) с уменьшением гидравлических потерь давления в трубопроводах (за счет сокращения длины трубопроводов между насосами, гидрораспределителями и гидродвигателями, сокращения количества соединений трубопроводов, применения фланцевых соединений и рукавов высокого давления с гнутой арматурой и др.);

2) с повышением надежности и безопасности за счет применения встроенных комбинированных предохранительных и подпиточных клапанов, устройств ограничения скорости нарастания давления, вторичных предохранительных клапанов, прифланцованных к гидродвигателям, и др.

6.2. Обеспечение безопасной работы объемного гидро- и пневмопривода

Основными техническими мероприятиями, обеспечивающими безопасность работы объемного гидропривода, являются безотказность комплектующих гидроустройств, повсеместное применение предохранительных клапанов, а в грузоподъемных устройствах - гидрозамков и тормозных клапанов [21, 30].

При этом система безопасности основывается на следующих нормативных документах таблица 6.2.

Таблица 6.2

Нормативно-технические документы по безопасности

Номер НТД	Название
ГОСТ ЕН 1050-2002	Безопасность машин. Принципы оценки и определения риска
ГОСТ Р ИСО 12100-1-2007	Безопасность машин. Основные понятия, общие принципы конструирования. Часть 1. Основные термины, методология
ГОСТ Р ИСО 12100-2-2007	Безопасность машин. Основные понятия, общие принципы конструирования. Часть 2. Технические принципы
ГОСТ 2.601-2006	Единая система конструкторской документации. Эксплуатационные документы
ГОСТ 12.2.003-91	Система стандартов безопасности труда. Оборудование производственное. Общие требования безопасности
ГОСТ 12.2.064-81	Система стандартов безопасности труда. Органы управления производственным оборудованием. Общие требования безопасности
ГОСТ ЕН 349-2002	Безопасность машин. Минимальные расстояния для предотвращения защемления частей человеческого тела

Продолжение таблицы 6.2

ГОСТ ЕН 418-2002	Безопасность машин. Установки аварийного выключения. Функции. Принципы проектирования
ГОСТ ЕН 1037-2002	Безопасность машин. Предотвращение неожиданного пуска
ГОСТ ЕН 1088-2002	Безопасность машин. Блокировочные устройства, связанные с защитными устройствами. Принципы конструирования и выбора
ГОСТ 12.2.063-81	Система стандартов безопасности труда. Арматура промышленная трубопроводная. Общие требования безопасности
ГОСТ 12.2.040-79	Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к конструкции
ГОСТ 12.2.086-83	Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации
ГОСТ 17411-91	Гидроприводы объемные. Общие технические требования
ГОСТ 17108-86	Гидропривод объемный и смазочные системы. Методы измерения параметров
ГОСТ 18460-91	Пневмоприводы. Общие технические требования
ГОСТ 19862-93	Пневмоприводы. Методы измерения параметров
ГОСТ 31177-2003 (ЕН 982:1996)	Безопасность оборудования. Требования безопасности к гидравлическим и пневматическим системам и их компонентам. Гидравлика
ГОСТ 30869-2003 (ЕН 983:1996)	Безопасность оборудования. Требования безопасности к гидравлическим и пневматическим системам и их компонентам. Пневматика
ГОСТ Р 52543-2006	Гидроприводы объемные. Требования безопасности
ГОСТ Р 52869-2007	Пневмоприводы. Требования безопасности

ГОСТ 12.3.001-85	Система стандартов безопасности труда. Пневмоприводы. Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации
ГОСТ 12.2.101-84	Система стандартов безопасности труда. Пневмоприводы. Общие требования безопасности к конструкции
ГОСТ 12.3.001-85	Система стандартов безопасности труда. Пневмоприводы. Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации

Современные гидроустройства ведущих мировых производителей позволяют разработчику создавать оптимальные по уровню безопасности объемные гидроприводы машин различного назначения с соблюдением требования по безопасности, использованием негорючих рабочих жидкостей и обеспечением диагностирования функционирования рабочих элементов гидроустройств.

6.2.1. Опасности, возникающие при работе гидропривода

При работе объемного гидропривода, гидросистемы и входящих в их состав гидроустройств могут возникать опасности, представляющие собой [21, 24, 30]:

- 1) Механические опасности, возникающие из-за:
 - недостаточной механической прочности конструкции вследствие превышения максимального давления рабочей жидкости;
 - воздействия внешних механических факторов - вибрации, ударов и линейных ускорений в местах крепления;
 - накопленной энергии в упругих элементах (пружинах) или рабочих жидкостях, или газах под давлением, или в вакууме;
 - выброса рабочей жидкости под высоким давлением.
- 2) Шумовые (акустические) и вибрационные воздействия, создаваемые работающим гидроприводом, гидросистемой или гидроустройством.
- 3) Термические опасности, образующиеся:
 - при нарушении герметичности соединений с утечкой рабочей жидкости наружу и проявляющиеся в виде ожогов или обваривания вследствие соприкосновения с нагретой или переохлажденной рабочей жидкостью;

- при воспламенении или взрыве паров рабочей жидкости с поражением органов человека вследствие контакта и (или) при вдыхании паров или туманов рабочей жидкости;

- при излучении от тепловых источников.

4) Опасности, связанные с несрабатыванием или неправильным расположением защитных средств, пусковых или тормозных устройств.

5) Опасности в результате нарушения в энергоснабжении гидропривода, гидросистемы или управляющих устройств, вызывающие колебательные процессы в работе гидропривода или гидросистемы, невыполнение остановочной (аварийной) команды и неполное срабатывание защитных устройств, поражение электрическим током обслуживающего персонала.

6) Опасности поражения электрическим током вследствие нарушения в изоляции токоведущих цепей.

7) Опасности, связанные с необеспечением правильного монтажа, безопасной наладки и технического обслуживания, способствующих снижению безопасности гидропривода, гидросистемы или гидроустройства.

8) Опасности, вызванные неисправностью или неправильным функционированием системы управления гидроприводом (гидросистемой), выражающиеся в неожиданном пуске или продолжении работы и приводящие к опасным ситуациям в работе машины (агрегата).

9) Пожаро- и взрывоопасность гидроприводов (гидросистем)

6.2.2. Обеспечение безопасной работы объемного гидро- и пневмопривода посредством гидроустройств и контрольно-измерительных приборов

Из ГОСТ Р 52543-2006 «Гидроприводы объемные. Требования безопасности» и ГОСТ 12.2.040-79 «Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к конструкции» можно выделить следующие положения [48, 49].

При проектировании гидроприводов, гидросистем и гидроустройств и их эксплуатации должны быть учтены все предполагаемые режимы работы и случаи возможного их применения и должна быть проведена оценка опасных ситуаций.

Конструкция гидроприводов должна исключать представляющие опасность для обслуживающего персонала перемещения выходных звеньев гидродвигателей в любые моменты цикла работы.

Средства защиты используют для предотвращения или уменьшения воздействия на работающих опасных и вредных производственных факторов. В зависимости от назначения средства защиты подразделяют на предохранительные, стопорные, тормозные, оградительные, амортизационные, защитные, блокировки, средства автоматического контроля и сигнализации, средства дистанционного управления, знаки безопасности и специальные.

К *предохранительным* средствам защиты приводов прежде всего относятся предохранительные клапаны (рис.5.11), предназначенные для защиты гидросистем и пневмосистем от разрушения при увеличении давления рабочих сред сверх допустимых значений (более $1,1 p_{\max}$ и кратковременные пики давления не более $1,3 p_{\max}$).

Предохранительный (переливной) клапан устанавливается непосредственно за насосом (рис.5.11, а).

При применении насоса переменной подачи с управлением по давлению (рис. 5.11, б) предохранительный клапан регулируется так, чтобы он срабатывал при давлении выше, чем давление настройки регулятора насоса, на 1 МПа.

При резком торможении больших масс (например, переключением распределителя) предохранительный клапан у насоса не успевает срабатывать. В этом случае рекомендуется устанавливать предохранительные клапаны на гидролиниях цилиндра (рис. 5.11, в) или гидромотора (рис. 5.11, г). Обратные клапаны служат для подсосывания жидкости при падении давления в соответствующей полости.

Следует периодически проверять работу предохранительных клапанов. В случае отклонения давления срабатывания клапана от настроенного более чем на 10% клапан должен быть заменен новым. Запрещается настраивать клапаны в рабочих условиях. Настройка их должна производиться только на специальных стендах.

В приводах применяют также электрические (предохранители электроустановок) и механические предохранители, выполненные в виде слабых звеньев конструкции (срезные штифты, шпильки, фрикционные муфты и т. д.).

Стопорные средства защиты предназначены для остановки и фиксирования составных частей приводов в определенном положении. По принципу действия стопоры подразделяют на механические,

электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные. Для предотвращения самопроизвольной расстыковки гидро- и пневморазъемов применяют стопорные кольца. Часто в приводах применяют механические (например, ограничители поворота люльки регулируемых аксиально-поршневых насосов и поворота запорно-регулирующих элементов гидро- и пневмоаппаратов), а также электрические (конечные выключатели) упоры.

Широкое применение в приводах подъемно-транспортных машин получили гидрозамки, предназначенные для фиксации выходных звеньев гидродвигателей в заданном положении (рис. 6.14).

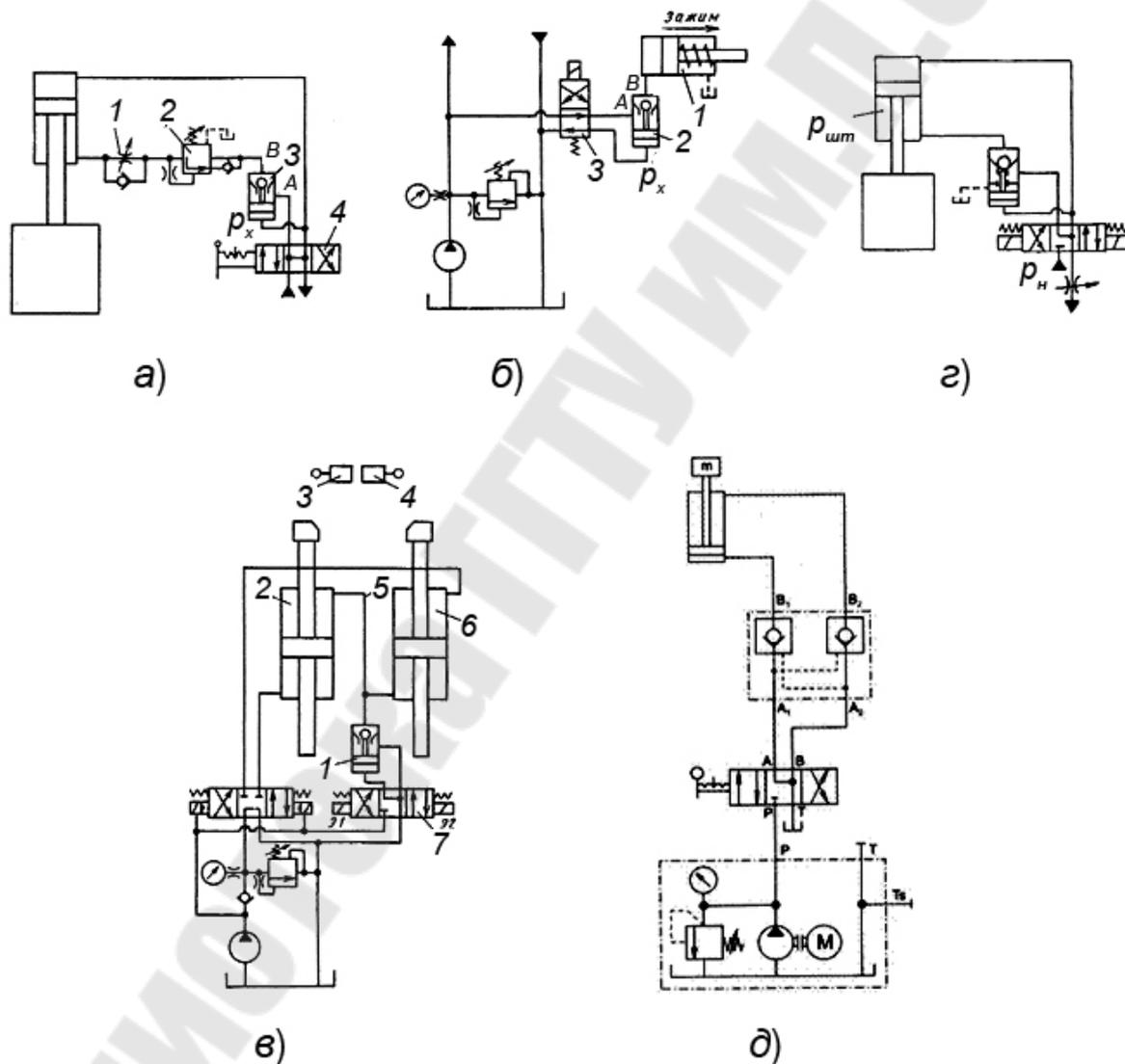


Рис. 6.14. Схемы установки гидрозамков

Гидрозамок 3 (рис. 6.14, а) исключает возможность самопроизвольного опускания груза при нейтральном положении распределителя

4 или случайном падении давления в гидросистеме. Гидроклапан давления с обратным клапаном 2 настроен на давление, которое превышает давление, создаваемое весом груза в штоковой полости цилиндра, поэтому движение поршня вниз возможно только после переключения распределителя 4 влево и подвода давления в поршневую полость цилиндра и отверстие P_x гидрозамка. Скорость опускания регулируется дросселем 1 с обратным клапаном. Движение вверх происходит быстро, т.к. рабочая жидкость свободно проходит через линии А и В гидрозамка и обратные клапаны в штоковую полость цилиндра.

В приводе зажимного цилиндра также необходимо использование гидрозамка (рис. 6.14, б). Наличие гидрозамка 2 в данном приводе обеспечивает при случайном падении давления в гидросистеме герметичное запираение рабочей полости цилиндра 1, что исключает возможность случайного разжима детали в процессе обработки. При переключении распределителя 3 гидрозамок 2 открывается давлением жидкости поступающей в линию P_x , и поток рабочей жидкости из цилиндра сливается в бак через линии В и А гидрозамка 2 и распределитель 3.

Синхронное движение двух одинаковых цилиндров 2 и 6 обеспечивается путем их последовательного включения (рис. 6.14, в). В такой схеме возникает вероятность некоторого нарушения синхронности работы цилиндров, причем величина рассогласования синхронности работы цилиндров будет постоянно накапливаться. Для исключения этого явления служит гидрозамок 1, который периодически соединяет линию 5 с напорной или сливной линией. Управление гидрозамком реализуется пилотом (распределителем) 7 таким образом, что, если первым срабатывает выключатель 3 контроля хода цилиндра 2, то включается электромагнит 31 (т.е. масло из напорной линии через гидрозамок поступает в линию 5), а если первым срабатывает выключатель то включается электромагнит 32 (т.е. гидрозамок, открываясь, соединяет линию 5 со сливом). Таким образом, ошибка устраняется в конце каждого хода гидроцилиндров и не накапливается.

При опускании вертикально расположенных грузов (рис. 6.14, г) возможна ситуация, когда давление в штоковой полости гидроцилиндра превышает давление в напорной линии гидросистемы ($P_{шт} > P_n$). В таких случаях необходимо применять гидрозамок с дренажной линией.

Двухсторонние гидрозамки (рис. 6.14, д) позволяют надежно зафиксировать нагрузку, даже при наличии внутренних утечек жидкости через поршень гидроцилиндра. Однако такое надежное фикси-

рование нагрузки осуществимо только для статического (неподвижного) состояния гидроцилиндра. В случае использования подвешенного гидроцилиндра или гидроцилиндра с двухсторонним штоком использование двухстороннего гидрозамка для фиксации положения гидроцилиндра недопустимо.

Тормозные средства защиты в приводах нашли широкое применение в виде демпферов, а также в виде дросселей, предназначенных для регулирования частоты вращения гидро- и пневмомоторов или скорости перемещения штоков цилиндров.

Оградительные средства защиты (кожухи, щиты, экраны и т. п.) применяют в приводах для ограждения открытых подвижных частей оборудования (соединительных вращающихся муфт), токоведущих частей электроустановок, доступных прикосновению; опасных зон испытательных стендов, предназначенных для испытаний приводов на прочность и герметичность.

Гидросистемы должны иметь *блокировки*, исключающие возможность ошибочного включения несовместимых движений рабочих органов. Если снижение давления в системе может создать опасность для работающих или вызвать аварию машины, должна быть предусмотрена блокировка, останавливающая машину при снижении давления ниже значения, установленного в стандартах или технических условиях. При этом не должны отключаться устройства, перерыв в работе которых связан с возможностью травмирования работающих (зажимные, тормозные и др.).

Гидроприводы, гидросистемы и, при необходимости, гидроустройства в технически обоснованных случаях должны быть снабжены манометрами или другими *устройствами для контроля или регистрации давления* либо иметь места для их подключения.

На шкале или корпусе манометра, постоянно показывающего давление в конкретной системе, должны быть выделены зоны, соответствующие наибольшему и наименьшему давлению в этой системе.

Запрещается эксплуатировать гидропривод высокого давления без манометра или при его неисправности. Не допускается эксплуатация манометра, если стрелка при его включении не возвращается к упорному штифту или, в случае отсутствия штифта, отклоняется от нулевого деления шкалы на значение, превышающее половину допускаемой погрешности, а также при любом повреждении манометра.

Гидроприводы должны быть оснащены *устройствами аварийного отключения*, обеспечивающими самофиксирование рабочих органов в выключенном состоянии.

При возникновении опасной ситуации должно автоматически происходить полное отключение гидропривода от источника энергии, должна автоматически происходить нейтрализация накопленной в гидроприводе энергии при останове, должно наблюдаться отсутствие самозапуска, а переключатель вида работ должен запирается.

При включении все управляющие устройства должны находиться в исходном положении, не обеспечивающем подачу гидравлической энергии к рабочему органу, а при отключении должны возвращаться в исходное положение.

6.2.3. Техническая диагностика гидросистем

В решении проблемы обеспечения надежной работы гидроприводов постоянно возрастает роль технической диагностики, контролирующей техническое состояние гидропривода в процессе эксплуатации, что позволяет использовать привод оптимальным образом, осуществлять ремонт в кратчайшие и сроки [21, 24, 30].

В качестве переносных средств технической диагностики все более широко применяются гидротестеры, с помощью которых можно контролировать давление, температуру и расход. В состав таких тестеров входят: один-два датчика давления, или малогабаритный манометр, средства сопряжения, датчик температуры, вторичный прибор для цифровой индикации контролируемых параметров, расходомер.

К встраиваемым средствам диагностики относятся различные датчики и индикаторы, позволяющие оперативно следить за техническим состоянием привода. Особенно перспективно использование встроенных в различные участки гидросистемы тепловых датчиков, с помощью которых реализуется термодинамический метод диагностирования - по температуре масла в различных точках гидросистемы можно судить о величине и направлении потоков, наличии гидравлических потерь, эффективности системы терморегулирования.

Применяют средства вибрационной диагностики, позволяющие по вибрациям корпусов насосов производить оперативный анализ нормированных диагностических признаков, свидетельствующих о наличии погрешностей деталей или их взаимного расположения после сборки, и отбраковывать насосы по комплексному показателю качества.

6.3. Предварительный расчет объемного гидропривода

6.3.1. Цель расчета и исходные данные

Целью расчета является определение основных параметров и выбор применяемого гидрооборудования из числа серийно выпускаемых изделий, определение фактически получаемых максимальных усилий, крутящих моментов и скоростей гидродвигателей, мощности и КПД гидропривода [1, 5, 13, 21, 24, 30].

Для каждой конкретной машины перечень исходных данных свой, включая, однако, общий обязательный минимум исходных данных, позволяющий осуществить проектирование гидropередачи:

- усилие ($F_{p,x}$) и скорость (v_p) рабочего хода при поступательном движении рабочего органа или крутящий момент ($M_{p,x}$) и частота вращения (n_p) при вращательном движении рабочего органа;
- усилие ($F_{x,x}$) и скорость (v_x) холостого хода при поступательном движении рабочего органа или крутящий момент ($M_{x,x}$) и частота вращения (n_x) при вращательном движении рабочего органа;
- величина рабочего хода поршня (L) гидроцилиндра или число оборотов (Z) гидромотора;
- циклограмма работы привода;
- требования по регулированию скорости;
- наличие и время паузы;
- температура окружающей среды;
- требования по установке и закреплению гидродвигателя на машине или станке.

Расчет объемного гидропривода обычно проводится в два этапа:

1) предварительный расчет основных параметров, выбор применяемого серийного гидрооборудования или составление технического задания на проектирование требуемых элементов;

2) поверочный расчет для определения фактически получаемых значений усилий и скоростей объемного гидропривода, его мощности и коэффициентов полезного действия при использовании серийного или спроектированного оборудования.

На первом этапе производятся предварительные расчёты по схеме:

- 1) Проектирование гидравлической схемы гидропривода.
- 2) Выбор номинального давления гидросистемы из нормативного ряда.
- 3) Выбор рабочей жидкости.

- 4) Выбор типа и марки гидродвигателя.
- 5) Выбор типа и марки насоса.
- 6) Выбор типа и марки гидроаппаратов.
- 7) Тепловой расчет гидропривода.
- 8) Расчет трубопроводов гидропривода.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры объемных гидромашин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу (если в них есть необходимость). После этого проводится предварительный расчет гидравлической системы, системы подпитки и охлаждения. В результате расчета определяются предварительные характеристики подпиточного насоса, площади проходных сечений секций фильтров, клапанов, охладителей и т.д. осуществляется общая компоновка гидropередачи, а также рассчитывается и конструируется система управления объемными гидромашинами.

6.3.2. Рекомендации по выбору рабочего давления

Номинальным давлением называют наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного ресурса с сохранением параметров в пределах установленных норм [13, 21, 24, 30].

Необходимо иметь в виду, что давление рабочей жидкости p обеспечивает заданную силу F или момент M , а расход жидкости - заданную скорость v или заданное число оборотов n . При предварительном расчёте гидропривода обычно задаются давлением рабочей жидкости. На основе опыта выбирают номинальное рабочее давление в гидросистеме, зависящее от мощности гидропривода (таблица 6.3).

Таблица 6.3

Зависимость давления в системе от мощности гидропривода

Мощность, кВт	<0,1	0,1-1	1-5	5-20	>20
Номинальное давление, МПа	1	1-6,3	6,3-10	10-16	16-25

В соответствии с ГОСТ 12445-80 (СТ СЭВ 518-77) номинальное давление выбирают из следующего ряда: 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; ... МПа [29].

При выборе $p_{ном}$ следует иметь в виду, что использование более высоких значений давления предпочтительно, так как это дает воз-

возможность при одинаковой мощности выбирать меньший расход рабочей жидкости и соответственно использовать гидромашину, гидроаппаратуру, трубопроводы и гидробак меньших размеров и массы.

Кроме того, использование более высоких $p_{\text{ном}}$ позволяет получать высокие значения КПД объемного гидропривода, а также снизить затраты на элементы объемного гидропривода и его монтаж. Однако увеличение давления связано с повышением требований к качеству материалов для изготовления оборудования, к точности его изготовления и к чистоте рабочей жидкости.

Номинальное рабочее давление определяет возможный длительный рабочий режим машины. На условное давление рассчитываются основные магистрали гидросети, а на пробное давление производится испытание гидропривода. При рабочих давлениях выше номинального без достаточно хорошего ухода может быть снижена надежность и долговечность гидропривода. Исследования показали, что работа гидропривода при превышении номинального давления в 1,75 раз снижает его срок службы в 5 раз, а при давлении в 0,8 от номинального срока службы гидропривода увеличивается в 4 раза.

Часто величина $p_{\text{ном}}$ выбирается исходя из номенклатуры и технических характеристик имеющегося гидрооборудования, в частности насосов и гидродвигателей.

При выборе гидромашин и гидроаппаратуры для большей экономичности рекомендуется полностью использовать номинальное давление, указанное в их технических паспортах.

Опытные данные дают следующие рекомендации по выбору рабочего давления в гидроприводе:

- шлифовальные и отделочные станки до 2,5 МПа;
- станки общего назначения автоматических линий технологического оборудования от 6,3 до 12,5 МПа;
- гидроприводы сельскохозяйственных машин от 6,3 до 16 МПа;
- зажимные устройства станков и автоматических линий до 20 МПа;
- гидроприводы дорожно-строительных и коммунальных машин от 16 до 32 МПа;
- гидроприводы горных машин от 16 до 50 МПа;
- гидроприводы прессов литейного оборудования от 32 до 50 МПа (в специальных случаях до 80 МПа).

6.3.3. Рекомендации по выбору рабочей жидкости

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин [13, 21, 24, 26, 30, 39].

Выбор рабочих жидкостей для гидроприводов машин определяется:

- назначением машины,
- диапазоном рабочих температур,
- давлением в гидросистеме,
- скоростями движения выходных звеньев гидродвигателей,
- конструкционными материалами и материалами уплотнений,
- особенностями эксплуатации гидросистемы (на открытом воздухе или в закрытом помещении),
- условиями содержания машины во время перерывов в работе,
- возможностями обводнения и засорения рабочей жидкости,
- возможностями и трудоемкостью ее замены.

При выборе рабочей жидкости прежде всего исходят из условий работы насосов. При этом учитывают диапазон изменения температуры рабочей жидкости при эксплуатации гидропривода, а также изменение зазоров между деталями насосов, вызванное их износом.

