Ш.Б.МАДАЛИЕВ, Т.У.УСМОНОВ, Б.М.МАМАЖОНОВ

ГИДРО-ПНЕВМОПРИВОД И ГИДРО-ПНЕВМОАВТОМАТИКА

Тошкент – 2025

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И ИННОВАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

СОВМЕСТНЫЙ БЕЛОРУССКО-УЗБЕКСКИЙ МЕЖОТРАСЛЕВОЙ ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ КВАЛИФИКАЦИЙ В ГОРОДЕ ТАШКЕНТЕ

Ш.Б.МАДАЛИЕВ, Т.У.УСМОНОВ, Б.М.МАМАЖОНОВ

ГИДРО-ПНЕВМОПРИВОД И ГИДРО-ПНЕВМОАВТОМАТИКА

(Учебник дл студентов вузов обучающихся по специальностям направлений “Технология машиностроения, оборудование и автоматизация машиностроительных производств”)

Тошкент – 2025

УДК 626.226

Рекомендовано Советом Совместного Белорусско-Узбекского межотраслевого института прикладных технических квалификаций в городе Ташкенте от ___ _____ 2025 года протоколом № ____

В учебнике содержатся сведения о гидропневматических и гидропневмоавтоматах, применяемых в машинах и механизмах, применяемых в сельском хозяйстве и машиностроении, их устройствах, классификациях, принципах действия, областях применения.

При этом имеются рекомендации и инструкции по определению соответствующих показателей гидропневматического и гидропневматического оборудования, их расчету и выбору, а также правильной эксплуатации.

Составители:	**Ш.Б.Мадалиев, Т.У.Усмонов, Б.М.Мамажонов**
Рецензенты:	**Б.М.Худояров - д.т.н.,профессор кафедры “Технологии и техника в сельском хояйстве” НТУ “ТИИИМСХ”**

МадалиевШ.Б.и др. / Гидро-пневмопривод и гидро-пневмоавтоматика. Т.,СБУ МИПТК, 2025. - стр.

© СОВМЕСТНЫЙ БЕЛОРУССКО-УЗБЕКСКИЙ МЕЖОТРАСЛЕВОЙ ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ КВАЛИФИКАЦИЙ В ГОРОДЕ ТАШКЕНТЕ, 2025 г.

Аннотация

Дарсликда қишлоқ хўжалиги ва машинасозлик саноатида ишлатиладиган машина ва механизмларида ишлатиладиган гидро-пневмоюритмалар ва гидро-пневмоавтоматик жиҳозлар, уларнинг тузилишлари, классификациялари, ишлаш асослари, қўлланилиш соҳалари тўғрисидаги маълумотлар баён этилган.

Дарслик техник йўналишда ўқийдиган талабалар, магистрлар, докторантлар ҳамда шу соҳада ишлайдиган мутахассислар учун мўлжалланган.

Аннотация

В учебнике содержатся сведения о гидропневматических и гидропневмоавтоматах, применяемых в машинах и механизмах, применяемых в сельском хозяйстве и машиностроении, их устройствах, классификациях, принципах действия, областях применения.

Учебник предназначен для студентов технических специальностей, магистров, докторантов и специалистов, работающих в этой области.

Annotation

The textbook contains information about hydropneumatic and hydropneumatic automatic machines used in machines and mechanisms used in agriculture and mechanical engineering, their devices, classifications, operating principles, and areas of application.

The textbook is intended for students of technical specialties, masters, doctoral students, and specialists working in this field.

ВВЕДЕНИЕ

В обществе, где наука быстро развивается, широко внедряются современные информационно-коммуникационные системы и средства, быстро обновляются знания в различных областях науки, наряду с быстрым приобретением знаний студентами необходимо регулярно и самостоятельно осуществлять поиск знаний, внимательно изучить его и уметь применить на практике и ставит ряд подобных задач.

Закон Республики Узбекистан «Об образовании», принятый 23 сентября 2020 года, является началом масштабной реформы системы подготовки кадров с учетом социально-экономических изменений, реализуемых в нашей стране.

На основании изложенной информации важно знать, как эффективно использовать гидравлические, пневматические и гидропневматические машины и механизмы, применяемые в сельском хозяйстве и машиностроении, уметь правильно выбирать их для каждой области работ и рассчитывать их основные показатели, для определения производительности труда и их рационального использования важно решить ряд вопросов.

Кроме того, повышение качества труда и повышение производительности труда в народном хозяйстве и машиностроении достигается главным образом за счет применения в них современных и усовершенствованных видов техники.

Предлагаемый Вашему вниманию учебник предназначен для студентов, изучающих предмет «Гидропневмопривод и гидропневмоавтоматика» в технических вузах по специальности «Технология машиностроения, оборудование и автоматизация машиностроительных производств» бакалавриата и магистратура, а также смежные области изучить конструкции, принципы действия, классификации гидро-пневмоавтоматов, области их применения, схемы и их особенности. предназначен для изучения таких вопросов, как выбор.

Наука гидравлика и пневматика изучает законы равновесия и движения жидкостей и газов (воздух), внутренние силы жидкостей и газов (воздух),

действие жидкостей и газов на другие тела. Раздел, изучающий законы движения жидкостей, течение жидкости и его влияние на пограничную стенку, называется ***гидродинамикой***.

Машины, работающие с помощью жидкости и газа (воздуха), называются гидропневматическими машинами. Наука «Гидравлика», лежащая в основе науки гидравлики и пневматики, — древняя наука, развивавшаяся с древнейших времен. В III веке до нашей эры Архимед пишет свой труд «О плавающих телах». В 15 веке Леонардо да Винчи написал «Движение воды и ее измерение».

Вышеуказанные работы были продолжены Галилеем, Торричелли, Стивеном, Паскалем, Гюйгенсом, Ньютоном и другими учеными. Дальнейшее развитие гидродинамики проявилось в работах Бернулли и Эйлера, академиков Петербургской Академии.

К XIX веку Шези, Вейсбах, Дарси, Вентури, Рейнольдс и другие изучали гидравлическое сопротивление в движении жидкости. В конце XIX и начале XX века появились работы С. Громко «Коллективное движение жидкостей», Н.П. Петрова «Теория гидродинамической смазки» и Н.Е. Жуковского «Теория нестационарного движения жидкостей». Жидкости внесли большой вклад в развитие гидромеханики. В дальнейшем большое влияние на развитие гидравлики оказали работы Христиановича, Р. Чугаева, Г.М. Башты, Х.А. Рахматуллина, Л.И. Седова, Д. Файзуллаева и других. Н. Е. Жуковский, С. А. Чаплыгин и Н. Е. Кочин — основоположники современной аэродинамики и газодинамики, которые сейчас играют большую роль в изучении движения самолетов и ракет. Гидродинамика многофазных сред, основанная узбекским ученым Х.А. Рахматуллиным, имеет важное значение в современной промышленности и технике.

Давним времени великий мыслитель Ахмад Аль-Фаргани, наш соотечественник, создал удобные методы измерения расхода воды в открытых водоемах.

Современных машиностроительных, химических и других промышленных предприятиях по производству станков и технологических оборудований, химических товаров, а также строительных материалов, в ряд отраслей машин и оборудования невозможно представить без насосов, компрессоров, гидропередач и других гидравлических машин.

Перспективы развития гидропневматической и гидропневматической автоматики в машиностроении заключаются в создании и внедрении более мощных и полезных гидропневматических насосов, турбин, гидропневматических двигателей, гидромоторов, гидроаппаратуры и гидропневматических систем.

I – РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ

1.1. Введение. Общие сведения о гидроприводах

Гидравлический привод (гидропривод) – это система, состоящая из различных компонентов и устройств, предназначенная для преобразования энергии жидкости (гидравлической энергии) в механическую работу, приводящую в движение машины и механизмы.

Гидропривод, как правило, работает в связке с дополнительными механизмами, чаще всего с механической передачей, образуя тем самым гидравлическую передачу.

Функции гидропривода:

- **Преобразование характеристик двигателя:** Подобно механической передаче, гидропривод изменяет параметры работы приводного двигателя (например, скорость и крутящий момент) в соответствии с требованиями нагрузки. Он также может регулировать движение, обеспечивать защиту от перегрузок и выполнять другие функции.
- **Передача мощности:** Гидропривод передает мощность от приводного двигателя к исполнительным органам машины. Например, в экскаваторе он передает мощность от двигателя внутреннего сгорания к ковшу, гидроцилиндрам стрелы или гидродвигателям поворота платформы.

Принцип работы гидропривода:

1. Двигатель приводит в действие насос, который передает энергию рабочей жидкости.
2. Рабочая жидкость под давлением направляется по трубопроводам через регулирующую аппаратуру к гидродвигателю.
3. В гидродвигателе гидравлическая энергия преобразуется обратно в механическую энергию.
4. Затем рабочая жидкость возвращается по трубопроводам либо в бак, либо обратно к насосу для повторного использования.

Типы гидроприводов:

Существует два основных типа гидроприводов:

- **Гидродинамические:** В этих приводах основную роль играет кинетическая энергия движущейся жидкости. Жидкость движется с высокой скоростью.
- **Объемные:** В этих приводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости. Скорость движения жидкости относительно невелика.

Объемный гидропривод – это тип гидропривода, в котором используются объемные гидромашины (насосы и гидродвигатели). Объемная гидромашина работает по принципу попеременного заполнения и вытеснения жидкости из рабочей камеры. Примерами объемных гидромашин являются поршневые, аксиально-поршневые, радиально-поршневые и шестеренные насосы и двигатели.

Одна из особенностей, отличающая объёмный гидропривод от гидродинамического, — большие давления в гидросистемах. Так, *номинальные давления* в гидросистемах *экскаваторов* могут достигать 32 *МПа*, а в некоторых случаях *рабочее давление* может быть более 300 МПа, в то время как *гидродинамические машины* работают обычно при давлениях, не превышающих 1,5—2 МПа.

Объёмный гидропривод намного более компактен и меньше по массе, чем гидродинамический, и поэтому он получил наибольшее распространение.

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объёмные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

По характеру движения выходного звена гидродвигателя

Гидропривод вращательного движения, когда в качестве гидродвигателя применяется *гидромотор*, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

Гидропривод поступательного движения, у которого в качестве гидродвигателя применяется *гидроцилиндр* — двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (*штока* поршня, *плунжера* или корпуса);

Гидропривод поворотного движения, когда в качестве гидродвигателя применён *поворотный гидродвигатель*, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 270°.

По возможности регулирования

Если скорость выходного звена (гидроцилиндра, гидромотора) регулируется изменением частоты вращения двигателя, приводящего в работу насос, то гидропривод считается нерегулируемым.

Регулируемый гидропривод, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть:

- *дроссельным*
- *объёмным*
- *объёмно-дроссельным*

Регулирование может быть: **ручным** или **автоматическим**.

В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть:

- *стабилизированным*
- *программным*
- *следящим* (гидроусилители).

Саморегулируемый гидропривод, автоматически изменяет подачу жидкости по фактической потребности гидросистемы в режиме реального времени (без запаздывания).

По схеме циркуляции рабочей жидкости

Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции, в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса.

Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения *кавитации*, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

Объёмный гидропривод: особенности и классификация

Ключевое отличие объёмного гидропривода от гидродинамического заключается в значительно более высоком давлении, используемом в гидросистеме. В то время как гидродинамические системы обычно работают при давлении до 1,5-2 МПа, в объёмных гидроприводах, например, в экскаваторах, номинальное давление может достигать 32 МПа, а в некоторых случаях превышать 300 МПа.

Благодаря своей компактности и меньшему весу, объёмный гидропривод получил широкое распространение по сравнению с гидродинамическим.

Существует несколько способов классификации объёмных гидроприводов, основанных на различных характеристиках и элементах, входящих в состав гидропередачи.

Классификация по характеру движения выходного звена гидродвигателя:

- **Вращательный гидропривод:** Использует гидромотор, обеспечивающий неограниченное вращение вала или корпуса.
- **Поступательный гидропривод:** Использует гидроцилиндр, обеспечивающий возвратно-поступательное движение штока поршня, плунжера или корпуса.
- **Поворотный гидропривод:** Использует поворотный гидродвигатель, обеспечивающий возвратно-поворотное движение вала или корпуса на угол менее 270°.

Классификация по возможности регулирования:

- **Нерегулируемый гидропривод:** Скорость выходного звена (гидроцилиндра или гидромотора) не регулируется, а определяется постоянной частотой вращения насоса.
- **Регулируемый гидропривод:** Скорость выходного звена гидродвигателя может изменяться в процессе работы в соответствии с заданным законом. Регулирование может быть:
  - Дроссельным
  - Объёмным
  - Объёмно-дроссельным

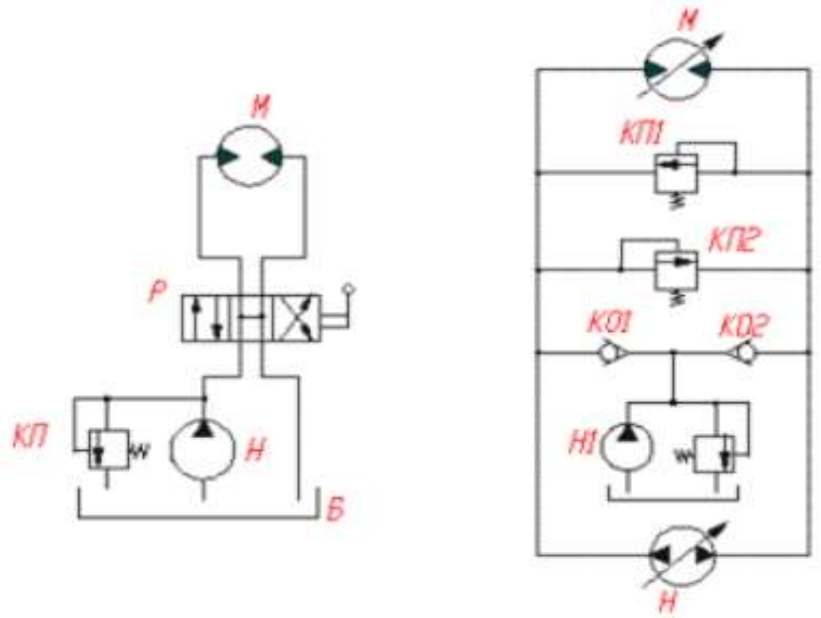
Регулирование может осуществляться вручную или автоматически. В зависимости от целей регулирования, гидроприводы подразделяются на:

- Стабилизированные
- Программные
- Следящие (гидроусилители)
- **Саморегулируемый гидропривод:** Автоматически адаптирует подачу жидкости к текущим потребностям гидросистемы в режиме реального времени.

Классификация по схеме циркуляции рабочей жидкости:

- **Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции:** Рабочая жидкость возвращается от гидродвигателя непосредственно во всасывающую линию насоса.

Преимуществами замкнутой схемы являются компактность, малый вес и возможность работы насоса на высоких оборотах без риска кавитации, так как давление во всасывающей линии всегда выше атмосферного. Недостатки включают затрудненное охлаждение рабочей жидкости и необходимость слива жидкости при обслуживании или ремонте.



а) б)

Рис.1.1. Виды гидросхемы: а) открытая гидросистема б) закрытая гидросистема

Различие между замкнутыми и разомкнутыми гидросистемами: На рисунке представлены два типа гидросистем: замкнутая (справа) и разомкнутая (слева). В разомкнутой системе насос забирает рабочую жидкость из бака, подает ее к гидродвигателю, а затем жидкость возвращается обратно в бак. В замкнутой системе жидкость циркулирует между насосом и гидродвигателем, а бак используется только для вспомогательной системы подпитки, компенсирующей утечки.

Компоненты и их функции:

- **Н, Н1:** Насосы (Н - основной, Н1 - для подпитки в замкнутой системе).
- **М:** Гидромотор (преобразует энергию жидкости в механическую).
- **Р:** Гидрораспределитель (управляет направлением потока жидкости).
- **Б:** Гидробак (резервуар для рабочей жидкости).
- **КП, КП1, КП2:** Предохранительные клапаны (сбрасывают давление, если оно превышает допустимый уровень из-за высокой нагрузки на гидромотор, предотвращая повреждения).

- **КО1, КО2:** Обратные клапаны (открываются при падении давления, чтобы предотвратить кавитацию).

Разомкнутая гидросистема: особенности и недостатки: Разомкнутая гидросистема характеризуется тем, что рабочая жидкость постоянно контактирует с баком или атмосферой.

- **Преимущества:** Обеспечивает хорошее охлаждение и очистку рабочей жидкости.
- **Недостатки:** Более громоздкая и тяжелая конструкция. Ограничения по скорости вращения насоса из-за риска кавитации во всасывающем трубопроводе.

Классификация гидроприводов по источнику подачи рабочей жидкости:

1. **Насосный гидропривод:** Самый распространенный тип. Насос преобразует механическую энергию в гидравлическую, подавая жидкость к гидродвигателю. Жидкость, отдав энергию, возвращается либо в бак (разомкнутая схема), либо обратно к насосу (замкнутая схема). Включает в себя гидропередачу, гидроаппараты, системы очистки и охлаждения жидкости, гидроёмкости и гидролинии. Часто используются аксиально-поршневые, радиально-поршневые, пластинчатые и шестерённые насосы.

2. **Магистральный гидропривод:** Жидкость подается в общую магистраль от нескольких насосных станций, к которой подключаются потребители. Отличается от насосного гидропривода большим количеством генераторов и потребителей гидравлической энергии.

3. **Аккумуляторный гидропривод:** Жидкость подается из предварительно заряженного гидроаккумулятора. Применяется в основном в системах с кратковременными режимами работы.

Классификация гидроприводов по типу приводящего двигателя: Гидроприводы могут приводиться в действие электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания (ДВС), турбинами и т.д.

Импульсный гидропривод

Гидроприводы данного типа характеризуются высокой частотой (до 100 Гц) возвратно-поступательных или возвратно-вращательных движений, совершаемых выходным элементом гидродвигателя.

Основными компонентами любого гидропривода являются насос и гидродвигатель. Насос обеспечивает подачу гидравлической энергии, а гидродвигатель преобразует эту энергию в механическую работу. Регулирование движения выходных звеньев гидродвигателей достигается либо использованием регулирующей аппаратуры, такой как дроссели и гидрораспределители, либо изменением характеристик самого гидродвигателя и/или насоса.

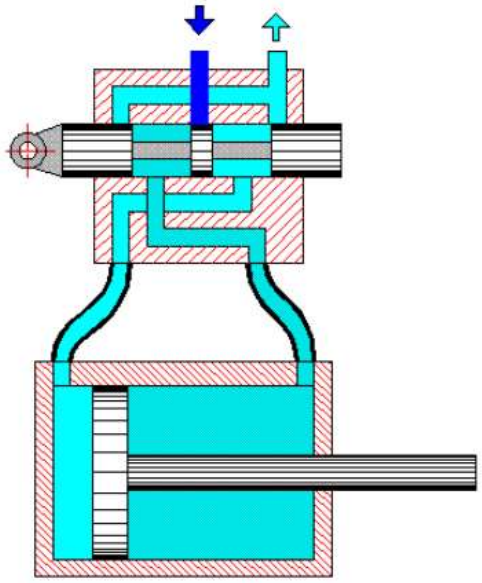


Рис.1.2. Принцип действия *золотникового гидрораспределителя*, управляющего движением штока *гидроцилиндра*

Основные компоненты и особенности гидропривода:

Гидравлические линии, по которым циркулирует рабочая жидкость, являются неотъемлемой частью любой гидросистемы.

Для объемного гидропривода крайне важна чистота рабочей жидкости. Необходимо удалять абразивные частицы, образующиеся в процессе работы, чтобы избежать повреждений. Поэтому в гидросистемах обязательно используются фильтры (например, масляные), хотя кратковременная работа без них теоретически возможна.

Температура рабочей жидкости оказывает значительное влияние на параметры гидропривода. В связи с этим, в некоторых гидросистемах (но не всегда) устанавливаются системы терморегулирования, включающие нагревательные и/или охладительные элементы.

Степени свободы гидросистем:

Количество степеней свободы гидросистемы определяется количеством независимо управляемых гидродвигателей.

Области применения гидропривода:

Объемный гидропривод широко используется в горнодобывающей и строительно-дорожной технике. Более половины современных мобильных строительно-дорожных машин (таких как бульдозеры, экскаваторы и автогрейдеры) оснащены гидравликой, что является значительным прогрессом по сравнению с 1930-1940-ми годами, когда преобладали механические передачи.

В станкостроении гидропривод также популярен, но здесь он сталкивается с конкуренцией со стороны других типов приводов.

Авиация – еще одна важная область применения гидропривода. Современные самолеты оснащены сложными гидравлическими системами, общая длина трубопроводов в которых может достигать нескольких километров. В последнее время наблюдается тенденция к переходу на электронные системы управления (ЭДСУ) гидроприводами, которые заменяют гидравлическую логику электронными схемами.

В автомобильной промышленности широко распространены гидроусилители руля, значительно облегчающие управление автомобилем. Они представляют собой разновидность следящих гидроприводов и используются также в авиации, тракторостроении и промышленном оборудовании.