Минимальная вязкость рабочей жидкости, соответствующая максимальной температуре, устанавливается по допустимому снижению объемного КПД и по прочности пленки рабочей жидкости. Согласно исследованиям, предельный минимальный кинематический коэффициент вязкости, при котором обеспечиваются удовлетворительные значения объемного КПД 0,80...0,85, исключается нарушение смазывающей пленки и «сухое» трение, составляет [26]:

- для шестеренных насосов — $(16...18) 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,
- для пластинчатых — $(10...12) 10^{-6}$,
- для аксиально-поршневых — $(6...8) 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Максимальная вязкость рабочей жидкости, соответствующая минимальной температуре, устанавливается по работоспособности насоса, характеризующейся заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом (таблица 6.4).

Таблица 6.4

Предельные значения максимального кинематического коэффициента вязкости рабочих жидкостей

Тип насоса	Предельные значения кинематического коэффициента вязкости (10^{-6} м ² /с) по условию	
	прокачиваемости	полную заполнения рабочих камер
Шестеренные насосы ($n = 1525$ об/мин)	4500...5000	1380...1250
Пластинчатые насосы ($n = 1450$ об/мин)	4000...4500	680-620
Аксиально-поршневые насосы ($n = 1500$ об/мин)	1800... 1600	570-530

Оптимальная вязкость рабочей жидкости, при которой обеспечивается наилучшее соотношение объемного и механического КПД,

- для шестеренных насосов - $20 \cdot 10^{-6}$ м²/с,
- для пластинчатых - $25 \cdot 10^{-6}$ м²/с,
- для аксиально-поршневых - $30 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Установив для конкретного случая значения кинематического коэффициента вязкости v_{\max} , v_{\min} и $v_{\text{опт}}$, подбирают соответствующую марку рабочей жидкости.

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения выходного звена исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости.

В гидроприводах с легким режимом работы и меньшим номинальным давлением применяют масла с меньшей кинематической вязкостью, чем для гидроприводов с большим номинальным давлением и тяжелыми режимами работы, а именно [24-26]:

- при давлении до 7 МПа – 20...40 сСт;
- при давлении 7...20 МПа – 30...60 сСт;
- при давлении больше 25 МПа – 50...70 сСт;

При выборе рабочих жидкостей нужно учитывать также, что индустриальные масла склонны к окислению и плохо совместимы с уплотнениями выполненными из синтетической резины.

Существенное значение при выборе рабочей жидкости имеют:

- температура вспышки – та, при которой происходит воспламенение паров жидкости от внешнего источника, является показателем, позволяющим судить о пожарной безопасности;
- температура застывания – та, при которой жидкость не выливается из пробирки, наклоненной под углом 45°. Температура застывания масла должна быть на 10...17°С ниже наименьшей температуры эксплуатации гидропривода

При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Если по каким-либо причинам смена рабочих жидкостей невозможна, то при эксплуатации машин в области отрицательных температур необходимо реализовать мероприятия, обеспечивающие работоспособность гидропривода (подогревать рабочую жидкость перед пуском машины, содержать машины в ночное время в отапливаемых помещениях, при коротких перерывах в работе машины не выключать приводной двигатель, ограничивать скорость вращения валов насосов и т. д.).

Наиболее часто в станочных приводах применяют следующие масла:

- индустриальные ИГП 18, ИГП 30, ИГП 38, ИГП 49;
- веретенное АУ;
- турбинные Т 22(Л), Т 30(УТ), Т46(Т).

В гидроприводах мобильных машин применяют моторные масла ВМГ 3, МГЕ – 46В, МГ 22 А и МГ 30.

6.3.4. Расчет и выбор гидродвигателей

Проектировочный расчет двухпозиционных приводов начинается с уточнения условий работы привода. Можно выделить два наиболее типичных варианта работы двухпозиционных приводов [1, 5, 13, 21, 24, 30]:

- 1) перемещение из одной позиции в другую при постоянной или мало изменяющейся внешней нагрузке;
- 2) движение со ступенчато изменяемыми скоростями и нагрузками.

Условия движения определяются заданной циклограммой. Внешняя нагрузка на привод рассчитывается по данным рабочего процесса машины. Сюда относятся силы (моменты сил) сопротивления внешней среды, инерции и трения в исполнительном механизме.

По результатам энергетического расчета исполнительной части привода можно произвести выбор гидродвигателя. Условием предварительного выбора гидродвигателя является обеспечение рабочими органами машины усилий и скоростей рабочего органа:

- внешнего усилия F_B , предельной скорости $v_{пр}$ и хода поршня S – для гидроцилиндра;
- крутящего момента $M_{кр}$, частоты вращения $n_{дв}$ и рабочего объема V_M – для гидромотора.

Типоразмер объемного двигателя должен обеспечить предельную скорость движения выходного звена и преодолевать максимальную внешнюю нагрузку. Площадь поршня объемного двигателя определяется по формуле:

$$S_{п} = \frac{F_B}{\Delta p \cdot \eta_{га} \cdot \eta_{гд.г.мех}^{ГД}}, \text{ м}^2$$

где $\eta_{га}$ - гидравлический КПД гидроаппаратов и гидролиний;
 $\eta_{гд.г.мех}^{ГД}$ - механический КПД двигателя.

В формулу подставляют приближенное значение механического КПД гидродвигателя, соответствующее типу двигателя: для гидроцилиндров с эластичными уплотнениями составляет 0,85-0,95; для пневмоцилиндров при диаметрах поршней 25-400 мм - 0,75-0,95; для поворотных пластинчатых гидродвигателей 0,8-0,9.

Значения гидравлического КПД $\eta_{га}$ линий и аппаратов выбирают с учетом потерь энергии и габаритных размеров трубопроводов и аппаратов. Для приводов с расчетной мощностью на выходном звене 0,5-5 кВт в первом приближении можно принять $\eta_{га} = 0,75-0,9$. При дальнейшем расчете эту величину корректируют.

По полученному значению площади определяют диаметр поршня и округляется по ГОСТ 6540-68 [29] до ближайшего большего.

Выбор гидроцилиндра осуществляется из соответствующей литературы (каталогов производителей), исходя из следующих рекомендаций:

- 1) работающее толкающее усилие цилиндра $F_{толк}$ должно быть большим, чем полная внешняя нагрузка F_B ;
- 2) номинальная скорость движения поршня цилиндра $v_{ном}$ должна быть больше, чем предельная скорость $v_{пр}$;

3) рабочий ход цилиндра S должен быть больше либо равен заданному ходу поршня $L_{\text{п}}$.

После выбора гидроцилиндра необходимо записать его технические характеристики:

- обозначение и тип конструкции гидроцилиндра;
- толкающее и тянущее усилие, кН;
- диаметры поршня и штока, мм;
- рабочий ход поршня S , мм;
- рабочее давление, МПа;
- скорости движения поршня v_{max} , v_{min} , м/с;
- коэффициент полезного действия (механический и общий);
- рекомендуемая тонкость фильтрации или класс чистоты жидкости;
- рекомендуемый диапазон вязкости для рабочей жидкости.

Выбор гидромотора производится исходя из крутящего момента $M_{\text{кр}}$, частоты вращения $n_{\text{дв}}$ и рабочего объема гидромотора $V_{\text{м}}$ аналогично выбору гидроцилиндра, т.е. технические характеристики выбранного гидромотора должны превышать соответствующие расчетные и заданные значения.

Рабочий объем гидромотора определяется по формуле

$$V_{\text{м}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{кр}}}{\Delta p \cdot \eta_{\text{гм.м}}}, \text{ см}^3,$$

где $\Delta p = (0,85 \dots 0,9) \cdot p_{\text{сис}}$ – перепад давлений на гидродвигателе, для предварительного расчета принимается на 10÷15% меньше номинального давления в системе;

$\eta_{\text{гм.м}}$ – гидромеханический КПД гидромотора. Принимается равным 0,9 для предварительного расчета.

Выбрав гидромотор необходимо записать его технические характеристики, к которым относятся:

- рабочий объем V_0 , см³;
- частота вращения n , об/мин;
- расход Q , л/мин;
- мощность N , кВт;
- крутящий момент M , Н·м;
- коэффициент полезного действия (механический и общий).

При проектировании гидроприводов чаще всего используются серийно выпускаемые гидромашины, а гидроцилиндры могут не со-

ответствовать условиям применения: не выпускаются для большого давления (больше 32 МПа); не вписываются по габаритным и присоединительным размерам в конструкции рабочих органов (нет соответствует ход поршня, диаметры поршня или штока); не имеют необходимого крепления к конструкции рабочих органов или должны составлять с рабочим органом единое целое. В этом случае предварительно производят анализ существующих конструкций гидроцилиндров, выбирают наиболее подходящий вариант как аналог для проектирования своей конструкции. Затем выполняют расчет гидроцилиндра по существующим методикам.

6.4. Проектирование насосно-моторной установки

Насосный агрегат – это насос с приводным двигателем, соединенные между собой упругой муфтой (чаще всего) [1, 30, 38].

Проектирование насосного агрегата производится в следующем порядке:

- 1) определение расходов и перепадов давлениях на гидродвигателях; построение суммарных графиков по циклограмме движения рабочих органов проектируемой машины (при необходимости);
- 2) определение необходимой подачи и давления насоса в зависимости от порядка работы гидродвигателей;
- 3) определение числа параллельно работающих насосов;
- 4) определение необходимости использования гидроаккумуляторов и выбор их;
- 5) выбор насоса;
- 6) расчет мощности привода и выбор приводного двигателя;
- 7) расчет крутящего момента и выбор типа соединительной муфты;
- 8) проектирование конструкции насосного агрегата.

6.4.1. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений

Расчет производится для каждого гидродвигателя в следующем порядке [1, 5, 13, 21, 24, 30].

Определяем расход рабочей жидкости при рабочем ходе выходного звена гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$Q_{\text{при}} = v_{\text{при}} \cdot S_{\text{пи}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где $S_{\text{пi}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{пi}}^2}{4}$ – площадь поршневой полости гидроцилиндра;
 $v_{\text{прi}}$ – предельная скорость движения поршня гидроцилиндра.

Определяем перепад давления на гидроцилиндре (при поршневой рабочей полости):

$$\Delta P_{\text{гци}} = \frac{F_{\text{вi}}}{S_{\text{пi}} \cdot \eta_{\text{мехi}}^{\text{гц}}}, \text{ МПа},$$

где $F_{\text{вi}}$ – полная внешняя нагрузка, Н;
 $\eta_{\text{мехi}}^{\text{гц}}$ – механический КПД i-го гидроцилиндра.

Для упрощения расчетов принимаем, что расход жидкости в системе при прямом и обратном ходе выходного звена гидроцилиндра равны, т. е. $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{об}}$. Исходя из этого условия рассчитываем скорость и время обратного хода следующим образом:

$$v_{\text{обi}} = \frac{Q_{\text{обi}}}{S_{\text{шти}}}, \text{ м/с}, \quad S_{\text{шти}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{пi}}^2 - d_{\text{шти}}^2)}{4}, \text{ м}^2; \quad t_{\text{обi}} = \frac{L_{\text{пi}}}{v_{\text{обi}}}, \text{ с}.$$

где $S_{\text{шти}}$ – площадь штоковой полости i-го гидроцилиндра

На обратный ход выходного звена в гидроцилиндрах принимаем сливное давление $P_{\text{сл}} = 0,5$ МПа.

Определим расход, который необходимо подать на гидромотор, чтобы он вращался с заданной скоростью:

$$Q^{\text{гм}} = \frac{V_0^{\text{гм}} \cdot n^{\text{гм}}}{\eta_{\text{об}}^{\text{гм}}}, \text{ м}^3/\text{мин (л/мин)},$$

где $V_0^{\text{гм}}$ – объемная постоянная (рабочий объем) гидромотора, м^3 (по техническим характеристикам выбранного гмдromотора);

$n^{\text{гм}} = n_{\text{дв}}$ – заданная частота вращения гидромотора, об/мин;

$\eta_{\text{об}}^{\text{гм}}$ – объемный КПД гидромотора (по техническим характеристикам выбранного гмдromотора).

Чтобы обеспечить вращающий момент на валу гидромотора, необходимо, чтобы перепад давления на гидромоторе был равен:

$$\Delta P_{\text{гм}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{кр}}}{V_0^{\text{гм}} \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{гм}}}, \text{ МПа}.$$

По результатам данных расчетов строятся суммарные графики подач и давлений (рис.51). Первым изображают циклограмму движения выходных органов гидродвигателей. Далее строят графики подач

для каждого гидродвигателя отдельно в масштабе: по оси абсцисс откладывается время движения, по оси ординат - подача. Затем на следующем графике суммируются подачи по периодам. Аналогично строят графики перепада давлений на гидродвигателях (на каждом отдельно) на суммарном графике давление по периодам работы не складывается, а берется большее за период. Пример построения по циклограмме одновременного движения гидроцилиндра и гидромотора приведен на рис. 6.15.

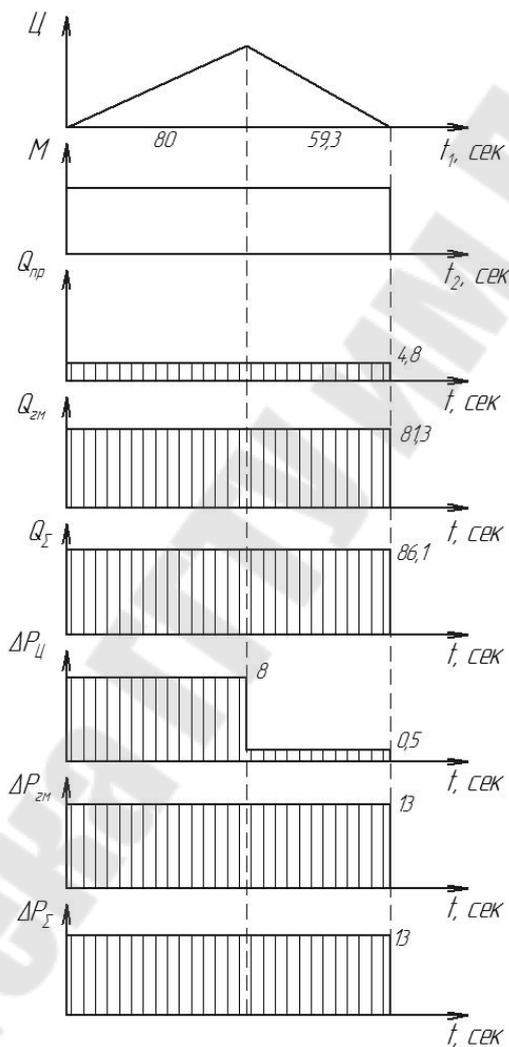


Рис. 6.15. Суммарные графики подач и давлений

6.4.2. Виды насосных установок гидроприводов

Насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса, называют **насосной установкой** (рис. 6.16) [1, 5, 13, 24, 30].

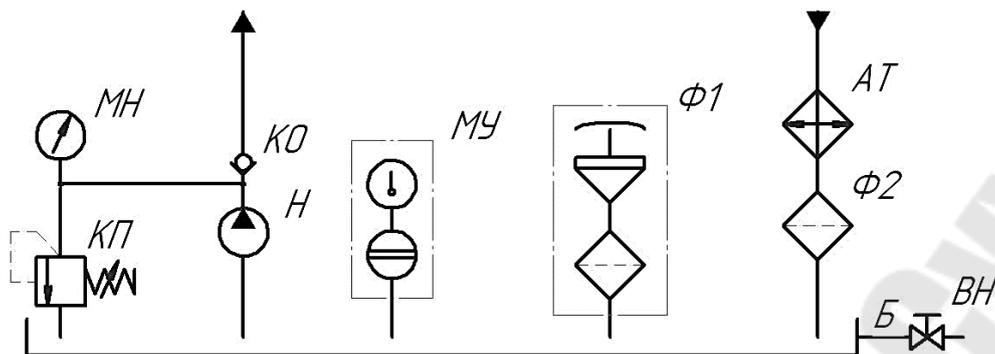


Рис. 6.16. Насосная установка

Насосные установки, предназначенные для гидропривода исполнительных механизмов промышленного гидрофицированного оборудования (металлообрабатывающих станков, прессов, технологических линий), представляют собой один или несколько насосов, приводимых от электродвигателей переменного тока. Они состоят из основных компонентов: бака для рабочей жидкости с заливной горловиной и воздушным фильтром, измерителя уровня жидкости и температуры масла, установленных в баке насоса. На верхней крышке бака в зависимости от назначения и гидравлической схемы, устанавливают направляющие и регулирующие гидроаппараты, сливной фильтр, теплообменник, гидропневмоаккумулятор и другие гидроаппараты.

Другой тип насосных установок – малогабаритных и компактных с электродвигателями постоянного тока применяют на мобильных машинах и во многих других областях техники.

Особенность гидроприводов с цикловым программным управлением – периодически изменяющийся режим работы. Чтобы обеспечить исполнительную часть гидропривода с цикловым программным управлением рабочей жидкостью с требуемыми подачами Q и давлениями p , могут применяться насосные установки различных типов:

- 1) однонасосная с переливным клапаном (рис. 6.17, а);
- 2) двухнасосная с двумя переливными клапанами (рис. 6.17, б);
- 3) насосно-аккумуляторная (рис. 6.17, в);
- 4) установка с авторегулируемым насосом (рис. 6.17, г).

Наиболее простой вариант установки – **однасосная с переливным клапаном**. В ней применены нерегулируемый самовсасывающий насос 5 (рис. 6.17, а), приводной электродвигатель 4, переливной (предохранительный) клапан 6, фильтр 2 в сливной линии 8, теплообменный аппарат 3 и масляный бак 1.

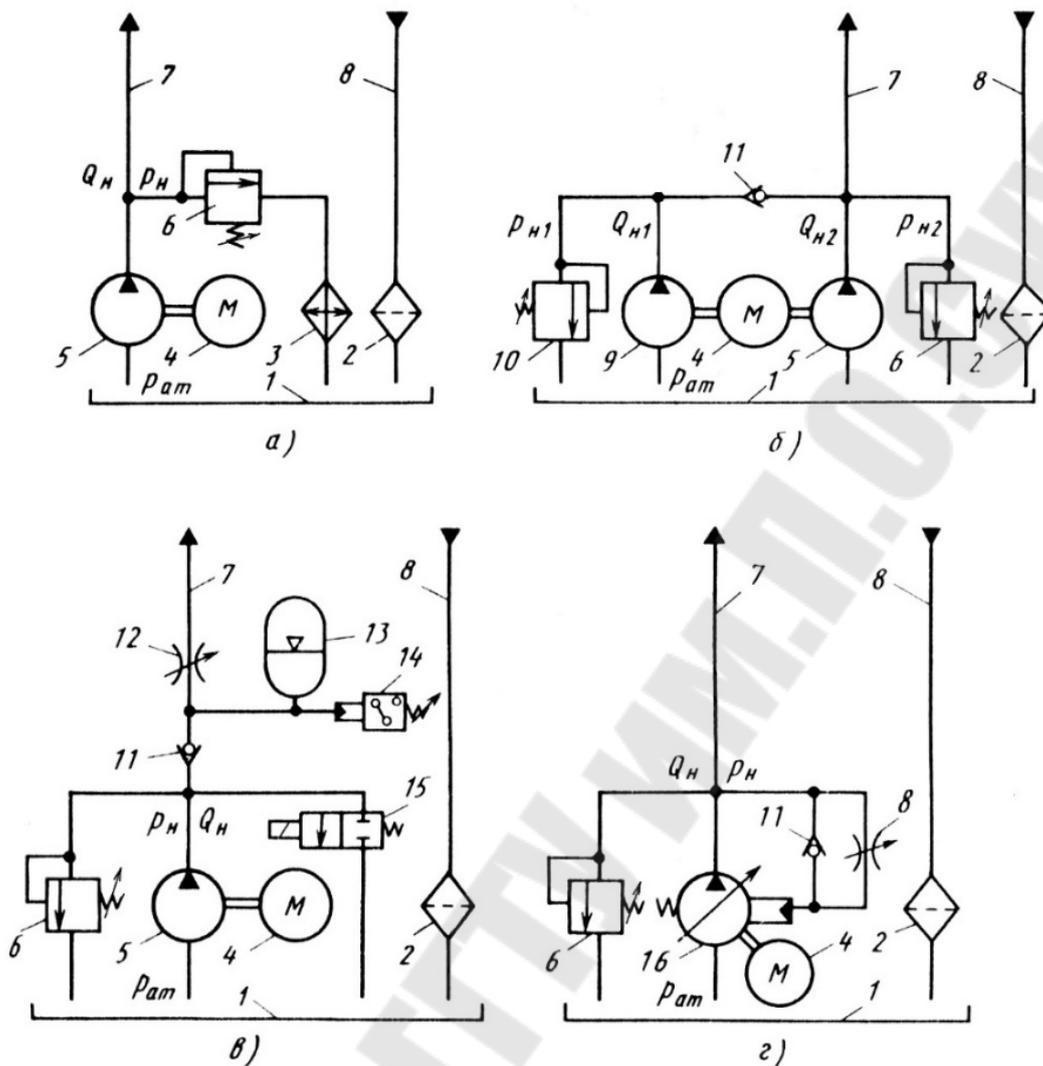


Рис. 6.17. Типовые схемы насосных установок

Типоразмер насоса выбирается по каталогу, выпускаемому данной отраслью машиностроения в соответствии с требуемыми подачами и давлениями:

- 1) номинальная подача насоса должна быть больше максимального расхода за рабочий цикл $Q_{н.ном} \geq Q_{ц.мах}$;
- 2) номинальное давление насоса должно быть больше максимального давления за рабочий цикл $p_{н.ном} \geq p_{ц.мах}$.

Например, при номинальном давлении жидкости до 6,3 МПа целесообразно применять шестеренные или пластинчатые насосы, при давлении выше 10 МПа - аксиально- или радиально-поршневые.

По величинам мощности и частоты вращения вала насоса подбирают приводящий двигатель. Для гидроприводов стационарных машин и технологического оборудования обычно используют асин-

хронные электродвигатели. В мобильной машине насос может присоединяться к валу отбора мощности от теплового двигателя.

Недостаток однонасосной установки с переливным клапаном: значительная потеря мощности потока жидкости в те периоды работы гидропривода, когда необходим меньший расход, чем дает насос. Причиной служит перелив большого количества жидкости через клапан при полном рабочем давлении. Отрицательный результат потери мощности потока жидкости состоит также и в нагреве рабочей жидкости. При этом необходимо устанавливать теплообменный аппарат или значительно увеличивать объем бака.

Потери мощности потока жидкости существенно снижаются при использовании **двухнасосной установки с двумя переливными клапанами** (рис. 6.17, б). Эффект достигается комбинацией насоса высокого давления и малой подачи с насосом низкого давления и большой подачи. Насосы сочетаются соответственно с клапанами высокого и низкого давления, которые должны быть настроены на значения $p_{н2}$ и $p_{н1}$. Между насосами установлен обратный клапан *11*. В периодах работы гидропривода при низком давлении $p_{н1}$ оба насоса подают жидкость в напорную гидролинию *7*. Их подача складывается. Во втором периоде работы гидропривода, когда давление в напорной гидролинии возрастает до величины $p_{н2}$, обратный клапан *11* закрывается. Насос *9* подает жидкость через клапан низкого давления *10* на слив. Насос *5*, соединенный с клапаном *6* высокого давления, подает жидкость в исполнительную часть гидропривода.

Типоразмеры насосов выбираются по каталогу, выпускаемому данной отраслью машиностроения в соответствии с требуемыми подачами и давлениями:

- 1) насос *5* (рис. 6.17, б): $Q_{н2} \geq Q_{ц, \min}; p_{н,2} \geq p_{ц, \max};$
- 2) насос *9* (рис. 6.17, б): $Q_{н1} \geq Q_{ц, \max} - Q_{н2}; p_{н,1} \geq p_{ц, \min}$

Данная установка может иметь электродвигатель к каждому насосу или два насоса с разными техническими характеристиками приводятся в движение одним электродвигателем.

Как вариант данной установки можно использовать один насос с двумя потоками жидкостей, причем эти потоки могут иметь разные или одинаковые давления.

Мощность потока жидкости в насосной установке теряется в основном из-за перелива от насоса *9* через клапан *10* при относительно низком давлении $p_{н1}$ жидкости в период работы гидропривода на большем давлении. Так как давление $p_{н1}$ значительно меньше величи-

ны $p_{н2}$, то потеря мощности в двухнасосной установке существенно меньше, чем в однонасосной.

Недостаток: удвоенное число основных гидроагрегатов.

Полностью устранить потерю мощности вследствие перелива жидкости можно при использовании **насосно-аккумуляторной установки** (рис. 6.17, в). Клапан 6 в ней играет только предохранительную роль. Избыток жидкости при работе гидропривода поступает в аккумулятор 13. После полной зарядки аккумулятора жидкостью реле давления 14 включает разгрузочный гидрораспределитель 15. При этом жидкость сливается в бак и, следовательно, насос 5 разгружается. В дальнейшем при необходимости насос 5 и аккумулятор 13 одновременно подают рабочую жидкость под давлением в нагнетательную гидролинию 7. Для ограничения предельной скорости движения при быстрых ходах выходного звена предусмотрен регулируемый дроссель 12.

Недостаток: значительные габаритные размеры и масса аккумулятора.

Значительно меньшие габаритные размеры и масса у **насосной установки с авторегулируемым насосом** (рис. 6.17, г). В ней, как и в предыдущем случае, отсутствуют непроизводительные потери энергии вследствие перелива жидкости под давлением через клапан. Подача жидкости снижается путем регулирования насоса 16 по давлению в нагнетательной гидролинии. Подача жидкости насосной установкой автоматически приспособляется к требуемому расходу ее в исполнительной части гидропривода.