В некоторых танках, например, в японском танке Тип 10, используется гидростатическая трансмиссия, представляющая собой систему объемного

гидропривода для движителей. Аналогичные трансмиссии применяются и в некоторых современных бульдозерах.

В целом, выбор гидропривода определяется его преимуществами и недостатками в конкретной области применения.

Гидропривод выделяется благодаря своим многочисленным преимуществам. Он позволяет эффективно преобразовывать характеристики двигателя в соответствии с требованиями нагрузки, легко управляется и автоматизируется. Система защиты от перегрузок работает надежно, например, с помощью предохранительного клапана, который сбрасывает давление при превышении допустимых значений. Надежность в эксплуатации, широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости (значительно превосходящий возможности электроприводов), высокая удельная мощность (значительно меньший вес при той же мощности) и самосмазываемость (снижающая затраты на обслуживание) также являются важными достоинствами. Кроме того, гидропривод позволяет создавать компактные и мощные механизмы, легко реализует различные типы движения, обеспечивает быстрые переключения, равномерно распределяет усилия и упрощает компоновку оборудования.

Основными минусами гидропривода являются:

- **Утечки рабочей жидкости:** Они возникают из-за несовершенства уплотнений и зазоров, особенно при высоком давлении, что требует прецизионного изготовления деталей.
- **Нагрев рабочей жидкости:** Это приводит к снижению вязкости, увеличению утечек и, как следствие, к необходимости использования систем охлаждения.
- **Сниженный КПД:** Гидроприводы менее эффективны по сравнению с механическими аналогами.
- **Требования к чистоте рабочей жидкости:** Загрязнение жидкости абразивными частицами вызывает износ деталей, увеличение зазоров и снижение эффективности.

- **Чувствительность к воздуху:** Попадание воздуха в систему приводит к нестабильной работе, потерям энергии и перегреву.
- **Пожароопасность:** Использование горючих жидкостей ограничивает применение гидропривода в условиях высоких температур.
- **Температурная зависимость:** Изменение температуры окружающей среды влияет на вязкость рабочей жидкости и, следовательно, на характеристики гидропривода. Использование стабильных, но дорогих масел на основе ПАО может решить эту проблему.
- **Ограниченная дальность передачи энергии:** В отличие от пневмо- и электроприводов, передача гидравлической энергии на большие расстояния неэффективна из-за значительных потерь давления в трубопроводах.

1.2 История развития гидропривода

Хотя простые гидравлические механизмы, такие как пожарные насосы, существовали еще в Древней Греции, полноценные гидравлические системы, объединяющие насосы, гидродвигатели и распределительные устройства, начали развиваться лишь в последние 200-250 лет.

Прототипом современного гидропривода можно считать гидравлический пресс. В 1795 году Джозеф Брама, английский изобретатель, при участии Генри Модсли, запатентовал такое устройство, а в 1797 году был создан первый в истории гидравлический пресс.

В конце XVIII века появились первые грузоподъемные механизмы, использующие воду в качестве рабочей жидкости. Первый гидравлический подъемный кран был введен в эксплуатацию в Англии в 1846-1847 годах, и с тех пор гидравлические приводы стали широко применяться в грузоподъемной технике.

Развитие гидродинамических передач связано с судостроением конца XIX века. В то время на флоте стали использовать быстроходные паровые

машины, но кавитация ограничивала увеличение оборотов гребных винтов, что требовало дополнительных механизмов.

Поскольку существовавшие технологии не позволяли создавать высокооборотные шестеренчатые передачи, возникла необходимость в принципиально новых решениях. Первым эффективным устройством стал гидравлический трансформатор, изобретенный немецким профессором Г. Фётингером (патент 1902 года). Он представлял собой единый блок, объединяющий насос, турбину и неподвижный реактор.

Однако первая практически примененная гидродинамическая передача была создана в 1908 году и имела КПД около 83%. Позже гидродинамические передачи стали использоваться в автомобилях для обеспечения более плавного старта. В 1930 году Гарольд Синклер из компании Даймлер разработал для автобусов трансмиссию, сочетающую гидромуфту и планетарную передачу. В 1930-е годы появились первые дизельные локомотивы, оснащенные гидромуфтами.

В Советском Союзе разработка первой гидравлической муфты относится к 1929 году.

В 1882 году компания Armstrong Whitworth впервые применила гидравлический привод для ковша экскаватора. Французская компания Poclain в 1951 году выпустила один из первых экскаваторов с гидравлическим приводом, однако его поворотная платформа не могла вращаться на 360 градусов. В 1960 году Poclain представила первую модель полноповоротного экскаватора с гидравликой. К началу 1970-х годов гидравлические экскаваторы, благодаря своей повышенной производительности и удобству управления, практически полностью заменили устаревшие экскаваторы с канатной тягой.

Первый патент на систему гидравлического усиления был зарегистрирован Фредериком Ланчестером в Великобритании в 1902 году. Его изобретение представляло собой усилитель, работающий на гидравлической энергии. В 1926 году инженер из подразделения грузовиков Pierce Arrow

продемонстрировал General Motors эффективную систему гидроусилителя руля. Однако General Motors посчитала, что стоимость такого устройства будет слишком высокой для массового производства.

Первый гидроусилитель руля, предназначенный для коммерческого использования, был разработан компанией Chrysler в 1951 году. В настоящее время большинство новых автомобилей оснащаются гидроусилителями руля.

В 2001 году Honda представила гидростатическую трансмиссию для своего мотовездехода Four Trax Rubicon, а в 2005 году анонсировала мотоцикл Honda DN-01 с гидростатической трансмиссией, включающей насос и гидромотор. Эта модель поступила в продажу в 2008 году и стала первым дорожным транспортным средством, использующим гидростатическую трансмиссию.

1.3 Перспективы развития

Будущее гидроприводов тесно переплетено с успехами в электронике. Улучшенные электронные системы упрощают контроль за движением механизмов, приводимых в действие гидравликой. Например, современные бульдозеры все чаще управляются джойстиком.

Развитие электроники и компьютеров также значительно улучшило диагностику гидроприводов. Теперь, чтобы проверить состояние машины, достаточно подключить ноутбук к специальному разъему. Компьютер получает данные от датчиков, встроенных в гидросистему, и анализирует их. Программа или специалист на основе этих данных определяет техническое состояние машины, выявляет неисправности и указывает на их местоположение. Так, например, диагностируются некоторые современные ковшовые погрузчики. Дальнейшее развитие вычислительной техники позволит сделать диагностику гидроприводов и машин в целом еще более эффективной.

Новые конструкционные материалы также играют важную роль в развитии гидроприводов. Нанотехнологии позволяют создавать более прочные материалы, что, в свою очередь, позволяет уменьшить вес и размеры

гидрооборудования, а также повысить его надежность. Создание прочных и эластичных материалов позволит, например, увеличить давление, создаваемое диафрагменными насосами, тем самым устраняя один из их недостатков.

В последние годы значительно улучшилось качество уплотнительных устройств. Новые материалы обеспечивают полную герметичность при высоком давлении (до 80 МПа), низкий коэффициент трения и высокую надежность.

1.4 Рабочие жидкости, их свойства. единицы измерения

1.4.1 Определение жидкости

Жидкость — физическое тело, обладающее свойством текучести, в силу чего жидкость не имеет собственной формы и принимает форму сосуда, в который ее помещают. *Жидкости делят на два вида:* ***капельные*** *и* ***газообразные.*** Капельные жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию (почти полной несжимаемостью), малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям, что обусловлено незначительностью сил сцепления и сил трения между частицами жидкости и незначительной температурной расширяемомостью. К капельным жидкостям относятся вода, нефть, бензин, керосин, ртуть, спирт и т. п.

Гидравлика рассматривает только капельные жидкости, однако, многие свойства капельных и газообразных жидкостей, а также многие механические законы для них одинаковы.

Жидкости, существующие в природе, называются ***реальными.***

Для облегчения решения многих задач гидромеханики введено понятие ***идеальной*** жидкости, которая считается совершенно несжимаемой и иерасширяющейся, обладает абсолютной подвижностью частиц и в которой отсутствуют силы внутреннего трения (вязкость равна нулю). В ряде случаев замена реальной жидкости идеальной допускается, так как не дает больших ошибок. Однако при значительных изменениях вязкости результаты расчетов могут существенно отличаться от действительных. В этих случаях расчеты

корректируются по результатам лабораторных исследованийили наблюдений в натуре,

1.4.2 Физические свойства жидкостей. Единицы измерения

Основными физическими свойствами жидкостей являются *плотность*, удельный вес, сжимаемость и температурное расширение, вязкость, а для жидкостей, применяемых в гидроприводах, еще и смазывающая способность, физическая, механическая и химическая стабильность.

Плотностью жидкости **ρ** называется отношение массы жидкости **m** к ее объему **V**:

$$\rho = m/V, \qquad (1.1)$$

ρ - измеряется в кг/м^3.

Относительной плотностью жидкости ρ_o называется отношение плотности рассматриваемой жидкости к плотности воды при **t** = 3,98° С:

$$\rho_o = \rho / \rho_в. \qquad (1.2)$$

Относительная плотность — величина безразмерная.

Удельным весом жидкости **γ** называется отношение веса жидкости **G** к ее объему **V**:

$$\gamma = G/V, \qquad (1.3)$$

γ измеряют в Н/м^3.

Согласно закону Ньютона,

$$G = mg, \qquad (1.4)$$

где **g** — ускорение свободного падения тела,

Тогда равенство (1,3) можно выразить так:

$$\gamma = mg/V \qquad (1.5)$$

а с учетом равенства (1.1)

$$\gamma = \rho g \qquad (1.6)$$

Относительный удельный вес жидкости γ_o при определенной температуре этой жидкости γ_t можно найти из равенства

$$\gamma_o = \gamma_t / \gamma_в \qquad (1.7)$$

В этом равенстве γ_o является величиной безразмерной; $\gamma_в$ — удельный вес воды при 3,98° С.

В ряде случаев при расчетах удобнее пользоваться величиной, обратной плотности, которая называется *удельным объемом* **υ**:

$$\upsilon = 1/\rho = V/m, \qquad (1.8)$$

тогда

$$\upsilon\rho = 1. \qquad (1.9)$$

Сжимаемостью называется свойство жидкости изменять свой объем при изменении давления и температуры. Величина сжатия, зависящая от давления, характеризуется *коэффициентом объемного сжатия* β_υ, который показывает изменение объема при увеличении давления на 0,1 МН/м^2:

$$\beta = \frac{V - V_o}{P - P_o} \cdot \frac{1}{V_o} \qquad (1.10)$$

где V и V_0 — соответственно объемы при конечном **p** и начальном $\mathbf{p_0}$ давлениях.

Для минеральных масел, применяемых в гидроприводах при температуре ≈20° С, β_υ изменяется от 60,4 • 10^{-11} (при давлении 7 МН/м^2) до 44 •10^{-11} м^2/Н (при давлении 70 МН/м^2), а для воды -соответственно от 48•10^{-11} до 43•10^{-11} м^2/Н.

Температурным расширением жидкости называется изменение ее объема при изменении температуры. Величина расширения характеризуется *коэффициентом температурного расширения* β_t, т. е относительным изменением объема жидкости при изменении температуры на 1^o С :

$$\beta t = (V_t - V_o) / [\, V_o\, (t - t_o)] \qquad (1.11)$$

где V_t и V_0 — соответственно объемы жидкости при начальной t_0 и конечной t температурах.

Зная для определенной жидкости β_t и объем при t_0, можно вычислить ее объем при нагревании до t^o С:

$$V_t = V_0\, [1 + \beta t\, (\, t - t_0)]. \qquad (1.12)$$

Для минеральных масел, применяемых в гидроприводах, $\beta_t \cong 0{,}0006$ — 0,00085 1/°С, а для воды $\beta_t \cong 0{,}00014$ — 0,00015 1/°С что следует учитывать при расчете емкостей.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется объемным *модулем упругости жидкости E*:

$$E = 1 / \beta_o \qquad (1.13)$$

Модуль упругости минеральных масел, применяемых в гидроприводах, находится в пределах (135 - 175) 10^7, а воды е $\cong 210 \cdot 10^7$ Н/м^2.

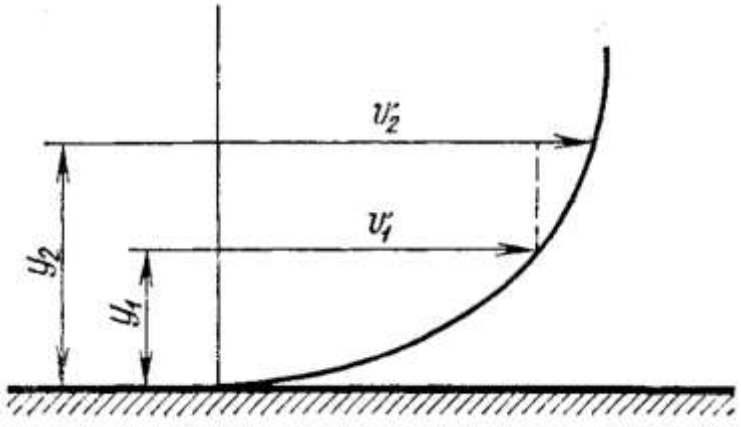


Рис.1.3. Схема для определения удельного сила трения

Вязкостью жидкости называется свойство реальной жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению (сдвигу) отдельных ее частиц или слоев при приложении внешних сил. Слои как бы скользят один по другому с различными скоростями, что вызывает внутреннее трение между слоями, пропорциональное относительной скорости движения слоев и площади их соприкосновения. Сила внутреннего трения между слоями, приходящаяся на единицу поверхности, называется *удельной силой трениях* **τ** и определяется зависимостью, предложенной И. Ньютоном:

$$\tau = \mu (v_2 - v_1)/(y_2 - y_1), \qquad (1.14)$$

где v_2 и v_1 — скорости, м/с, в потоке на расстоянии соответственно y_2 и y_1 м, от твердой стенки (рис.1.3); μ — динамический коэффициент вязкости, Н·с/м^2.

За единицу динамического коэффициента вязкости принят пуаз (1 П = 0,1 Н·с/м^2) по имени французского ученого Пуазейля.

Для практических целей пользуются *кинематическим коэффициентом вязкости* υ, т. е. отношением динамического коэффициента вязкости к плотности рассматриваемой жидкости ρ**:**

$$\boldsymbol{\upsilon = \mu / \rho}. \qquad (1.15)$$

В табл. 1.1 приведены значения кинематического коэфициента вязкости (***υ***) при различных температурах.

Вязкость жидкостей определяется специальными приборами, называемыми вискозиметрами, простейшим из которых является виско - зиметр Оствальда.

Таблица 1.1

	υ , см^2/с (при температуре, ^{o}C)						
Жидкость	0	10	20	30	40	60	100
Вода	0,0178	0,0131	0,0101	0,081	0,0066	0,0048	0,0028
Минеральное масло МГ-30	6,4	-	1,72	-	0,54	0,22	-

Гидравлические жидкости, используемые в гидроприводах, должны соответствовать ряду особых требований:

- **Высокий индекс вязкости:** Это означает, что вязкость жидкости должна минимально изменяться при колебаниях температуры. Идеальная жидкость сохраняет свою вязкость практически неизменной в пределах рабочего температурного диапазона.
- **Отличные смазывающие свойства:** Жидкость должна обеспечивать надежную смазку движущихся частей гидропривода для снижения трения и износа.
- **Стабильность:** Жидкость должна сохранять свои свойства в течение длительного времени при хранении и в процессе эксплуатации, включая:

- **Физическая стабильность:** Способность сохранять исходные физические характеристики (вязкость, плотность, смазывающую способность) при высоких давлениях и резких перепадах давления, возникающих при дросселировании.
- **Механическая стабильность:** Способность сохранять однородность состава и не расслаиваться под воздействием сильной вибрации.
- **Химическая стабильность:** Устойчивость к окислению под воздействием кислорода воздуха. Окисление, особенно при высоких температурах, приводит к образованию осадка (смолы и коксоподобных веществ), который может засорять гидроаппаратуру и нарушать ее работу.

1.4.3 Характеристика рабочих жидкостей

В гидравлических системах в качестве рабочих жидкостей используют различные составы: минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси на основе минеральных масел и синтетические жидкости. Выбор конкретного типа и марки жидкости зависит от требований к гидроприводу, его надежности и условий работы.

Минеральные масла производятся из высококачественной нефти с добавлением специальных присадок (в количестве от 0,05% до 10%), которые улучшают их характеристики. Эти присадки могут быть многофункциональными, одновременно влияя на несколько свойств масла. Существуют присадки, предотвращающие окисление, улучшающие вязкость, снижающие износ, понижающие температуру застывания, подавляющие пенообразование и другие.

Водомасляные эмульсии – это смеси воды и минерального масла в различных пропорциях (например, 100:1 или 50:1). Минеральное масло в эмульсии снижает коррозионное воздействие воды и улучшает смазывающие свойства. Эмульсии применяются в гидросистемах, работающих в пожароопасных условиях, и в машинах, требующих большого объема рабочей

жидкости, например, в гидравлических прессах. Их использование ограничено низкими и высокими (до 60°С) температурами.

Смеси минеральных масел разных сортов, а также с добавлением керосина, глицерина и других веществ, используются в гидросистемах, требующих высокой точности, и в системах, работающих при низких температурах.

Синтетические жидкости, созданные на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединений, полифеноловых эфиров и других веществ, отличаются негорючестью, устойчивостью к химическим воздействиям и стабильностью вязкости в широком диапазоне температур. Несмотря на более высокую стоимость, синтетические жидкости все чаще применяются в гидроприводах машин общего назначения благодаря своим улучшенным характеристикам.

1.4.4 Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор подходящей рабочей жидкости для гидравлической системы машины – это комплексная задача, зависящая от нескольких ключевых факторов:

- **Температурный режим работы:** Диапазон температур, в котором будет функционировать гидросистема, является определяющим.
- **Рабочее давление:** Величина давления внутри гидросистемы напрямую влияет на выбор жидкости.
- **Скорость работы механизмов:** Скорость движения исполнительных механизмов также играет роль в выборе жидкости.
- **Совместимость материалов:** Необходимо учитывать материалы, из которых изготовлены компоненты гидросистемы и уплотнения, чтобы избежать их повреждения.
- **Условия эксплуатации:** Особенности использования машины, такие как работа на открытом воздухе или в помещении, условия хранения и вероятность загрязнения, также влияют на выбор рабочей жидкости.

Оптимальный диапазон рабочих температур для конкретной жидкости определяется ее вязкостными характеристиками. Верхний предел температуры ограничивается допустимым увеличением утечек, снижением эффективности гидросистемы (объемного КПД) и прочностью масляной пленки. Нижний предел температуры определяется способностью насоса эффективно работать, обеспечивая полное заполнение рабочих камер и прокачиваемость жидкости.

В условиях низких температур, особенно при хранении машин без гаража, вязкость рабочей жидкости может значительно увеличиться. Это может привести к тому, что при запуске гидросистемы насос не сможет сразу прокачивать жидкость, что вызывает "сухое" трение, кавитацию, ускоренный износ и, в конечном итоге, поломку насоса. Поэтому, при использовании гидравлических жидкостей в условиях отрицательных температур, перед запуском гидропривода необходимо предварительно подогреть рабочую жидкость.

Рекомендуемые значения максимальной и минимальной вязкости рабочих жидкостей для различных типов насосов можно найти в таблице 1.2.
Таблица 1.2.Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значение вязкости(сСт) при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80…0,85
Шестеренный	4500…5000	1380…1250	16…18
Пластинчатый	400…4500	680…620	10…12
Аксиально-поршневой	1800…1600	570…530	6…8

Выбор рабочей жидкости для гидросистемы зависит от рабочего давления и скорости движения исполнительных механизмов. Высокое давление увеличивает риск утечек, что теоретически можно компенсировать

использованием более вязкой жидкости. Однако это приводит к увеличению гидравлических потерь и снижению эффективности гидропривода. Аналогичное влияние оказывает и скорость работы исполнительных механизмов.

В настоящее время отсутствуют четкие научные рекомендации по выбору рабочей жидкости, учитывающие конкретные значения давления и скорости. Тем не менее, существует тенденция использовать более вязкие жидкости при высоких давлениях и менее вязкие - при низких.

Для продления срока службы рабочей жидкости и сохранения её свойств необходимо соблюдать следующие правила:

- Не смешивать свежую и отработанную жидкости.
- Использовать чистую тару и оборудование для заправки.
- Предотвращать попадание воды, пыли, песка, стружки и других загрязнений в жидкость.
- Обязательно фильтровать жидкость перед заливкой в систему.
- Обеспечивать герметичность резервуаров с рабочей жидкостью.
- При работе в широком диапазоне температур использовать сезонные сорта жидкостей (летние и зимние).

Рекомендуется заменять рабочую жидкость после первых 50-100 часов работы гидропривода для удаления продуктов износа, образующихся в начальный период эксплуатации.

Наиболее распространенные типы рабочих жидкостей – ВМГЗ и МГ-30, которые могут заменить более 30 различных специальных масел, включая индустриальные, турбинные, трансформаторные, дизельные, моторные, цилиндровые, веретенные и другие.

1.5. Гидро и пневмоприводы металлообрабатывающих станков

Современные металлообрабатывающие станки – это сложные системы, где множество узлов и механизмов работают согласованно. Они обеспечивают перемещение заготовки и инструмента, надежную фиксацию детали, автоматическую смену инструментов, удаление готовой детали и установку

новой. Все эти движения выполняются приводами – устройствами, включающими в себя двигатель и систему управления, которые регулируют скорость, усилие и другие параметры движения.

В станках используются различные типы приводов: электрические, пневматические, гидравлические или их комбинации. Выбор зависит от требований к детали, материала, технологического процесса и типа производства.

Пневматические приводы используют энергию сжатого воздуха для создания движения. Пневмоцилиндры, простые и надежные, являются распространенным типом пневмодвигателей. Однако, из-за сжимаемости воздуха, сложно точно регулировать скорость и обеспечивать равномерное движение, особенно на низких скоростях. Пневмоприводы обычно работают при относительно низком давлении, поэтому для увеличения усилия требуется увеличивать размеры цилиндров. В станках пневмоприводы чаще используются для вспомогательных операций, а в роботах – для рабочих перемещений. Иногда пневматические элементы применяются и в системах управления станками.

Гидравлические приводы используют давление жидкости для создания движения. Благодаря высокой подвижности и низкой сжимаемости жидкости, гидроцилиндры позволяют точно управлять движением рабочих органов станка по скорости, равномерности, усилию и частоте переключений. Гидравлические приводы работают при более высоком давлении, чем пневматические, что позволяет создавать более компактные и мощные исполнительные механизмы.

Гидравлические двигатели вращательного действия отличаются компактностью и меньшим весом по сравнению с электрическими двигателями аналогичной мощности. Гидравлические системы привода легко интегрируются с другими типами приводов и электронными системами управления станками. Благодаря этим и другим преимуществам, гидропривод

является эффективным инструментом для автоматизации станков и оборудования, повышая их производительность. Это особенно актуально для промышленных роботов, автоматизированных систем хранения инструментов и продукции, а также устройств контроля размеров заготовок и деталей.

В станках гидроприводы классифицируются по назначению на три основные группы: приводы главного движения, приводы подач и приводы вспомогательных перемещений.

Приводы главного движения обеспечивают поступательное или вращательное движение рабочих органов и узлов станка, несущих режущий инструмент или заготовку. Это движение непосредственно участвует в формировании требуемой геометрии детали и определяет скорость резания в процессе обработки.

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

Приводы вспомогательных перемещений широко используются для управления рабочими органами и узлами станка, чьи движения не участвуют непосредственно в процессе формообразования детали. К ним относятся приводы зажимных устройств, систем автоматической смены инструмента, транспортных и фиксирующих механизмов, а также устройств перемещения измерительных приборов.

В станках гидродвигатели обычно располагаются непосредственно на рабочих органах или вблизи них, а насосы – на гидробаках. Один насос может обеспечивать работу нескольких гидродвигателей. В некоторых случаях насос и гидромотор объединяются в единый гидропередаточный механизм.

Все гидравлическое оборудование можно разделить на три основные категории: гидромашины, гидроаппаратура управления и вспомогательные гидравлические устройства. К гидромашинам относятся гидродвигатели и насосы. Гидроаппаратура управления включает в себя различные клапаны, распределители, дроссели, реле давления, регуляторы и другие элементы.

Надежная работа гидропривода и станка в целом обеспечивается поддержанием требуемого качества рабочей жидкости в гидросистеме. Для этого используются устройства кондиционирования жидкости, такие как фильтры (для удаления механических загрязнений), теплообменники и нагревательные элементы (для регулирования температуры), а также терморегуляторы. Все эти устройства относятся к категории вспомогательных. В эту же группу входят компоненты для хранения и транспортировки рабочей жидкости: гидробаки, трубопроводы, уплотнения и соединительные элементы.

Для удобства компоновки и обслуживания гидропривода гидробак, насосный агрегат и устройства кондиционирования рабочей жидкости обычно объединяют конструктивно в виде гидравлической установки, которую располагают рядом со станком. На гидравлической установке по возможности размещают также манометр и гидроаппаратуру управления: предохранительные, обратные клапаны и др.

1.5.1. Пневматический привод

1.5.1.1. Общие сведения о применении газов в технике

Любая система, использующая газ, называется газовой. Воздух, как наиболее доступная газовая смесь, широко применяется в различных процессах благодаря своим природным свойствам. Термин "пневматика" происходит от греческого слова "pneumatikos", что означает "воздушный", и в технической литературе часто используется как сокращение.

Пневматические устройства, такие как ветряные мельницы и кузнечные меха, использовались с древних времен. Однако широкое распространение они получили благодаря изобретению надежных нагнетателей, способных создавать необходимую энергию сжатого газа.

Пневматический привод – это лишь одно из направлений использования сжатого воздуха или газа. Существуют различные типы пневматических систем, отличающихся по назначению и способу использования газа.

Все пневматические системы можно разделить на три группы в зависимости от наличия и причины движения газа:

1. **Системы с естественной конвекцией:** Движение воздуха происходит за счет разницы температур и плотности, как, например, в атмосфере, вентиляционных системах или газоходах.

2. **Системы с замкнутыми камерами:** Газ находится в изолированном объеме, где его состояние меняется из-за изменения температуры, объема, наддува или откачки. Примеры: пневмобаллоны, пневмобуферы, надувные устройства, пневмогидравлические системы. К этой же группе относятся вакуумные системы, такие как пневмоприсоски, используемые для перемещения листовых материалов в автоматизированном производстве.

3. **Системы, использующие энергию сжатого газа:** Газ под давлением перемещается по трубопроводам и выполняет работу. Эти системы могут быть замкнутыми (циркуляционными) или открытыми (бесциркуляционными).

Существуют два основных типа систем, использующих сжатый газ: циркуляционные и бесциркуляционные.

Циркуляционные системы работают по принципу замкнутого контура, подобно гидравлическим системам. Отработанный газ возвращается по трубопроводам к компрессору для повторного использования. Такие системы применяются в специфических случаях, когда утечка газа недопустима или использование воздуха нежелательно из-за его окислительных свойств. Примером служат криогенные установки, где в качестве рабочего тела используются агрессивные, токсичные газы или легко испаряющиеся жидкости, такие как аммиак, пропан, сероводород, гелий или фреоны.

В **бесциркуляционных системах** газ используется однократно. Он может выступать в роли химического реагента (например, в сварке или химической промышленности) или служить источником пневматической энергии. В последнем случае чаще всего используется сжатый воздух.

Применение сжатого воздуха можно разделить на три основных направления:

1. **Технологические процессы:** Сжатый воздух используется непосредственно для выполнения таких операций, как обдув, сушка, распыление, охлаждение, вентиляция и очистка.

2. **Пневмотранспортировка:** Широко распространена транспортировка материалов по трубопроводам с использованием сжатого воздуха, особенно в легкой, пищевой и горнодобывающей промышленности. Штучные и кусковые материалы перемещаются в специальных контейнерах (капсулах), а пылевидные материалы транспортируются в виде смеси с воздухом, подобно жидкостям.

3. **Пневматические системы управления (ПСУ):** Сжатый воздух используется для автоматического управления технологическими процессами. Это направление получило значительное развитие с 1960-х годов благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Широкий ассортимент компонентов УСЭППА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т.д.) позволяет создавать релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, сопоставимые по своим характеристикам с электротехническими системами. Благодаря высокой надежности, ПСУ широко применяются для циклового программного управления различными машинами, роботами в крупносерийном производстве и в системах управления движением мобильных объектов.

Самым мощным и распространенным способом использования пневмоэнергии является пневматический привод, который с точки зрения науки относится к общей механике машин. Основоположником теории пневматических систем считается И.И. Артоболевский, возглавлявший Институт машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде. Под его руководством в период с 40-х по 60-е годы были систематизированы и обобщены знания о теории и проектировании пневмосистем. Одним из первых трудов в этой области стала статья А.П. Германа "Применение сжатого воздуха в горном

деле" (1933 г.), в которой впервые было предложено рассматривать движение рабочего органа пневмоустройства совместно с термодинамическими параметрами воздуха. Существенный вклад в развитие теории и практики пневмоприводов внесли такие ученые, как Б.Н. Бежанов, К.С. Борисенко, И.А. Бухарин, А.И. Вощинин, Е.В. Герц, Г.В. Крейнин, А.И. Кудрявцев, В.А. Марутов, В.И. Мостков, Ю.А. Цейтлин и многие другие.

1.5.1.2 Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки

Область применения и возможности пневматических приводов определяются как их преимуществами, так и ограничениями, которые обусловлены специфическими свойствами воздуха. В отличие от жидкостей, используемых в гидравлических системах, воздух, как газ, характеризуется высокой сжимаемостью и низкой плотностью в нормальных условиях (около 1,25 кг/м³). Он также обладает значительно меньшей вязкостью и большей текучестью, причем его вязкость увеличивается с ростом температуры и давления.

Существенным фактором, влияющим на использование воздуха в пневмоприводах, является отсутствие у него смазывающих свойств и наличие водяного пара. Этот пар может конденсироваться на рабочих поверхностях пневматических устройств при интенсивных термодинамических процессах, происходящих в изменяющихся объемах рабочих камер. Поэтому воздух необходимо подвергать кондиционированию, то есть придавать ему дополнительные смазывающие свойства и снижать содержание влаги, чтобы обеспечить надежную работу и продлить срок службы компонентов привода.

Учитывая эти особенности воздуха, рассмотрим преимущества пневмопривода по сравнению с гидравлическими и электрическими системами.

1. **Простота конструкции и обслуживания.** Пневматические устройства не требуют такой высокой точности изготовления и герметичности

соединений, как гидравлические. Незначительные утечки воздуха не оказывают существенного влияния на эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безопасны и легко устраняются. Монтаж и обслуживание пневмопривода обходятся дешевле благодаря отсутствию возвратных линий и использованию более гибких и недорогих пластиковых или резиновых шлангов. В этом плане пневмопривод сопоставим с электроприводом. Кроме того, для изготовления деталей пневмопривода не требуются специальные материалы, такие как медь или алюминий, хотя они могут использоваться для снижения веса или трения в подвижных элементах.

2. **Пожаро- и взрывобезопасность.** Это ключевое преимущество делает пневмопривод незаменимым в условиях повышенной опасности воспламенения или взрыва газа и пыли, например, в шахтах с высоким содержанием метана, на химических производствах или мукомольных предприятиях, где недопустимо искрообразование. Использование гидропривода в таких условиях возможно только при наличии централизованного источника питания и передаче энергии на значительные расстояния, что часто экономически нецелесообразно.

3. Исключительная надежность в сложных условиях: Пневмоприводы демонстрируют стабильную работу в широком диапазоне температур, а также в запыленной и влажной среде. В отличие от них, гидро- и электроприводы требуют значительных затрат на обслуживание в подобных условиях. Перепады температур приводят к потере герметичности гидросистем из-за изменения размеров компонентов, а также к ухудшению изоляционных свойств электротехнических материалов. В сочетании с агрессивной окружающей средой это приводит к частым поломкам. Поэтому пневматические системы часто являются единственным надежным решением для автоматизации в литейном, сварочном и кузнечно-прессовом производствах, а также в некоторых отраслях добычи и переработки сырья. Благодаря своей надежности, пневмоприводы широко используются в тормозных системах как мобильной, так и стационарной техники.

4. Превосходный срок службы: Пневмоприводы обладают значительно более долгим сроком службы по сравнению с гидравлическими и электрическими аналогами. Долговечность оценивается двумя ключевыми показателями: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 миллионов циклов, в зависимости от конструкции и назначения. Для устройств нециклического действия этот показатель составляет около 10-20 тысяч часов. Это в 2-4 раза превышает ресурс гидроприводов и в 10-20 раз – электроприводов.

5. Высокое быстродействие: Пневмоприводы обеспечивают высокую скорость рабочих движений благодаря высокой скорости потока воздуха. Скорость поступательного движения штока пневмоцилиндра может достигать 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) – до 100 000 об/мин. Это преимущество особенно ценно в приводах циклического действия, используемых в высокопроизводительном оборудовании, таком как манипуляторы, прессы, машины точечной сварки, а также в тормозных и фиксирующих устройствах. При этом увеличение количества одновременно работающих пневмоцилиндров (например, в многоместных зажимных приспособлениях) практически не влияет на время срабатывания. Высокая скорость вращения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и других устройствах. Достижение аналогичных скоростей в гидро- и электроприводах затруднено из-за их большей инерционности (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствия демпфирующего эффекта, присущего воздуху.

6. **Передача энергии на расстояние:** Пневматические системы позволяют передавать сжатый воздух по трубопроводам на значительные расстояния, обеспечивая энергией множество устройств. Хотя в этом отношении пневмопривод уступает электроприводу, он превосходит гидропривод благодаря меньшим потерям давления в длинных магистралях. Электроэнергия может передаваться на сотни и тысячи километров

практически без потерь, в то время как экономически целесообразное расстояние для передачи пневмоэнергии обычно ограничивается несколькими десятками километров. Такие системы используются на крупных промышленных и горнодобывающих предприятиях с централизованными компрессорными станциями. Исторический пример – парижская городская компрессорная станция 1888 года, снабжавшая предприятия сжатым воздухом по сети длиной 48 км. Однако с развитием надежных линий электропередач её эксплуатация стала нерентабельной. Гидравлические системы, напротив, обычно ограничены протяженностью 250-300 метров, например, в механизированных шахтных комплексах, где часто используется менее вязкая водно-масляная эмульсия.

7. **Защита от перегрузки:** Пневматические системы не требуют индивидуальных защитных устройств от избыточного давления для каждого потребителя. Необходимый уровень давления регулируется общим предохранительным клапаном, расположенным на источнике сжатого воздуха. Пневмодвигатели могут быть безопасно остановлены и оставаться в таком состоянии длительное время без риска повреждения.

8. **Безопасность:** Пневмопривод безопасен для персонала при соблюдении стандартных мер предосторожности, предотвращающих механические травмы. В отличие от гидро- и электроприводов, отсутствует риск поражения электрическим током или утечки жидкости под давлением при повреждении изоляции или разгерметизации.

9. **Вентиляция:** Отработанный воздух из пневматических устройств способствует улучшению вентиляции рабочего пространства. Это особенно полезно в шахтах, а также в химических и металлообрабатывающих цехах.

10. **Устойчивость к излучению:** Пневматические системы нечувствительны к радиационному и электромагнитному излучению, в отличие от электрогидравлических систем, которые в таких условиях практически непригодны. Это делает пневмопривод востребованным в

системах управления космической и военной техникой, а также в атомных реакторах.

Несмотря на свои преимущества, использование пневмопривода ограничено главным образом экономическими факторами из-за значительных потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также рядом других недостатков:

1. **Низкая энергоэффективность:** Пневмопривод значительно уступает гидро- и электроприводам по КПД (обычно 5-15%, редко до 30%, а иногда и менее 1%). Это делает его нерентабельным для продолжительной работы и высокой мощности, за исключением ситуаций, где электроэнергия неприменима (например, в газоопасных шахтах).

2. **Большие габариты и вес:** Из-за низкого рабочего давления пневмомашины имеют сравнимые с электромашинами размеры и массу, в отличие от гидромашин, которые значительно компактнее и легче.

3. **Сложность управления:** Пневмоприводу сложно обеспечить стабильную скорость и фиксацию в промежуточных положениях при переменной нагрузке. Хотя "мягкость" характеристик иногда является преимуществом.

4. **Высокий уровень шума:** Пневматические системы, особенно поршневые компрессоры и ударные механизмы, создают значительный шум (95-130 дБ), требующий специальных мер по шумоподавлению. Гидроприводы обычно менее шумные, а электроприводы сопоставимы с ними по уровню шума.

5. **Замедленная передача сигнала:** Низкая скорость распространения управляющего сигнала (равная скорости звука в воздухе, 150-360 м/с) приводит к задержкам в выполнении операций, в отличие от гидро- и электроприводов, где скорость передачи сигнала значительно выше.

Эти недостатки можно компенсировать, используя комбинированные пневмоэлектрические или пневмогидравлические системы.

1.5.1.3 Течение воздуха

Инженерный анализ пневматических систем включает в себя определение скоростей и объемов воздуха, необходимых для заполнения и опустошения резервуаров (включая рабочие камеры пневмодвигателей), а также для его перемещения по трубопроводам, учитывая сопротивление различных элементов. В отличие от гидравлических систем, расчеты для пневмосистем усложняются из-за сжимаемости воздуха и проводятся в полном объеме только для критически важных применений. Подробное изучение процессов движения воздуха является предметом газодинамики.

Основные принципы, управляющие движением воздуха (газа), аналогичны принципам, применимым к жидкостям. Это включает в себя ламинарный и турбулентный режимы течения, стационарное и нестационарное течение, равномерное и неравномерное течение, вызванное изменением сечения трубопровода, а также другие кинематические и динамические характеристики потоков. Из-за низкой вязкости воздуха и относительно высоких скоростей, в большинстве случаев преобладает турбулентный режим.

Для проектирования промышленных пневмоприводов достаточно понимания закономерностей стационарного течения воздуха. Расчет параметров воздуха зависит от интенсивности теплообмена с окружающей средой и выполняется с учетом типа термодинамического процесса, который может варьироваться от изотермического (полный теплообмен, постоянная температура) до адиабатического (отсутствие теплообмена).

При высоких скоростях работы исполнительных механизмов и при прохождении газа через элементы сопротивления, процесс сжатия часто моделируется как адиабатический с показателем адиабаты k = 1,4. Однако, в практических расчетах, показатель адиабаты часто заменяется показателем политропы (обычно в диапазоне 1,3…1,35), что позволяет учесть потери, возникающие из-за трения воздуха и возможного теплообмена.

В реальных пневматических системах всегда происходит некоторый теплообмен между воздухом и компонентами системы, что приводит к политропному изменению состояния воздуха. Уравнения политропного процесса описывают весь спектр реальных условий.

$$pVn = const \qquad (1.16)$$

где n - показатель политропы, изменяющийся в пределах от $n = 1$ (изотермический процесс) до $n = 1{,}4$ (адиабатический процесс).

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа

$$\gamma z + p + \frac{\rho \upsilon^2}{2} = \text{const} \qquad (1.17)$$

Слагаемые уравнения выражаются в единицах давления, поэтому их часто называют "давлениями":

z - весовое давление;

p - статическое давление;

$\frac{\rho \upsilon^2}{2}$ - скоростное или динамическое давление.

На практике часто весовым давлением пренебрегают и уравнение Бернулли принимает следующий вид

$$p + \frac{\rho \upsilon^2}{2} = \text{const} \qquad (1.18)$$

Сумму статического и динамического давлений называют полным давлением P_0. Таким образом, получим

$$p + \frac{\rho \upsilon^2}{2} = P_0 \qquad (1.19)$$

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху

(ρ = 1,25 кг/ м^3, υ = 14,9 м^2/с при p = 101,3 кПа и t = 20°С).

В этом случае уравнение расходов записывается в виде

$$Qm_1 = Qm_2 \text{ или } \upsilon_1 V_1 S_1 = \upsilon_2 V_2 S_2 \quad (1.20)$$

Второе отличие проявляется в изменении характера зависимости расхода воздуха от перепада давления на сопротивлении при достижении сверхзвуковых скоростей. Это обуславливает существование двух режимов течения: подкритического и надкритического. Суть этих режимов будет разъяснена ниже. Рассмотрим процесс истечения газа из резервуара через малое отверстие, при условии поддержания постоянного давления в резервуаре (рис. 1.4). Принимается, что размеры резервуара значительно превышают размеры отверстия, что позволяет пренебречь скоростью газа внутри резервуара. Вследствие этого, давление, температура и плотность газа в резервуаре можно считать постоянными и равными p_0, ρ_0 и T_0.

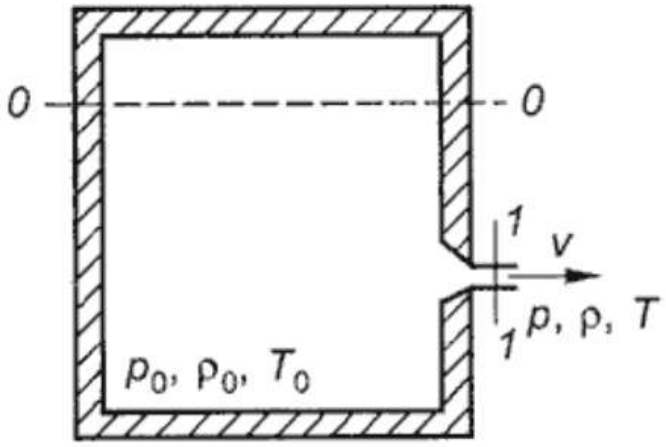


Рис.1.4. Истечение газа из отверстия в тонкой стенке

Скорость истечения газа можно определять по формуле для истечения несжимаемой жидкости, т.е.

$$\upsilon = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g\frac{p_0 - p}{\gamma_0}} \quad (1.21)$$

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле

$$Q_m = \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \qquad (1.22)$$

где ω_0 - площадь сечения отверстия.