Недостаток: высокая стоимость регулируемого насоса по сравнению с нерегулируемым.

6.4.3. Рекомендации по выбору насоса

Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включаемых гидродвигателей, При отдельной работе нескольких гидродвигателей подачу насоса необходимо определять по той группе одновременно включаемых гидродвигателей, для работы которой требуется наибольший расход [1, 5, 13, 24, 30].

Выбор марки и типоразмера насоса гидропривода производится в зависимости от необходимой подачи и номинального давления в гидросистеме с учётом особенностей, связанных с их использованием:

1) предельные частота вращения, давление и подача определяют размеры и массу насоса;

- 2) конструктивная сложность существенно влияет на стоимость и надежность работы насоса;
- 3) эксплуатационные качества, а именно надежность, полный КПД, сложность ремонта и обслуживания определяют эффективность гидропривода и гидроприводной машины в целом;
- 4) возможность регулирования и реверсирования подачи насоса способствует повышению эффективности гидропривода.

Если требуются большие подача и давление насоса, нет необходимости в его регулировании и отсутствуют ограничения в габаритах машины, то рекомендуются использовать эксцентриковые поршневые насосы.

В случае необходимости регулирования подачи — радиально-поршневые. Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, позволяют создать большое давление (до 40 МПа), но требуют более качественной очистки масла. В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелых и очень тяжелых режимов — аксиально - и радиально-поршневые насосы. Пластинчатые и шестеренные насосы создают меньшую подачу и давление, чем роторно-поршневые.

В гидроприводах, где требуется небольшие скорости при рабочем ходе и относительно большие при нерабочем ходе, применяют наряду с основным – силовым, развивающий большое давление, также вспомогательный, развивающий небольшое давление и большие расходы. Часто оба эти насоса соединяются с одним валом приводного двигателя.

6.4.4. Выбор приводного электродвигателя

Выбор электродвигателя производят [1, 13, 24, 30, 50, 51]:

- по роду тока;
- по напряжению;
- по принципу действия;
- по конструкции исполнения;
- по режиму работы;
- по условиям эксплуатации.

В соответствии с ГОСТ 183-74 «Машины электрические вращающиеся. Общие технические требования» [51] установлено восемь

номинальных режимов работы электродвигателей S1-S8. Для применения в ГП используют S1 или S6:

S1 - продолжительный режим. Режим работы электрических машин с постоянной нагрузкой и продолжительностью, достаточной для достижения практически установившегося теплового состояния (рис. 6.18, а).

S6 - непрерывный периодический режим с кратковременной нагрузкой. Последовательность одинаковых рабочих циклов, каждый из которых состоит из времени работы при постоянной нагрузке и времени работы на холостом ходу. Время покоя отсутствует (рис. 6.18, б).

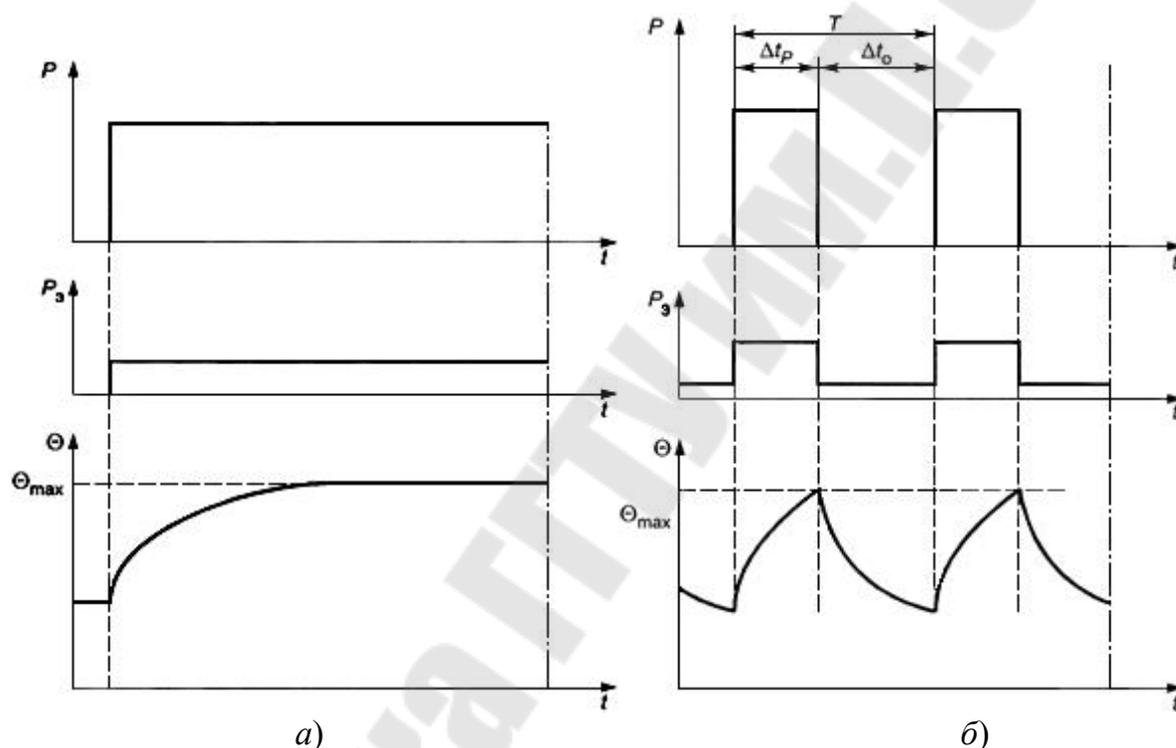


Рис. 6.18. Циклограммы работы: P - нагрузка; P_3 - электрические потери; Θ - температура; Θ_{\max} - достигнутая максимальная температура; t - время; Δt_p - время работы с постоянной нагрузкой; T - время одного цикла нагрузки; Δt_o - время работы без нагрузки

Расчет электродвигателя основывается на технических характеристиках выбранного насоса и необходимом максимальном давлении в системе с учетом потерь, т.е. выбор электродвигателя производят по номинальной мощности насоса и его номинальной частоте вращения.

Для режима **S1**. Мощность N при вероятном давлении в системе определяется по формуле:

$$N_{\text{ном}} = Q_{\text{н}} \cdot p / \eta \text{ Вт,}$$

где η - полный КПД насоса по его техническим характеристикам.

При этом мощность приводного двигателя определяется по формуле:

$$N = K \cdot N_{\text{ном}} \text{ кВт},$$

где K – коэффициент запаса принимается равным:

$$K = 1,05-1,1 \text{ при мощности электродвигателей } > 5 \text{ кВт};$$

$$K = 1,3-1,4 \text{ при мощности электродвигателей } 1-5 \text{ кВт};$$

$$K = 1,7-2,0 \text{ при мощности электродвигателей до } 1 \text{ кВт}.$$

По ГОСТу номинальная температура окружающей среды должна быть 35 °С. Если температура больше этого значения, то номинальную мощность электродвигателя следует увеличивать на 1-2% на каждый градус сверх установленной нормы. Если температура меньше – то можно перегружать электродвигатель на 0,75% на каждый градус ниже установленной нормы.

Для режима **S6**. За время работы двигатель нагревается до установившейся температуры и за время холостого хода не успевает остыть до температуры окружающей среды. Поэтому выбор электродвигателя по номинальной мощности вызовет его недоиспользование при работе на холостом ходу, что приведет к снижению энергетических показателей. Выбор по минимальной мощности вызовет его перегрузку и быстрый износ. Поэтому для более точного определения мощности электродвигателя в этом случае можно использовать метод эквивалентных мощностей:

$$N_{\text{Э}} = \sqrt{\frac{\sum N_i^2 \cdot t_i}{t_{\text{ц}}}}, \text{ кВт},$$

где t_i – продолжительность i -го периода, с;

$t_{\text{ц}}$ – время рабочего цикла, с;

N_i – мощность, потребляемая на i -ом периоде, кВт

$$N_i = \frac{P_i \cdot Q_i}{612 \cdot \eta_{\text{н.общ}}}, \text{ кВт},$$

где P_i, Q_i – давление и расход в i -ом периоде (определяется по суммарным графикам подач и давлений), атм., л/мин;

$\eta_{\text{н.общ}}$ – полный КПД насоса.

Выбор электродвигателя производится из условия $N_{\text{дв}} \geq N_{\text{Э}}$.

По условиям работы и способу установки выбираем по соответствующему каталогу или справочнику электродвигатель с мощно-

стью, лежащей в данных пределах, или близкой к ним. Записываем технические характеристики электродвигателя.

Номинальный крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $N_{\text{дв}}$, $n_{\text{дв}}$ – мощность и частота вращения выбранного электродвигателя, кВт, об/мин.

6.4.5. Выбор муфты, соединяющей насос и электродвигатель

Муфты служат для соединения валов и передачи движения без изменения частоты вращения [13, 24, 30, 38, 41].

Если при монтаже насоса и электродвигателя и при их работе обеспечивается соосность валов, то возможно применение жестких муфт:

- втулочные муфты по ГОСТ 24246-80;
- фланцевые муфты по ГОСТ 20761-80.

Если при монтаже или при эксплуатации под действием силовых и тепловых факторов возникает смещение валов, то устанавливают компенсирующие муфты:

- кулачково-дисковые муфты по ГОСТ 20720-81;
- цепные муфты по ГОСТ 20742-81;
- зубчатые муфты по ГОСТ 5006-55.

Если привод испытывает ударные нагрузки, то для их ослабления применяют упругие муфты:

- упругие втулочно-пальцевые муфты по ГОСТ 21424-75;
- упругие муфты со звездочкой по ГОСТ 14084-76;
- упругие муфты с торообразной оболочкой по ГОСТ 20884-82.

Основными требованиями при выборе типа и параметров муфты являются соответствие геометрических размеров присоединительных валов насоса и электродвигателя геометрическим размерам втулок самой муфты. А также должно выполняться условие – передаваемый муфтой момент должен быть больше или равен номинальному моменту электродвигателя.

6.4.6. Конструктивные разновидности насосных агрегатов

Конструкции гидроприводных насосных установок компании-изготовители разрабатывают обычно по заказу потребителя с техни-

ческими требованиями, содержащими основные параметры и гидравлическую схему для конкретного применения [13, 24, 30, 38].

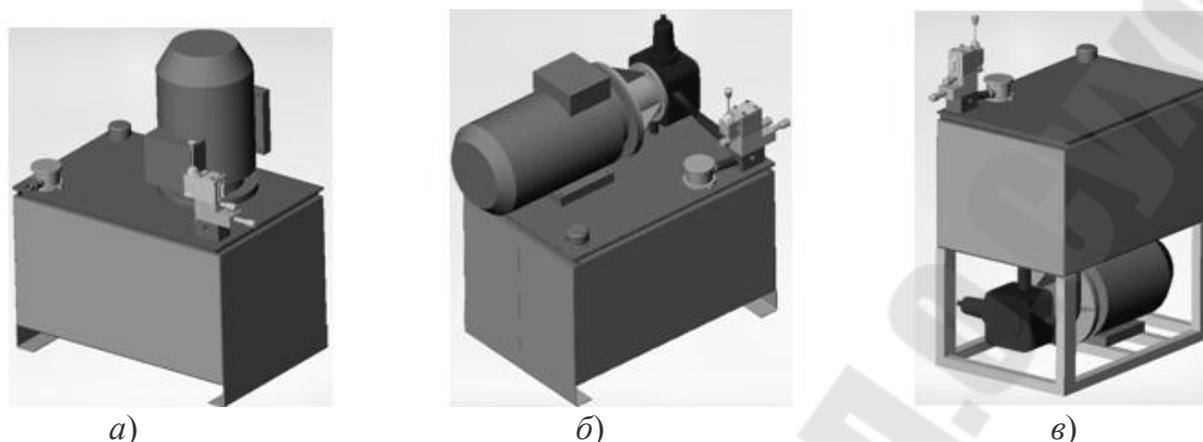


Рис. 6.19. Компоновка гидростанций

Гидростанции изготавливаются, в основном, двух видов по компоновке мотор - насосного агрегата:

– вертикальное расположение мотор - насосного агрегата с погружным насосом (используется с насосами постоянного объёма) (рис. 6.19., а). Преимущества таких гидростанций заключается в компактности и низком уровне шума

– гидростанции с горизонтальным расположением мотор - насосного агрегата (рис. 6.19., б и в). Используется с регулируемыми насосами переменного объёма.

При разработке металлоконструкций для гидроагрегатов действуют те же принципы, которые обычно используются при изготовлении деталей из металлоконструкций [2].

При разработке конструкции гидроагрегатов следует учитывать особенности технологии использования рабочих жидкостей. Надо следить за тем, чтобы расположение элементов гидрооборудования обеспечивало их нормальное техническое обслуживание, и был обеспечен доступ к резьбовым соединениям. Кроме того, в процессе конструирования необходимо соблюдать требования основных стандартов, специальных рабочих инструкций и руководств по техническому обслуживанию, составленных производителями элементов.

С целью организации экономичного производства узлы или отдельные детали должны соответствовать заводским стандартам. Основной разработкой конструкции гидроагрегатов является гидросхема и спецификация элементов.

Конструкции гидроприводных насосных агрегатов компании-изготовители разрабатывают обычно по заказу потребителя с техническими требованиями, содержащими основные параметры и гидравлическую схему для конкретного применения.

Насосные агрегаты вертикального исполнения (рис. 6.19, *а*) предпочтительны, поскольку благодаря принудительной соосности насоса и вала двигателя предотвращается смещение муфты, и не требуется ее длительная регулировка.

В идеальном случае насос и приводной электродвигатель собирают на общей плите, которую затем монтируют на крышке масляного резервуара с применением амортизаторов. Погружное исполнение насоса позволяет уменьшить габариты насосного агрегата и гидростанции в целом, снизить уровень шума, улучшить условия всасывания насоса и исключить подсоса воздуха.

Насосные агрегаты горизонтального исполнения имеют двигатель и насос, установленные на общей раме или баке (рис. 6.19, *б, в*). Общая рама передает крутящие моменты и усилия, поэтому ее конструкция должна предотвращать взаимное перемещение электродвигателя и насоса под действием передаваемых усилий [21, 38].

6.5. Контрольные вопросы

- 1) Что является основным документом для проектирования?
- 2) С чего начинается проектирование для любого объекта?
- 3) Что содержит (включает в себя) техническое задание?
- 4) Какое буквенное обозначение имеют гидроаппараты на схемах?
- 5) Как определяется способ регулирования скорости гидродвигателя на этапе разработки схемы?
- 6) Что такое схема?
- 7) Как классифицируют схемы?
- 8) Какую информацию содержит схема?
- 9) Какие существуют требования к выполнению схем?
- 10) Какое условие определяет выбор формата для схемы?
- 11) Какие есть характерные особенности использования цикловой программной системы управления?
- 12) Какие есть методы управления объемным гидроприводом с цикловым программным управлением?
- 13) Какие исходные данные могут быть для проектирования гидропривода с возвратно-поступательным движением рабочего органа?

- 14) Какие исходные данные могут быть для проектирования гидропривода с вращательным движением рабочего органа?
- 15) Какие технические мероприятия обеспечивают безопасность работы объемного гидропривода?
- 16) На какие виды делят средства защиты в зависимости от назначения?
- 17) Какие виды опасностей могут возникнуть при работе объемного гидропривода?
- 18) Из-за чего возникают термические опасности при работе объемного гидропривода?
- 19) Из-за чего возникают механические опасности при работе объемного гидропривода?
- 20) Какие предохранительные средства защиты необходимо использовать при проектировании гидропривода?
- 21) Какие стопорные средства защиты необходимо использовать при проектировании гидропривода?
- 22) Какие существуют требования к объемному гидроприводу для обеспечения его безопасной работы?
- 23) На какие этапы делится расчет объемного гидропривода?
- 24) В каком порядке производятся предварительные расчеты объемного гидропривода?
- 25) Какие есть рекомендации по выбору рабочего давления?
- 26) Чем определяется выбор рабочей жидкости для гидросистемы?
- 27) Какие свойства должна иметь рабочая жидкость для объемного гидропривода в общем случае?
- 28) Какие конструктивные разновидности насосов рекомендуют применять в каких случаях?
- 29) Какие преимущества и недостатки имеет однонасосная установка?
- 30) Какие преимущества и недостатки имеет двухнасосная установка?
- 31) Какие преимущества и недостатки имеет насосно-аккумуляторная установка?
- 32) Какие особенности использования насосов необходимо учитывать при выборе его марки и типоразмера?
- 33) По каким параметрам производят выбор приводного двигателя?
- 34) Какие виды муфт рекомендуют применять если привод испытывает ударные нагрузки?
- 35) Какие виды муфт рекомендуют применять если при монтаже или при эксплуатации под действием силовых и тепловых факторов возникает смещение валов насоса и электродвигателя?

7. Предварительный расчет и проектирование гидросистемы

7.1. Обеспечение необходимой чистоты рабочей среды объемного гидропривода

Чистоту гидропривода определяют по чистоте рабочей жидкости, циркулирующей в нем в соответствии со следующими нормативно-техническими документами [11, 12, 21, 24, 29, 30]:

- 1) ГОСТ ИСО/ТО 10949-2007 Чистота промышленная. Руководство по обеспечению и контролю чистоты компонентов гидропривода от изготовления до установки [52].
- 2) ГОСТ 28028-89 Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы [33].

В процессе изучения причин выхода из строя гидросистем было установлено, что значительное число отказов ($\approx 80\%$) объясняется высокой степенью загрязнения рабочей жидкости твердыми загрязнителями, а это является следствием плохой фильтрации.

Постоянное ужесточение требований, предъявляемых к гидравлическим элементам, приводит к тому, что зазоры в сопряжениях становятся все меньше. Ранее абсолютная тонкость фильтрации в гидросистемах обычно составляла 80-100 мкм, то в настоящее время необходима абсолютная фильтрация не выше 20 мкм, а в гидросистемах с использованием сервоклапанов требуется тонкость фильтрации до 5 мкм.

Правильный выбор фильтров должен производиться уже при проектировании гидросистем.

Поэтому настоятельно рекомендуется **не экономить** при выборе фильтров. Возможное увеличение расходов, вызванное применением оптимально больших фильтров, быстро окупится благодаря снижению затрат на техническое обслуживание и сокращению простоев оборудования. Применение фильтров с большой фильтрующей поверхностью уменьшает нагрузку на фильтр при постоянной пропускной способности. В результате значительно вырастает срок службы фильтра.

7.1.1. Происхождение твердых загрязнителей

Все загрязнения по источникам и причинам их возникновения делятся на три основные группы [11, 12, 21, 24, 29, 30].

- 1) Наследственные – содержащиеся в рабочей жидкости в состоянии поставки.

- 2) Технологические, образующиеся в процессе производства, гидропривода и его элементов (пример с трубами).
- 3) Эксплуатационные, возникающие во время работы гидросистемы и при ее техническом обслуживании.

Классификация загрязнений жидкости в процессе поставки:

- 1) Загрязненность из-за недостаточной очистки рабочей жидкости при изготовлении (сертификация надежности поставщика).
- 2) Загрязненность из-за нестабильности физико-химических свойств рабочей жидкости, в том числе при несоблюдении условий и сроков хранения.
- 3) Загрязненность рабочей жидкости, связанная недостаточной коррозионной стойкостью транспортированных цистерн, емкостей, складских резервуаров, заправочного оборудования.
- 4) Загрязненность пылью в пунктах заправки и слива рабочей жидкости.

Заправку гидросистемы рабочей жидкостью необходимо проводить чистой жидкостью, без воды. Лучше всего для заправки использовать специальные заправочные станции с ручным или механическим приводом. Заправка гидропривода производится в 3 этапа:

- 1) заправка корпусов гидромашин через нижнее дренажное отверстие, при этом воздух удаляется через верхнее дренажное отверстие;
- 2) заправка гидробака до верхнего уровня с помощью заправочной станции;
- 3) заполнение всей гидросистемы путем пробных пусков гидропривода на холостых режимах работы при минимальной частоте вращения приводного вала в течении ≈ 15 с. Контроль за заполнением системы осуществляется по понижению уровня рабочей жидкости в гидробаке. После заполнения гидросистемы приводной двигатель запускается на холостом режиме в течении 3-5 мин. Затем производится дозаправка гидробака до нижнего уровня рабочей жидкости.

Классификация технологических загрязнений:

- 1) Остатки формовочных смесей.
- 2) Заусенцы, сколы острых кромок и продукты износа режущих инструментов.
- 3) Абразивные материалы, внедренные в обрабатываемую поверхность при шлифовке.
- 4) Пригар и окалина, образующиеся при операциях термообработки, сварки.

- 5) Продукты шелушения и отслаивания защитных и упрочняющих покрытий.
- 6) Продукты коррозии деталей.
- 7) Загрязненность моющих жидкостей.
- 8) Загрязненность сжатого воздуха, используемого в технологических процессах.
- 9) Загрязнение, вносимые при операциях монтажа и сборки.
- 10) Загрязненность систем испытания и обкатки.

Классификация эксплуатационных загрязнений:

- 1) Загрязнение вносимые при расконсервации изделий, монтаже, отладке систем и запуска их в работу.
- 2) Загрязненность за счет износа элементов гидросистем.
- 3) Частицы резиновых и других уплотнений.
- 4) Загрязненность, связанная с не герметичностью гидросистем
- 5) Загрязненность, связанная с распадом РЖ в процессе работы.

7.1.2. Требования к чистоте рабочей жидкости объемных гидроприводов

Предельно допустимые нормы загрязненности внутренних полостей систем и устройств оборудования и соответственно рабочей жидкости регламентируются РТМ 2 Г00-6-84 «Промышленная чистота. Требования к чистоте рабочих жидкостей объемных гидроприводов», а так же ГОСТ 28028-89 «Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы» [11, 12, 21, 24, 29, 30, 33].

Для гидроприводов общемашиностроительного назначения применяются рабочие жидкости 8-14 класса. Рекомендуемые значения классов чистоты рабочей жидкости, назначаемые при проектировании, изготовлении, испытании и эксплуатации некоторых устройств, приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Рекомендуемые значения классов чистоты рабочей жидкости

Наименование гидрооборудования	Номинальное давление, МПа	Класс чистоты рабочей жидкости, не грубее
Насосы и гидромоторы шестеренные и пластинчатые	До 2,5	14
	От 2,5 до 6,3	13
	Свыше 6,3	12

Продолжение таблицы 7.1.

Насосы и гидромоторы аксиально-поршневые: с торцевым распределением	До 20,0	12
	Свыше 20,0	11
с клапанным распределением	До 20,0	14
	Свыше 20,0	13
Гидроаппаратура	До 32,0	12
Дросселирующие гидрораспределители	До 32,0	11
Гидроцилиндры	До 20,0	13
	Свыше 20,0	12
Поворотные гидродвигатели	До 20,0	12
Гидропневмоаккумуляторы: поршневые мембранные и баллонные	До 32,0 До 32,0	12 не регламентируются

При разработке гидросистем, содержащих устройства с различными требованиями к степени чистоты, класс чистоты рабочей жидкости системы необходимо назначать по устройству, наиболее чувствительному к загрязнению (таблица 7.2).

Таблица 7.2

Соответствие тонкости фильтрации классу чистоты

Номинальная тонкость фильтрации, мкм	5	10	25	40	80	160
Класс чистоты по ГОСТ 17216-2001	9-10	10-12	12-14	14-15	15-16	16-17

7.1.3. Основные меры по обеспечению промышленной чистоты гидросистем

Несмотря на промывку агрегатов при их производстве, в них остаются частицы загрязнителей. Значительным источником загрязнителей служит заливаемая рабочая жидкость. Поэтому перед вводом в эксплуатацию системы необходимо соблюдать следующие правила:

- 1) Соблюдение чистоты при расконсервации изделий и монтаже системы.

- 2) Эффективная фильтрация заливаемой рабочей жидкости. Тонкость фильтрации в заливном фильтре должна быть не хуже тонкости фильтрации предусмотренной для эксплуатации системы.
- 3) Промывка системы в течении предварительно установленного времени с последующим отбором пробы масла. По результатам анализа определяется дальнейший ход процесса промывки системы. Промывку целесообразно проводить в два этапа: сначала промывают трубопроводы при закольцованных агрегатах, а затем систему с подключенными агрегатами. При промывке фильтры системы заменяют технологическими фильтрами тонкой очистки. Каждый агрегат за время промывки должен сработать не менее 20 раз.

При эксплуатации рабочие жидкости необходимо периодически проверять на засорение механическими примесями. Критерий или уровень допустимой загрязненности рабочей жидкости системы по ГОСТ 17216-2001 следует устанавливать в зависимости от ее назначения и важности выполняемых функций, а также чувствительности агрегатов к загрязнениям [11, 21, 24, 29, 30].

Все способы очистки жидкости от нерастворимых частиц загрязнений делятся на две группы:

- 1) механический метод (фильтрация) – отделение загрязнений при прокачке жидкости через пористый фильтровальный материал, т.е. применение различных фильтров;
- 2) силовой метод – очистка жидкости в силовых полях – гравитационных, центробежных, магнитных, электрических и др., т.е. применение сепараторов.

Основными показателями, характеризующими фильтры являются:

- 1) Тонкость очистки характеризуется максимальным размером частиц, которые пропускает фильтр.
- 2) Пропускная способность фильтра характеризуется величиной расхода $Q_{ном}$ (л/мин) который может пропускать фильтр при заданном перепаде давления.
- 3) Грязеемкость фильтра характеризуется максимальным объемом или весом загрязнений удерживаемых фильтроэлементом без разрушений и закупоривания его ячеек.
- 4) Миграция материала - попадание частиц материала фильтроэлемента в рабочую жидкость. Необходимо строго соблюдать направление движения рабочей жидкости через фильтр.