Отношение p/p_0 называется степенью расширения газа. Анализ формулы (1.22) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при $p/p_0 = 1$ и $p/p_0 = 0$. Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума Q_{max}. График зависимости массового расхода газа от отношения давлений p/p_0 показан на рис.1.5.

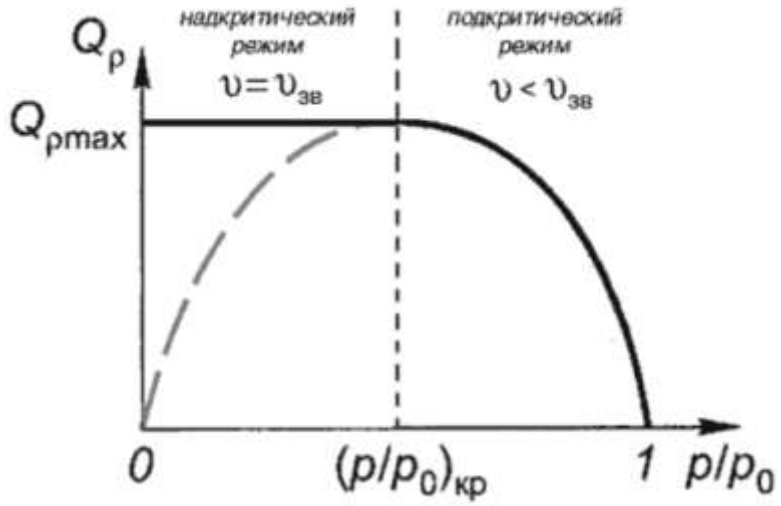


Рис.1.5. Зависимость массового расхода газа от отношения давлений

Отношение давлений p/p_0, при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений равно

$$\left(\frac{p}{p_0} \right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad (1.23)$$

Как видно из графика, показанного на рис.1.5., при уменьшении p/p_0 по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и

при $p/p_0 = 0$ значение расхода должно быть равно нулю ($Q_m = 0$. Однако в действительности это не происходит.

В действительности при заданных параметрах p, ρ_0 и T_0 расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара p до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением p критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$\upsilon_{зв} = \sqrt{k\frac{p}{\rho}} \qquad (1.24)$$

После того, как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления p не может привести к увеличению скорости истечения, так как, согласно теории распространения малых возмущений, внутренний объем резервуара станет недоступен для внешних возмущений: он будет "заперт" потоком со звуковой скоростью.

Все внешние малые возмущения не могут проникнуть в резервуар, так как им будет препятствовать поток, имеющий ту же скорость, что и скорость распространения возмущений. При этом расход не будет меняться, оставаясь максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения:

подкритический режим, при котором

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} < \left(\frac{p}{p_0}\right) < 1 \qquad (1.25)$$

надкритический режим, при котором

$$0 < \left(\frac{p}{p_0}\right) < \left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} \qquad (1.26)$$

В надкритической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого при

определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на трение воздуха учитывают коэффициентом расхода μ, который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости (μ = 0,1...0,6).

Окончательно скорость и максимальный массовый расход в подкритической зоне, с учетом сжатия струи определятся по формулам

$$\upsilon = \varphi \sqrt{\frac{2}{k-1}\frac{p_0}{\rho_0}\left[1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (1.27)$$

$$Q_m = \mu\omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1}p_0\rho_0\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (1.28)$$

1.5.2.Пневмоцилиндры

Пневмоцилиндры — это устройства, которые используются для преобразования энергии сжатого воздуха в механическое движение. Цилиндры являются одним из наиболее распространенных типов пневматического оборудования и широко применяются в различных отраслях промышленности и автоматизации производственных процессов.

Надежность, малые габариты и отличная производительность устройств делают их востребованными в таких областях, как машиностроение, автомобильная промышленность, пищевая и химическая промышленность, электроника и робототехника.

Цилиндры способны перемещать большие грузы с высокой точностью и скоростью, что значительно ускоряет процессы производства и повышает его эффективность. Благодаря своей универсальности и надежности, пневмоцилиндры стали незаменимыми в современной индустрии.

Пневмоцилиндр является основой многих пневматических приводов. С его помощью осуществляется преобразование энергии сжатого воздуха в механическое движение. Принцип работы пневмоцилиндра основан на

законах пневматики и механики, где подача сжатого воздуха в одну из камер устройства провоцирует перемещение поршня. Последний имеет жесткое крепление со штоком, который и выполняет механическую работу.

В зависимости от требуемых настроек, поршень пневмоцилиндра способен моментально изменить положение штока, подключенного к рабочему механизму. Поэтому они часто используются для управления работой клапанов вентилей, редуцирующих устройств, где нужна быстрая реакция на поддержание заданных технологических параметров.

Пневмоцилиндры могут быть классифицированы на два основных типа: одностороннего действия (одноходовые) и двустороннего действия (двуходовые). Каждый из них имеет свои уникальные принципы работы, особенности и области применения.

Типы пневмоцилиндров. По конструкции можно выделить следующие типы пневматических цилиндров.

Двухстороннего действия

- С односторонним штоком
- С двухсторонним штоком
- Телескопический двухсторонний

Одностороннего действия

- С пружинным возвратом
- Плунжерный пневмоцилиндр
- Телескопический односторонний

Пневмоцилиндры двухстороннего действия. В пневмоцилиндрах двухстороннего действия сжатый воздух подается как в поршневую полость, так и в штоковую.

Двусторонний эффект — это основной принцип работы пневмоцилиндров двустороннего действия. Они имеют два направления подачи сжатого воздуха, что позволяет поршню перемещаться в обоих направлениях. В таких цилиндрах присутствуют отдельные камеры для каждой стороны поршня, которые соединены клапаном управления. Подача

сжатого воздуха на одну сторону приводит к перемещению поршня в одном направлении, а подача на другую сторону — в противоположном.

Двусторонние пневмоцилиндры обеспечивают более гибкую и точную работу, так как можно контролировать движение поршня в обоих направлениях. Они часто используются для выполнения сложных задач, требующих изменяемого направления движения или точного позиционирования. Примером могут быть роботы-манипуляторы или системы автоматизированной сборки.

Как односторонние, так и двусторонние пневмоцилиндры имеют свои преимущества и недостатки, которые определяются требованиями конкретной задачи. Выбор устройства зависит от типичных требований к ускорению и скорости работы, а также необходимости точного контроля движения или его предсказуемости.

Пневмоцилиндр с односторонним штоком. Пневмоцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком получили наиболее широкое распространение, благодаря простоте конструкции, универсальности, возможности регулирования скорости прямого и обратного хода, компактности.

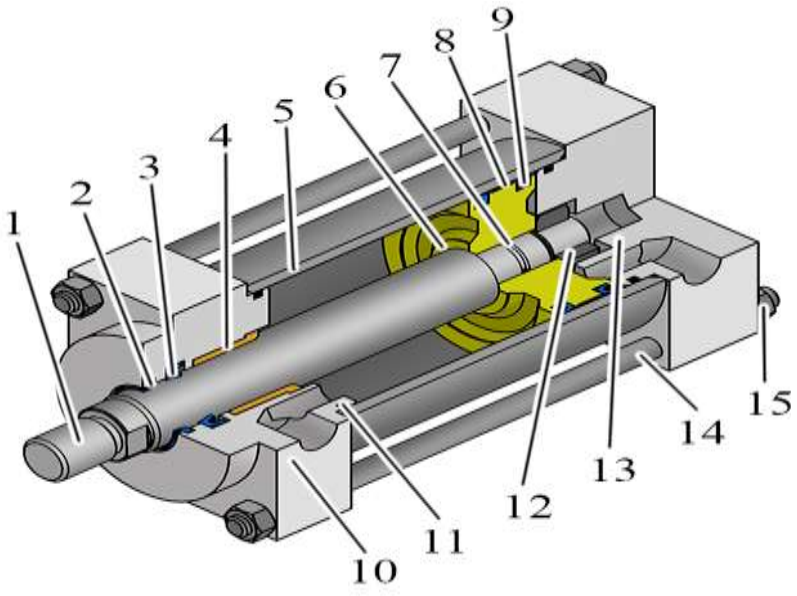


Рис.1.6. Конструкция пневмоцилинра: 1. Шток - деталь, которая соединена с поршнем и поваляет передать перемещение и усилие, от поршня к объекту воздействия.2. Грязесъемное кольцо не допускает попадания загрязняющих частиц в полость

пневмоцилиндра.3. Манжета штоковая обеспечивает герметичность штоковй камеры.4.Направляющая втулка изготавливается из антифрикционного материала, служит направляющей опорой для штока пневмоцилиндра.5.Гильза - цилиндрическая камера, в которой перемещается поршень. Внутренний диаметр гильзы определяется диаметром поршня, длина гильзы - ходом поршня.6.Поршень - подвижная часть пневмоцилин-дра, перемещается в гильзе, разделяя полости пневмоцилиндра.7.Резиновое кольцо не допускает перетекания воздуха между полостями в месте сопряжения штока и поршня.8.Поршневое кольцо изготавливается из антифрикционного материала, позволяет поршню скользить по внутренней поверхности гильзы.9.Манжеты поршневые обеспечивают герметичное разделение поршневой и штоковой полостей.10.Крышки пневоциилин-дра позволяют сформировать герметичные рабочие камеры. Задняя крышка 13 замыкает поршневую полость, передняя - штоковую. В крышках выполняют необходимые канавки, для уплотнений, проточки, отверстия для подвода и отвода воздуха.11.Резиновые кольца устанавливаются в канавках на крышках пневмоцилиндра, обеспечивают герметичное уплотнение крышек и гильзы.12.Гайка удерживает поршень на штоке.В представленной конструкции крышки и гильза стягиваются анкерами 14 (шпильками) с гайками 15.

Основные понятия. Принципиальная схема пневматического цилиндра показана на рисунке.

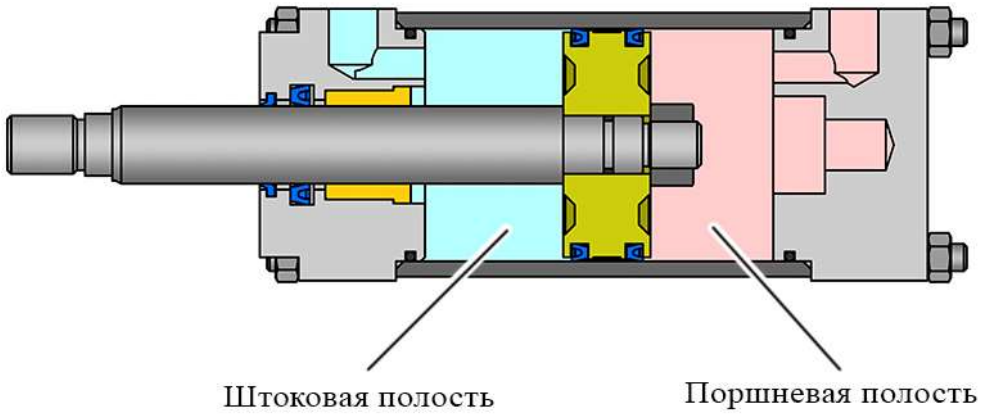


Рис.1.7.Принципиальная схема пневматического цилиндра

При описании работы пнемоцилиндра наиболее часто используются следующие термины.

Поршневая полость - камера между поршнем и задней крышкой.

Штоковая полость - пространство между поршнем и передней крышкой.

Прямой ход - движение поршня, при подаче давления в поршневую полость.

Обратный ход - движение поршня при опорожнении поршневой полости.

Активная камера - камера под давлением.

Мертвый объем - пространство, остающееся между передней и задней крышками и в крайних положениях поршня.

Эффективная площадь - площадь поршня, на которую воздействует давление сжатого воздуха.

Принцип действия. Сжатый воздух от *компрессора* или другого источника подается в поршневую полость пневмоцилиндра, штоковая полость в этот момент с помощью распределителя соединяется с атмосферой, давление сжатого воздуха воздействует на *поршень*, заставляя его перемещаться, до тех пор, пока он не упрется в переднюю крышку. Пневмоцилиндр совершает прямой ход, его шток выдвигается. Усилие, развиваемое пневмоцилиндром во время прямого хода можно вычислить, используя зависимость:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad (1.29)$$

где p - давление сжатого воздуха, D - диаметр поршня

Для осуществления обратного хода необходимо подать сжатый воздух в штоковую полость, а поршневую - соединить с атмосферой. По действием давления сжатого воздуха поршень станет перемещаться, шток будет задвигаться. Усилие развиваемое пневмоцилиндром во время обратного хода можно вычислить, используя формулу:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \qquad (1.30)$$

где p - давление сжатого воздуха

D - диаметр поршня

d - диаметр штока

Направление потоков сжатого воздуха в поршневую и штоковую полости, а также соединение их с атмосферой или линией сброса осуществляется с помощью специальных устройств - *пневматических распределителей*.

Пневмоцилиндр с двухсторонним штоком. Размеры эффективных площадей и объемы полостей при прямом и обратном ходах пневматического цилиндра различны. Это означает, что при прочих равных условия, пневмоцилиндр будет двигаться с разными скоростями, и создавать разные усилия при прямом и обратном ходах. Это не всегда желательное явление.

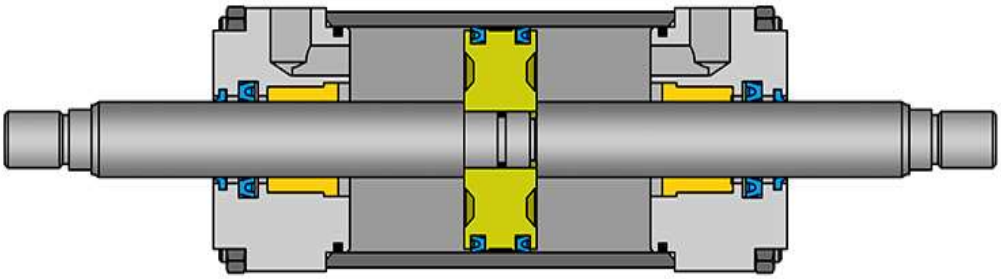


Рис.1.8.Принципиальная схема пневматического цилиндра с двухсторонним штоком

Если пневмоцидиндр должен действовать одинаково как при прямом, так и при обратном ходе, то используют пневмоцилиндр с двухсторонним штоком.

В пневмоприводах применяются конструкции с закрепленной гильзой или с закрепленным штоком. Во втором случае сжатый воздух подводится в рабочие полости через шток.

Телескопический пневмоцилиндр двухстороннего действия

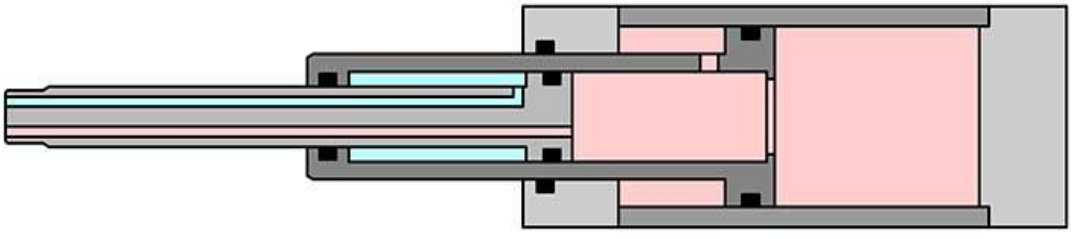


Рис.1.9.Принципиальная схема телескопического пневматического цилиндра двухстороннего действия

Телескопическая конструкция, при которой, каждый последующий шток установлен внутри предыдущего, позволяет значительно уменьшить габариты пневмоцилиндра. Это актуально для тех цилиндров, у которых ход превышает диаметр поршня в 10 раз. В телескопических пневматических цилиндрах

двухстороннего действия сжатый воздух в рабочие полости поступает через отверстия, выполненные в штоке.

Пневмоцилиндры одностороннего действия. Принцип действия пневмоцилиндров одностороннего действия заключается в том, что они используют только одно направление подачи сжатого воздуха для генерации движения поршня. Важными компонентами таких цилиндров являются поршень, соединительный стержень и клапан управления.

При подаче сжатого воздуха на одну сторону поршня, он перемещается и создает механическую силу. Возвращение поршня происходит с помощью пружины или другого механизма, который обеспечивает обратное перемещение при отпускании давления в пневматической системе.

Односторонние пневмоцилиндры применяются там, где требуется однонаправленное движение, например, для выталкивания предметов из автоматов или дверей автомобилей. У них также более компактный размер и более экономичное использование энергии за счет отсутствия необходимости постоянного подвода сжатого воздуха.

Пневмоцилиндр с пружинным возвратом

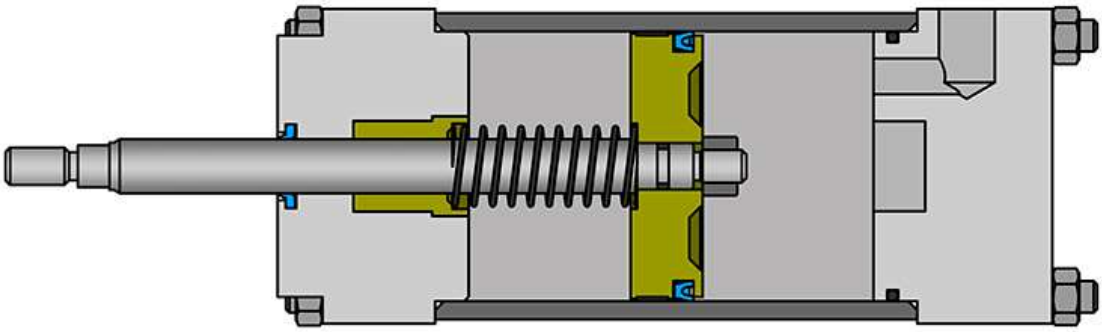


Рис.1.10.Принципиальная схема пневматического цилиндра с пружинным возвратом

На рисунке показан пневматический цилиндр одностороннего действия с пружинным возвратом. Прямой ход осуществляется за счет энергии сжатого воздуха, подводимого в полость цилиндра. Для осуществления обратного хода

может использоваться пружина сжатия или растяжения. Пружина может устанавливать как в штоковой, так и в поршневой полости.

Плунжерный пневматический цилиндр

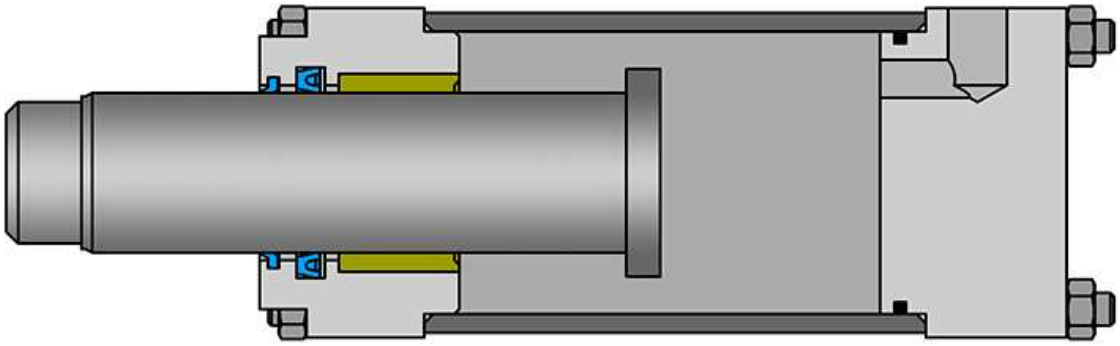


Рис.1.11.Принципиальная схема плунжерного пневматического цилиндра

В пневоцилиндрах этого типа сжатый воздух воздействует на плунжер, заставляя его выдвигаться, преодолевая внешнее воздействие. Усилие, развиваемое плунжерным пневмоцилиндром при прямом можно вычислить, используя формулу:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

где p - давление сжатого воздуха, D - диаметр плунжера

Обратный ход осуществляется под воздействием внешних сил. Плунжер может изготавливаться с внешним упором (как показано на рисунке) или без него.

Телескопический пневматический цилиндр одностороннего действия

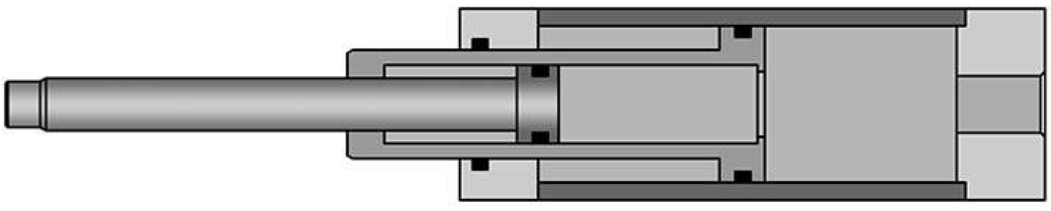


Рис.1.12.Принципиальная схема телескопического пневматического цилиндра одностороннего действия

В телескопическом цилиндре одностороннего действия сжатый воздух подводится через заднюю крышку, секции выдвигаются последовательно. Обратный ход штоков осуществляется под действием внешних сил.

Сферы применения пневмоцилиндров. Благодаря универсальности, простоте эксплуатации и обслуживания, пневмоцилиндры обеспечивают эффективное выполнение задач в различных отраслях производства.

- *Промышленная автоматизация.* Выполняют задачи перемещения, подъема и фиксации деталей.
- *Пищевая промышленность*. Используются для автоматизации процессов упаковки, розлива и транспортировки продуктов.
- *Машиностроение*. Применяются для точного позиционирования, фиксации и перемещения деталей на станках и сборочных линиях.
- *Медицинское оборудование.* В стоматологических установках, медицинских манипуляторах и других устройствах.

Преимущества и недостатки пневмоцилиндров одностороннего действия

Пневмоцилиндры одностороннего действия обладают рядом преимуществ, делающих их востребованными инструментами:

- Упрощенная конструкция;
- Малое потребление воздуха;
- Дополнительные уплотнения не требуются, что приводит к снижению потерь на трение;
- Способность развивать больший крутящий момент по сравнению с гидравлическими цилиндрами при одинаковых размерах.

Однако есть и некоторые недостатки данных устройств. Например, они требуют наличия постоянного сжатого воздуха для работы, что может повлечь за собой высокие эксплуатационные расходы. Кроме того, из-за своей конструкции пневматический цилиндр одностороннего действия может быть более подвержен износу и поломкам по сравнению с двусторонне действующим аналогом.

Преимущества и недостатки пневмоцилиндров двустороннего действия.

Пневмоцилиндры двустороннего действия также обладают своими особенностями. Главным преимуществом таких цилиндров является возможность осуществления движения в обоих направлениях, что позволяет эффективно контролировать положение и скорость рабочего элемента.

Кроме того, изделия двустороннего действия обладают высокой точностью повторяемости работы, что важно при выполнении сложных задач.

Недостатком этих механизмов является то, что для создания необходимого давления воздуха требуется компрессор, а для регулирования поступления и выхода воздуха из цилиндра — специальная система управления. Это может усложнить эксплуатацию и увеличить расходы.

Конструкция цилиндров двустороннего действия может отличаться в зависимости от размеров и назначения. При диаметре поршня 25 мм и менее наиболее распространенным способом крепления деталей корпуса является болтовое соединение гильзы с крышками. Если же диаметр поршня превышает 32 мм, то для крепления гильзы и крышки используются шпильки.

Ход поршня таких цилиндров обычно составляет от нескольких миллиметров до 6–7 метров. Гильза изготавливается из бесшовной трубы, торцевые крышки — из алюминиевого сплава или ковкого чугуна, а корпус цилиндра может быть выполнен из алюминия, латуни, бронзы или нержавеющей стали.

1.6. Гидроцилиндры

Современная спецтехника отличается большой энергоёмкостью при сравнительно малых габаритных размерах. Эту задачу решает гидропривод, который всё ещё превосходит другие типы приводов и является простым и надёжным способом для получения возвратно-поступательного движения. Основным узлом для получения такого типа движения является гидроцилиндр.

Гидравлический цилиндр - это объёмный гидродвигатель, ведомое звено которого совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение

относительно корпуса. Конструкция гидроагрегата отличается простотой и компактностью, что позволяет устанавливать его в разное оборудование и технику.

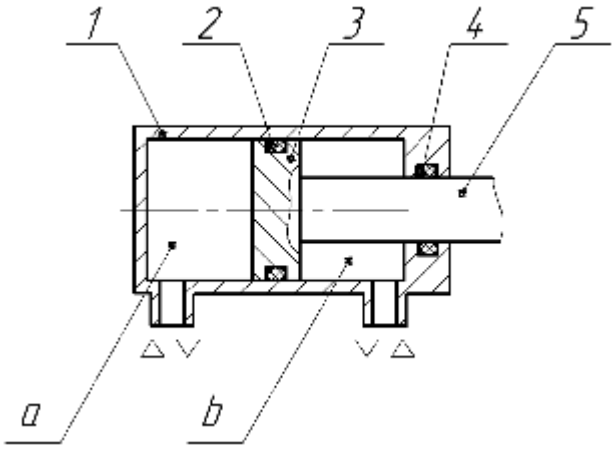


Рис.1.13.Схема гидроцилиндра

Гидравлический цилиндр (см. рис.1.13) имеет корпус (1*)*, в котором находится поршень (3), шток (5) поршня выходит наружу и соединяется с нагрузкой. Для устранения наружных утечек рабочей жидкости по неподвижным и подвижным соединениям, а также внутренних перетечек жидкости из одной рабочей полости в другую, указанные соединения герметизируются при помощи уплотнительных колец (2) и (4) или иных уплотнительных устройств. Жидкость, поступающая в цилиндр под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку (5).

Часть рабочей камеры (а) гидроцилиндра, ограниченная корпусом, поршнем и крышкой, называется “поршневой полостью”, а часть рабочей камеры *(b)* гидроцилиндра, ограниченная рабочими поверхностями корпуса, поршня, штока и крышкой, называется “штоковой полостью”.

Движение в обе стороны происходит за счёт давления рабочей среды. При подаче рабочей жидкости в поршневую полость (*a*) происходит выдвижение поршня со штоком – прямой ход (он движется влево). При подаче рабочей жидкости в штоковую полость (*b*) происходит втягивание поршня со штоком – обратный ход.

Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндры различают:

- по направлению действия рабочей среды;
- по конструкции рабочей камеры;
- по числу штоков;
- по способу подвода рабочей жидкости;
- по способу закрепления.

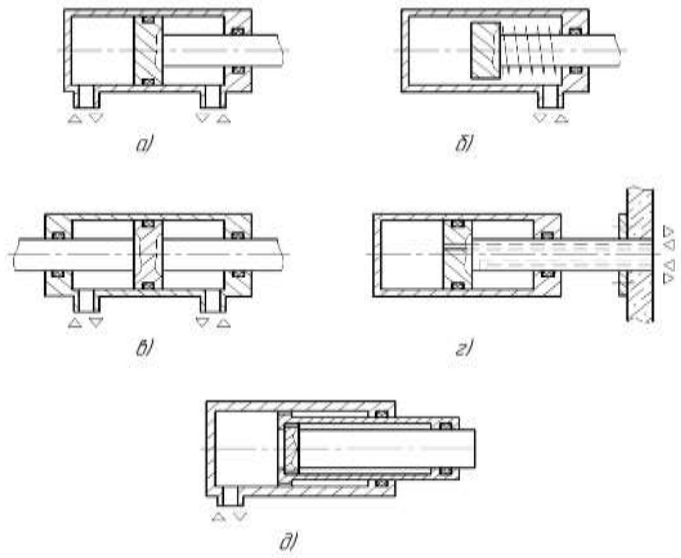


Рис.1.14.Типы гидроцилиндров

Направление действия рабочей среды

В гидроцилиндрах одностороннего действия (рис.1.14*, б)* движение выходного звена под воздействием рабочей среды возможно только в одном направлении - выдвижение (возврат штока обеспечивается внешней силой: силой тяжести, пружиной и т.п.).

В гидроцилиндрах двустороннего действия (рис.1.14, *а)* движение возможно в двух взаимно противоположных направлениях.

Конструкция рабочей камеры

У поршневых цилиндров (рис.1.14,*а)* камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком; у плунжерных (рис.1.14*,б)* камера образована рабочими поверхностями корпуса и плунжера, и у телескопических (рис.1.14*,д)* камера образована несколькими вдвигающимися друг в друга штоками.

Число штоков

Среди гидроцилиндров различают гидроцилиндры с односторонним (рис.1.14,*а)* и двусторонним (его ещё называют проходным) (рис.1.14,*в)* штоком.

Подвод рабочей жидкости

Гидроцилиндры различают по способу подвода рабочей жидкости – через шток *(рис.1.14,д)* или через гильзу *(рис.1.14,а).*

Способ закрепления

Сегрегация гидроцилиндров по способу закрепления происходит на гидроцилиндры на лапах, фланцах, проушинах, цапфах с резьбой на штоке, закладными полукольцами или приваркой задней крышки (при этом следует помнить, что выполнение сварочных работ вблизи окончательно обработанной гильзы может вызвать её деформацию и нарушение работоспособности узла).

Благодаря своей конструктивной простоте, возможности реализации значительных усилий, малой стоимости, высоким удельным показателям и надежности гидроцилиндры являются самыми распространенными объемными гидродвигателями.

В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяются (рис. 1.15) на поршневые, плунжерные, телескопические и сильфонные.

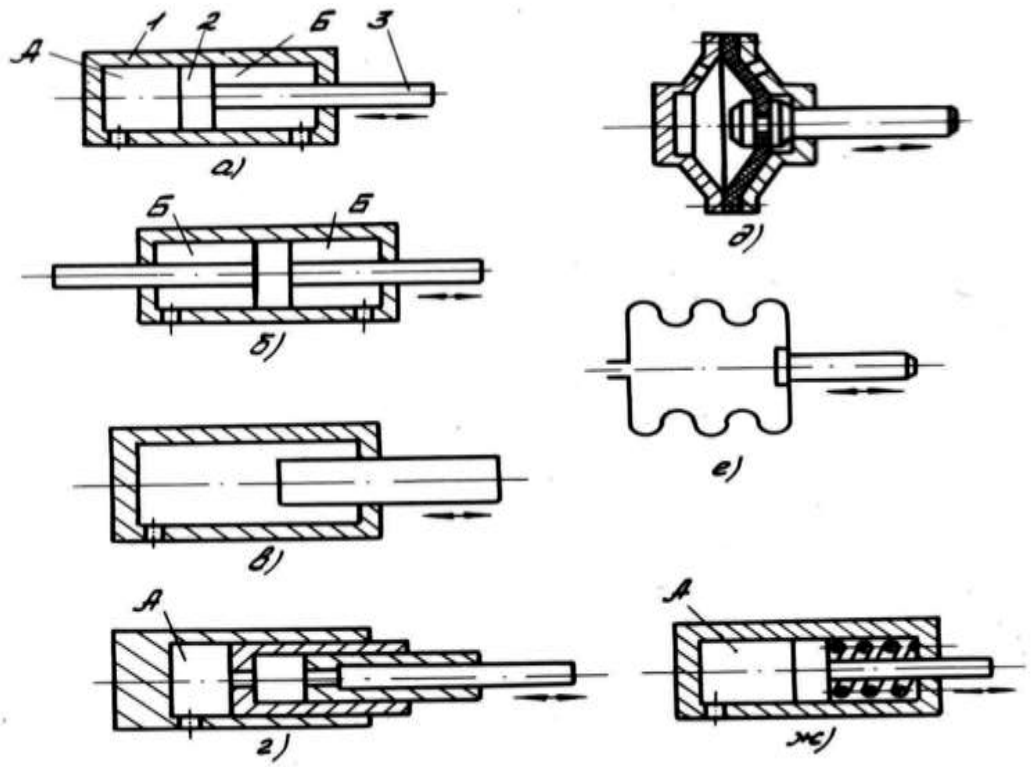


Рис. 1.15. Типы гидроцилиндров: а – поршневой двустороннего действия с односторонним штоком: 1 – цилиндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток; б – поршневой двустороннего действия с двусторонним действием: в – плунжерный; г – телескопический одностороннего действия; д – мембранный двустороннего действия; е – сильфонный одностороннего действия; ж – поршневой одностороннего действия

Основным требованием при выборе гидроцилиндра является обеспечение исполнительным органом машины необходимого усилия *F* и скорости движения *V* выходного звена.

Выходным звеном может быть как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра. В зависимости от направления действия рабочей среды гидроцилиндры бывают одностороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно только в одном направлении, и двустороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно в двух взаимно противоположных направлениях.

Поршневой гидроцилиндр:

- **Конструкция:** Состоит из цилиндрического корпуса, внутри которого перемещается поршень, жестко соединенный со штоком, выходящим наружу. Внутри цилиндра образуются две камеры: поршневая (между

поршнем и дном цилиндра) и штоковая (между поршнем, штоком и дном цилиндра). Уплотнения обеспечивают герметичность подвижных соединений.

- **Принцип работы:** При подаче жидкости в поршневую камеру, поршень со штоком перемещается, вытесняя жидкость из штоковой камеры. Направление движения меняется при подаче жидкости в штоковую камеру. Скорость движения зависит от соотношения площадей поршня и штока. В некоторых конструкциях подвижным элементом является сам корпус цилиндра.
- **Разновидности:**
- **С двусторонним штоком:** Обеспечивает одинаковую скорость движения в обоих направлениях.
- **Одностороннего действия:** Имеет только одну рабочую камеру. Движение в одну сторону происходит под давлением жидкости, а в обратную - под действием внешней силы (например, пружины или силы тяжести).

Плунжерный гидроцилиндр:

- **Конструкция:** Вместо поршня используется плунжер (сплошной или полый цилиндрический элемент).
- **Преимущества:** Проще в изготовлении, так как не требует точной обработки внутренней поверхности корпуса.
- **Недостатки:** Обычно более громоздкий, чем поршневой гидроцилиндр.

Телескопический гидроцилиндр:

- **Конструкция:** Состоит из нескольких цилиндров или плунжеров, вложенных друг в друга.
- **Принцип работы:** При подаче жидкости цилиндры выдвигаются последовательно, от большего диаметра к меньшему. Втягивание происходит в обратном порядке. Суммарный ход всех цилиндров определяет ход выходного звена.

Мембранный и сильфонный гидроцилиндр:

- **Особенности:** Имеют небольшой ход штока.

- **Преимущества:** Высокий КПД за счет герметичности и отсутствия утечек рабочей жидкости.
- **Ограничения:** Малый ход ограничивает область применения.

Мембранные гидроцилиндры могут иметь плоскую или гофрированную мембрану. Плоские мембраны, как правило, сделаны из резинотканевых материалов и используются в системах с давлением до 1 МПа.

Сильфоны производят из металла, а для работы с низким давлением – из резины или пластика. В гидравлических системах наибольшее распространение получили поршневые гидроцилиндры, особенно цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком.

Основные характеристики гидроцилиндров, влияющие на их размеры и производительность, включают: номинальное давление (рном), диаметр поршня (D), диаметр штока (d) и ход поршня (L). Эти параметры позволяют рассчитать усилие, создаваемое на штоке, скорость его перемещения (при известном расходе жидкости), или определить необходимый расход жидкости для достижения заданной скорости движения поршня со штоком.

На рисунке 1.16 представлены схемы для расчета гидроцилиндров. Теоретическое усилие, которое развивает гидроцилиндр при выдвижении одностороннего штока (жидкость подается в поршневую полость А), без учета сил инерции, гравитации и трения, вычисляется исходя из баланса всех сил, действующих на шток, по следующей формуле:

$$F_1 = p_1 S_1 - p_1 S_2 \text{ ,} \qquad (1.31)$$

где F_1 – усилие на штоке, Н; p_1 – давление в поршневой полости, Па; S_1 –- рабочая (эффективная) площадь поршневой полости, м^2 ; $S_1 = \pi D^2 / 4$;

p_2 – давление в штоковой полости, Па; S_2 – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости, м^2 , $S_2 = \pi/4(D^2 - d^2)$.

Следует заметить, что сила, действующая на выходное звено (рабочий орган), по величине равна силе F_1, определяемой по формуле (1.31), но противоположна ей по направлению.

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 1.16, *а*), без учета утечек рабочей жидкости, определяется из условия неразрывности потока по формуле

$$V_1 = \frac{Q_ц}{S_1} \qquad (1.32)$$

где V_1 – скорость движения штока, м/с; $Q_ц$ – расход рабочей жидкости, м^3 /с; S_1 – рабочая площадь поршневой полости, м^2, $S_1 = \pi D^2 / 4$.

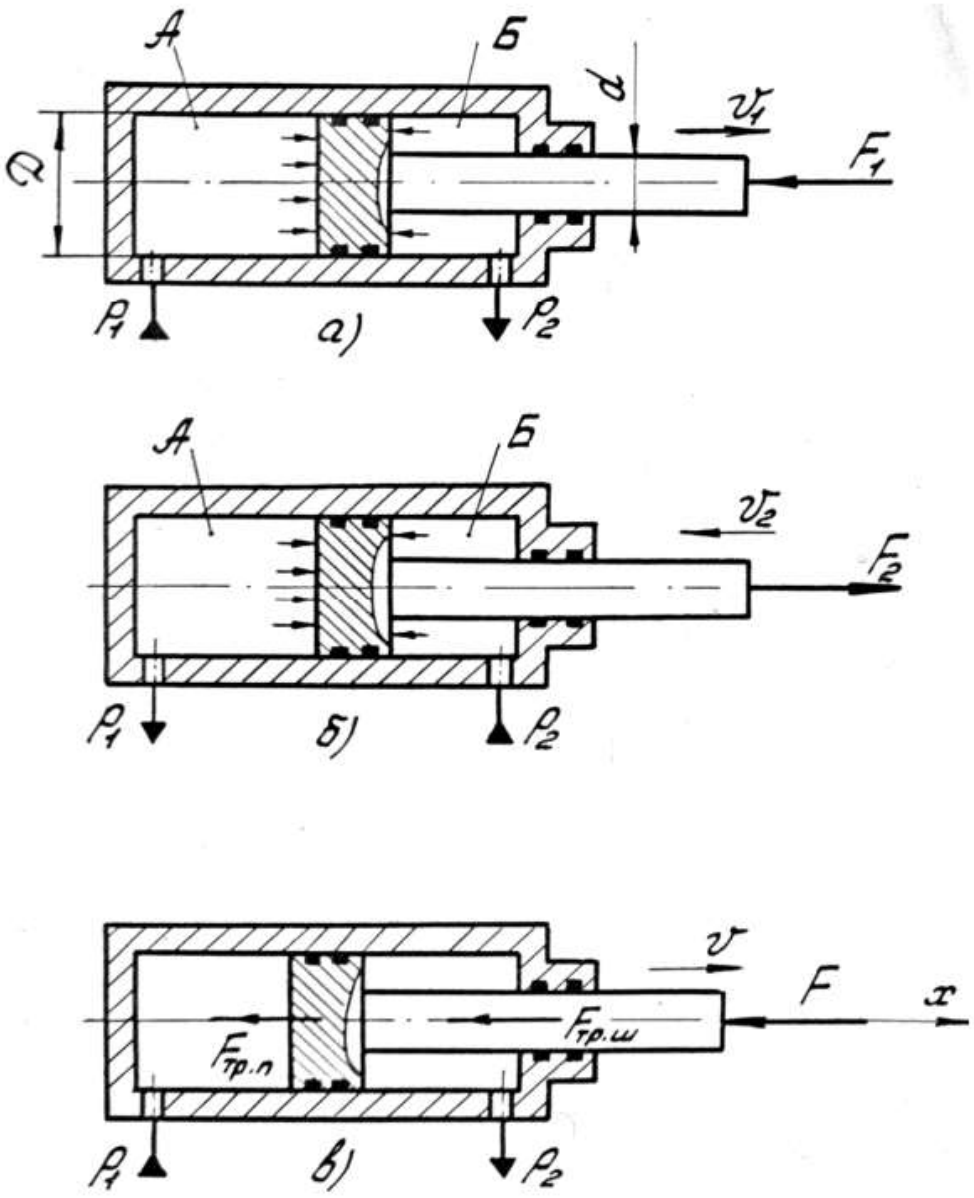


Рис. 1.16. Расчетные схемы гидроцилиндров: а – с поршневой рабочей полостью; б – со штоковой рабочей полостью; в – с поршневой рабочей полостью при динамическом расчете

При втягивании штока (см. рис. 1.16, *б)*, когда жидкость подается в штоковую полость Б, теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется по формул

$$F = p_2 S_2 - p_1 S_1 \qquad (1.33)$$

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 1.16, *б*) определяется по формуле

$$V_2 = \frac{Q_ц}{S_2} \qquad (1.34)$$

Из формул (1.32) и (1.34) видно, что $V_1 < V_2$, так как $S_1 > S_2$. При подаче жидкости в поршневую полость и соединении штоковой полости с поршневой (рис. 1.17) получается дифференциальная схема включения гидроцилиндра. Жидкость, вытесненная из штоковой полости Б, перетекает в поршневую А, складываясь с потоком от насоса. При подаче жидкости в штоковую полость для создания движения в противоположном направлении поршневую полость следует соединить со сливом.