5) Коэффициент фильтрации (β_x).

При очистке рабочей жидкости решаются следующие задачи:

- 1) увеличение срока службы объемного гидропривода, т.к. при удалении загрязнений предохраняются компоненты гидросистемы от поломки;
- 2) уменьшение старения рабочей жидкости, которое ускоряется при химических процессах вызванных загрязнениями твердыми частицами, при этом сохраняется смазывающая способность рабочей жидкости;
- 3) увеличение срока службы рабочей жидкости.

С целью обеспечения нормальной эксплуатации гидросистем необходимо соблюдать следующие **правила монтажа фильтров**:

- 1) Установка фильтров в легкодоступных местах гидросистем.
- 2) Выбор достаточного пространства (особенно по высоте) для демонтажа фильтрующего элемента: это позволяет быстро и легко сменять элемент.
- 3) Прокладка трубопроводов гидросистемы не должна мешать смене фильтрующих элементов.
- 4) Соблюдение правильного направления потока в корпусе фильтра.
- 5) Предпочтительное использование электрических указателей загрязненности нормальнозамкнутого типа. Это затрудняет выполнение таких операций, как отсоединение штекера.
- 6) При резких повышениях давления или колебаниях расхода рекомендуется дополнительная установка гасителя пульсации для защиты фильтрующего элемента.

7.2. Обеспечение теплового режима объемного гидропривода

7.2.1. Общие сведения

Для надежной и эффективной работы гидравлического привода необходимо, чтобы гидросистема в целом достигла оптимальной температуры, при которой соблюдалась неизменность основных рабочих характеристик. Известно, что с повышением температуры рабочей жидкости увеличиваются объемные потери вследствие увеличения утечек жидкости в гидрооборудовании. При этом нарушаются условия надежного смазывания сопряженных деталей и могут возникнуть локальный нагрев поверхностей трения, интенсивное изнашивание и даже «схватывание» сопряженных деталей. Кроме того, при повышении

температуры активизируются окисление рабочей жидкости и выделение из нее смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей [1, 11, 12, 21, 24, 30].

При температуре рабочей жидкости ниже оптимальных значений повышаются потери давления в трубопроводах и гидравлических каналах; затрудняется процесс всасывания в насос.

Для принятия правильного решения по обеспечению температур, необходимо ответить на вопросы:

- 1) Как влияет температура рабочей жидкости и деталей гидроустройств на технические параметры и надежность гидропривода.
- 2) Какие факторы влияют на нагрев гидропривода.
- 3) Какие пути передачи тепла существуют в гидроприводе: теплопроводность, конвекция, тепловыделение, теплопередача и т.д.
- 4) Какие способы охлаждения гидропривода можно примерить.
- 5) Каким образом произвести тепловой расчет гидропривода и какой аппарат теплообменный выбрать.
- 6) Надо ли производить расчет теплообменника или есть стандартный.

При рассмотрении теплового режима в гидросистемах применяется закон сохранения потока энергии для установившегося теплового режима:

$$\sum N_i = const.$$

Причиной нагрева гидросистемы в процессе работы является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода, а также объемные и гидромеханические потери, имеющие место в гидрооборудовании и гидроаппаратах.

Тепловой баланс гидросистемы можно представить следующим образом (рис. 7.1).

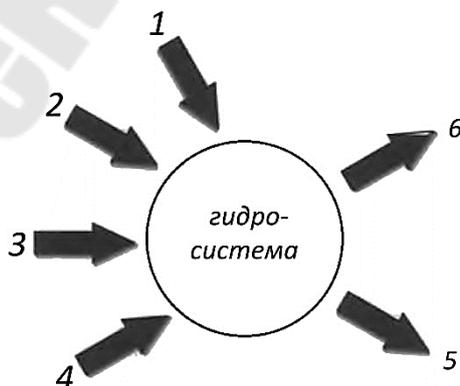


Рис. 7.1. Тепловой баланс гидросистемы

где 1 - Теряемая мощность на насосах и двигателях (уплотнения, подшипники) определяется по формуле:

$$N_{V.ГМ} = \sum_{i=1}^n Q_{Hi} \cdot \Delta p_{Hi} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{Hi}} - 1 \right) + \sum_{j=1}^n Q_{ГДj} \cdot \Delta p_{ГДj} \cdot (1 - \eta_{ГДj}),$$

- где Q_{Hi} - подача i -го насоса, м³/с;
 Δp_{Hi} - перепад давления на i -ом насосе, Па;
 η_{Hi} - полный КПД i -го насоса;
 $Q_{ГДj}$ - расход j -го гидродвигателя, м³/с;
 $\Delta p_{ГДj}$ - перепад давления на j -ом ГД, Па;
 $\eta_{ГДj}$ - полный КПД j -го ГД.

2 - Теряемая мощность в результате внутренних утечек, определяется по формуле:

$$N_{V.ГА.УТ} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot p_i,$$

- где q_i - внутренние утечки в i -ом ГА, м³/с;
 p_i - рабочее давление на i -ом ГА, Па.

3 - Теряемая мощность в результате дросселирования

$$N_{V.ГА.ДР} = \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \Delta p_i,$$

- где Q_i - расход на i -ом ГА, где происходит дросселирование потока, м³/с;
 Δp_i - потери давления на i -ом ГА, Па;

4 - Теряемая мощность из-за сопротивления потоку в ТП

$$N_{V.ТП} = \sum_{i=1}^n (Q_i \cdot \sum \Delta p_i)$$

- где Q_i - расход через i -ый ТП, м³/с;
 $\sum \Delta p_i$ - суммарные потери давления в i -ом ТП, Па
 5 – Мощность, отводимая посредством деталей конструкций.
 6 - Отвод тепла посредством активных теплообменников.

7.2.2. Упрощенный тепловой расчет гидропривода

В предварительном расчете потери мощности, при циклической работе, переходящие в тепло можно определить по формуле [1, 11, 12, 21, 24, 30]:

$$\Delta N = N_{\text{привод}}^{\text{H}} - \sum N_{\text{пол.}i}^{\text{ГД}} = N_{\text{привод}}^{\text{H}} \cdot (1 - \eta_{\text{ГП}}), \text{ кВт},$$

где $N_{\text{привод}}^{\text{H}} = M \cdot \omega$ – мощность, необходимая для привода насоса при рабочей нагрузке, кВт, которая может определяться так же по параметрам насоса по формуле:

$$N_{\text{привод}}^{\text{H}} = \frac{P \cdot Q}{\eta_{\text{H.общ}}}, \text{ Вт}$$

$N_{\text{пол}}^{\text{ГД}}$ – полезная мощность гидродвигателя, кВт, определяется как сумма мощностей работающих гидродвигателей:

$$N_{\text{ср.пол}}^{\text{ГД}} = N_{\text{пол}}^{\text{ГЦ}} + N_{\text{пол}}^{\text{ГМ}}, \text{ Вт};$$

$\eta_{\text{ГП}} = 0,7 \dots 0,6$ – полный КПД ГП для предварительного расчета.

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

$$\Delta N = E_{\text{пр}}, \text{ Вт}.$$

Принимаем в предварительном расчете, что весь тепловой поток рассеивается через стенки бака.

Температура масла в гидробаке определяется по формуле:

$$T_{\text{M}} = T_{\text{в}} + \frac{E_{\text{пр}}}{a \cdot \sqrt[3]{W_{\text{M}}^2 \cdot K_{\text{пр}}}}, \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где $T_{\text{в}}$ – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$;

a – коэффициент пропорциональности, $a = 0,062 \dots 0,066$;

$W_{\text{M}} = \frac{2}{3} \cdot W$ – объем масла в гидробаке, л,

$K_{\text{пр}} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ – коэффициент теплопередачи от масла к окружающей среде. При спокойном воздухе и незначительной скорости рабочей жидкости в баке.

Если в результате расчета температура масла в баке будет меньше допустимой температуры нагрева рабочей жидкости (для гидроприводов промышленного назначения $T_{\text{M}}^{\text{доп}} = 50 \dots 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$), то никаких действий производить не нужно. Если же температура масла в баке будет больше допустимой температуры нагрева рабочей жидкости, то выбирают один из вариантов уменьшения температуры (или используют оба), а именно:

1) увеличивают вместимость гидробака. При этом определяется достаточный для охлаждения объем масла:

$$W_{\text{необх}} = \sqrt{\left(\frac{E_{\text{пр}}}{a \cdot K_{\text{пр}} \cdot \Delta T_{\text{М-В}}^{\text{доп}}} \right)^3}, \text{ л}$$

где $\Delta T_{\text{М-В}}^{\text{доп}} = T_{\text{М}}^{\text{доп}} - T_{\text{В}}$ – допустимый перегрев масла, °С.

2) устанавливается аппарат теплообменный. При этом определяют следующие величины:

– тепловой поток, рассеиваемый гидробаком:

$$E_{\text{бак}} = \Delta T_{\text{М-В}}^{\text{доп}} \cdot a \cdot K_{\text{пр}} \cdot \sqrt[3]{W_{\text{М}}^2}, \text{ Вт}$$

– тепловой поток, рассеиваемый теплообменником:

$$E_{\text{тепл}} = E_{\text{пр}} - E_{\text{бак}}, \text{ Вт.}$$

Зная величину $E_{\text{тепл}}$ и максимальную величину расхода в системе выбирают аппарат теплообменный по справочной литературе.

Выбранный теплообменник устанавливают в сливной магистрали перед гидробаком (рис. 7.2) до или после фильтра сливного.

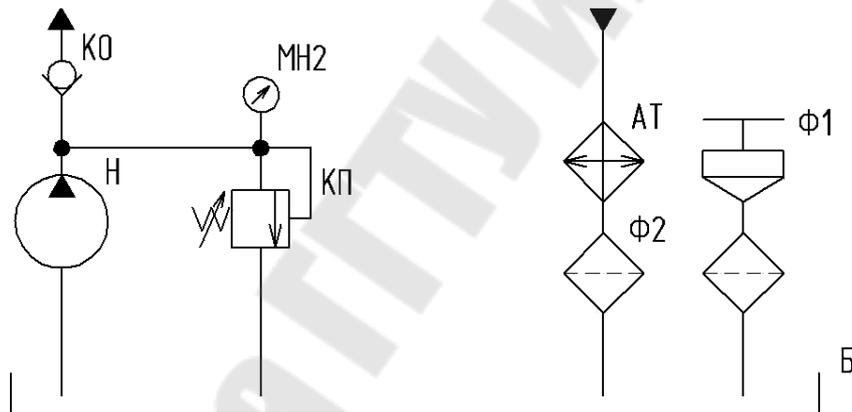


Рис. 7.2. Установка теплообменника в гидросистему

7.3. Проектирование гидробака

7.3.1. Конструктивные разновидности

Гидробаком называется гидравлическая емкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью [24, 30, 38].

Наиболее простым баком является гидробак открытого типа (рис. 7.3, а). В корпус 7 бака заливается рабочая жидкость через горловину 1 с сеткой. Ее уровень регистрируется с помощью маслоуказателя 5. Жидкость попадает в насос из бака через насадок 4, а отрабо-

танная жидкость из гидропривода попадает в бак через насадок 6. Перегородки 2 и 3 служат для успокоения жидкости, чтобы взвешенные механические частицы успели опуститься на дно, а пузырьки газа – всплыть на поверхность. Объем над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающим воздухом через сапун 3, содержащий фильтр для защиты внутреннего объема бака от попадания грязи из окружающей бак среды.

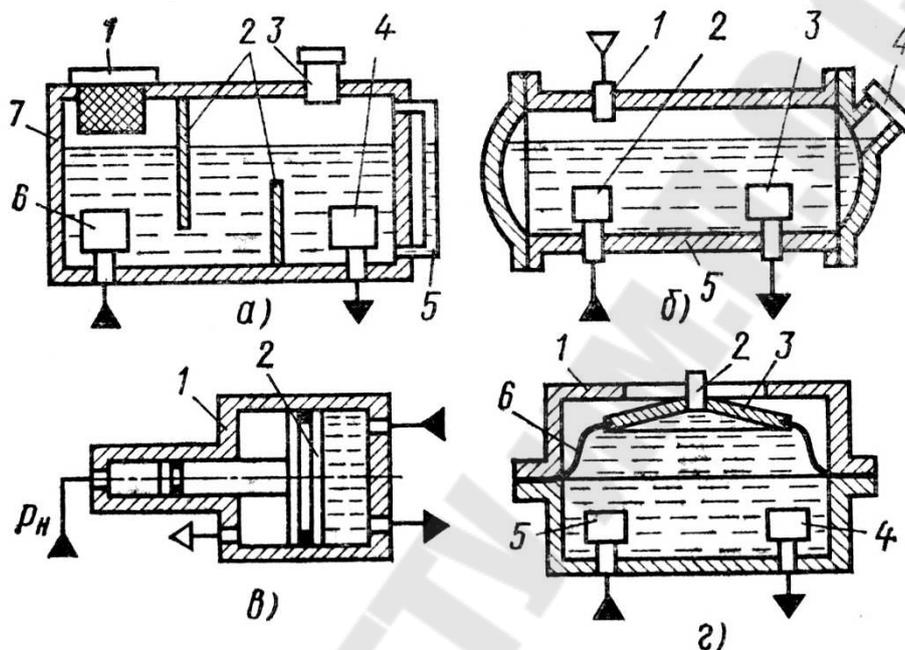


Рис. 7.3. Конструктивные схемы гидробаков

Иногда для сбора ферромагнитных частиц, содержащихся в рабочей жидкости, внутри гидробака устанавливаются постоянные магниты. Для периодической очистки бака на его стенках делаются крышки-люки.

Недостатком рассмотренной схемы бака является то, что над свободной поверхностью жидкости постоянно обновляется воздух, содержащий влагу. Это происходит из-за изменения объема жидкости, участвующей в работе гидропривода. Воздух входит в бак и выходит из него через сапун. Рабочая жидкость в результате работы гидропривода нагревается и имеет температуру выше, чем температура окружающей среды. Воздух над свободной поверхностью также нагревается, а поскольку температура стенок бака, соприкасающихся с этим воздухом, ниже, то на стенках бака оседает конденсат воды, который, скапливаясь, образует крупные капли воды. Вода, попадая в рабочую жидкость, ухудшает ее свойства и приводит к уменьшению времени между моментами замены жидкости. Кроме того, фильтр са-

пуна не гарантирует исключения попадания грязи в гидробак. Мелкие и тонкие волокнистые частицы все-таки проходят через него и скапливаются в гидросистеме.

Указанных недостатков не имеет гидробак (рис. 7.3, б). Он содержит насадок 2, через который жидкость из гидросистемы попадает в бак, и насадок 3, через который жидкость поступает к насосу. Корпус 5 бака герметичен и закрывается крышкой 4, через которую бак перед работой заполняется рабочей жидкостью.

Основной особенностью рассматриваемого гидробака является наличие избыточного давления над свободной поверхностью жидкости. Это давление обеспечивается за счет подачи инертного газа, например азота, через штуцер 1. При этом достигается изоляция рабочей жидкости от окружающего воздуха и облегчается работа насоса, если его конструкция требует обеспечения избыточного давления на входе во всасывающую гидролинию.

К недостаткам такого гидробака следует отнести необходимость заправки инертным газом и контакт рабочей жидкости с газом, находящимся под давлением ($-0,3$ МПа), в результате чего происходит более интенсивное растворение газа в рабочей жидкости со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Отсутствует контакт рабочей жидкости с газом и обеспечивается избыточное давление жидкости в гидробаке (рис. 7.3, в). В его корпусе 1 цилиндрической формы размещен поршень 2. Поршень снабжен дополнительным плунжером, к торцу которого рабочая жидкость из гидросистемы попадает под давлением p_n . Это давление создает избыточное давление в гидробаке меньшее, чем давление p_n на величину, пропорциональную отношению площади плунжера к площади поршня.

К недостаткам такого бака следует отнести его относительную сложность из-за наличия поршня и плунжера с уплотнительными устройствами.

Наиболее простым гидробаком, обеспечивающим герметизацию полости с рабочей жидкостью от окружающего воздуха и газа вообще, является гидробак с эластичным разделителем (рис. 7.3, г). В его корпусе 1 размещена эластичная диафрагма б, выполненная, например, из резины с жестким центром 3, имеющим форму конуса. Жидкость перед работой может заливаться или через специальный штуцер, или через насадок 5. Воздух из бака удаляется через штуцер 2. К насосу жидкость поступает через насадок 4.

Благодаря отсутствию контакта рабочей жидкости с газом или воздухом значительно увеличивается срок ее службы, а также срок службы и надежность гидросистемы.

7.3.2. Определение объема гидробака

Выбор объема гидробака определяется исходя из функций, которые он выполняет, а также конструкции бака с точки зрения обеспечения отстоя жидкости и подготовки ее поступления в насос. Объем бака должен быть не менее объема рабочей жидкости, участвующей в рабочем цикле системы. С точки зрения излучения тепла его объем должен быть увеличен [24, 29, 30, 38].

Вместимость гидробака W принимается в 1,5...2 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидропривода, но не менее $0,3 \cdot Q_{\text{ном}}$ и не более 1...3 минутной подачи насоса $Q_{\text{ном}}$.

Окончательно вместимость гидробака принимается по ближайшему большему значению из ряда ГОСТ 12448-80: 0,4, 0,63, 1, 1,6, 2,5, 4, 6,3, 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 и т.д.

7.3.3. Основные требования при проектировании гидробаков

В стандартах и технических условиях на конкретные баки должны быть указаны [24, 29, 30, 38]:

- номинальная вместимость;
- номинальное и максимальное давление (для баков, работающих под избыточным давлением);
- время заполнения, не более;
- условия заполнения при закрытой заправке;
- характеристика устройств, входящих в состав бака, в том числе для баков, работающих под атмосферным давлением, — номинальная толщина фильтрации воздушного фильтра сапуна;
- масса с комплектующими устройствами (без рабочей жидкости или смазочного материала).

Размеры бака и его форма имеют большое значение, поэтому он, как и другие элементы гидросистемы, должен быть специально спроектирован в соответствии с назначением. При проектировании необ-

ходимо соблюдать некоторые требования в соответствии с ГОСТ 16770 [53]:

1) Обеспечивать возможность циркуляции всей рабочей жидкости или жидкого смазочного материала, размещенного в баке, не допуская прямой циркуляции между всасывающими и сливными трубопроводами, а также завихрений во время работы объемного гидропривода или циркуляционной смазочной системы. Что обеспечивается перегородками внутри бака, разделяющие зону слива и всасывания и для максимально возможного охлаждающего действия (рис. 7.4). В перегородке для лучшего отделения воздуха устанавливают сетчатый экран.

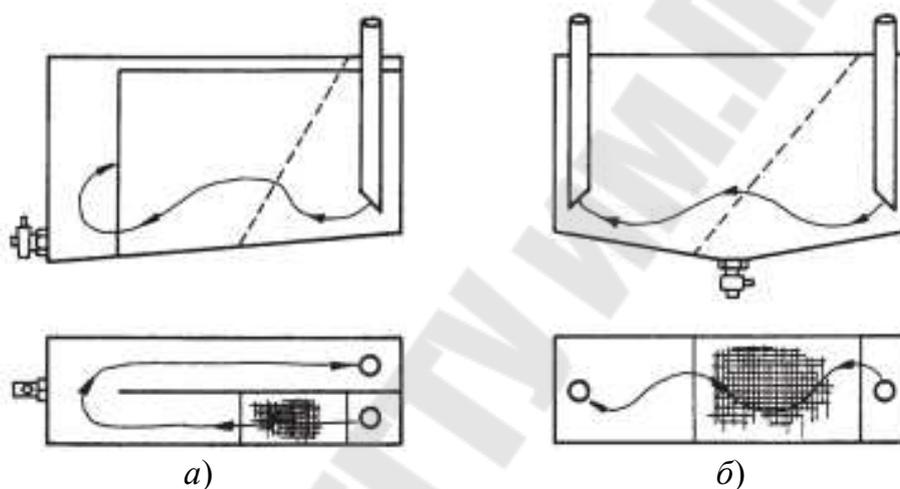


Рис. 7.4. Схемы расположения трубопроводов в баке

2) Конструкцию бака рекомендуют выполнять длинной, узкой и глубокой.

3) При креплении гидравлических или смазочных устройств на крышке бака иметь достаточную прочность и жесткость для этого на крышку бака приваривают фланцы для крепления сборочных узлов, а также при необходимости предусматривать на крышке бака возможность сбора и отвода утечек жидкости для чего в стенках бака делают отверстия и закрывают их пробками.

4) Не усиливать шум, создаваемый насосом и приводящим двигателем, которые устанавливают на гидробаке, и не создавать дополнительных вибраций (для этого под все монтируемые сборочные узлы и поверхности устанавливают уплотнительную пластину из резины).

5) Все дренажные трубопроводы для отвода внутренних утечек должны быть отдельными, не связанными с основными сливными гидролиниями.

б) Предотвращать проникновение воздуха в рабочую жидкость и вспенивание ее, для чего глубина сливной и дренажной линии должна быть ниже минимального уровня жидкости в баке на 4...5 внутренних диаметров трубопроводов, в тоже время расстояние от края трубопровода до дна бака не должно быть меньше 2^x диаметров трубопровода. Это необходимо, чтобы устранить вспенивание в линии возврата и предотвратить затягивание воздуха в линию всасывания, особенно когда резервуар наклоняется в сторону (рис. 7.5).

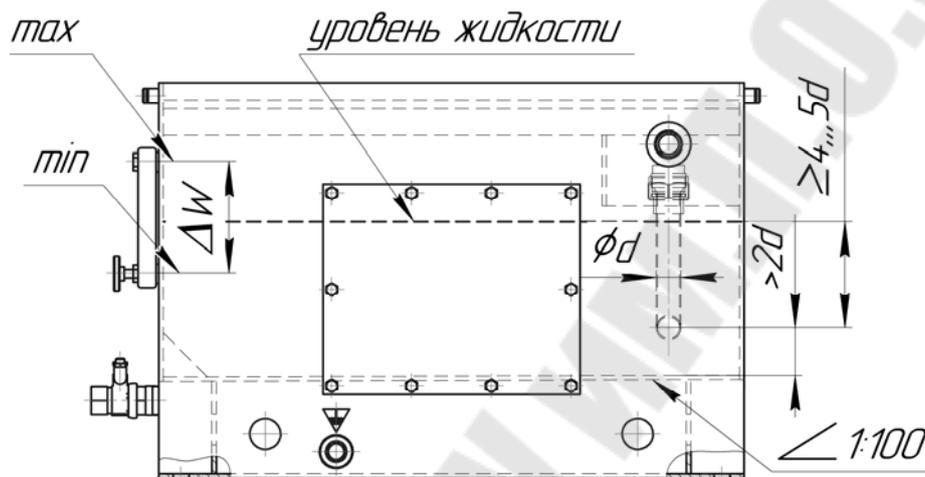


Рис. 7.5. Гидробак

7) Край сливного трубопровода должен быть срезан под углом 45° и расположен таким образом, чтобы масло из него вытекало в направлении ближайшей стенки (рис. 7.4).

8) Для увеличения способности бака отделять грязь и воду его дно должно быть немного наклонено (более глубокая часть напротив входного или выходного патрубка) (рис. 7.4, 7.5).

9) Внутренняя полость бака должна быть герметичной.

10) Бак должен иметь устройство для свободной (без давления) или закрытой (под давлением) заливки жидкости. Устройство для закрытой заливки рекомендуется как предпочтительное.

11) Устройство для свободной заливки (заливная горловина) должно быть снабжено фильтром. Конструкция фильтра и заливной горловины должна исключать возможность повреждения фильтра и обеспечивать удобство его замены.

12) Заливная горловина должна быть поднята над поверхностью бака как минимум на 20 мм и иметь пропускную способность более 20 л/мин.

13) Фильтры, должны располагаться выше уровня масла в баке так, чтобы их можно было легко заменить без существенной утечки масла.

14) Бак должен быть оборудован указателем уровня жидкости или выполнен из прозрачного материала, а при необходимости снабжен автоматическим устройством, регулирующим уровень жидкости или подающим сигнал при достижении заданного уровня (рис. 7.5).

15) Бак, предназначенный для работы под атмосферным давлением, в верхней части должен иметь сапун, снабженный воздушным фильтром.

16) Сливной кран устанавливается так, чтобы все загрязнения могли быть легко слиты, т.е. в самой низкой точке бака (рис. 7.4, 7.5); минимальный диаметр сливного отверстия должен быть не меньше 25 мм.

17) для обеспечения легкости доступа к внутренней поверхности при ежегодной чистке бак должен иметь большие смотровые люки размером более 200 x 200 мм со съемными крышками (рис. 7.5).

18) Внутренние поверхности бака, изготовленного из корродирующего металла, должны иметь антикоррозионные покрытия, стойкие к воздействию жидкости и не вызывающие ее загрязнения.

19) Срок службы баков не должен быть менее срока службы машин, на которых они устанавливаются.

20) После изготовления внутреннее пространство бака должно быть очищено от загрязнений. Чистота промывочной жидкости, слитой из бака, должна соответствовать требованиям к чистоте жидкости, на которой должна работать гидросистема.