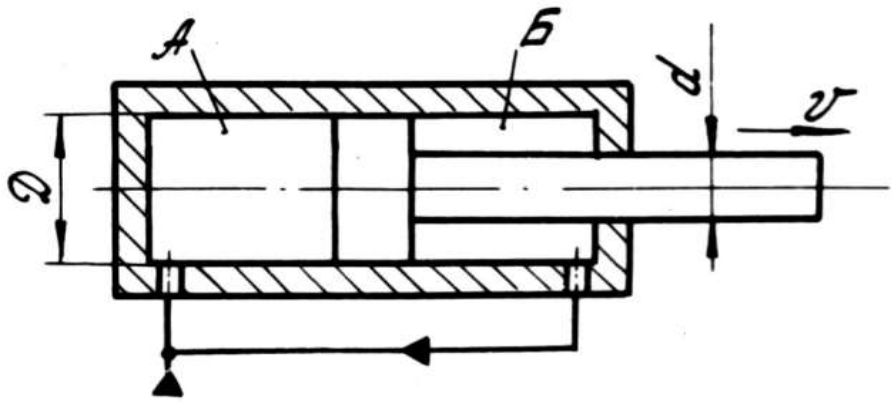


Рис. 1.17. Дифференциальная схема включения гидроцилиндра

При дифференциальном включении поршня можно получить одинаковые скорости движения штока в обоих направлениях. Для этого необходимо, чтобы

$$d = \frac{D\sqrt{2}}{2} \qquad (1.35)$$

Формулы (1.31), (1.32), (1.33) и (1.34) являются расчетными при определении геометрических параметров гидроцилиндров (диаметров поршня и штока), если заданы необходимые усилия на штоке, скорости движения выходных звеньев.

При проектировании гидроцилиндров задаются отношением диаметра штока к диаметру поршня равном $\varphi = d / D$, φ = 0,3…0,7 (при давлении в гидроприводе p < 1,5 МПа рекомендуется принимать φ = 0,3, при 1,5 МПа < p < 5,0 МПа – φ = 0,5, а при 5,0 МПа < p < 30,0 МПа – φ = 0,7).

В предварительных расчетах объемный и гидравлический КПД гидроцилиндров можно принимать равным 1, а механический КПД равным 0,92…0,98. Тогда фактическое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по формуле

$$F = F_{1(2)} \eta_м , \qquad (1.36)$$

где F – фактическое усилие, $F = F_{1(2)} - F_{тр}$, здесь $F_{тр}$ – сила механического трения; $\eta_м$ – механический КПД.

Полезная и потребляемая мощности гидроцилиндра, полный КПД определяются по формулам указанные далее.

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{цп} = FV , \qquad (1.37а)$$

где $N_{цп}$ – полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, Вт;

F – усилие на штоке, Н; V – скорость движения штока, м/с.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром, определяется параметрами потока рабочей жидкости по формуле

$$N_ц = \Delta p_ц Q_ц , \qquad (1.37б)$$

где $N_ц$ – мощность гидроцилиндра, Вт; $\Delta p_ц$ – перепад давления на гидроцилиндре, Па; $Q_ц$ – расход жидкости, м^3 /с.

Потери мощности в гидромашинах оцениваются полным КПД.

В общем виде полный КПД гидромашины определяется отношением мощности на выходе (полезной) к мощности на входе (потребляемой):

$$\eta = N_{вых} / N_{вх}. \qquad (1.37в)$$

Полный КПД гидромашины учитывает все потери мощности, которые возникают в гидромашине при движении рабочей жидкости.

Существуют три вида таких потерь: *гидравлические, механические и объемные*. Гидравлические потери на преодоление путевых и гидравлических сопротивлений каналов, окон гидромашин могут быть учтены гидравлическим КПД $\eta_г$. Механические потери, возникающие в результате действия сил трения в подвижных звеньях гидромашины (в подшипниках, шарнирах, между поршнями и стенками гидроцилиндров и т.д.), учитываются механическим КПД $\eta_м$. Объемные потери, связанные с утечками, перетечками и сжимаемостью рабочей жидкости, учитываются объемным КПД $\eta_{об}$.

Таким образом, полный КПД гидромашины представляет собой произведение трех частных КПД:

$$\eta = \eta_г \eta_м \eta_{об} , \qquad (1.37г)$$

или $\eta = \eta_{гм} \eta_{об}$,

где $\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД, $\eta_{гм} = \eta_г \eta_м$.

Полный КПД гидромашины зависит от ее конструкции и технического состояния.

При динамическом расчете гидроцилиндра (см. рис. 1.17, в) записывается уравнение движения поршня, которое без учета сил тяжести имеет следующий вид:

$$m\frac{d^2x}{dt} = p_1S_1 - p_2S_2 - F_{соп} - F_V - (F_{тр.п} + F_{тр.ш})signV, \qquad (1.38)$$

где m – масса поршня и присоединенных к нему поступательно движущихся частей; x – перемещение поршня, $0 \le x \le L$, здесь L – ход поршня; p_1,p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях соответственно; S_1 , S_2 – рабочие площади поршневой и штоковой полостей, $S_1 = \pi D^2/4$, $S_2 = \pi/4(D^2 - d^2)$.; $F_{соп}$ – сила полезного сопротивления; F_V – сила, обусловленная вязким трением, $F_V = hV$, здесь h – коэффициент вязкого трения, V – скорость поршня;

$F_{тр.п}$, $F_{тр.ш}$, – силы трения в уплотнениях поршня и штока соответственно. Уравнение (1.38) решается совместно с уравнениями давлений и расходов в поршневой и штоковой полостях численными методами интегрирования.

Силы механического трения зависят от вида уплотнений. Для гидроцилиндра с резиновыми уплотнениями сила трения определяется по формуле

$$F_{тр} = f\pi D b p_к Z, \qquad (1.39)$$

где f – коэффициент трения, f = 0,1…0,2; D – диаметр цилиндра или штока; b – ширина контактного пояска уплотнения; $p_к$ – контактное давление; Z – количество уплотнений поршня или штока.

Давление на контактную поверхность зависит от давления предварительного сжатия уплотнения (монтажного давления) p_0 и давления рабочей жидкости на уплотнение p , т.е.

$$p_к = p_0 + p \qquad (1.40)$$

Давление предварительного сжатия зависит от вида уплотнения (кольцо, манжета), относительного сжатия уплотнения, характеристик уплотняющего материала.

Для уменьшения ударных воздействий поршня о крышки корпуса при его подходе к крайним положениям иногда в полостях гидроцилиндра предусматривают буферные устройства. Принцип действия буферных устройств основан на запирании жидкости между крышкой и поршнем и последующим дросселировании ее через кольцевой профильный зазор или дроссель. Толщины стенки, днища корпуса гидроцилиндра вычисляются по формулам:

$$\delta_{ст} \geq \frac{p_{max} D}{2[\sigma]} \qquad (1.41)$$

$$\delta_{дн} \geq 0{,}433 D \sqrt{\frac{p_{max}}{[\sigma]}}, \qquad (1.42)$$

где $\delta_{ст}$, $\delta_{дн}$ – толщины стенки, днища соответственно; p_{max} – максимальное давление в полостях гидроцилиндра; D – диаметр поршня;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения материала корпуса.

Материалы и обработка деталей гидроцилиндров:

Гильзы гидроцилиндров обычно делают из бесшовных стальных труб, произведенных методом горячей прокатки в соответствии с ГОСТ 8732-78. Используются стали марок 35 и 45, а также легированные стали, такие как 40ХН, 40Х, 30ХГСА и другие. Внутренняя поверхность гильзы должна быть очень гладкой (шероховатость не более $R\alpha$ = 0,1 мкм) и обработана с точностью, соответствующей посадке Н8.

Штоки и поршни также подвергаются прецизионной обработке. Наружная поверхность штока обрабатывается по посадке е8 и имеет шероховатость $R\alpha$ = 0,05 мкм. Наружная поверхность поршня обрабатывается по посадке е8 и имеет шероховатость $R\alpha$ в диапазоне от 0,40 до 0,80 мкм.

Для изготовления штоков применяют стальные поковки из сталей 45, 40Х, 45Х, 30ХГСА. Поршни гидроцилиндров изготавливаются из сталей 35, 45, 40Х и других.

Стандарты на гидроцилиндры:

Основные параметры поршневых гидроцилиндров определены в ГОСТ 6540-68, телескопических гидроцилиндров – в ГОСТ 16029-70. Общие и технические требования к гидроцилиндрам регламентируются ГОСТ 16514-87.

Применение и конструкция:

В гидроприводах строительной и дорожной техники широко распространены поршневые гидроцилиндры двустороннего действия, рассчитанные на номинальное давление 10, 16, 25 и 32 МПа. Для самоходных кранов используются специальные гидроцилиндры, рассчитанные на давление 16 МПа. Существует множество конструктивных исполнений гидроцилиндров.

Пример конструкции (со ссылкой на рис. 1.18):

На рисунке 1.18 показан пример конструкции гидроцилиндра. Внутри корпуса 1 расположен шток 4 с поршнем 2. Поршень фиксируется на штоке гайкой 10 и шплинтом 11. Герметичность подвижных соединений обеспечивается резиновыми манжетами 3, установленными на корпусе, и кольцами 6, уплотняющими шток на выходе из корпуса. Стакан 8 крепится в корпусе гайкой 7. Неподвижные соединения уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения 5 и 9.

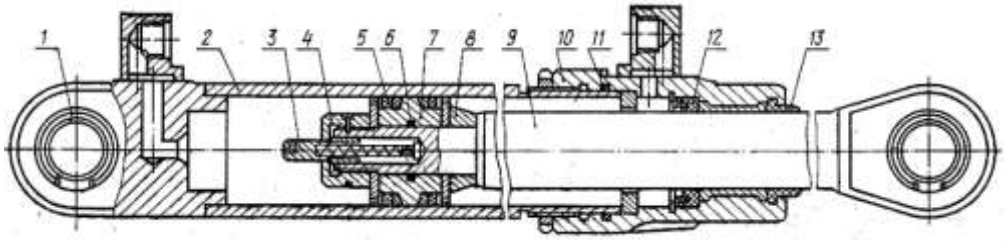


Рис. 1.18. Гидроцилиндр экскаватора ЭО-2621: 1 – проушина; 2 – цилиндр; 3 – демпфер; 4 – гайка; 5,6, 11, 12 – уплотнения; 7 – поршень; 8 – упор; 9 – шток; 10 – передняя крышка; 13 – грязесъемник

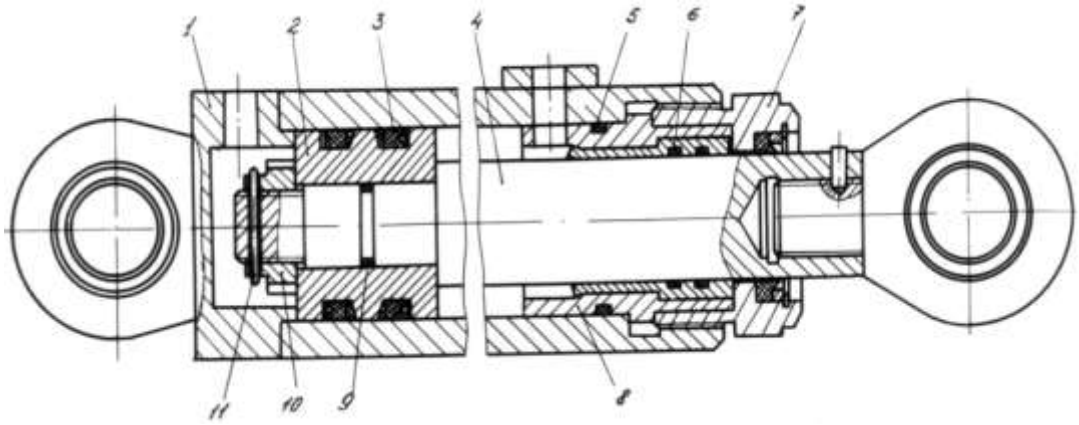


Рис. 1.19. Гидроцилиндр поршневой двустороннего действия с односторонним штоком: 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – манжета; 4 – шток; 5, 6, 9 – уплотнение; 7, 10 – гайка; 8 – стакан; 11 – шплинт

Расчет и выбор гидроцилиндров

Поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком являются самыми распространенными гидродвигателями поступательного движения выходного звена.

Основными параметрами гидроцилиндров являются: усилие на штоке *F*, скорость штока *V*, диаметр поршня *D*, диаметр штока *d* и ход штока *L*.

Усилие на штоке, скорость штока и ход штока заданы, а диаметры поршня и штока рассчитываются. Расчетные схемы гидроцилиндров приведены на рис. 1.20.

Диаметр поршня гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью *A* (шток выталкивается, см. рис. 1.20, а) определяют из уравнения равновесия сил, действующих на шток:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right), \qquad (1.43)$$

где F_1 – усилие на штоке, Н; p_1 – давление в поршневой полости, Па, $p_1 = p_{ном} - \Delta_{рн}$, здесь $p_{ном}$ – номинальное давление, $\Delta_{рн}$ – потери давления в напорной гидролинии; D – диаметр поршня, м; p_2 – давление в штоковой полости, Па, $p_2 = \Delta_{рс}$ здесь $\Delta_{рс}$ – потери давления в сливной гидролинии; d – диаметр штока, м.

Потери давления в напорной и сливной гидролиниях определяются по формуле (1.44).

$$\Delta p = \Delta p_{\ell} + \Delta p_{м} \ , \qquad (1.44)$$

где Δp – потери давления в гидролинии, МПа; $\Delta p\ell$ – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа; $\Delta_{рм}$ – потери давления в местных сопротивлениях, МПа.

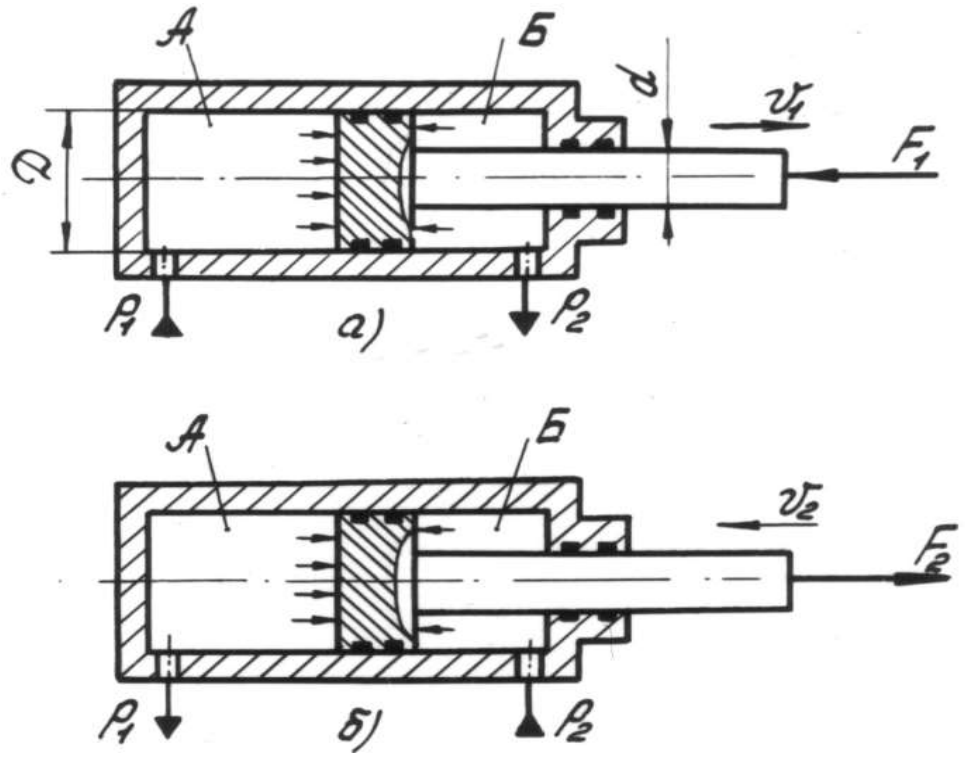


Рис. 1.20. Расчетные схемы гидроцилиндров: а – с поршневой рабочей полостью; б – со штоковой рабочей полостью

Задавшись значением коэффициента $\varphi = d / D = 0{,}3...0{,}7$ и решив уравнение (1.43) относительно диаметра поршня, получим следующее выражение:

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi\left[\left(p_{ном} - \Delta p_н\right) - \left(1 - \varphi^2\right)\Delta p_c\right]}} \quad (1.45)$$

После нахождения диаметра поршня определяют диаметр штока: $d = \varphi \cdot D$. Для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью Б (шток втягивается, см. рис. 1.20, *б*) диаметр поршня определяют из формулы:

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) - p_1 \frac{\pi D^2}{4}, \quad (1.46)$$

где F_2 – усилие на штоке, Н; p_2 – давление в штоковой полости, Па, $p_2 = p_{ном} - \Delta_{рн}$, здесь $p_{ном}$ – номинальное давление, $\Delta_{рн}$ – потери давления в напорной гидролинии; D – диаметр поршня, м; d – диаметр штока, м; p_1 – давление в поршневой полости, Па, $p_1 = \Delta_{рс}$, здесь $\Delta_{рс}$ – потери давления в сливной

гидролинии. Решив уравнение (1.46) относительно диаметра поршня при выбранном значении $\varphi = d / D$, получим

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi\left[\left(p_{ном} - \Delta p_н\right)\left(1 - \varphi^2\right) - \Delta p_c\right]}} \qquad (1.47)$$

Кроме определения диаметра поршня из условия обеспечения заданного усилия F необходимо произвести еще расчет гидроцилиндра по обеспечению заданной скорости движения штока V. В этом случае диаметр поршня вторично определяется из уравнения неразрывности потока жидкости ($Q_{нд} = VS_{эф}$, здесь $S_{эф}$ – эффективная площадь поршня) по формулам:

а) для гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{нд}}{\pi V}}; \qquad (1.48)$$

б) для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{нд}}{\pi\left(1 - \varphi^2\right)V}}, \qquad (1.49)$$

где D – диаметр поршня, м; $Q_{нд}$ – расход жидкости, м^3 /с; V – скорость движения штока, м/с; φ – коэффициент, $\varphi = d / D$. По известным значениям диаметров поршня, полученным по уравнениям (1.45) и (1.48) или (1.47) и (1.49), находим его среднее значение $D_{ср} = (D_1 + D_2)/2$ и среднее значение диаметра штока гидроцилиндра.

Основные параметры гидроцилиндров, в том числе диаметры поршня и штока, регламентируются ГОСТ 6540-68 “Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров” и другими нормативно-техническими документами, по которым и выбираются ближайшие к средним расчетным значениям диаметры поршня D и штока d.

Можно также воспользоваться сведениями по гидроцилиндрам, приведенным в технической литературе. Общие технические требования к гидроцилиндрам определяются ГОСТ 16514-87.

По выбранным стандартным значениям диаметров поршня D и штока d определяют действительное усилие $F_д$, развиваемое гидроцилиндром, по формуле (1.44) или (1.46). Действительную скорость движения штока определяют из уравнения неразрывности потока жидкости по формуле

$$V_д = \frac{Q_{нд}}{S_{эф}}, \qquad (1.50)$$

где $V_д$ – действительная скорость штока, м/с; $Q_{нд}$ – расход жидкости, м^3/с; $S_{эф}$ – эффективная площадь поршня, м$_2$, $S_{эф} = \pi D^2/4$ – для поршневой рабочей полости, $S_{эф} = \pi/4\,(D^2 - d^2)$ – для штоковой рабочей полости, здесь D и d – стандартные значения диаметров поршня и штока соответственно.

Затем производят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам:

$$\delta_v = \frac{\Delta V}{V} 100\,\% = \frac{V - V_д}{V} 100\,\%; \qquad (1.51)$$

$$\delta_F = \frac{\Delta F}{F} 100\% = \frac{F - F_д}{F} 100\,\% \qquad (1.52)$$

Допускаемая величина отклонения действительных значений выходных параметров гидроцилиндра от заданных не должна превышать ± 10 %. Ход штока определяется по кинематической схеме машины, но он должен соответствовать значению, рекомендованному для выбранных значений диаметров поршня и штока.

1.7.1.Гидроприводы станочных приспособлений и технологической оснастки

Станочные приспособления – это дополнительные устройства, используемые вместе с металлорежущими станками. Они позволяют максимально эффективно и точно обрабатывать детали, обеспечивая соответствие заданным требованиям к размерам, форме и расположению поверхностей в условиях конкретного производства.

К станочным приспособлениям относятся:

- Устройства для фиксации и закрепления заготовок на станке (собственно приспособления).
- Устройства для установки и закрепления режущего инструмента (вспомогательный инструмент).
- И другие вспомогательные элементы.

Современные тенденции направлены на механизацию и автоматизацию процессов установки и закрепления деталей, поворота приспособлений во время обработки, снятия готовых изделий и их транспортировки. Для этого широко применяются сжатый воздух, гидравлика и электроэнергия, особенно в крупносерийном и массовом производстве.

Сжатый воздух (пневматика) является наиболее популярным решением благодаря высокой скорости работы, простоте конструкции, легкости управления, надежности и стабильности пневматических приводов.

Пневмоприводы значительно быстрее ручных и многих механизированных приводов. Скорость распространения сжатого воздуха в трубопроводах значительно превышает скорость масла в гидравлических системах, что позволяет достигать до 2500 срабатываний пневмопривода в час. Преимущества пневмоприводов включают:

- Независимость от колебаний температуры окружающей среды.
- Обеспечение непрерывного действия зажимной силы, что позволяет снизить ее величину и избежать деформации тонкостенных деталей.
- Использование сжатого воздуха для удаления стружки, охлаждения инструмента и в непрерывно действующих притирочных устройствах.

Турбинные пневмоприводы используются в высокоскоростных сверлильных головках, способных развивать до 100 000 оборотов в минуту. Они применяются для сверления отверстий очень малого диаметра (менее 0,25 мм).

Для эффективного использования сжатого воздуха в различных приспособлениях необходима специализированная система, включающая в себя:

- **Силовую аппаратуру:** для создания необходимого давления.
- **Воздухопроводы:** для транспортировки сжатого воздуха.
- **Регулирующую аппаратуру:** для контроля и поддержания нужного давления.
- **Контролирующую аппаратуру:** для мониторинга параметров системы.

Чтобы обеспечить надежную и долговечную работу этой аппаратуры, сжатый воздух должен быть тщательно очищен от влаги, масла, кислот и механических примесей, которые могут вызвать коррозию и преждевременный износ.

Очистка воздуха обычно проводится в два этапа:

1. **Предварительная очистка:** В специальных холодильных установках воздух охлаждается водой до комнатной температуры, что приводит к конденсации и удалению избыточной влаги.

2. **Вторичная очистка:** Непосредственно на рабочих местах устанавливаются фильтрующие устройства, куда воздух поступает под давлением 4-5 кгс/см² от общезаводской или общецеховой компрессорной станции (где первоначальное давление составляет 7-8 кгс/см²).

По принципу действия пневмоприводы делятся на два основных типа:

- **Поршневые пневмоприводы:** Используют поршень, перемещающийся в цилиндре под действием сжатого воздуха.
- **Диафрагменные пневмоприводы:** Используют гибкую диафрагму, которая деформируется под действием сжатого воздуха.

В обоих типах приводов энергия сжатого воздуха преобразуется в усилие, направленное вдоль оси штока, который соединен с зажимным механизмом приспособления, фиксирующего обрабатываемую деталь.

Особенности применения различных типов пневмоприводов:

- **Односторонние пневмоцилиндры:** Подходят для случаев, когда требуется небольшой ход штока.
- **Двусторонние пневмоцилиндры:** Используются при большом ходе штока или когда необходимо фиксировать детали как при прямом, так и при обратном ходе поршня (например, при работе с двумя приспособлениями, расположенными по обе стороны от цилиндра).
- Существуют также конструкции с двумя поршнями, движущимися в разные стороны, или с противоположным движением цилиндра и поршня.
- **Пневмокамеры (диафрагменные приводы):** Применяются только при небольших ходах штока.

Гидравлические приводы:

Гидравлические приводы функционируют по принципу, схожему с пневматическими поршневыми приводами. В обоих типах приводов для выполнения операций (например, зажима детали или поворота приспособления) используется сила, генерируемая цилиндрами, которые могут быть одно- или двустороннего действия. Однако, несмотря на схожий принцип, оборудование и компоненты гидравлических систем значительно отличаются от пневматических.

Гидравлические приспособления могут использоваться на станках, оснащенных собственной гидравлической станцией, на отдельных гидравлических установках с независимым электро- или пневмоприводом, или на мощных централизованных гидростанциях, обслуживающих несколько станков.

Главное преимущество гидравлических приводов – способность создавать высокое давление в цилиндрах (до 10 МПа и выше) при относительно компактных размерах. По сравнению с пневматическими приводами, гидравлические более стабильны при изменении нагрузки на

деталь во время обработки. Это делает их предпочтительными, например, в автоматических копировальных устройствах.

Благодаря высокому давлению в гидроцилиндрах отпадает необходимость в специальных усилителях зажима, которые часто требуются в пневматических системах, особенно при обработке деталей, подвергающихся значительным силам резания.

Недостатками гидравлических приводов являются более сложная конструкция и, как следствие, более высокая стоимость изготовления по сравнению с пневматическими. Кроме того, в гидравлических системах неизбежны утечки масла через уплотнения подвижных соединений. Для сбора масла требуются специальные устройства, а также дополнительная энергия для циркуляции масла в системе и компенсации утечек.

На работу гидравлического привода влияет качество используемого масла, в частности, его вязкость. Обычно применяются веретенные масла (2 или 3) и турбинное масло Л.

Вакуумные приводы:

Вакуумные приводы используют принцип создания разрежения под или над обрабатываемой деталью. В результате деталь плотно прижимается к опорной поверхности под действием атмосферного давления.

Такой способ крепления исключает деформацию детали, которая может возникнуть при использовании зажимов, создающих точечное давление. При этом, даже при больших размерах опорной поверхности, сила прижима может достигать сотен и тысяч Ньютонов.

Вакуумные приспособления отличаются простотой конструкции, так как не требуют сложных механических устройств для фиксации деталей.

Особенно удобно использовать вакуумные приспособления для обработки плоских тонкостенных деталей из диамагнитных материалов, которые нельзя закрепить в магнитных или электромагнитных приспособлениях, хорошо подходящих для тонкостенных деталей из магнитопроводных материалов.

Иногда вакуумные приводы представляют собой цилиндрические емкости, разделенные жесткой перегородкой на две полости. воздухом, во второй полости создается разрежение.

Поршни этих полостей помещены на одном штоке, поэтому когда одна полость между перегородкой и поршнем заполняется сжатым

При подключении к этой полости приспособления, установленного на том или другом станке, в нее попадает воздух, находящийся под обрабатываемой деталью, установленной в зажимном приспособлении, и деталь оказывается закрепленной.

1.7.2.Классификация станочных приспособлений. Элементы станочных приспособлений. Проектирование станочных приспособлений.

Классификация и назначение приспособлений

Приспособление – это вспомогательное устройство, которое используется вместе с оборудованием или самостоятельно для фиксации, установки и закрепления заготовок или инструментов при выполнении различных технологических операций, включая обработку, контроль, регулировку, испытания и транспортировку. Существует множество различных конструкций приспособлений, которые можно классифицировать по нескольким ключевым признакам.

Основные типы приспособлений:

- **По назначению:**
- Для фиксации заготовок на станках (токарных, фрезерных и т.д.).
- Для крепления режущего инструмента (патроны, оправки, зажимы).
- Сборочные приспособления.
- Контрольные приспособления.
- Транспортно-кантовальные приспособления.
- **По степени специализации:**
- Универсальные (для широкого спектра задач).

- Специализированные (для определенной группы деталей или операций).
- Специальные (для конкретной детали или операции).
- **По типу привода:**
- Пневматические.
- Пневмогидравлические.
- Гидравлические.
- Электромеханические.
- Магнитные.
- Вакуумные.
- Центробежно-инерционные.
- **По степени автоматизации:**
- Ручные.
- Механизированные.
- Полуавтоматические.
- Автоматические.
- **По системе технологической оснастки:**
- Универсально-наладочные.
- Универсально-сборные.
- Универсально-безналадочные.
- Сборно-разборные.
- Специализированные-наладочные.
- Неразборные специальные.

Преимущества использования приспособлений:

Использование приспособлений позволяет снизить трудозатраты и себестоимость производства за счет:

- Повышения производительности благодаря механизации и автоматизации, сокращения времени обработки и исключения операций разметки и выверки.
- Увеличения точности обработки, сборки и контроля.

- Расширения возможностей универсального оборудования.
- Улучшения условий труда.
- Сокращения численности персонала и требований к его квалификации.
- Повышения безопасности и снижения аварийности.

Основные элементы приспособлений:

Приспособления обычно состоят из следующих основных элементов:

- Установочные элементы (опоры) для фиксации детали.
- Установочные и направляющие элементы для инструмента.
- Зажимные элементы.
- Вспомогательные элементы.
- Корпус.

Выбор типа, размеров, точности и расположения установочных элементов (опор) зависит от характеристик технологических баз детали (формы, размеров, точности и расположения).
В зависимости от типа базовой поверхности, базирование изделия может осуществляться следующим образом:

- **Плоскости:** Для необработанных поверхностей применяются постоянные опоры с рифлеными или сферическими головками, а также регулируемые опоры. Для обработанных поверхностей используются опоры с плоской головкой или опорные пластины.
- **Внешние цилиндрические поверхности:** Деталь фиксируется в широких или узких призмах, втулках, полувтулках, цангах или кулачках самоцентрирующих патронов.
- **Внутренние базы:** Используются цилиндрические или срезанные пальцы, сухари, жесткие или разжимные оправки, а также кулачки разжимных устройств.
- **Центровые отверстия:** Базирование происходит на центровые гнезда или конические фаски.

- **Профильные поверхности (например, зубья шестерен или шлицы):** Используются ролики, шарики и другие элементы, соответствующие профилю.

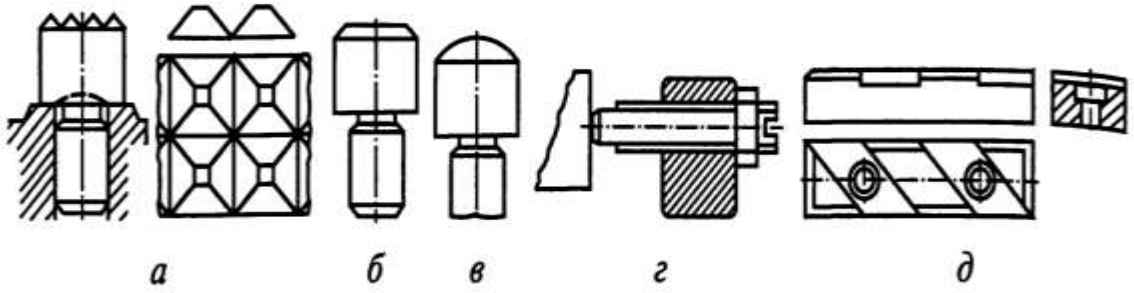


Рис.1.21. Опоры для установки на плоские поверхности: а-с рифленой головкой; б-с плоской головкой; в-со сферической головкой; г-регулируемые опоры; д-опорные пластины

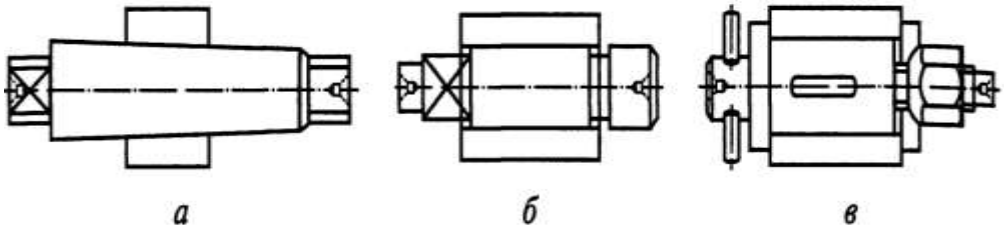


Рис.1.22. Жесткие оправки, на которые детали насаживаются: а – с цилиндрическими отверстиями; б – с натягом; в – с зазором

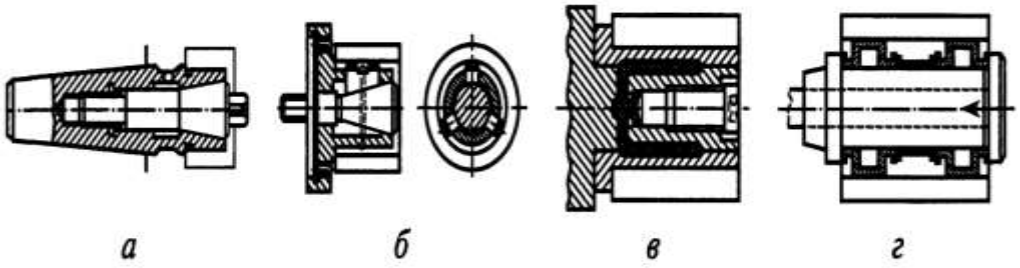


Рис.1.23. Разжимные оправки: а – консольная, с прорезями на рабочей шейке, служит для закрепления детали затяжкой внутреннего конуса; б – консольная, с тремя сухарями, разжимным внутренним конусом, используется для закрепления толстостенных деталей с обработанными или необработанными отверстиями; в –с упругой гильзой, разжимаемой изнутри гидропластмассой; г – с гофрированными втулками, обеспечивающая точность центрирования

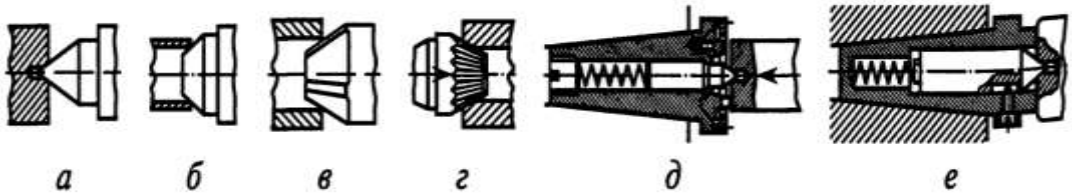


Рис.1.24. Центр: а – жесткий; б – срезанный; в – специальный, с тремя узкими ленточками на кромке отверстия детали; г - поводкой, передающий крутящий момент от

вдавливания рифленой поверхности при приложении к центру осевой линии; д – поводкой, передающий момент через рифления, вдавливаемые в торцевую плоскость детали; е – плавающий передний

Установочные элементы. Это детали и сборочные единицы приспособления, на которые устанавливают обрабатываемую заготовку. Установочные элементы изготовляют по одному из следующих вариантов:

1. Установочная плоскость выполняется непосредственно в корпусе приспособления. При обработке деталей типа плат, корпусов применяют установку на плоскость и два пальца (цилиндрический, ромбический), перпендикулярные к ней (рисунок 5).

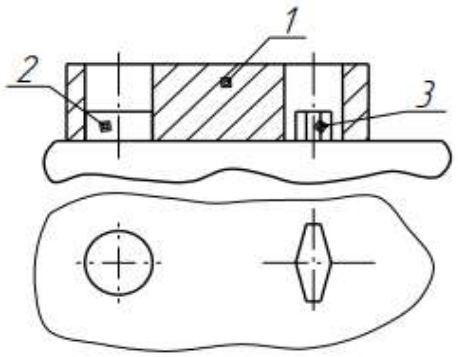


Рис.1.25. Установка заготовки по двум отверстиям: 1 – заготовка, 2 – цилиндрический палец, 3 – ромбический палец

Увеличенный зазор на ромбическом пальце компенсирует погрешность межосевого расстояния.

2. Плоскость выполняется в отдельной детали - пластинке, которая крепится к корпусу приспособления.

3. Плоскость заменяется тремя опорами (рисунок 1.26).

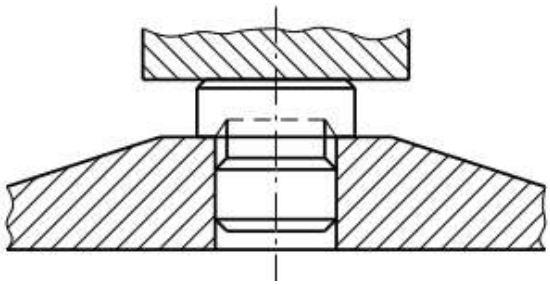


Рис.1.26 - Опорный штырь с плоской головкой

Установочные опоры подразделяют на *основные* и *вспомогательные*.

Основными называют установочные опоры, лишающие деталь всех шести или нескольких степеней свободы.

Вспомогательные применяют для повышения устойчивости и жесткости обрабатываемой детали в приспособлении. Основные опоры изготавливают в виде штырей, пластин, призм, пальцев и т.д. Вспомогательные опоры могут быть самоустанавливающимися и подводимыми, их применяют вместе с основными опорами. Самоустанавливающиеся опоры используются в тех случаях, когда обрабатываемой детали необходимо придать жесткость в местах, подверженных деформации прогиба (рис.1.27). Опора подводится к детали под действием пружины и затем стопорится.

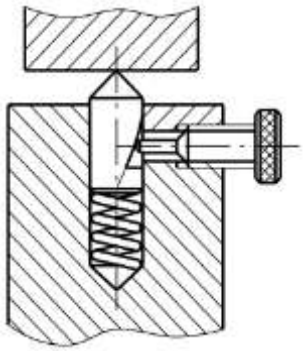


Рис.1.27 - Самоустанавливающаяся вспомогательная опора

Подводимые опоры (рис.1.28) приводятся в соприкосновение с заготовкой или деталью после установки ее на основных опорах.

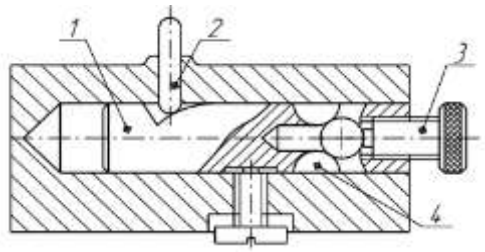


Рис.1.28 - Подводимая вспомогательная опора

Передвижением стержня 1 плунжер 2 вводят в соприкосновение с обрабатываемой деталью, а затем запирают винтом 3. Винт при помощи шарика разжимает шпонки 4 и закрывает механизм.

Установочно-зажимные устройства. Применяются для быстрой установки и закрепления деталей с небольшими отклонениями по посадочному размеру. Цанговые патроны обеспечивают точное

центрирование (до 0,05 мм) и прочное закрепление заготовки. Они состоят из корпуса и втулки-цанги. *Цанги* – это разжимные пружинящие гильзы. Цанговая втулка имеет несколько разрезов для центрирования и зажима калиброванного прутка или детали (рисунок 9).

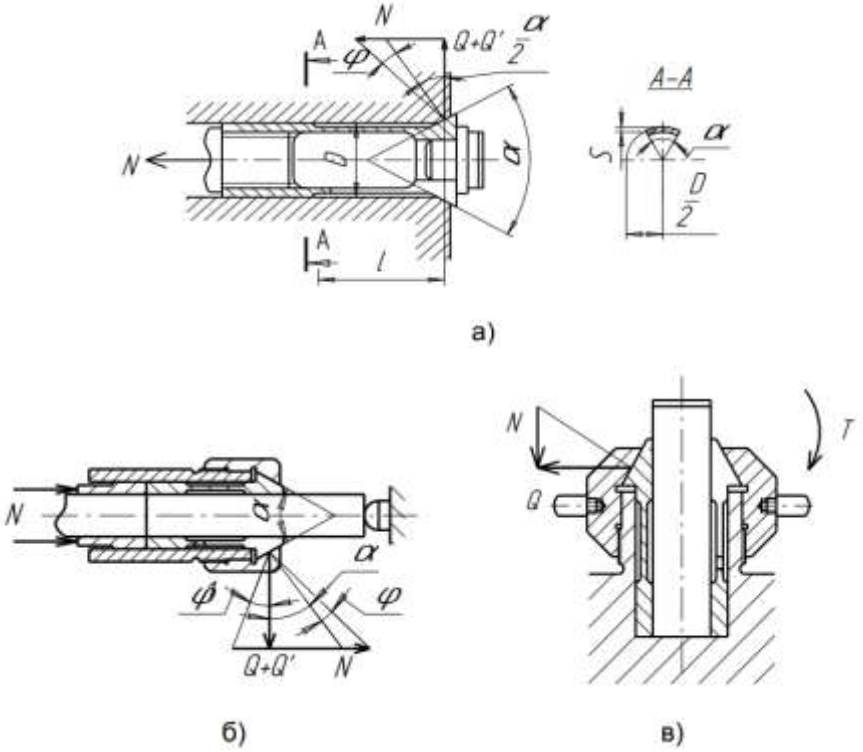


Рис.1.29. Цанговые патроны: а) – без упора; б), в) – с упором

Мембранные патроны применяют для точного центрирования деталей

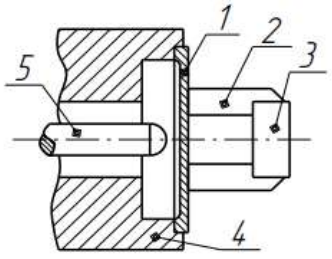


Рис.1.30. Мембранный патрон

Патрон состоит из крупной мембраны 1, привернутой к планшайбе 4. На мембране симметрично расположены 12 кулачков 2. Внутри шпинделя проходит шток 5 пневмоцилиндра. При включении пневматики мембрана прогибается, вызывая тем самым раздвижение кулачков. При отходе штока назад, мембрана, стремясь вернуться в исходное положение, сжимает своими кулачками заготовку 3.

Гидропластовые патроны содержат в качестве основного элемента гидропласт, представляющий собой вязкую массу различного состава, использующуюся для передачи зависимых усилий в замкнутом сосуде. Давление, приложенное к гидропласту, распространяется равномерно во все стороны. Гидропласт используют для передачи зажимных усилий в двух типах приспособлений: центрирующих оправках или патронах с упругими тонкостенными втулками (рис.1.31) и в многоместных приспособлениях (рис.1.32).

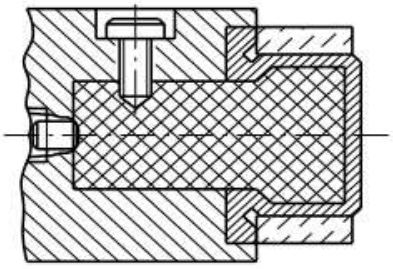


Рис.1.31- Центрирующая оправка

Центрирующие оправки с гидропластом обеспечивают высокую точность установки и закрепления деталей, имеющих отношение по диаметру не более 0,2%, а также по соосности поверхностей 0,005-0,01 мм.