Кроме того, при конструировании бака и размещении гидроаппаратов на его крышке необходимо обеспечивать:

- 1) удобство монтажа и демонтажа гидроаппаратов и трубопроводов;
- 2) легкий доступ к регуляторам и контролирующим устройствам;
- 3) ножки бака должны быть высотой не менее 100 мм, для лучшего охлаждения конструкции;
- 4) при необходимости нужно устанавливать магнитные патроны в сливном отсеке и которые должны легко демонтироваться;
- 5) в боковых стенках нужно предусмотреть отверстия для транспортирования бака с жидкостью и без нее;
- 6) рекомендуется подвергнуть внутреннюю часть бака поверхностной обработке, причем используемая краска должна быть стойкой к горячему маслу гидросистемы;
- 7) должны быть предусмотрены устройства или отверстия для транспортирования бака с жидкостью и без;
- 8) бак должен изготавливаться таким образом, чтобы при транспортировке погрузчиком или краном он не деформировался, даже будучи заполненным жидкостью;

- 9) выбор толщины металлических листов стенок, дна и крышки должен производиться из условия прочности бака (но не менее 1...3 мм для стенок);
- 10) должны быть предусмотрены элементы, обеспечивающие заземление гидробака.

7.4. Проектирование трубопроводных систем

Гидролиния – устройство, предназначенное для передачи гидравлической энергии, которая переносится потоком рабочей жидкости под давлением [11, 12, 21, 24, 29, 38, 39].

Трубопроводы являются важной частью всей гидравлической системы. В них энергия жидкости передаётся на большие расстояния. При этом трубопроводы подвергаются действию механических, коррозионных и тепловых нагрузок, они должны выдерживать высокие давления, пульсации, вибрации, гидроудары, температурные колебания.

Из вышесказанного вытекает задача расчета и выбора трубопроводов экономически выгодных; надежных; обеспечивающий соответствующий срок эксплуатации.

На выбор определяемых величин влияет целый ряд факторов, приведенных в таблице 7.3.

Таблица 7.3

Факторы, которые влияют на параметры трубопроводов

Определяемая величина	Влияющие факторы
Внутренний диаметр трубы	Объем, расход. Скорость движения рабочей жидкости. Вязкость рабочей жидкости. Гидравлическое сопротивление.
Материал трубы	Показатели прочностных свойств. Возможность обработки (свариваемость, отбортовка, гибка). Коррозия. Допустимый температурный диапазон применения внешней среды и рабочей жидкости.
Толщина стенки трубы	Рабочее давление. Требуемые или предписанные коэффициенты запаса. Занижение толщины стенки, обусловленное технологией изготовления. Коррозия внутренней и внешней поверхностей. Прочностные свойства материала трубы. Температура: рабочая и окружающего воздуха. Стандартизация размеров.

Проектирование трубопроводных систем базируется на имеющейся гидравлической системе, схеме монтажа выбранных гидроустройств, предполагаемой компоновке гидроаппаратов в блоке управления. Проектирование трубопроводных систем ведется в следующем порядке:

- 1) Производится учет и анализ гидравлических портов гидроустройств (фланцевое, резьбовое), при этом желательно составлять перечень гидравлических портов.
- 2) Производится расчет и выбор условного диаметра гидролиний.
- 3) Выбор материала гидролиний: металлические трубы или РВД.
- 4) Производится трассировка гидролиний (составляется монтажная схема трубопроводов).
- 5) Разбивка гидролиний на отдельные участки с учетом конструкции гидрофицированной машины или механизма.
- 6) Выбор соединения участков гидролиний между собой, с гидроустройствами и с монтажными плитами.
- 7) Выбор принадлежностей для монтажа: опоры, устройства для прохода трубопроводов через стенку, БРС, компенсаторы температурных расширений.

7.4.1. Определение условного диаметра

Потери энергии в процессе работы гидропривода, а также его масса и некоторые другие характеристики в значительной степени зависят от площади и формы проходного сечения используемых в приводе гидролиний и других гидравлических устройств [1, 13, 21, 24, 29, 38, 39].

Чем больше при прочих равных условиях внутренний диаметр гидролинии, тем, с одной стороны, меньше гидравлические потери давления в ней, но, с другой стороны, больше масса, габаритные размеры и ниже жесткость гидролиний, и наоборот. В силу этого выбор значений внутреннего диаметра гидролиний необходимо осуществлять из условия получения минимальных суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию гидропривода. Учитывая сложность строгого решения данной задачи, на практике при выборе диаметра гидролиний обычно используют более простые частные критерии.

Т.о., при выборе внутреннего диаметра гидролинии исходят из условия обеспечения движения в ней рабочей жидкости со средней скоростью v , не превышающей некоторое максимально допустимое

значение $v_{\text{доп}}$, рекомендуемое на основании многолетнего опыта проектирования и эксплуатации гидроприводов (таблица 7.4).

Таблица 7.4

Зависимость скорости движения жидкости в трубах от давления и вязкости

Всасывающая линия		Напорная линия		Сливная линия
Кинематическая вязкость ν , мм ² /с	$v_{\text{доп}}$, м/с	Давление, атм	$v_{\text{доп}}$, м/с	$v_{\text{доп}}$, м/с
150	0,6	25	2,5 до 3	1,7 до 4,5
100	0,75	50	3,5 до 4	
50	1,2	100	4,5 до 5	
30	1,3÷1,5	200	5 до 6	
		> 200	6	

На практике, согласно рекомендациям, при расчете условного диаметра трубы выбирают следующие допустимые скорости:

- для всасывающих линий $v_{\text{доп}} \leq 1,6$ м/с;
- для сливных линий $v_{\text{доп}} \approx 2$ м/с;
- для напорных магистралей допустимая скорость зависит от давления (таблица 7.5).

Таблица 7.5

Зависимость скорости движения жидкости в напорных трубах от давления

$p_{\text{ном}}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{\text{доп}}$, м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Для пневмомагистралей $v_{\text{доп}} = 6-12$ м/с. В отдельных случаях скорость увеличивают до 15-20 м/с.

Зная расход жидкости Q и задавшись допустимой скоростью движения жидкости, определяют условный диаметр по формуле:

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}}, \text{ м.}$$

Полученное значение d округляют до ближайшего по ГОСТ 16516-80 [29]: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

При расчете на продольный разрыв трубы разделяются на тонкостенные $i = \frac{d}{S} \geq 16$ и толстостенные $i < 16$

Толщину стенки тонкостенных труб нагруженных внутренним статическим давлением с учетом возможного отклонения диаметра и толщины стенки определяют по формуле:

$$S = \frac{p \cdot (d + m)}{2 \cdot \sigma_p \cdot n}, \text{ м}$$

где p – максимальное давление рабочей жидкости;

d, S – наружный диаметр и толщина стенки трубы;

m – отклонение по диаметру трубопровода в мм (ГОСТ 8734-58) таблица 13;

σ_p – допустимое напряжение материала трубопровода при растяжении (по окружности), которое обычно выбирается равным 30-35% временного сопротивления материала трубопровода;

$n = 0,9$ – коэффициент, учитывающий отклонение по толщине стенки трубопровода таблица 7.6 [29, 50].

Таблица 7.6

Предельные отклонения по наружному диаметру и толщине стенки труб

Размеры труб	Предельные отклонения
Наружный диаметр, мм:	
от 4 до 10 включ.	$\pm 0,15$ мм
св. 10 » 30 »	$\pm 0,30$ мм
» 30 » 50 »	$\pm 0,40$ мм
» 50	$\pm 0,8$ %
Толщина стенки, мм:	
до 1	$\pm 0,12$ мм
св. 1 до 5 включ.	± 10 %
» 1 » 2,5 при диаметре 110 мм и более	± 12 %
св. 5	± 8 %

Для расчета толстостенного трубопровода, в котором напряжение изменяется от максимального значения на внутренней стенке до минимального на наружной стенке применяют формулу Ляме:

$$S_{\min} = \frac{d}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_p + p}{\sigma_p - p}} - 1 \right), \text{ м.}$$

Трубопроводы многих машин подвергаются одновременным нагрузкам статического и динамического характера. Ко вторым относятся нагрузки, возникающие при частотных колебаниях трубопровода обусловленные пульсацией давления жидкости, гидравлическими ударами, а также колебаниями самих трубопроводов.

Наблюдения показывают, что значительное число случаев усталостных разрушений трубопроводов и в особенности при пульсациях давления вызвано нарушением цилиндричности поперечного сечения (наличием овальности) (рис. 7.6).

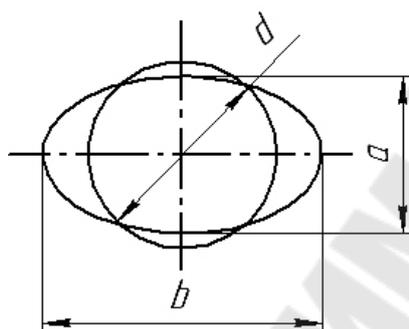


Рис. 7.6. Овальность трубопровода

На основании опыта эксплуатации установлено, что предельно допустимой овальностью для стальных трубопроводов является:

$$K = \frac{b - a}{b} \cdot 100\% = 4 \div 5\%,$$

где a и b – размеры малой и большой осей овала.

7.4.2. Определение радиуса изгиба труб

Наименьший радиус изгиба труб (рис. 7.7) зависит от диаметра трубы, материала трубы, толщины стенки, способа изготовления трубы и способа изгиба [29, 38, 39, 50].

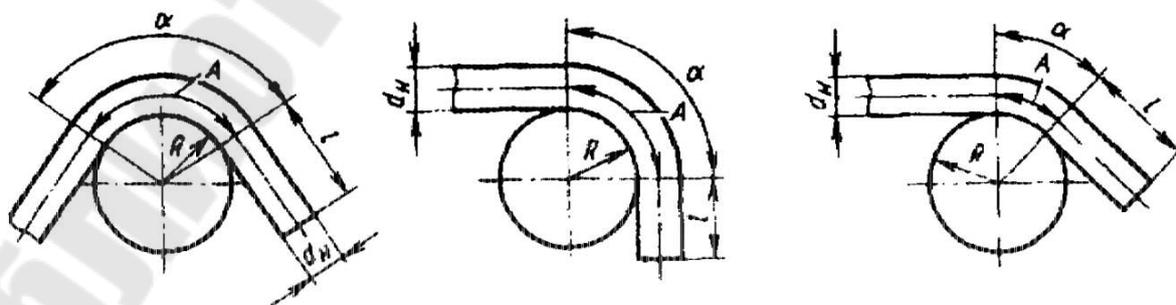


Рис. 7.7. Радиусы изгиба труб

Рекомендуется принимать радиус изгиба $R > 3 \cdot d$ [24, 29, 38, 50].
 Длина изогнутого участка A определяется по формуле:

$$A = \frac{\pi \cdot \alpha}{180} \cdot \left(R + \frac{d_n}{2} \right),$$

где R, d_n – наименьший радиус изгиба и наружный диаметр трубы, мм.

Наименьшая длина прямого участка необходима для зажима конца трубы при изгибе определяется по таблице 7.7.

Таблица 7.7

Наименьший радиус изгиба труб

Наружный диаметр трубы D_n		Способ гибки		Наименьшая длина прямого участка $l_{\text{наим}}$, мм
		в горячем состоянии	в холодном состоянии	
в мм	в дюймах	$R_{\text{наим}}$, мм		мм
13,5	0,25	40	80	40
17	0,375	50	100	45
21,25	0,5	65	130	50
26,75	0,75	80	160	55
33,5	1	100	200	70
42,25	1,25	130	260	85
48	1,5	150	300	100
60	2	180	360	120
75,5	2,5	225	450	150
88,5	3	265	530	170
111	4	240	680	230

Зависимость радиуса изгиба стальных труб от диаметра и толщины стенок дана в таблице 7.8.

Таблица 7.8

Зависимость радиуса изгиба труб от диаметра и толщины стенок

Диаметр трубы d	Наименьший радиус изгиба при толщине стенки	
	До 2	Свыше 2
От 5 до 20	$4 d$	$3 d$
От 20 до 35	$5 d$	$3 d$
От 35 до 60	--	$4 d$
От 60 до 140	--	$5 d$

7.4.3. Выбор материала трубопровода

Трубопроводы бывают гибкие и жесткие. Необходимость применения гибких трубопроводов возникает в тех случаях, когда необходимо подвести рабочее тело к гидро- и пневмоустройствам, закрепленным на узлах и механизмах, имеющих относительное перемещение, или поочередно к различным потребителям от одного источника. Гибкие трубопроводы более удобны для монтажа, особенно в труднодоступных местах. При этом благодаря своей податливости резиновые шланги уменьшают пульсацию давления в гидросистеме [24, 29, 30, 38, 39, 50].

В качестве гибких трубопроводов применяются резинотканевые шланги, усиленные металлической оплеткой, металлические шланги. Для пневмосистем применяют трубки из синтетических материалов (полиэтилена, полихлорвинила и др.). Преимущества гибких трубопроводов из синтетических материалов: высокая стойкость против коррозии, небольшая стоимость, малая масса, удобство монтажа.

Резиновые шланги с текстильным каркасом применяют при $p = 2$ МПа, с одинарной и двойной хлопчатобумажной оплеткой - при $p = 4$ МПа, с одинарной металлической оплеткой - при $p = 17,5$ МПа, а при больших давлениях - с двойной или тройной металлической оплеткой и металлотканевыми каркасами.

Резиновые шланги имеют недостатки: неудобство в эксплуатации из-за подвижности шлангов при изменении давления в гидросистеме, снижение общей жесткости гидросистемы, малую долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидроприводов машин следует по возможности не применять резиновые шланги.

Рукава навивочной конструкции типов РВД -20 и выше применяют в гидросистемах с рабочим давлением 16...25 МПа в температурном диапазоне 50...100°C.

Рукава навивочной конструкции (ТУ 22-4756-81) типов РВД-10...20, применяют в гидросистемах с рабочим давлением 15...22 МПа.

В качестве жестких трубопроводов применяются металлические трубы. Трубы из меди, медных и алюминиевых сплавов отличаются высокой гибкостью, не требуют специальных покрытий против коррозии, однако стоимость их высока. Применяются также трубы из углеродистых сталей, нержавеющей и легированных сталей. Трубы из

углеродистых сталей необходимо предохранять от коррозии (покрытие медью, цинком и др.).

В качестве жестких трубопроводов в объемных гидроприводах наиболее часто используются стальные бесшовные холоднотянутые и холоднокатаные трубы (ГОСТ 8734-58) при $d_y < 30$ мм и горячекатаные стальные трубы (ГОСТ 8732-58) при $d_y > 30$ мм. Материал труб - сталь 10 и 20. Реже применяются сварные стальные трубы.

Для соединения узлов и аппаратуры в гидросистемах с рабочим давлением 16...25 МПа применяют стальные бесшовные холоднодеформируемые трубы из стали 10 и 20 (ГОСТ 8734-80), а также гибкие рукава высокого давления (ГОСТ 6826-78, 10362-76, ТУ 22-4272-80) с конструкцией неразъемных наконечников, выполненных по ТУ 22-4169-78, ТУ 22-4272-78, 22-4584-80. Все они рассчитаны на рабочее давление, равное 16...25 МПа.

Применяются также трубы из алюминиевых сплавов (ГОСТ 1947-56) и трубы из красной меди (ГОСТ 617-64). Применение последних не рекомендуется вследствие дефицита меди и в связи с отрицательным воздействием меди на стойкость минеральных масел. Применение медных труб допускается только при необходимости их гибки вручную по месту. При давлении до 0,6 МПа иногда применяются винипластовые трубы по ТУ МХП 4251-54.

7.4.4. Правила монтажа трубопроводов

При проектировании исходят из выбранных, имеющихся в продаже трубопроводов и соединительных элементов для них, прокладывают трассу трубопровод и выбирают крепление труб [24, 29, 30, 38, 39].

При проектировании и монтаже труб необходимо соблюдать следующие требования:

- 1) Ко всем элементам трубопровода нужно иметь свободный доступ.
- 2) Трубопроводы должны отсоединяться без снятия агрегатов.
- 3) При большой длине трубопровода необходимо предусматривать компенсацию температурных расширений.
- 4) Гидравлические трубопроводы следует проектировать без местных возвышений, чтобы в них не собирался воздух.
- 5) Смонтированную систему обычно проверяют на герметичность (обычно полуторным давлением), затем производят поджим, подтяжку всех резьбовых соединений.

б) Для закрепления трубопроводов на длинных участках трубы необходимо из крепить к раме с помощью различных опор, скоб, хомутов.

Скобы для крепления трубопроводов согласно ГОСТ 16687-71, 16688-71, 16689-71, 16690-71 [50].

Расстояние между скобами или опорами выбирают в зависимости от наружного диаметра трубы (таблица 7.9).

Таблица 7.9

Расстояние между скобами или опорами

Наружный диаметр	6	8	10	12	15	18	24	30
Расстояние между опорами	400	450	500	550	600	650	700	800

Опоры и скобы часто используются с резиновой обкладкой для снижения передачи корпусного шума (вибрации).

Для уменьшения возможности скопления механических загрязнений и исключения остатков технологических загрязнений гидролинии необходимо делать плавными, без резких изгибов, переходов и глухих камер, а их внутренние поверхности обрабатывать очень чисто, иногда прибегая к полированию. Иногда по условиям компоновки применяют резкие изгибы каналов в виде Г-образных штуцеров и сложных сверлений в корпусе или резкие переходы от одного сечения к другому.

7.4.5. Рукава высокого давления

При выборе шлангов необходимо в общем исходить из объемного расхода и рабочего давления. Кроме того, при выборе шланга необходимо учитывать стойкость материалов шланга к рабочей жидкости и внешнюю рабочую температуру; влияние внешних условий [24, 29, 30, 38, 39, 50].

В напорных шланговых линиях скорость движения жидкости (кроме всего прочего и по причинам уровня шума) не должна превышать 3 м/с. В линиях возврата эта величина тоже не должна превышать. Рабочее давление должно быть не более 1/4 от давления разрыва шланга. Это учтено в каталожных данных по допустимым рабочим давлениям.

Необходимая длина шланговой линии должна рассчитываться при этом необходимо учитывать минимальный радиус изгиба и зону не имеющую изгиб (рис. 7.8).

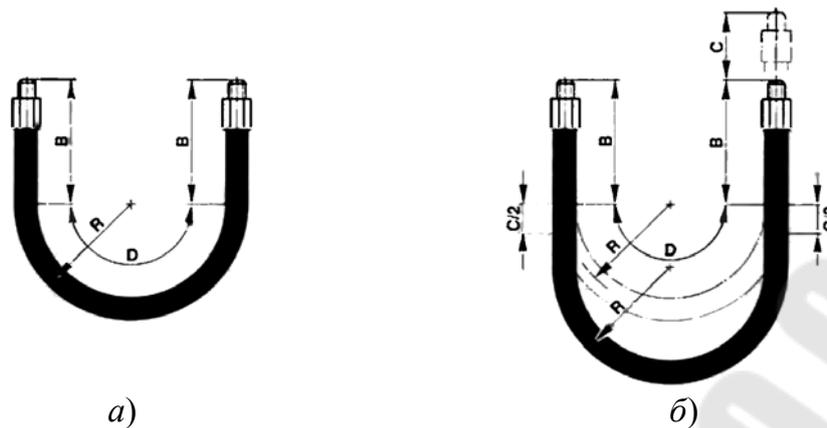


Рис. 7.8. Расчет жестко установленных (а) и жестко передвижных (б) шлангов

Причем для жестко установленных линий общая длина определяется по формуле:

$$L = 2 \cdot B + 3,14 \cdot R, \text{ мм}$$

где R – минимальный радиус изгиба, мм;
 B – дополнительная длина, мм.

Для жестко передвижных линий общая длина определяется по формуле:

$$L = 2 \cdot B + 3,14 \cdot R + C, \text{ мм.}$$

Расчетные данные определяются по таблице 7.10.

Таблица 7.10

Параметры шланговых линий

Внутренний диаметр D_v , мм	6	8	10	12	16	20	25	32	40
Дополнительная длина B , мм	90	100	110	120	130	140	160	180	200
Минимальный радиус изгиба R , мм	100	115	130	180	200	240	300	420	500

Требования к монтажу гибких рукавов. Правильная прокладка шланговых линий повышает срок их эксплуатации. При проектировании шланговых линий необходимо выполнять следующие требования:

- 1) шланговая линия должна монтироваться так, чтобы на нее действовала только нагрузка от собственного веса и не было перегиба в местах заделки;
- 2) около шланговой арматуры должен оставаться прямой участок рукава;
- 3) резкие изгибы и скручивание рукава недопустимы;

- 4) необходимо предусмотреть, чтобы при работе не было трения рукава один о другой и о детали конструкции;
- 5) необходимо использовать угловые адаптеры и фитинги для исключения острых углов изгиба шланга;
- 6) в связи с изменением ориентации рукава высокого давления в пространстве под воздействием давления, при его прохождении вблизи острых углов, используйте пружинную защиту;
- 7) не закрепляйте вместе линии высокого и низкого давления.

Все эти требования наглядно показаны на рис. 7.9.

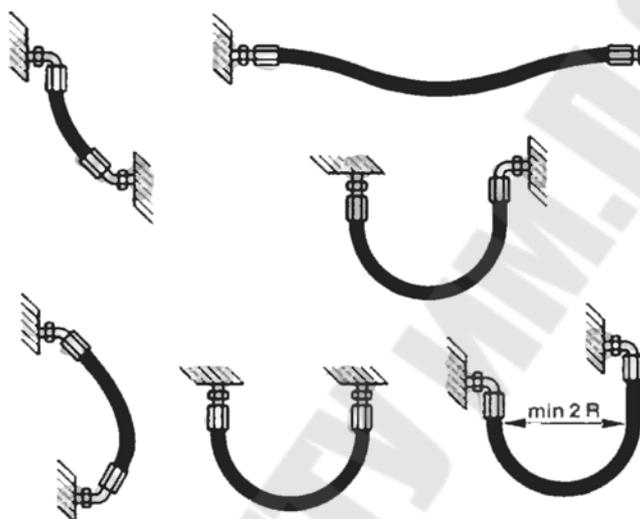


Рис. 7.9. Примеры правильной прокладки шланговых линий

7.5. Контрольные вопросы

- 1) Как определяют чистоту гидропривода?
- 2) Какой процент отказов гидросистем приходится на отказ из-за загрязненности рабочей жидкости?
- 3) Какое существует правило при проектировании системы фильтрации гидроприводов?
- 4) На какие группы делятся загрязнения по источникам и причинам возникновения?
- 5) Жидкости какого класса чистоты применяются для гидроприводов общемашиностроительного назначения?
- 6) На какие группы делятся способы очистки рабочей жидкости?
- 7) Какие показатели характеризуют фильтры?
- 8) Какие задачи решаются при очистке рабочей жидкости?
- 9) Какие существуют правила монтажа фильтров?

- 10) Какие мощности при работе гидропривода составляют его тепловой баланс?
- 11) Какие вопросы нужно проанализировать для обеспечения правильного теплового режима в гидросистеме?
- 12) В каком порядке производится упрощенный тепловой расчет гидропривода?
- 13) Что такое гидробак?
- 14) Какими достоинствами недостатками обладают баки открытого типа?
- 15) Какими достоинствами недостатками обладают баки закрытого типа?
- 16) Почему нельзя допускать прямой циркуляции рабочей жидкости в баке между всасывающими и сливными трубопроводами?
- 17) Почему конструкцию бака рекомендуют выполнять длинной, узкой и глубокой?
- 18) Как определяется объем бака?
- 19) Как предотвращается в конструкции бака проникновение воздуха в рабочую жидкость и вспенивание ее?
- 20) Какие есть к конструкции гидробаков?
- 21) Что такое гидролиния?
- 22) В чем заключается задача расчета и выбора трубопроводов?
- 23) Какие величины определяются при расчете и выборе трубопроводов?
- 24) Чему равны допустимые скорости движения рабочей жидкости в трубопроводах?
- 25) Чему равна допустимая скорость движения газа в пневмомагистралях?
- 26) Как определяется радиус изгиба трубопроводов?
- 27) Какие существуют правила монтажа жестких трубопроводов?
- 28) Какие существуют правила монтажа гибких трубопроводов?
- 29) В каких случаях применяют какие материалы для трубопроводов?
- 30) В каких случаях возможно применение РВД?

8. Проверочный расчет гидроприводов

Проверочный расчет необходим для уточнения основных параметров и характеристик объемного гидропривода и проверки соответствия параметров выбранного гидрооборудования требуемым параметрам для выполнения поставленной задачи [1, 13, 21, 24, 30, 38].

Исходными данными для проверочного расчета являются: параметры и технические характеристики выбранного гидрооборудования, а также результаты предварительного расчета.

В качестве расчетных случаев выбирают варианты расчета исходя из анализа условий и режимов эксплуатации машин, в том числе работы объемного привода с максимальной нагрузкой и максимальной скоростью, а также работы гидропривода в циклическом режиме.

Рабочим режимом работы гидросистемы считают такие направления движения поршня гидроцилиндра и вращения вала гидромотора, при которых преодолевается заданная рабочая нагрузка с требуемыми рабочими скоростями движения.

В общем случае проверочный расчет гидропривода производят в следующем порядке:

- 1) Проектирование и предварительная компоновка гидропривода в целом.
- 2) Проектирование монтажной схемы трубопроводов с разбиением на отдельные участки.
- 3) Определение номинальной подачи насоса и перепадов давлений на гидродвигателях при действительных нагрузках и скоростях движения выходных звеньев гидропривода.
- 4) Определение потерь давления в гидросистеме.
- 5) Определение фактического давления, которое должен создавать насос для заданных условий работы и анализ возможности его использования.
- 6) Определение фактических нагрузок и скоростей движения выходных звеньев гидропривода.
- 7) Определение мощности и КПД гидропривода.

8.1. Требования к проектированию гидростанций

При проектировании гидравлических систем стационарных машин необходимо учитывать технические требования, выполнение которых оказывает существенное влияние на надежность машин. Пере-

численные ниже требования охватывают гидросистемы в целом, а не отдельные элементы, требования к которым обусловлены соответствующими стандартами [21, 24, 30, 38].

- 1) Станции гидропривода должны устанавливаться преимущественно вне оборудования.
- 2) Конструкция станции гидропривода должна обеспечивать:
 - удобство демонтажа и монтажа отдельных гидроаппаратов и трубопроводов;
 - легкий доступ к регуляторам гидроаппаратов и контролирующим устройствам;
 - отсутствие наружных утечек;
 - удобство смены фильтров, а также возможность замены фильтроэлемента без снятия фильтра.
- 3) Установившаяся температура масла в баке не должна превышать 50°C при температуре окружающей среды +20 °C. При превышении допустимой температуры должен поступать сигнал на пульт управления.
- 4) Основная гидросистема должна быть отделена от системы принудительной смазки.
- 5) Отвод внешних утечек в гидробак не рекомендуется. При такой необходимости утечки должны пропускаться через фильтр с толщиной фильтрации не ниже 10 мкм.
- 6) Гидросистема должна быть снабжена защитными устройствами, останавливающими оборудование в случае уменьшения давления меньше ниже минимального допустимого значения. При этом не должны отключаться узлы, представляющие опасность для персонала (зажим, поджим, фиксация).
- 7) Гидросистемы должны быть разработаны таким образом, чтобы потребляемая мощность гидропривода и тепловыделение в системе были минимальны. С этой целью рекомендуется применять насосы регулируемой подачи и гидроаккумуляторы.
- 8) Гидроаппаратура управления должна применяться преимущественно в стыковом, блочном или модульном исполнениях.
- 9) Изменение рабочей нагрузки и температуры рабочей жидкости в пределах допустимых значений не должно вызывать изменений, нарушающих цикл работы оборудования.
- 10) При работе гидропривода должны отсутствовать гидроудары и вибрации в гидросистеме.

11) Трубопроводы должны быть металлическими, имеющим меньшие размеры и гидравлическое сопротивление. Допускаются гибкие шланги только для подвода жидкости к подвижным узлам и в тех случаях, когда это дает преимущества или упрощает соединение отдельных узлов.

12) Соединения трубопроводов должны быть выполнены предпочтительно без пайки и сварки.

13) В конструкции оборудования должны быть предусмотрены поддоны для сбора утечек.

14) Должна быть полностью исключена возможность попадания охлаждающей жидкости в гидросистему.

Проектирование трубопроводных систем базируется на имеющейся гидравлической схеме, схеме монтажа выбранных гидроустройств, предполагаемой компоновке гидроаппаратов в блоке управления. Проектирование монтажной схемы трубопроводов ведется в следующем порядке:

1) Производится учет и анализ гидравлических портов гидроустройств (фланцевое, резьбовое), при этом желательно составлять перечень гидравлических портов.

2) Производится разбивка гидролиний на отдельные участки с учетом конструкции гидрофицированной машины или механизма.

3) Производится выбор соединения участков гидролиний между собой, с гидроустройствами и с монтажными плитами.

4) Производится выбор принадлежностей для монтажа: опоры, устройства для прохода трубопроводов через стенку, БРС, компенсаторы температурных расширений.

При проектировании необходимо учитывать прокладку трасс их доступность и безопасность.

Для уменьшения возможности скопления механических загрязнений и исключения остатков технологических загрязнений гидролинии необходимо делать плавными, без резких изгибов, переходов и глухих камер, а их внутренние поверхности обрабатывать очень чисто, иногда прибегая к полированию. Ко всем элементам трубопровода необходимо иметь свободный доступ. Трубопроводы должны отсоединяться без снятия агрегатов. Гидравлические трубопроводы следует проектировать без местных возвышений, чтобы в них не собирался воздух, а также без изгибов, препятствующих сливу жидкости.

Приступая к монтажу трубопровода, следует проверить правильность выбора его диаметра; следует тщательно очистить трубо-

провод от окалины, грязи и ржавчины. Внутренние поверхности должны быть протравлены и промыты в специальных промывочных ваннах, просушены сухим сжатым воздухом и закупорены до начала установки в машину.

Необходимо производить трассировку гидролиний на машине учитывая эти рекомендации, в результате получаем монтажную схему трубопроводов, которую в дальнейшем разбиваем на отдельные участки. Монтажную схему рекомендуется выполнять в нескольких видах для получения более полной информации о расположении гидролиний и местах их присоединения к гидроустройствам. Пример выполнения представлен на рисунке 8.1.

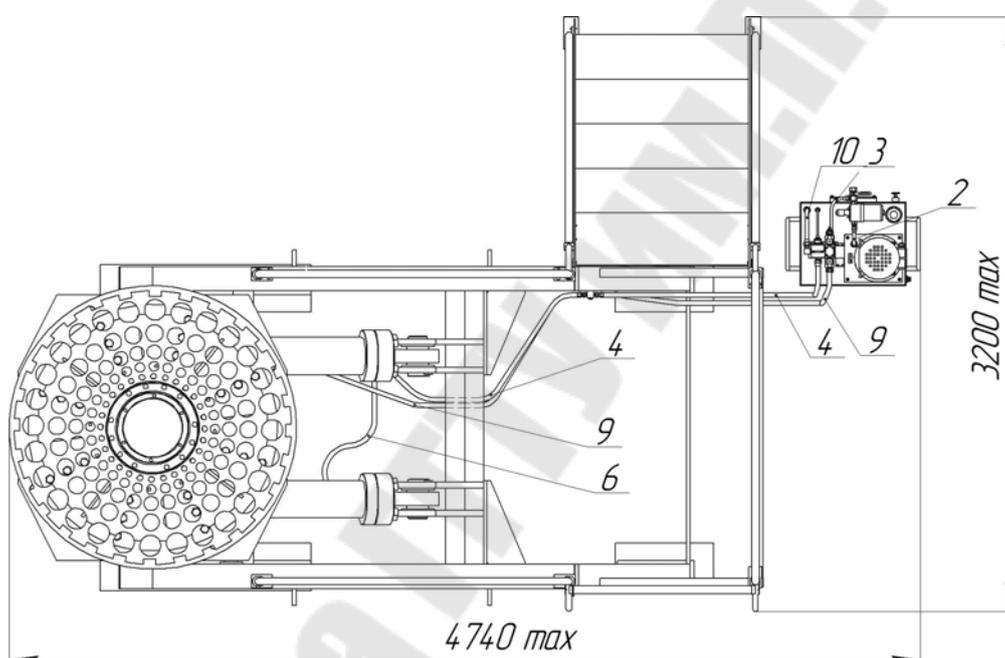


Рис. 8.1. Монтажная схема трубопроводов

8.2. Определение номинальной подачи насоса и перепада давлений на гидродвигателях

Для определения фактических скоростей движения выходных звеньев гидропривода и нагрузок на них прежде всего необходимо определить подачу насоса и перепад давления на гидродвигателях при заданных нагрузках и скоростях [1, 13, 21, 24, 30, 38].

Номинальная подача насоса определяется по формуле:

$$Q_n = V_n \cdot n_n \cdot \eta_{он}, \text{ л/мин,}$$

где V_n – рабочий объем насоса, см^3 ;

n_H – частота вращения вала насоса, об/мин;

η_{OH} – объемный КПД насоса.

Перепад давлений на гидродвигателях при максимальной расчетной нагрузке определяется:

– для гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$\Delta P_{ГЦ} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{мех}^{ГЦ}}, \text{ МПа,}$$

где F_B – полная внешняя расчетная нагрузка на гидроцилиндре, Н;

D – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

$\eta_{мех}^{ГЦ}$ – механический КПД гидроцилиндра.

– для гидромотора:

$$\Delta P_{ГМ} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{кр}}{V_0^{ГМ} \cdot \eta_{мех}^{ГМ}}, \text{ МПа,}$$

где $M_{кр}$ – заданный крутящий момент, Н·м;

$V_0^{ГМ}$ – рабочий объем гидромотора, см³;

$\eta_{мех}^{ГМ}$ – механический КПД гидромотора.

8.3. Определение потерь давления в гидроприводе

Потери расхода и давления снижают КПД гидросистемы и увеличивают нагрев жидкости. Наибольшие утечки (потери расхода) происходят в насосе и гидродвигателе, особенно в гидромоторах. В других аппаратах утечки обычно на один-два порядка меньше и их можно не учитывать [1, 11, 13, 21, 24, 30, 38].

Потери давления при движении рабочей жидкости в трубопроводах складываются из потерь по длине трубопровода и на местных сопротивлениях, а также потерь на гидроаппаратах. У длинных трубопроводов преобладают потери по длине, а у коротких - потери на местных сопротивлениях.

При определении потерь давления длины отдельных участков труб, виды местных сопротивлений и их число устанавливаются по монтажной схеме гидросистемы.

При постоянных значениях вязкости и скорости потока рабочей жидкости потери давления зависят от внутреннего диаметра трубопровода, его длины и от числа и конструкции применяемых соединений.

8.3.1. Определение потерь давления на трение

Потери давления на трение по длине трубопровода определяются на каждом выделенном (при проектировании монтажной схемы) участке трубопровода. Потери давления на трение по длине трубопровода зависят от режима течения жидкости, определяемого числом Рейнольдса [11, 13, 21, 24, 30]:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где v – истинная средняя скорость на участке трубопровода, м/с;
 d – принятый условный диаметр участка трубопровода, м;
 ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Потери давления на трение по длине трубопровода определяются по формуле Дарси:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}, \text{ Па},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;
 l – длина участка трубопровода, м;
 ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Коэффициент гидравлического трения λ определяется в зависимости от режима течения жидкости следующим образом:

– при ламинарном режиме течения рабочей жидкости $Re < 2320$:

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

– при турбулентном течении рабочей жидкости $2320 < Re$:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Потери на трение по длине трубопровода рассчитываются для каждого гидродвигателя, результаты расчета сводятся в таблицу 8.1.

Таблица 8.1

Результаты расчета потерь на трение по длине трубопровода

ГД	Участок	d_i , мм	l_i , м	v_i , м/с	Re_i	λ_i	Потери давления Δp_i , Па	Сумма потерь давления $\sum \Delta p_{\text{тр}}$, Па

В последнем столбце записывается сумма потерь на трение для каждого гидродвигателя по всем участкам, начиная от всасывающего трубопровода и заканчивая сливным в гидробак.

8.3.2. Определение потерь давления на местных сопротивлениях

При расчете местных потерь полагают, что местные сопротивления удалены друг от друга настолько, что они не взаимодействуют между собой. Поэтому их учитывают простым арифметическим сложением [11, 13, 21, 24, 30].

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta p_{\text{мси}} = \zeta_i \cdot \frac{v_i^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па,}$$

где ζ_i – коэффициент i -го местного сопротивления; зависит от типа, геометрических размеров и режима движения жидкости. Для типовых местных сопротивлений можно принять [54]:

- 1,0 – вход в трубу с острыми кромками из бака, если труба выдвинута в бак;
- 0,5 – вход в трубу с острыми кромками из бака, если труба выполнена заподлицо со стенками бака;
- 0,1-0,15 – штуцеры, переходники, соединяющие участки труб
- 1,0 – выход жидкости из трубы в бак при турбулентном режиме;
- 2,0 – выход жидкости из трубы в бак при ламинарном режиме;
- 0,8 - 0,9 - расширение трубы при входе в цилиндр, фильтр, АК;
- 0,15 - 0,2 - для плавных колен под углом 90° ;
- 2,0 - поворот под прямым углом в сверленных или штампованных коленах (угольниках);
- 1,0 -1,5 - при разделении потока жидкости (рис. 8.2, а);
- 2,0 - 2,5 - при слиянии потоков жидкости (рис. 8.2, б);
- 0,9-1,2 - при отводе потока жидкости (рис. 8.2, в).

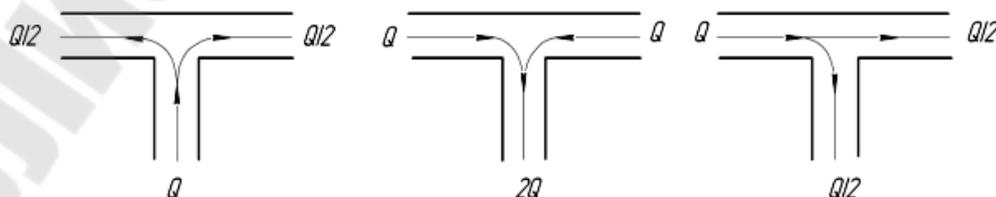


Рис. 8.2. Схемы тройников

Потери на местных сопротивлениях также рассчитываются для каждого гидродвигателя, результаты расчета сводятся в таблицу 8.2.

Таблица 8.2

Результаты расчета потерь на местных сопротивлениях

ГД	Уча- сток	Тип сопротивле- ния	Коэффициент сопротивления ζ_i	Средняя ско- рость v_i , м/с	Потери давления $\Delta p_{мсi}$, Па	Сумма по- терь давления $\sum \Delta p_{мс}$, Па

В последнем столбце записывается сумма потерь на местных сопротивлениях для каждого гидродвигателя.

Гидрораспределители, дроссели, клапаны, фильтры, теплообменники и др. элементы гидропривода являются сложными гидравлическими сопротивлениями и не поддаются аналитическому расчету. Обычно перепад давления на гидроаппаратах определяют экспериментально и указывают в технических характеристиках на гидроаппарат.

Необходимо указать перепады давления на гидроаппаратах, установленных на напорной и сливной линиях. А затем просуммировать потери давления на гидроаппаратах для каждого гидродвигателя отдельно.

Суммарные гидравлические потери состоят из потерь давления на трение по длине трубопровода, на местных сопротивлениях и на гидроаппаратах и рассчитываются для каждого гидродвигателя:

$$\Delta p_{пр} = \sum \Delta p_{тр} + \sum \Delta p_{мс} + \sum \Delta p_{га}, \text{ Па.}$$

8.4. Определение давления насоса и анализ возможности его использования

Необходимое давление насоса для обеспечения заданных нагрузок определяется по следующей формуле [11, 13, 21, 24, 30]:

$$p_n^{пот} = \Delta p_{гд}^{max} + \Delta p_{пр}^{гд}, \text{ МПа,}$$

где $\Delta p_{гд}^{max}$ – максимальное значение перепада давления на гидродвигателе: гидроцилиндре или гидромоторе;

$\Delta p_{пр}^{гд}$ – суммарные гидравлические потери на соответствующем гидродвигателе.

При расчете давления, создаваемого насосом, учитывают максимальные значения, так как потери давления во всех линиях, соединенных параллельно, рассматривают отдельно для каждой из них.

Если полученное значение $p_n^{\text{пот}}$ не превышает номинального давления насоса $p_n^{\text{пот}}$, то выбор насоса считают окончательным для данного конкретного случая. При потребном давлении насоса большем максимально допустимого значения для выбранного насоса, следует применять другой насос, рассчитанный на более высокое давление и уточнить проверочный расчет. Если потребное значение $p_n^{\text{пот}}$ больше номинального значения $p_n^{\text{пот}}$ давления, но не превышает максимально допустимого давления для выбранного насоса, то также можно остановиться на выбранном типоразмере насоса.

8.5. Определение усилий и скоростей движения гидродвигателей

Параметры выбранного насоса считаются приемлемыми, если они обеспечивают достижение заданных усилий и скоростей гидродвигателей при расчетных значениях потерь в гидросистеме [11, 13, 21, 24, 30].

Фактически максимальные усилия и скорости определяются для каждого цилиндра по формулам:

– фактические максимальные усилия на гидроцилиндрах (с поршневой рабочей полостью):

$$F_{\text{шт}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[(p_n^{\text{пот}} - \Delta p_n) \cdot D^2 - \Delta p_{\text{сл}} \cdot (D^2 - d^2) \right] \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{гц}}, \text{ кН};$$

– фактические максимальные скорости гидроцилиндров (с поршневой рабочей полостью):

$$v_{\text{п}} = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D^2}, \text{ м/с},$$

где $p_n^{\text{пот}}$ – потребное давление насоса, Па;

Δp_n и $\Delta p_{\text{сл}}$ – потери давления в напорной и сливной линиях гидропривода (для соответствующего гидроцилиндра), Па;

D и d – диаметры поршня и штока соответствующего гидроцилиндра, м;

Фактически максимальные усилия и скорости на гидромоторе:

– фактический максимальный крутящий момент:

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_0^{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{ГМ}}}{2 \cdot \pi} \cdot (p_{\text{н}}^{\text{пот}} - \Delta p_{\text{пр}}), \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– фактическая максимальная частота вращения:

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{огм}}}{V_0^{\text{ГМ}}}, \text{ об/мин.}$$

Данные величины должны быть приблизительно равны тем, что были определены в предварительном расчете.

8.6. Определение мощности и КПД гидропривода

Общее время цикла складывается из времени рабочего и холостого движения (t_1, t_2) и заданного времени паузы $t_{\text{п}}$. Время рабочего и холостого ходов t_1 и t_2 определяются исходя из заданного хода гидроцилиндра (L) или числа полных оборотов вала гидромотора (Z) и соответствующих скоростей. Мощность, потребляемая насосом на всех режимах ($N_{\text{н}}^{\text{раб}}$, $N_{\text{н}}^{\text{х.х}}$, $N_{\text{н}}^{\text{паузы}}$), вычисляется по формуле [1, 11, 13, 21, 24, 30]:

$$N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}}^{\text{пот}} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}, \text{ Вт},$$

где $Q_{\text{н}}$ [$\text{м}^3/\text{с}$], $p_{\text{н}}^{\text{пот}}$ [Па] – соответственно подача и давление на выходе насоса в соответствующем режиме работы;

$\eta_{\text{н}}$ – полный КПД насоса.

Выходная мощность системы при рабочем и холостом движении ($N_{\text{вых}}^{\text{раб}}$, $N_{\text{вых}}^{\text{х.х}}$) выходного звена гидроцилиндра или гидромотора вычисляется по формулам:

$$N_{\text{пол.гц}} = F_{\text{шт}}^{\text{max}} \cdot v_{\text{п}}, \text{ Вт]} \text{ или } N_{\text{пол.гм}} = 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{гм}} \cdot n_{\text{гм}}, \text{ Вт}$$

где $F_{\text{шт}}^{\text{max}}$, $M_{\text{гм}}$, $v_{\text{п}}$ и $n_{\text{гм}}$ – соответствующие усилия и скорости, уточненные в проверочном расчете.

Средняя выходная (полезная) мощность системы определяется по формуле:

$$N_{\text{вых}} = \frac{N_{\text{вых}}^{\text{раб}} \cdot t_1 + N_{\text{вых}}^{\text{х.х}} \cdot t_2}{t_1 + t_2 + t_{\text{п}}}, \text{ Вт.}$$

Средняя потребляемая (затраченная) мощность системы равна:

$$N_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{н}}^{\text{раб}} \cdot t_1 + N_{\text{н}}^{\text{х.х}} \cdot t_2 + N_{\text{н}}^{\text{паузы}} \cdot t_{\text{п}}}{t_1 + t_2 + t_{\text{п}}}, \text{ Вт.}$$

После расчета полезных мощностей на гидромоторе и гидроцилиндрах, сравнивают данные значения и выбирают максимальное значение для расчета общего КПД привода:

$$\eta = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}} \cdot 100\%.$$

Работа гидропривода считается экономически эффективной, если его КПД составляет больше 60%.

8.7. Проверка теплового режима

Для надежной и эффективной работы гидравлического привода необходимо, чтобы гидросистема в целом достигла оптимальной температуры, при которой соблюдалась неизменность основных рабочих характеристик [1, 21, 24, 29, 30]. Проверочный тепловой расчет можно производить двумя способами:

1) **При установке аппарата теплообменного** необходимо проверить выполнение теплового баланса в проектируемом гидроприводе: количество тепла, выделяемого в единицу времени (тепловой поток) должно быть равно количеству тепла, отводимого в единицу времени

$$N_{\text{ВЫД}} = N_{\text{ОТВ}},$$

$$N_{\text{ВЫД}} = \frac{p_{\text{Н}}^{\text{потр}} \cdot Q_{\text{Н}}}{\eta_{\text{Н.общ}}} \cdot (1 - \eta_{\text{ГП}}) \cdot k_{\text{Н}} \cdot k_{\text{д}},$$

где $k_{\text{Н}} = t_{\text{р}} / t_{\text{з}}$ - коэффициент продолжительности работы под нагрузкой – отношение времени работы гидропривода в течение заданного периода $t_{\text{р}}$ к полному заданному времени $t_{\text{з}}$;

$k_{\text{д}}$ - коэффициент использования давления, который определяется отношением наибольшего давления, при котором работает гидропривод продолжительное время к потребному давлению насоса, определенному в результате проверочного расчета.

Эти коэффициенты для мобильных машин определены в результате многолетней эксплуатации – таблица 8.3.

Количество тепла, отводимого в единицу времени определяется по параметрам выбранному аппарату теплообменному при расчетном расходе и давлении в линии слива по формуле:

$$N_{\text{ОТВ}} = k_{\text{Т}} \cdot 1000 \cdot (T_{\text{ж.мах}} - T_{\text{в.мах}}),$$

где $k_{\text{Т}}$ - коэффициент теплорассеивания теплообменника, определяемый по графику (рис. 8.3).

$T_{ж.маx}$ - максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов);

$T_{в.маx}$ - максимальная температура окружающего воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона, указанного в заданных условиях эксплуатации машины).

Таблица 8.3

Режимы работы гидропривода мобильных машин

Режим работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления, k_d	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой, k_n	Число включений в 1 ч	Группа мобильных машин
Легкий	Менее 0,2	0,1...0,3	До 100	Снегоочистители, трубоукладчик и, рыхлители
Средний	0,4...0,5	0,4...0,5	100...200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры
Тяжелый	0,5...0,7	0,6...0,8	200...400	Автокраны, погрузчики, бульдозеры
Весьма тяжелый	Более 0,7	0,9...1,0	400... 800	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия

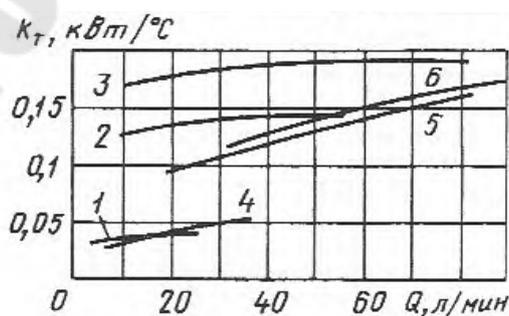


Рис. 8.3. Зависимость коэффициента теплорассеивания от расхода жидкости через теплообменник

При расчетах потерь давления в гидросистеме и показателей теплообмена принимают два значения температуры рабочей жидкости $T_{ж}$:

- для летнего периода $T_{ж} \leq 60 \dots 70^\circ\text{C}$ – из условия сохранения смазывающей способности масла и химической стойкости к окислению,

- для зимнего периода $T_{ж} \geq 40 \dots 50^\circ\text{C}$ – из условия экономичности привода и отсутствия кавитации в насосе.

При работе гидропривода в закрытых теплых помещениях (цех, компрессорная станция, подземная горная выработка, теплый гараж и т. д.) температура жидкости принимается равной $T_{ж} = 60 \dots 70^\circ\text{C}$.

Вязкость рабочих жидкостей очень сильно зависит от ее температуры. При расчетах потерь давления в трубопроводах участвует коэффициент вязкости. Поэтому после выбора жидкости его пересчитывают для заданных температурных условий работы гидропривода.

Пересчет кинематического коэффициента вязкости на заданную температуру, отличающуюся от $+50^\circ\text{C}$ производится по формуле:

$$\nu_T = \nu_{50} \cdot e^{-\alpha(T-50)}, \text{ сСт},$$

где ν_{50} – вязкость при 50°C (сСт),

α – коэффициент, равный $\alpha=0,025 \div 0,035$;

e – основание натуральных логарифмов,

T – принятая температура, $^\circ\text{C}$.

Кроме температуры на вязкость масел оказывает влияние и давление. Эта зависимость описывается эмпирическим выражением, пригодным для давлений от 0 до 50 МПа:

$$\nu_p = \nu_T \cdot (1 + K \cdot p), \text{ сСт},$$

где p – давление масла, МПа;

K – коэффициент, зависящий от марки масла и его вязкости при 50°C ; при ν_{50} менее 15 сСт, $K = 0,02$; при $\nu_{50} > 15$ $K=0,03$.

Величину давления в гидропроводе определяют по необходимому давлению насоса из проверочного расчета гидропривода.

По результатам расчета вязкости необходимо произвести пересчет потерь в гидроприводе для зимнего и летнего периода работы гидрооборудования – для мобильных машин и для технологического оборудования при установившейся допустимой температуре.

2) второй случай – если **в системе не устанавливается аппарат теплообменный**, тогда определяют площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп}$ определяется по формуле:

$$S_{\text{ГП}} \geq \frac{E_{\text{пр}}}{k_{\text{б}} \cdot \Delta T_{\text{доп}}},$$

где $k_{\text{б}}$ - коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, приведенный к поверхности бака, Вт/(м²град);

Для мобильных машин $k_{\text{б}} = 10-15$ Вт/(м²°С); для стационарных машин и оборудования $k_{\text{б}} = 4-6$ Вт/(м²°С).

Эта площадь является суммой всех теплоотдающих поверхностей гидропривода: бак, гидрооборудование, трубопроводы:

$$S_{\text{ГП}} = S_{\text{б}} + \sum S_{\text{ГУ}} + \sum S_{\text{ТП}}.$$

При определении площади $S_{\text{б}}$ теплопередающих поверхностей гидробака удобно пользоваться уравнениями связи этой площади с полезным объемом гидробака W , которые зависят от его формы:

- для цилиндра $S_{\text{б}} = 5,5 \cdot W^{2/3};$

- для параллелепипеда $S_{\text{б}} = 6,0 \cdot W^{2/3};$

- для куба $S_{\text{б}} = 6,7 \cdot W^{2/3}.$

Площадь теплоизлучающих поверхностей гидроустройств $S_{\text{ГУ}}$ всех элементов гидропривода (насоса, гидроцилиндров, гидромоторов, ГА) для мобильных машин определяется по формуле:

$$S_{\text{ГУ}} = S_{\text{б}} \cdot \alpha_{\text{б}}$$

где $\alpha_{\text{б}}$ - коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей машины; принимается по табл.8.4.

Таблица 8.4

Приближенные значения коэффициента $\alpha_{\text{б}}$

Область применения	Коэффициент $\alpha_{\text{б}}$
Система рулевого управления	1,2
Гидрообъемные трансмиссии, катки	1,4
Бульдозеры, рыхлители, скреперы	2,0
Автокраны, экскаваторы непрерывного действия, погрузчики	2,4
Автогрейдеры	3,0
Одноковшовые экскаваторы	3,2

Для стационарах гидроприводов технологических машин площадь теплоизлучающих поверхностей гидроустройств можно не учитывать.

Площадь теплоизлучающей поверхности i – го трубопровода определяется $S_{\text{ТП}}$ по формуле:

$$S_{\text{ТП}i} = \pi \cdot (d_i + 2 \cdot \delta_i) \cdot l_i,$$

где d_i - внутренний диаметр;

δ_i - толщина стенки;

l - длина i -го трубопровода.

При выполнении теплового баланса в первом и втором случае никаких дополнительных мер применять не нужно, иначе можно использовать следующие способы уменьшения нагрева рабочей жидкости и элементов гидропривода:

- повышение общего КПД за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь в гидравлическом приводе,
- выбор оптимальной схемы гидропривода, предусматривающей уменьшение потерь мощности путем применения объемного регулирования, выбора насоса с минимально необходимой производительностью, а также использования многопоточных насосов;
- выбор рациональной формы, объемов и конструкции гидробаков, обеспечивающих ограничение температуры путем интенсивной циркуляции нагретой жидкости и максимального отдаления всасывающих гидролиний от сливных,
- принудительное снижение температуры рабочей жидкости с помощью клапанов системы охлаждения, автоматически включающих и выключающих воздушно-масляные или водомасляные теплообменники при изменении вязкости рабочей жидкости.

8.8. Основы эксплуатации гидро- и пневмоприводов

Гидроприводы большинства машин представляют собой достаточно сложную техническую систему с большим числом компонентов, многие из которых представляют собой высокоточные изделия, работающие в довольно тяжелых режимах, и выход из строя одного из них может привести к длительной остановке всей системы. Важнейшими состояниями, в которых может находиться любая техническая система, являются: исправность, неисправность, работоспособность и отказ [21, 24, 30, 38, 39].

Исправность — состояние изделия, при котором оно в данный момент времени удовлетворяет всем требованиям, установленным в отношении всех параметров (основных и второстепенных).

Неисправность — состояние изделия, при котором оно в данный момент времени не удовлетворяет хотя бы одному из параметров.

Работоспособность — состояние изделия, при котором оно в данный момент времени удовлетворяет всем требованиям, установленным по основным параметрам (исправное изделие обязательно работоспособно, но работоспособное изделие может быть и неисправно).

Отказ — событие, состоящее в полной или частичной утрате работоспособности.

Работоспособность изделия может сохраняться до определенного предельного состояния. Для насосов предельное состояние определяется допустимым снижением коэффициента полезного действия, для распределителей и гидромоторов — величиной утечек, для предохранительных клапанов — изменением давления настройки во всем диапазоне расходов и т.д.

Работоспособность изделия выявляется, как правило, во время его эксплуатации. Если изделие сохраняет работоспособность непрерывно в течение некоторого времени, то оно обладает свойством **безотказности**. Если же изделие сохраняет работоспособность до наступления предельного состояния, конечно, с возможными перерывами на ремонт, то в этом случае, говорят о **долговечности**.

В технике чаще используют более общее понятие **надежность** — свойство изделия сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Надежность, как свойство, включает в себя и безотказность, и долговечность, и **ремонтпригодность** — приспособленность изделия (технического устройства) к проведению различных работ по его техническому обслуживанию и ремонту.

8.8.1. Ввод гидроприводов в эксплуатацию

Применение в гидроприводах машин конструктивно сложного гидравлического оборудования с прецизионными парами трения предъявляет повышенные требования к его эксплуатации и техническому обслуживанию. Несоответствие условий эксплуатации и предъявляемых требований приводит к нарушению работоспособности гидрооборудования, снижению надежности и производительности машин, а иногда и отказу. Часто поломки гидропривода происходят при его первом же пуске, поэтому необходимо соблюдать следующий строго определенный порядок ввода гидропривода в эксплуатацию [21, 24, 30, 38, 39].

1) Заполнить бак маслом. Заливаемое масло должно соответствовать указанному в руководстве, а его качество должно предварительно контролироваться.

2) Проверить соблюдение требований безопасности.

3) Ослабить регулировочный винт предохранительного клапана.

4) Проверить положение рабочих органов и распределителей, обеспечивающее поджим рабочих органов к упорам. Поскольку при первом пуске возможны любые случайные движения, рекомендуется установить дополнительные упоры, тщательно наблюдать за движением каждого рабочего органа. До включения гидропривода проверить правильность срабатывания электромагнитов распределителей.

5) Если в гидросистеме имеются чувствительные к засорению аппараты, например, дросселирующие гидрораспределители, то вместо них установить технологические плитки, допускающие циркуляцию масла. Установка снятых аппаратов осуществляется только после очистки гидросистемы от начальных загрязнений.

6) Кратковременным пуском электродвигателя (1...2 с) проверить правильность направления вращения насоса (указано в руководстве к насосу).

7) Проверить наличие давления при включении насосной установки (уровень давления определяется регулировкой предохранительного клапана).

8) Устранить наружные утечки. При наличии течей по стыковым поверхностям аппаратов не рекомендуется чрезмерная затяжка крепежных винтов; следует проверить отклонение от плоскостности соединительных поверхностей и качество уплотнительных колец.

9) В процессе работы на низком давлении проверить ход всех рабочих органов и выпустить воздух из гидродвигателей и трубопроводов через специально предусмотренные устройства или ослабляя затяжку соединений трубопроводов в верхних точках гидросистемы (при давлении не более 0,3 МПа). При необходимости долить масло в бак.

10) С помощью предохранительного клапана или регулятора насоса установить в гидросистеме нормальное рабочее давление. После проверки рабочего давления манометр необходимо отключить от гидросистемы и проследить, чтобы его стрелка вернулась к нулевой отметке.

11) При наличии повышенного уровня шума или пены на поверхности масла в баке проверить уплотнение вала насоса, герметич-

ность всасывающего и сливного трубопроводов, а также уровень масла в баке.

12) Произвести наладку узлов гидропривода; обеспечить плавность движения гидроцилиндров, нарушение которой может быть вызвано следующими причинами: повышенное трение в уплотнениях цилиндра или направляющих рабочего органа, перекос оси цилиндра относительно направляющих, наличие воздуха в полостях, недостаточное давление настройки предохранительного клапана, недостаточное противодавление в сливной полости.

13) Осуществить настройку тормозных устройств и выставить упоры, установленные на машине.

14) Сжимаемость масла в рабочей полости цилиндра приводит к запаздыванию начала движения его штока, поэтому соответствующие паузы при наладке цикла не следует считать дефектом. Аналогичные явления приводят к замедленному росту давления в полостях цилиндра и появлению пауз (до нескольких секунд при малых подачах) при управлении по давлению.

15) Для нормальной работы путевых дросселей и распределителей произвести наладку кулачков. При этом необходимо следить, чтобы ход толкателя или ролика не превышал значения, требуемого по техническому условию, а угол наклона кулачка не превышал 30° . По окончании наладки регулировочные элементы наиболее ответственных гидроаппаратов опломбировать или запереть на замок.

16) В процессе регулирования и наладки гидропривода проверить правильность функционирования гидравлических блокировок, обеспечивающих необходимую последовательность работы механизмов, а также защиту от аварии при нарушениях в работе гидросистемы (случайные падения давления, отключение одного из насосов и др.).

17) При отладке электрогидравлических приводов особое внимание следует уделить качеству выполнения механической части (т.е. проверить уровень трения (сухого); наличие зазоров в механических передачах; правильность закрепления датчиков; отсутствие воздуха в гидродвигателях; жесткость и длину трубопроводов).

18) Подключить систему электроавтоматики и произвести наладку автоматического цикла. Функционирование гидродвигателей в автоматическом цикле должно строго соответствовать циклограмме работы оборудования. При наладке автоматического цикла отрабатывается четкость работы электрической системы управления последовательностью включения распределителей, надежность блокировок, окончательно ре-

гулируются и уточняются время каждого перехода, величины ходов, характер динамических процессов.

19) Если при наладке установлено, что средний уровень звука 85 дБА превышен, необходимо принять меры к его снижению. Прежде всего следует обратить внимание на качество насоса и наличие воздуха в гидросистеме.

20) После работы гидропривода в автоматическом цикле в течение 4...5 ч определить установившуюся температуру масла в баке, которая не должна превышать 55 °С. При наличии перегрева следует прежде всего уменьшить потери мощности в гидроприводе, а затем обратить внимание на функционирование маслоохладителей.

21) Следует помнить, что нормальный тепловой режим гарантируется лишь при строгом соблюдении рекомендаций завода-изготовителя по типу применяемых масел.

22) Для определения возможных перетечек в гидросистеме целесообразно проверить расход масла через дренажную и сливную линии при неподвижных гидродвигателях.

23) Наладить систему фильтрации. После нескольких часов эксплуатации привода проверить степень загрязнения фильтров и при необходимости очистить или заменить фильтроэлементы.

8.8.2. Техническое обслуживание гидроприводов

Техническое обслуживание представляет собой регламентированный, регулярно проводимый комплекс профилактических мероприятий, обеспечивающих исправность гидроприводов при их эксплуатации [21, 24, 30, 38, 39, 40, 48, 49].

Одним из основных условий увеличения срока службы гидроприводов является своевременное и качественное проведение всех видов технического обслуживания и ремонта на базе системы планово-предупредительного ремонта. По этой системе гидрофицированные машины останавливаются для ремонта по заранее разработанному плану, когда они находятся еще в работоспособном состоянии. Система планово-предупредительного ремонта позволяет устранить элементы случайности в работе приводов и внезапные отказы его элементов,

Техническое обслуживание является неотъемлемой частью системы планово-предупредительного ремонта машин, которая должна связывать в один комплекс выполнение технических обслуживаний и ремонтов.

Составными частями технического обслуживания ГП являются:

1) постоянное наблюдение за состоянием рабочей жидкости и всех других частей системы, осуществляемое с помощью органов чувств - визуально, на слух и на ощупь, и проверка показаний приборов с целью выявления отклонений от нормы, причин их появления и принятия оперативных мер по их устранению;

2) периодическая комплексная проверка свойств и состояния рабочей жидкости, а также проверка состояния наиболее отказоопасных компонентов гидропривода с целью их своевременной замены или ремонта (незамедлительно, если этого требует их реальное состояние, либо в планово-предупредительном порядке);

3) единовременная полная ревизия гидропривода, выполняемая обычно не чаще раза в год, сопровождаемая очисткой гидробака и маслоохладителя, заменой рабочей жидкости, заменой, при необходимости, основных гидроагрегатов и поднастройкой контрольно-регулирующей аппаратуры.

Постоянное наблюдение за состоянием машины осуществляется оператором машины, а перед началом смены и работниками службы механика цеха или участка. Наиболее важные объекты проверок и характерные внешние проявления отклонений от нормального состояния приведены в табл.8.5.

Таблица 8.5

Объекты проверок и характерные внешние проявления отклонений

Компонент гидросистемы	Проявление отклонения	Возможная причина отклонения
Гидробак с рабочей жидкостью	Низкий уровень масла в баке	Наружная течь масла в трубопроводах и элементах системы
	Неудовлетворительная температура масла в баке	Неисправность АТ или недостаточный расход воды через него. Низкий уровень масла в баке. Неисправность нагревательных элементов. Неработоспособность устройств разгрузки
	Образование пены на поверхности масла	Низкий уровень масла в баке. Не герметичность всасывающего трубопровода. Износ манжеты вала насоса
	Масло молочно-го цвета	Попадание воды в масло через АТ. Повышенная влажность воздуха

Продолжение таблицы 8.5

Насосная установка	Наружная течь масла	Повреждение уплотнений деталей Н. Дефект ТП. Ослабление крепления крышек, фланцев, пробок и т.п.
	Наружный шум механического происхождения	Дефект приводной муфты. Ослабление крепления насоса или электродвигателя
	Внутренний шум механического происхождения	Повреждение подшипников. Износ деталей распределительного узла и деталей качающего узла насоса. Разрушение отдельных деталей насоса
	Повышенная вибрация	Повреждение приводной муфты. Не соосность валов насоса и двигателя. Повреждение подшипников
	Значительные колебания стрелки МН на выходе Н. Значительный шум гидравлического происхождения	Большое разрежение на всасывании из-за засорения линии всасывания. Низкий уровень масла в баке. Не герметичность линии всасывания. Перегрузка насоса по давлению. Износ деталей распределительного узла и поломка деталей качающего узла
	Давление в системе недостаточно или отсутствует	Неправильное направление вращения Н. Низкий уровень масла в Б. Неправильная настройка или отказ клапанов давления. Большие утечки в Н, ТП или ГА
Предохранительный клапан	Повышенная температура корпуса	Значительные внутренние утечки. Дефект уплотнений деталей клапана или ослабление крепления клапана и его деталей
	Чрезмерно высокое давление в системе. Шум	Нарушение регулировки клапана
	Неустойчивая работа клапана, колебания стрелки манометра	Воздух в масле. Засорение клапана. Неисправность насоса

Продолжение таблицы 8.5

Гидрорас- пределители	Наружная течь масла. Повышенная температура корпуса	Повреждение уплотнений деталей распределителя или ослабление крепления. Внутренние утечки из-за износа корпуса и золотника
	Шум механического происхождения	Ослабление крепления электромагнита. Магнит переменного тока - не доходит до упора якорь магнита
Гидроци- линдр	Наружная течь масла. Повышенная температура гильзы цилиндра	Повреждение уплотнения штока. Дефект трубопроводов. Износ гильзы цилиндра и уплотнений поршня
	Механические удары в конце хода	Неисправность или неправильная регулировка узлов демпфирования
	Нарушена рабочая скорость выходного звена	Наличие воздуха в гидросистеме. Неравномерная подача рабочей жидкости из-за неисправностей в насосе. Недостаточный подпор в сливной полости. Давление от нагрузки близко к настроечному значению КП
Фильтры	Индикатор загрязненности в положении, свидетельствующем о засорении ФЭ	Конец срока службы фильтроэлемента. Внезапное загрязнение гидросистемы
Манометры	Ненормальное положение стрелки МН	Повреждение измерительной системы манометра
	Колебания стрелки МН	Воздух в масле. КП клапана. Динамическая неустойчивость привода
Трубопро- воды	Наружная течь масла. Вздутие рукавов	Нарушение цельности труб или рукавов. Разрыв оплеток рукава. Дефект концевых соединений
	Вибрация труб	Ослабление монтажных хомутов и крепежных скоб. Неисправность насоса или предохранительного клапана

При выявлении отклонений от нормального состояния рабочей жидкости или какого-либо компонента гидросистемы и уточнения причин их возникновения обслуживающим персоналом принимается решение о необходимости их устранения и остановке машины.

При работе с гидросистемой в обязательном порядке должны соблюдаться следующие правила:

- 1) все виды работ, сопряженные с подтягиванием винтов крепления компонентов гидросистемы, соединений трубопроводов, манометров и других приборов проводится только при остановленных насосах и отсутствии давления в системе;
- 2) сварочные работы, связанные с устранением дефектов жестких трубопроводов, должны выполняться при слитой рабочей жидкости, с предохранением внутренних полостей от попадания в них загрязнителей, образующихся при сварке: брызг металла, шлаков и т.п. Исправление дефектов трубопроводов методом заварки непосредственно в гидросистеме не допускается;
- 3) перед установкой в гидросистему отремонтированный или запасной трубопровод должен подвергаться очистке с использованием механических и химических средств;
- 4) дозаправка бака может производиться только рабочей жидкостью той же марки, обязательно через заливной фильтр;
- 5) при замене в фильтры не должны устанавливаться фильтроэлементы с более грубой степенью очистки, чем заменяемые;
- 6) при дозаправке пневмогидроаккумуляторов рабочая жидкость из них должна быть слита.

При визуальном обнаружении воды в масле работа гидросистемы должна быть немедленно остановлена. Источник попадания воды в масло должен быть выявлен и устранен. Обводненное масло обязательно должно быть слито и отправлено на обезвоживание. При обнаружении интенсивного пенообразования в масле работа гидросистемы должна быть приостановлена до определения причин повышенной аэрации и их устранения.

Периодическое техническое обслуживание гидросистем проводится либо как планово-предупредительные работы через некоторые регламентированные интервалы времени, либо по потребности, на основе показаний приборов и средств технического диагностирования компонентов гидросистемы, позволяющих своевременно обнаружить изделия, состояние которых оказывается близким к критическому, и заменить их до выхода из строя.

На основе обобщения данных эксплуатации гидрофицированных машин рекомендуется следующая периодичность проверок состояния компонентов гидросистем:

- ✓ физико-химический анализ рабочей жидкости — через 1 000 ... 2 000 ч работы;
- ✓ промывка корпусов фильтров через 750 ... 1 000 ч работы с одновременной заменой фильтроэлементов воздушных фильтров (сапунов);
- ✓ оценка состояния гидроцилиндров через 3 000 ... 5 000 ч работы;
- ✓ оценка состояния насосов с измерением величины утечек из корпуса насоса через 2 000 ... 3 000 ч работы;
- ✓ оценка состояния предохранительных клапанов, работающих в режиме перелива, через 750... 1 000 ч работы.

Проводя техническое обслуживание гидросистемы, необходимо помнить, что лучше заменить компонент системы при видимых отклонениях его состояния от нормального, чем продолжать его эксплуатировать, что может повлечь за собой не только отказ данного компонента, но и привести к значительной потере времени на устранение последствий этого отказа во всей гидросистеме.

Единовременная полная ревизия гидросистемы должна производиться в период капитального ремонта, или среднего ремонта самой машины. В это же время может проводиться плановый ремонт гидрооборудования с последующим контролем отремонтированных изделий на специальном испытательном стенде.

Надежное функционирование гидропривода подразумевает не только строгое выполнение заданных функций исполнительных механизмов, но и возможность эффективного обнаружения и максимально быстрого устранения причин отказов, вызванных теми или иными неисправностями.

8.9. Поиск и устранение неисправностей

Важной составляющей технического обслуживания является своевременное обнаружение неисправностей, приведших к потере работоспособности оборудования и поиск отказавшего элемента. Для сложных гидроприводов это оказывается достаточно трудоемкой процедурой и может вызвать длительный простой оборудования [21, 24, 30, 38, 39].

8.9.1. Виды неисправностей

В гидравлических системах, как и в любых других устройствах, встречаются два вида неисправностей, или, как их принято называть в теории надежности, два типа отказов: внезапные и постепенные оборудования [21, 24, 30, 38, 39].

Внезапные отказы характеризуются скачкообразным изменением значений одного или нескольких основных параметров устройства (например, заклинивание подвижных частей, разрушение или деформация деталей гидрооборудования). При внезапных отказах гидросистема теряет работоспособность.

Постепенные отказы — медленное (постепенное) изменение значений одного или нескольких основных параметров устройства (например, снижение мощности двигателя ниже установленной), являющееся следствием естественного износа деталей, нарушения герметичности или неправильной установки гидроаппаратов. Постепенные отказы ведут к постепенной потере работоспособности, когда гидросистема может еще работать, но все менее эффективно, с меньшей производительностью, с нерациональными затратами энергии, с загрязнением окружающей среды и ухудшением условий труда обслуживающего персонала.

Поскольку причины возникновения внезапных и постепенных отказов различны, то и способы их предотвращения отличаются друг от друга.

Для уменьшения количества внезапных отказов может быть рекомендована предварительная обкатка системы и приработка гидроаппаратов с целью выявления скрытых дефектов производства.

Уменьшению числа постепенных отказов может способствовать своевременная замена изношенных элементов, выработавших свой ресурс.

Критерии отказов устанавливаются в нормативно-технической документации на конкретное оборудование.

Отказ отдельного элемента ГП, не обусловленный повреждением другими элементами, называется **независимым отказом** (например, поломка пружины гидрораспределителя), а возникший в результате повреждения или выхода из строя других элементов — **зависимым** (например, заклинивание золотника Р вследствие выхода из строя напорного Ф).

Причины неисправностей в гидравлических приводах и виды их проявления столь разнообразны, что свести их в единый перечень не представляется возможным. Хотя эксплуатация гидравлических приводов и систем обычно сопровождается статистическим сбором и учетом информации о возникающих неполадках и характерных отказах, в технических описаниях и инструкциях по эксплуатации конкретных гидроаппаратов, как правило, приводятся признаки и описание лишь наиболее типичных неисправностей оборудования [21, 24, 30, 38, 39].

8.9.2. Поиск неисправностей

Поскольку стоимость узлов гидропривода сравнительно невелика, производить их трудоемкий ремонт обычно нецелесообразно, проще заменить узел новым. Замена быстроизнашиваемых элементов (шариков, пружин, уплотнений, электромагнитов и др.) широко применяется при эксплуатации. В любом случае **основной задачей** при появлении признаков нарушения работоспособности привода является обнаружение конкретного неисправного элемента системы. Эта задача может быть решена только применением эффективного метода поиска, так как описание всех возможных причин очень сложно [21, 24, 30, 38, 39].

Если все элементы системы оснащены устройствами, которые дают информацию об их техническом состоянии (датчики усилий, скорости, перемещений, давления, уровня, температуры и др.), то проблемы поиска неисправностей не возникает. Каждый отказ обнаруживается автоматически. Однако это может быть реализовано только для ответственных и дорогих автоматизированных гидросистем.

Метод простого перебора или метод проб и ошибок, практически, неприемлем хотя бы из-за длительности по времени и значительной дороговизны.

Логический метод диагностики является наиболее правильным для выявления неисправного элемента гидросистемы, но требует хороших знаний принципов действия, конструкции и особенностей функционирования всех гидроаппаратов по отдельности и системы в целом.

Весь процесс поиска неисправностей разбивается на последовательные шаги:

Шаг 1. Уточнение возникшей неисправности в машине (конкретизируется вид функциональной неполадки). При этом используется перечень проявлений неисправностей:

- прекращение движения рабочего органа машины;
- неконтролируемое движение рабочего органа;
- недостаточная скорость перемещения;
- недостаточное усилие, развиваемое рабочим органом;
- неправильное направление движения.

После установления и четкого формулирования вида неисправности определяется какой из основных параметров гидросистемы является причиной этой неисправности: давление; расход или направление потока рабочей жидкости.

Шаг 2. Составление предварительного перечня гидроаппаратов и элементов системы, подозреваемых в создании неисправности. Составляется перечень гидроаппаратов, которые непосредственно участвуют в передаче мощности к исполнительному механизму нарушение работоспособности которого было выявлено на первом шаге, а также в управлении этой мощностью.

Шаг 3. Анализ статистической информации причин неисправности. Изучается статистическая информация по неполадкам и техническому обслуживанию конкретной гидросистемы или ее аналогов. Обычно такая информация содержится в техническом описании машины и, главным образом, в журнале учета неисправностей гидрооборудования.

Шаг 4. Интуитивный поиск неисправности. Интуитивная оценка ситуации проводится с целью сокращения числа подозреваемых элементов. Для этого — на слух, на ощупь, визуально — ищутся дополнительные признаки неисправности какого-либо гидроаппарата или потери рабочей жидкостью своих эксплуатационных качеств.

Шаг 5. Поиск неисправности с помощью технических средств. Производится в тех случаях, когда причина неисправности не была выявлена на шагах 3 и 4. Используются специальные контрольно-измерительные средства для определения давления и расхода жидкости, величины хода штока гидроцилиндра, положения золотника распределителя и других параметров гидросистемы и ее элементов.

Шаг 6. Выявление неисправного аппарата, определение неисправности и принятие решения о способе ее устранения. На основании выявленных признаков формулируется окончательный вывод о неисправности конкретного гидроаппарата и принимается решение о возможности устранения ее на месте, либо о замене его новым.

Шаг 7. Анализ причин появления отказа и возможных последствий неисправности. Проводится анализ общих причин, которые могли предшествовать появлению отказа, чтобы предотвратить появление подобных отказов в дальнейшем. Обязательным при этом является внесение информации о неисправности в журнал учета.

Для сложных гидросистем целесообразно разрабатывать специальные алгоритмы поиска неисправностей и рекомендации по устранению причин их возникновения, а также оптимальные графики проведения планово-предупредительных проверок и ремонтов.

Своевременное устранение постепенных отказов и причин их возникновения позволяет предотвратить появление внезапных отказов с прекращением функционирования всего гидропривода. Устранение причин появления постепенных отказов — основная задача технического обслуживания гидросистем.

8.10. Общие требования по технике безопасности

Объемный гидропривод является сложной технической системой, к конструкции которой предъявляются требования безопасности, регламентируемые ГОСТ 12.2.040-79 [49]. Требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации объемных гидроприводов оговариваются в ГОСТ 12.2.086-83 ССБТ [55].

Гидропривод должен быть защищен от перегрузок. Для защиты гидроприводов от перегрузок и контроля давления в напорных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны и манометры. На шкалах манометров наносят специальные (чаще - красного цвета) метки, которые соответствуют максимально допустимому давлению. В линиях, ведущих к манометрам, запрещается отбор рабочей жидкости.

Конструкция гидроприводов должна исключать опасность для обслуживающего персонала:

- 1) в гидросистемах с высоким давлением (более 10 МПа) для избежания поражения струей жидкости необходимо ограждать кожухом все участки гидролиний, незаключенные в общий корпус машины.
- 2) в гидросистемах должны быть предусмотрены блокировки (в виде - датчиков положения, датчиков давления и др.), исключающие возможность ошибочного включения несовместимых движений рабочих органов.

3) В гидросистеме должна быть предусмотрена возможность блокировки, останавливающей машину при снижении давления ниже разрешенного (величина разрешенного давления указывается в технических условиях); при этом не должны отключаться устройства, перерыв в работе которых может привести к травмам персонала (тормозные устройства, зажимные и подъемные механизмы и др.).

4) В гидросистемах с двумя и более насосами должны быть предусмотрены блокировки, исключающие опасность при внезапной остановке одного из насосов или при изменении последовательности их работы.

5) Гидрофицированные устройства для закрепления заготовок и инструмента должны надежно удерживать заготовку или инструмент даже в случае неожиданного падения давления масла в системе.

6) Гидроаппараты, регулирование которых некомпетентным персоналом может привести к аварийным ситуациям или травмированию, должны быть снабжены специальными замками или пломбами.

7) На устройствах, допускающих только одностороннее движение, должно быть указано, направление этого движения.

Конструкция гидропривода должна исключать возможность разбрызгивания (утечки) рабочей жидкости во внешнюю среду. Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздушной среде не должна превышать 5 мг/м^3 , а паров углеводородов масла - не более 300 мг/м^3 .

Гидроприводы, в которых используются гидроаккумуляторы, должны быть самозащищены от перегрузок. С этой целью применяются либо предохранительные устройства, либо устройства для отключения гидроаккумулятора от гидросистемы и соединение его жидкостной полости со сливной линией.

Гидроаккумуляторы, у которых произведение вместимости (л) на рабочее давление (МПа) превышает значение 20, подлежат эксплуатации и контролю согласно «Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением».

Конструкция и параметры гидропривода должны исключать возможность опасных уровней вибрации и шума. Источниками вибрации и шума могут быть различные причины, связанные с несовершенством конструкции и самого технологического процесса. Некоторые из таких причин: несимметричное распределение жидкости в гидродвигателях; погрешности при изготовлении гидроаппара-

тов (зазоры, пружины и т.п.); наличие воздуха в рабочей жидкости; вибрации золотников в регулирующих и направляющих аппаратах; вибрации в местах закрепления трубопроводов; недостаточная виброизоляция (чаще всего - насосных агрегатов) и др.

Значение величин опасных уровней вибрации и шума изложены в соответствующих специальных ГОСТах: ГОСТ 12.2.040-79 «Допустимые средние уровни звука для насосов и насосных агрегатов» [49] и ГОСТ 12.1.003-83 «Допустимый средний уровень звука в производственных помещениях» [40] и др.

Гидропривод должен обладать свойством электрической безопасности. Прежде всего должно быть заземление и другие средства защиты электрооборудования.

Испытания гидрофицированных систем и устройств следует проводить при строгом соблюдении следующих основных правил:

- перед началом испытаний следует установить органы управления в исходные позиции;
- максимально ослабить регулирующие пружины предохранительных клапанов;
- проверить наличие и надежность закрепления предусмотренных ограждений;
- проверить наличие заземления электрооборудования;
- проверить состояние манометров (визуально);
- проверить наличие пломб или состояние замков;
- проверить кратковременным включением наличие и направление вращения насосов;
- проверить уровень жидкости в баке и убедиться в отсутствии протечек в гидросистеме.

Работа гидроприводов должна производиться при тщательном соблюдении правил пожарной безопасности. Основные требования пожарной безопасности при обслуживании и эксплуатации гидропривода:

- 1) при загорании допускаются все средства тушения, кроме воды;
- 2) обязательность наличия огнетушителей, ящиков с песком и вспомогательного инструмента в местах хранения масел и расположения насосных станций;
- 3) гидроаппаратура управления насосными станциями и гидроприводами должна быть во взрывобезопасном исполнении;
- 4) оборудование маслоподвалов, насосно-аккумуляторных станций, агрегатов, технологических линий должно подвергаться регулярному

осмотру и предупредительному ремонту; при обнаружении утечки масла необходимо принять немедленные меры по ее устранению;

5) при очистке гидропривода и его аппаратов от загрязнителей запрещается использовать бензин, керосин и другие легковоспламеняющиеся и горючие жидкости.

При работе с нефтяными маслами и другими жидкостями необходимо соблюдение следующих правил безопасной работы:

- при длительной работе с маслами необходимо пользоваться рукавицами или применять защитные мази, пасты для рук;
- при вскрытии тары с маслом не применять инструменты, вызывающие при ударе искру;
- после окончания работы с маслами и перед принятием пищи необходимо вымыть руки теплой водой с мылом.

Не допускается эксплуатировать системы при возникновении хотя бы одной из следующих неисправностей, выход значения какого-либо параметра системы или устройства за пределы допустимого: появление повышенного шума, стука и вибраций в гидромоторах и насосах; появление наружных утечек жидкости; повреждение измерительных приборов и сигнальных устройств.

Не допускается эксплуатация манометров, если при его выключении стрелка не возвращается к упорному штифту или, в случае отсутствия штифта, отклоняется от нулевого деления шкалы на значение, превышающее половину допускаемой погрешности, а также при любом повреждении манометра.

Не допускается производить подтягивание болтов, гаек и других соединений в системе, находящейся под давлением и во время ее работы.

Не допускается эксплуатация гидромашин с заглушенным дренажным отверстием.

При использовании электроподогрева рабочей жидкости необходимо строго соблюдать меры пожарной и электробезопасности и следить за тем, чтобы поверхности электронагревателей находились ниже уровня рабочей жидкости не менее чем на 40 мм.

Более частные правила соблюдения противопожарной безопасности определяются специальными рабочими инструкциями.

Дополнительные требования, учитывающие особенности конструкции и эксплуатации конкретных узлов гидропривода, при необходимости устанавливаются в ГОСТах, Технических условиях (ТУ) или Руководствах по эксплуатации.

8.11. Контрольные вопросы

- 1) Перечислите требования к конструкции гидростанций.
- 2) Где должна устанавливаться гидростанция по отношению к основному оборудованию?
- 3) Перечислите требования к проектированию гидростанций.
- 2) Какие существуют требования к гидростанциям в отношении внешних утечек?
- 3) На чем основывается проектирование трубопроводных систем?
- 4) В каком порядке производится проектирование монтажной схемы трубопроводов?
- 5) Для чего производится проверочный расчет гидропривода?
- 6) Какие данные являются исходными для проверочного расчета?
- 7) По какому условию определяется правильность выбранного насоса?
- 8) В каком случае работа гидропривода считается экономически эффективной?
- 9) Почему гидросистема должна работать при оптимальной температуре?
- 10) В чем выражается тепловой баланс гидросистемы при установке теплообменника?
- 11) В чем выражается тепловой баланс гидросистемы без установки теплообменника?
- 12) Чему равны максимальная и минимальная температуры рабочей жидкости?
- 13) Из каких величин складывается площадь теплообмена гидропривода?
- 14) Какие существуют способы уменьшения нагрева рабочей жидкости, кроме установки теплообменника?
- 15) В каких состояниях может находиться техническая система, в том числе и гидропривод?
- 16) В каком порядке производят ввод гидропривода в эксплуатацию?
- 17) Что представляет собой техническое обслуживание ГП?
- 18) Какие части входят в состав технического обслуживания ГП?
- 19) Какое существует правило в отношении замены гидроустройств при техническом обслуживании гидроприводов?
- 25) Что является основной задачей при появлении признаков нарушения работоспособности гидропривода?

Список литературы

- 1) Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. - М., Машиностроение, 2009. – 304 с.
- 2) Гольдшмидт М. Г. Методология конструирования: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 173 с.
- 3) ГОСТ 2.102-2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Виды и комплектность конструкторских документов. [Текст]. Введ. 2014-06-01. – Москва: Стандартинформ, 2014.
- 4) СТБ 1080-2011 Порядок выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и опытно-технологических работ по созданию научно-технической продукции. [Текст]. Введ. 2011-10-28. – Минск: Госстандарт, 2011.
- 5) Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991 – 384 с.
- 6) Амиров Ю. Д. Основы конструирования: Творчество-стандартизация-экономика. Справочное пособие. - М.: Изд-во стандартов, 1991. – 392 с.
- 7) ГОСТ 2.118-2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Техническое предложение. [Текст]. Введ. 2015-07-01. – Москва: Стандартинформ, 2015.
- 8) ГОСТ 2.119-2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Эскизный проект. [Текст]. Введ. 2015-07-01. – Москва: Стандартинформ, 2015.
- 9) ГОСТ 2.120-2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Технический проект. [Текст]. Введ. 2015-07-01. – Москва: Стандартинформ, 2015.
- 10) ГОСТ 17752-81 Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения. [Текст]. Введ. 1982-01-01. – Москва: Изд-во стандартов, 1982.
- 11) Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 12) Бавбель И. И. Специальный привод технологического оборудования отрасли : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 01 05 03 «Машины и оборудование деревообрабатывающей промышленности». – Минск: БГТУ, 2012. – 82 с.

- 13) Скорняков Н. М. Проектирование и расчет объемной гидропередачи: учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2010. – 104 с.
- 14) ТКП 424-2012 Порядок разработки и постановки продукции на производство
- 15) Васильев В.А., Калмыкова М.А. Анализ и выбор программных продуктов для решения инженерных задач приборостроения // Современная техника и технологии. 2013. № 3 [Электронный ресурс]. URL: <http://technology.snauka.ru/2013/03/1702> (дата обращения: 23.11.2018)
- 16) PTS - Продуктивные технологические системы. Программные продукты PTC. Creo™ Parametric. [Электронный ресурс] URL: <https://www.ptc.com/ru/products/cad/creo/parametric> (дата обращения: 15.12.2018).
- 17) Современное проектирование с Solid Edge. [Электронный ресурс] URL: http://www.remmag.ru/admin/upload_data/remmag/13-4/IdealPLM.pdf (дата обращения: 16.12.2018).
- 18) Русский САПР. AutoCAD Mechanical. [Электронный ресурс] URL: <http://rusapr.ru/prod/progs/element.php?ID=594> (дата обращения: 16.12.2018).
- 19) Adams - MSC Software [Электронный ресурс] URL: <http://www.mscsoftware.ru/products/adams> (дата обращения: 16.12.2018).
- 20) Система трехмерного моделирования КОМПАС-3D – Аскон. [Электронный ресурс] URL: <https://ascon.ru/products/7/review/> (дата обращения: 16.12.2018).
- 21) Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. Учебное пособие / А С. Наземцев. Д.Е. Рыбальченко. - М.: ФОРУМ. 2007 - 304 с. ил.
- 22) ГОСТ 17398-72 Насосы. Термины и определения. [Текст]. Введ. 1973-01-01. – Москва: Изд-во стандартов, 1973.
- 23) ГОСТ 2.782-96 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. [Текст]. Введ. 1998-01-01. – М.: Стандартинформ, 2012
- 24) Лозовецкий И. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: Учебное пособие. — СПб.: Издательство «Лань». 2018. —560 с.: ил.

- 25) Никитин О.Ф. Рабочие жидкости гидроприводов (классификация, свойства, рекомендации по выбору и применению). Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. - 152 с.
- 26) Барышев В.И. Применяемость (выбор) масел в качестве рабочей жидкости гидропривода: Учеб. пособие. - Челябинск: ЧГТУ, 1993. - 71 с.
- 27) Соковиков В. К. Пхакадзе С. Д. Строков П. И. Элементы и системы гидропневмоавтоматики: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МАМИ, 2016. - 127 с.
- 28) ГОСТ 2.781-96 Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. [Текст]. Введ. 1998-01-01. – Минск: ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
- 29) Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. Библиотека конструктора. - М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
- 30) Иванов Г.М. Проектирование гидравлических систем машин / Учебное пособие. – Г.М. Иванов, С.А. Ермаков, Б.Л. Коробочкин, Р.М. Пасынков. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.
- 31) Маннесман Рексрот. Двухлинейные встроенные клапаны: Учебный курс гидравлики. Т.4. – Лор на Майне: 1989. – 133 с.
- 32) ГОСТ 17216-2001 Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей. [Текст]. Введ. 2003-01-01. – Минск: ИПК «Изд-во стандартов», 2002.
- 33) ГОСТ 28028-89. Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы [Текст]. Введ. 1990-01-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2004.
- 34) ГОСТ 2.780-96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. [Текст]. Введ. 1998-01-01. – Минск: ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
- 35) ГОСТ 2.784-96 Единая система конструкторской документации обозначения условные графические. Элементы трубопроводов [Текст]. Введ. 1997-04-07. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
- 36) Назаров, В.И. Теплотехнические измерения и приборы: учеб.пособ./В.И. Назаров, В.А. Чиж, А.Л. Буров. – Минск: Техноперспектива, 2008. – 174 с.

- 37) ГОСТ 2405-88 Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, напоромеры, тягомеры и тягонапоромеры. Общие технические условия [Текст]. Введ. 1989-07-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2008.
- 38) Маннесман Рексрот. Проектирование и сооружение гидроустановок: Учебный курс гидравлики. В 3 т. Т.3. – Лор на Майне: 1988. – 380 с.
- 39) Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. – М.: Машиностроение, 1984. – 176 с.
- 40) ГОСТ 12.1.003-2014 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности [Текст]. Введ. 2015-11-01. – М.: Стандартинформ, 2015.
- 41) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.2 / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
- 42) Н. М. Скорняков, В.Н. Вернер, В. В. Кузнецов Гидро- и пневмопривод. Теоретический курс с приложением альбома конструкций. – Кемерово: ГОУ ВПО «Кузбас. гос. техн. ун-та», 2003. – 224 с.
- 43) Богданович Л. Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов. - Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980. - 232 с.
- 44) ГОСТ 2.701-84 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению [Текст]. Введ. 1985-07-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2007.
- 45) ГОСТ 2.721-74 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения [Текст]. Введ. 1975-07-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2007.
- 46) ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы [Текст]. Введ. 1971-01-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2007.
- 47) ГОСТ 2.704-76 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила выполнения гидравлических и пневматических схем [Текст]. Введ. 1978-01-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2007.
- 48) ГОСТ Р 52543-2006 Гидроприводы объемные. Требования безопасности [Текст]. Введ. 2007-01-01. – М.: Стандартинформ, 2006
- 49) ГОСТ 12.2.040-79 Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования

- безопасности к конструкции [Текст]. Введ. 1981-01-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2001.
- 50) Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. В 3^х томах. Т.3. – М., Машиностроение, 2001. – 864 с.
- 51) ГОСТ 183-74 Машины электрические вращающиеся. Общие технические условия [Текст]. Введ. 1976-01-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2001.
- 52) ГОСТ ИСО/ТО 10949-2007 Чистота промышленная. Руководство по обеспечению и контролю чистоты компонентов гидропривода от изготовления до установки [Текст]. Введ. 2007-06-08. – М.: Стандартиформ, 2007.
- 53) ГОСТ 16770-86 Баки для объемных гидроприводов и смазочных систем. Общие технические требования. [Текст]. Введ. 1987-07-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1987.
- 54) Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Мн., Выш. шк., 1985.
- 55) ГОСТ 12.2.086-83 ССБТ. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации [Текст]. Введ. 1984-07-01. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 2001.

Содержание

Введение	3
1. Общие сведения о силовом объемном гидроприводе	4
1.1. Этапы процесса проектирования	4
1.1.1. Основные понятия	4
1.1.2. Нормативно-технические правовые акты, регламентирующие разработку продукции	5
1.1.3. Стадии жизненного цикла изделия	6
1.1.4. Этапы проектирования изделия	9
1.1.5. Методы конструирования	13
1.2. Теоретические основы объемного гидропривода	16
1.2.1. Достоинства и недостатки объемного гидропривода	16
1.2.2. Состав объемного гидропривода	18
1.2.3. Классификация объемных гидроприводов	19
1.2.4. Теоретические основы объемного гидропривода	21
1.2.5. Мультипликационный эффект объемного гидропривода	24
1.3. Задачи проектирования	25
1.4. Программное обеспечение задач проектирования	33
1.5. Контрольные вопросы	39
2. Энергообеспечивающая и исполнительная подсистемы гидропривода	41
2.1. Объемные насосы	41
2.1.1. Общие сведения	41
2.1.2. Характеристики насосов	44
2.1.3. Требования к монтажу насосов	46
2.2. Объемные гидро- и пневмодвигатели	48
2.2.1. Гидроцилиндры	49
2.2.2. Гидромоторы	52
2.3. Рабочие жидкости объемных гидроприводов	53
2.3.1. Классификация рабочих жидкостей	54
2.3.2. Свойства рабочих жидкостей	55
2.3.3. Стабильность характеристик рабочих жидкостей	60
2.4. Контрольные вопросы	61
3. Направляющая и регулирующая подсистемы гидропривода	63
3.1. Общие сведения	63
3.2. Направляющая гидроаппаратура	65
3.2.1. Реверсивные гидрораспределители	65

3.2.2. Клапан обратный	69
3.2.3. Гидрозамок	70
3.2.4. Делитель потока	71
3.2.5. Гидроклапан "ИЛИ"	72
3.2.6. Требования к монтажу и эксплуатации направляющих гидроаппаратов	73
3.3. Регулирующая гидроаппаратура	74
3.3.1. Гидроаппараты управления давлением	74
3.3.1.1. Клапан предохранительный (переливной)	76
3.3.1.2. Клапан редуционный	78
3.3.1.3. Клапаны давления	79
3.3.2. Гидроаппараты управления расходом	80
3.4. Специальные и комплексные гидроагрегаты и устройства	82
3.4.1. Регуляторы расхода	82
3.4.2. Тормозной клапан	83
3.4.3. Блок обратно - предохранительных клапанов	84
3.4.4. Блоки питания систем гидравлического управления	85
3.4.5. Секционные распределители	86
3.4.6. Двухлинейные встроенные клапаны	87
3.5. Способы монтажа гидро- и пневмоаппаратов	90
3.5.1. Трубный (резьбовой) способ монтажа	91
3.5.2. Стыковой способ монтажа	92
3.5.3. Модульный способ монтажа	93
3.5.4. Встраиваемый способ монтажа	95
3.6. Контрольные вопросы	96
4. Дополнительное оборудование гидросистем	98
4.1. Кондиционеры рабочей среды	98
4.1.1. Устройства для очистки рабочих жидкостей	98
4.1.2. Аппараты теплообменные	102
4.2. Гидроемкости	105
4.2.1. Гидравлические баки для насосных установок	105
4.2.2. Гидроаккумуляторы	106
4.3. Трубопроводные системы	114
4.3.1. Общие сведения о трубопроводных системах	114
4.3.2. Резьбовое соединение трубопроводов	117
4.4. Контрольно-измерительные приборы	119
4.4.1. Приборы для измерения давления	120
4.4.2. Приборы для измерения расхода	123

4.4.3. Приборы для измерения температуры	123
4.5. Шумовая и вибрационная безопасность объемных гидро- и пневмоприводов	124
4.5.1. Звуковое давление и мощность	124
4.5.2. Источники вибрации и шума в гидросистемах	125
4.5.3. Меры по снижению шумности	127
4.6. Контрольные вопросы	134
5. Типовые схемные решения при проектировании гидросистем	136
5.1. Классификация объемных гидроприводов по виду циркуляции рабочей жидкости	136
5.2. Дроссельное регулирование скорости гидродвигателей	139
5.2.1. Последовательное включение дросселя	141
5.2.2. Параллельное включение дросселя	144
5.2.3. Сравнение способов регулирования гидроприводов	146
5.3. Машинное регулирование скорости гидродвигателей	148
5.3.1. Регулирование насосом	149
5.3.2. Регулирование гидромотором	150
5.3.3. Совместное регулирование насосом и гидромотором	151
5.4. Параллельная работа исполнительных механизмов	152
5.4.1. Обеспечение пуска и останова выходного звена гидродвигателя	152
5.4.2. Ограничение давления	152
5.4.3. Разгрузка насосов	153
5.4.4. Обеспечение выстоя гидроцилиндра под нагрузкой	154
5.4.5. Последовательное включение гидроцилиндра в работу	156
5.4.6. Классификация систем с синхронизацией движения выходных звеньев	157
5.4.7. Синхронизация движения выходных звеньев дроссельного типа	159
5.4.7.1. Синхронизация с помощью дросселей	159
5.4.7.2. Синхронизация с помощью регулятора расхода	160
5.4.7.3. Синхронизация с помощью делителя потока	161
5.4.8. Синхронизация движения выходных звеньев объемного типа	165
5.4.8.1. Синхронизация с помощью насосов	165
5.4.8.2. Синхронизация с помощью насос-моторов	166
5.4.8.3. Синхронизация с помощью последовательного подключения гидроцилиндров	167

5.5. Контрольные вопросы	169
6. Предварительный расчет энергообеспечивающей системы	170
6.1. Разработка принципиальной схемы привода	170
6.1.1. Рекомендации по проектированию гидро- и пневмосхем	170
6.1.2. Управление движением гидро- и пневмоприводов	178
6.1.3. Управление движением гидро- и пневмоприводов по пути	180
6.1.4. Управление движением гидро- и пневмоприводов по нагрузке	181
6.1.5. Управление движением гидро- и пневмоприводов по времени	182
6.2. Обеспечение безопасной работы объемного гидро- и пневмопривода	185
6.2.1. Опасности, возникающие при работе гидропривода	187
6.2.2. Обеспечение безопасной работы объемного гидро- и пневмопривода посредством гидроустройств и контрольно-измерительных приборов	188
6.2.3. Техническая диагностика гидросистем	193
6.3. Предварительный расчет объемного гидропривода	194
6.3.1. Цель расчета и исходные данные	194
6.3.2. Рекомендации по выбору рабочего давления	195
6.3.3. Рекомендации по выбору рабочей жидкости	197
6.3.4. Расчет и выбор гидродвигателей	199
6.4. Проектирование насосно-моторной установки	202
6.4.1. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений	202
6.4.2. Виды насосных установок гидроприводов	204
6.4.3. Рекомендации по выбору насоса	208
6.4.4. Выбор приводного электродвигателя	209
6.4.5. Выбор муфты, соединяющей насос и электродвигатель	212
6.4.6. Конструктивные разновидности насосных агрегатов	212
6.5. Контрольные вопросы	214
7. Предварительный расчет и проектирование гидросистемы	216
7.1. Обеспечение необходимой чистоты рабочей среды объемного гидропривода	216
7.1.1. Происхождение твердых загрязнителей	216
7.1.2. Требования к чистоте рабочей жидкости объемных гидроприводов	218

7.1.3. Основные меры по обеспечению промышленной чистоты гидросистем	219
7.2. Обеспечение теплового режима объемного гидропривода	221
7.2.1. Общие сведения	221
7.2.2. Упрощенный тепловой расчет гидропривода	223
7.3. Проектирование гидробака	225
7.3.1. Конструктивные разновидности	225
7.3.2. Определение объема гидробака	228
7.3.3. Основные требования при проектировании гидробаков	228
7.4. Проектирование трубопроводных систем	232
7.4.1. Определение условного диаметра	233
7.4.2. Определение радиуса изгиба труб	236
7.4.3. Выбор материала трубопровода	238
7.4.4. Правила монтажа трубопроводов	239
7.4.5. Рукава высокого давления	240
7.5. Контрольные вопросы	242
8. Проверочный расчет гидроприводов	244
8.1. Требования к проектированию гидростанций	244
8.2. Определение номинальной подачи насоса и перепада давлений на гидродвигателях	247
8.3. Определение потерь давления в гидроприводе	248
8.3.1. Определение потерь давления на трение	249
8.3.2. Определение потерь давления на местных сопротивлениях	250
8.4. Определение давления насоса и анализ возможности его использования	251
8.5. Определение усилий и скоростей движения гидродвигателей	252
8.6. Определение мощности и КПД гидропривода	253
8.7. Проверка теплового режима	254
8.8. Основы эксплуатации гидро- и пневмоприводов	258
8.8.1. Ввод гидроприводов в эксплуатацию	259
8.8.2. Техническое обслуживание гидроприводов	262
8.9. Поиск и устранение неисправностей	267
8.9.1. Виды неисправностей	268
8.9.2. Поиск неисправностей	269
8.10. Общие требования по технике безопасности	271
8.11. Контрольные вопросы	275
Список литературы	276

Андреевец Юлия Ахатовна

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ**

Пособие

**по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 27.11.19.

Рег. № 26Е.

<http://www.gstu.by>