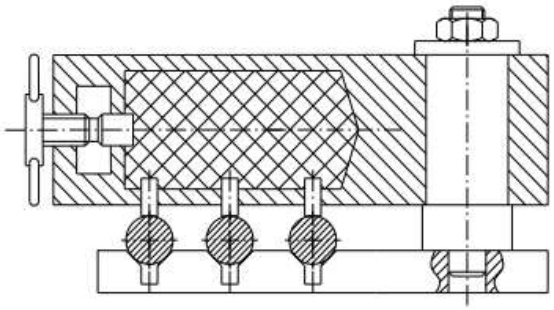


Рис.1.32 - Многоместное приспособление

Требования к установочным элементам:

- **Ориентация и устойчивость:** Количество и расположение установочных элементов должны обеспечивать правильную ориентацию заготовки в соответствии с технологической схемой базирования и надежную фиксацию в приспособлении.

- **Минимизация влияния шероховатости:** Для компенсации неровностей черновых поверхностей, установочные элементы рекомендуется проектировать с ограниченной опорной поверхностью.
- **Точность и долговечность:** При установке заготовок на обработанные базовые поверхности, установочные элементы должны быть жесткими, износостойкими и сохранять точность позиционирования в течение длительного времени.
- **Удобство обслуживания:** Для упрощения ремонта и замены, установочные элементы желательно делать легкосъемными.

Особенности эксплуатации установочных элементов:

- **Циклические нагрузки:** Опоры подвергаются циклическим нагрузкам, обусловленным колебаниями массы заготовки, усилиями закрепления и резания.
- **Загрязнение:** На контактирующие поверхности могут попадать стружка, абразивная пыль и другие загрязнения.
- **Разнообразие материалов и шероховатости:** Обрабатываемые заготовки могут отличаться по материалу и шероховатости поверхности.
- **Человеческий фактор:** Квалификация и особенности работы оператора могут влиять на характер установки заготовок (плавно или с ударами).

При выборе размеров и материалов опор необходимо учитывать все эти факторы.

Элементы для установки и ориентирования инструмента:

При фрезерной обработке настройка инструмента на нужный размер осуществляется с помощью установочных элементов (высотных и угловых) и щупов (плоских и цилиндрических), которые располагаются между режущей кромкой и установочным элементом.

Кондукторные и направляющие втулки:

Для повышения жесткости инструмента и точности обработки отверстий на сверлильных и расточных станках используются кондукторные и направляющие втулки.

- **Преимущества кондукторных втулок:** Исключают необходимость разметки, уменьшают отклонение оси и разбиение отверстий. Точность диаметра отверстий увеличивается в среднем на 50% по сравнению с обработкой без втулок.
- **Предотвращение заедания и износа:** Для предотвращения заедания сверла во втулке необходимо избегать перегрева. Для уменьшения износа между нижним торцом втулки и поверхностью заготовки оставляют зазор, чтобы стружка выходила через него, а не через втулку.
- **Ограниченный срок службы:** Срок службы кондукторных втулок относительно невелик из-за их низкой износостойкости и условий эксплуатации.

Направляющие элементы:

Направляющие элементы (отверстия или кондукторные втулки в корпусе или крышке приспособления) используются при сверлении, растачивании и других операциях, когда недостаточная жесткость инструмента или технологической системы может привести к изменению направления резания.

По конструкции кондукторные втулки разделяются на постоянные, сменные и быстросменные (рис.1.33-1.35).

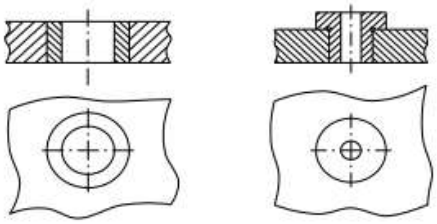


Рис.1.33 - Постоянные кондукторные втулки

Постоянные втулки применяют в кондукторах для мелкосерийного производства при сверлении одним сверлом.

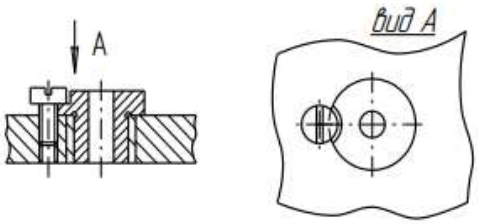


Рис.1.34 -Сменные кондукторные втулки

Сменные и быстросменные втулки используют в приспособлениях крупносерийного и массового производства. Быстросменные втулки с замком применяют при сверлении отверстия несколькими последовательно работающими инструментами (сверло, зенкер, развертка).

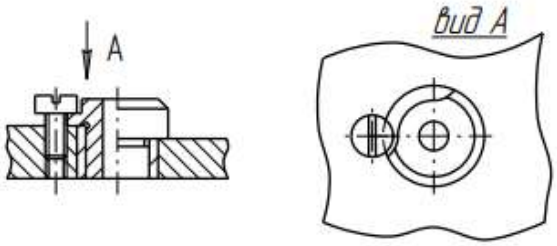
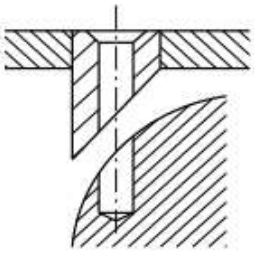


Рис.1.35 - Быстросменные кондукторные втулки

Кроме того, конструкция кондукторных втулок должна обеспечивать отсутствие деформации инструмента от неуравновешенности сил резания (рис.1.36).



Направляющие втулки кондукторов:

Работа направляющих втулок кондукторов характеризуется следующими особенностями:

- **Циклические нагрузки:** Втулки подвергаются повторяющимся радиальным нагрузкам из-за биений режущего инструмента и осевым нагрузкам, возникающим из-за несоосности инструмента и втулки, а также из-за неравномерности режущих кромок инструмента, приводящей к радиальной составляющей осевой силы.

- **Высокое контактное давление:** Малая ширина направляющих ленточек режущего инструмента создает высокое давление на поверхность втулки.
- **Загрязнение зоны контакта:** В пространство между втулкой и инструментом попадают стружка и абразивные частицы обрабатываемого материала.

Износ кондукторных втулок приводит к потере точности обработки отверстий, что требует их частой замены для поддержания требуемой точности кондукторных плит.

Зажимные элементы и механизмы приспособлений:

Зажимные механизмы предназначены для надежной фиксации заготовки в приспособлении, предотвращая ее вибрацию и смещение во время обработки, и обеспечивая необходимую точность. Они делятся на два типа:

- **Простые механизмы:** Это элементарные устройства, такие как кулачковые, винтовые, клиновые, эксцентриковые и рычажные механизмы.
- **Сложные механизмы:** Это многозвенные системы, состоящие из комбинации простых механизмов, соединенных определенным образом.

Зажимные механизмы должны соответствовать следующим требованиям:

- **Соответствие сил:** Сила зажима должна быть достаточной для противодействия силам резания, тяжести и инерции. При ручном приводе усилие, прилагаемое рукой, не должно превышать 145-195 Н.
- **Предотвращение деформаций:** При обработке точных и хрупких деталей необходимо учитывать возможность их деформации и повреждения.
- **Надежность и удобство:** Механизмы должны быть защищены от загрязнений и стружки, удобны в эксплуатации, обслуживании и ремонте.
- **Стандартизация:** Механизмы должны состоять из стандартных, унифицированных и нормализованных деталей и узлов.

В зависимости от упругих свойств, зажимные механизмы могут иметь прямую (винтовые, клиновые, эксцентриковые и т.п.) или сложную

(пневматические, пневмогидравлические прямого действия) зависимость между приложенной силой и упругой деформацией.

Эффективность зажима зависит от величины, направления и точки приложения силы зажима. При выборе направления приложения силы зажима необходимо учитывать следующие факторы:

- Сила зажима должна быть перпендикулярна установочным поверхностям.
- Направление силы зажима должно совпадать с направлением силы тяжести заготовки.
- Желательно, чтобы направление силы зажима совпадало с направлением силы резания.
- Действие силы зажима и реакций опор не должно вызывать опрокидывающих и изгибающих моментов.
- Точка приложения силы зажима должна быть как можно ближе к месту обработки.

В ручных зажимных механизмах усилие на рукоятке не должно превышать 150 Н.

Винтовые зажимные механизмы: Благодаря простой конструкции и компактности, винтовые зажимы широко используются в различных приспособлениях. Они состоят из стандартных деталей и способны создавать большое усилие зажима при небольшом усилии на рукоятке. Однако, время зажима у них относительно велико (от 1,5 до 12 секунд в зависимости от типа привода), а усилие зажима может быть нестабильным.

Эксцентриковые зажимные устройства: Эти устройства также отличаются простотой и компактностью, используют стандартные детали и позволяют получить значительное усилие зажима при небольшом усилии на приводе. Их преимуществом является быстродействие (время срабатывания от 0,6 до 2 секунд). Тем не менее, они не подходят для фиксации нежестких деталей, усилие зажима у них нестабильно, а надежность снижается из-за

быстрого износа эксцентриковых кулачков. Основные компоненты: эксцентриковые кулачки различных типов, опоры, цапфы и рукоятки.

Рычажные и рычажно-шарнирные зажимные механизмы: Эти механизмы позволяют получить значительное увеличение силы (или перемещения) при относительно простой конструкции. Они обеспечивают постоянное усилие зажима, независимо от размера закрепляемой поверхности, и позволяют фиксировать детали в труднодоступных местах. Однако, их не рекомендуется использовать для непосредственной фиксации нежестких заготовок, и они не обладают свойством самоторможения. Поэтому их часто комбинируют с другими механизмами, такими как клиновые, эксцентриковые или механизированные приводы.

Вспомогательные элементы и корпуса: К вспомогательным элементам относятся поворотные и делительные устройства (для разделения окружности на части), выталкиватели, подъемные механизмы, быстродействующие защелки, тормоза, шпильки, сухари, рукоятки, пресс-масленки, маховички и крепежные детали.

Поворотные и делительные устройства: Для установки детали в нужное положение относительно инструмента в приспособлениях используются поворотные и делительные устройства. Делительное устройство состоит из диска, закрепленного на поворотной части приспособления, и фиксатора.

Типы фиксаторов:

- **Шариковый фиксатор:** Прост в конструкции, но не обеспечивает высокой точности деления и не выдерживает значительные нагрузки. Поворот осуществляется вручную до щелчка.
- **Фиксатор с вытяжным цилиндрическим пальцем:** Выдерживает нагрузки, но точность деления ограничена из-за зазоров.
- **Фиксатор с коническим пальцем:** Обеспечивает более высокую точность. Управление фиксатором осуществляется кнопкой, рукояткой или педалью.

Общая компоновка поворотного и делительного механизма для кондуктора с горизонтальной осью показана на рис.1.37.

Делительные устройства. Применяют в делительных приспособлениях для изменения положения обрабатываемой заготовки или собираемой сборочной единицы относительно режущего инструмента или оборудования. Их выполняют таким образом, что в процессе поворота обрабатываемая деталь оставалась в зажатом положении (рис.1.37).

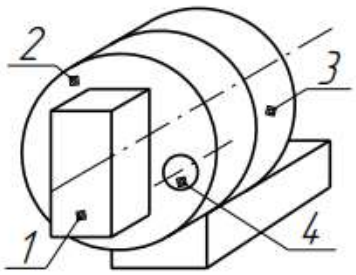


Рис.1.37 - Делительное устройство: 1 – заготовка, 2 – диск, 3 – неподвижная часть, 4 – фиксатор.

Для любого делительного устройства, независимо от его конструкции, основными элементами являются делительный диск 1 и фиксаторы 2, связывающие подвижную часть приспособления с неподвижной.

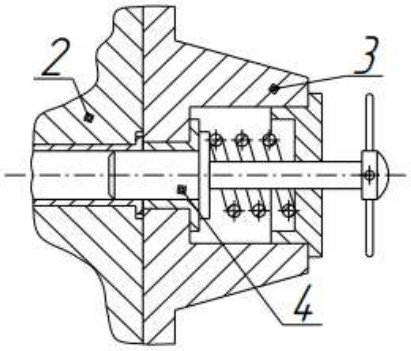


Рис.1.38. Фиксатор делительного устройства

Делительные механизмы (диски или рейки) имеют заданное количество углублений (пазов или отверстий), определяющее число фиксированных положений. Форма этих углублений должна идеально соответствовать форме фиксирующего элемента, так как от этого зависит точность позиционирования. В автоматизированных системах поворот и

фиксация вращающейся части происходят автоматически, без участия оператора.

Приводы поворотных устройств могут быть механическими, пневматическими, гидравлическими или комбинированными (пневмогидравлическими).

Корпуса приспособлений служат для размещения и крепления всех компонентов, а также для установки приспособления на оборудование. Они должны обладать высокой прочностью, жесткостью, износостойкостью, виброустойчивостью, надежностью, долговечностью и быть технологичными в изготовлении. Корпуса могут быть **цельными** (изготовленными литьем из чугуна или цветных сплавов) или **сборными** (сваренными или собранными из отдельных элементов). Сборные конструкции более технологичны и экономичны, но менее жесткие. Для повышения жесткости используются ребра жесткости и другие конструктивные решения.

Для установки и фиксации корпусов приспособлений на станках в их основании предусмотрены пазы или ушки с пазами, предназначенные для крепежных болтов с квадратными или прямоугольными головками, которые вставляются в Т-образные пазы станочного стола.

При единичном производстве и изготовлении специализированных приспособлений в ремонтных мастерских использование дорогостоящих автоматизированных систем нецелесообразно из-за их высокой стоимости.

Специализированные приспособления, разработанные для фиксации конкретной детали при выполнении определенной операции, как правило, не могут быть повторно использованы при смене объекта ремонта. Это приводит к увеличению затрат, повышению себестоимости ремонта и увеличению сроков подготовки производства.

Ключевыми факторами, позволяющими сократить сроки и стоимость ремонта, являются **гибкость и универсальность станочных приспособлений**. Это подразумевает их **обратимость**, то есть возможность многократного использования при ремонте различных объектов

(использование переналаживаемых приспособлений до полного износа), что достигается за счет их переналадки.

Переналаживаемые групповые приспособления – это современный вид оснастки многократного использования, который позволяет фиксировать и обрабатывать широкий спектр заготовок. Это достигается за счет регулировки подвижных частей приспособления или замены сменных элементов, предназначенных для установки и закрепления различных деталей.

В отличие от типизации технологических процессов, где детали классифицируются по схожести последовательности и содержания операций, **групповой метод** основан на классификации деталей по типу обработки (токарная, фрезерная, сверлильная и т.д.). Внутри каждого типа обработки детали делятся на группы, которые и являются основной технологической единицей. Группировка происходит на основе общих характеристик: схожесть формы, обрабатываемые поверхности, использование одного и того же оборудования, инструмента, приспособления и последовательности операций. В одну группу могут входить детали с разной формой, размерами и сложностью.

В ремонтном производстве, где детали обрабатываются небольшими партиями, в одну группу можно объединить значительное количество деталей различной конфигурации.

Важным фактором для увеличения количества деталей в группе и повышения "серийности" в условиях мелкосерийного производства является **технологичность деталей**. Это означает, что детали должны быть спроектированы таким образом, чтобы их можно было базировать и закреплять одинаково, что позволяет использовать групповые приспособления.

При групповом методе выбор оборудования и оснастки определяется типом обработки, составом операций, их общей трудоемкостью и частотой повторения, а также конструктивными и технологическими особенностями

обрабатываемых деталей (размеры, материалы, форма, элементы базирования и т.д.).

Групповые приспособления позволяют устанавливать детали разных размеров и форм благодаря переналадке с использованием регулируемых или сменных элементов. Таким образом, одно групповое приспособление заменяет множество специализированных.

Основные требования к групповым приспособлениям:

- **Максимальное количество деталей в одном приспособлении:** Это позволяет заменить множество специальных приспособлений одним, значительно снижая затраты на каждую деталь.
- **Высокая точность установки каждой заготовки:** Это обеспечивается точностью и жесткостью самого приспособления, а также точностью установки сменных элементов.
- **Быстрая смена оснастки:** Приспособления должны легко и быстро перенастраиваться, что позволяет увеличить скорость обработки деталей за счет уменьшения времени на подготовку и завершение работы.
- **Автоматизированный зажим:** Использование быстрых и автоматических зажимных механизмов повышает эффективность обработки, сокращает вспомогательное время и облегчает работу оператора станка.
- **Стандартизация:** При проектировании и изготовлении приспособлений следует максимально использовать стандартные компоненты и конструкции, чтобы снизить затраты и время на разработку и производство.
- **Универсальность:** Базовая конструкция приспособления должна быть пригодна для установки различных деталей (с разными опорными поверхностями) и на разных типах станков. Это уменьшает количество необходимых приспособлений, увеличивает их серийность, снижает стоимость и сроки изготовления, а также способствует стандартизации и централизованному производству.
- **Долговечность:** Базовая конструкция должна быть пригодна для многократного использования при обработке широкого ассортимента деталей,

что увеличивает срок службы приспособления и снижает затраты на подготовку производства.

О групповых приспособлениях:

При групповой обработке используются специальные приспособления, которые имеют сменные элементы настройки для конкретных деталей и постоянные базовые поверхности. Это позволяет одновременно закреплять и обрабатывать несколько деталей из группы без необходимости переналадки.

Использование групповых приспособлений эффективно только при условии, что технологический процесс основан на методе групповой обработки. Такие приспособления разрабатываются не для отдельных деталей, а для целых групп, которые имеют схожие способы базирования и закрепления.

1. Универсально-безналадочные приспособления:

Это многоразовые, готовые к использованию устройства общего назначения, которые позволяют закреплять для обработки широкий спектр деталей без какой-либо предварительной настройки или доработки. Они идеально подходят для единичного и мелкосерийного производства, где требуется гибкость и быстрая смена обрабатываемых деталей. Примеры: токарные патроны, машинные тиски, поворотные столы. Главное преимущество - отсутствие необходимости в изготовлении специальных деталей для наладки.

2. Универсально-наладочные приспособления:

Эти приспособления используют специальные накладки (наладки) для установки и фиксации деталей. Они состоят из универсального базового элемента (агрегата), который подходит для разных схем базирования и форм заготовок, и сменной наладки. Базовый агрегат - это постоянная часть приспособления, на которую устанавливаются и фиксируются наладки. Универсально-наладочные приспособления позволяют заменить большое количество специализированных приспособлений, предназначенных для обработки разных групп деталей.

3. Специализированные наладочные приспособления:

Эти приспособления предназначены для базирования и фиксации группы схожих по форме заготовок разных размеров. Они состоят из специализированного базового агрегата, разработанного для определенной группы деталей, и сменной наладки. Использование таких приспособлений в сочетании с агрегатированными станками позволяет эффективно обрабатывать детали группами, максимально используя оборудование.

Агрегатирование станочных приспособлений:

Это метод проектирования, сборки и эксплуатации приспособлений, основанный на разделении их на функциональные блоки (агрегаты). Каждый агрегат - это законченное изделие, выполняющее определенную функцию и пригодное для многократного использования в различных конструкциях. Агрегатирование, основанное на использовании стандартных и унифицированных узлов (оснований, стоек, рам, плит и т.д.), значительно сокращает время и стоимость проектирования и изготовления приспособлений, а также обеспечивает возможность быстрой переналадки. На нормализованные элементы устанавливаются и закрепляются сменные наладки с базирующими элементами и зажимными устройствами.

1. Подготовка и Анализ:

- Тщательное изучение чертежей детали, технологической карты операции, схем базирования и закрепления, а также характеристик станка, на котором будет производиться обработка.
- Анализ условий эксплуатации, обслуживания и ремонта приспособления, учитывая тип производства (единичное, серийное, массовое).
- Изучение существующих конструкций приспособлений, используемых для аналогичных задач.

2. Разработка Концепции:

- Определение оптимальной схемы базирования и закрепления детали.
- Расчет сил резания и необходимых усилий зажима.

- Выбор оптимального места приложения сил зажима.
- Определение типа и размеров установочных элементов, их количества и расположения.
- Выбор типа зажимного механизма и его привода, определение его основных параметров, учитывая требуемое время на установку, закрепление и снятие детали.

3. Проектирование Элементов:

- Выбор типа и размеров элементов для направления и контроля положения режущего инструмента.
- Разработка конструкции и определение размеров вспомогательных элементов и устройств, а также корпуса приспособления.

4. Эскизное Проектирование:

- Создание эскизов различных вариантов общего вида приспособления. Это включает в себя последовательное добавление элементов (установочных, зажимных, направляющих) вокруг контура детали, изображенного в трех проекциях.
- Разработка конструкции корпуса приспособления, объединяющего все элементы.

5. Выбор и Оптимизация:

- Выбор оптимального варианта конструкции приспособления.
- Детальная проработка выбранного варианта.
- Составление необходимых схем (кинематических, пневматических, гидравлических и т.д.).

6. Расчеты и Анализ:

- Проведение расчетов элементов приспособления, включая силовой и прочностной расчеты.
- Оценка жесткости элементов и точности обработки детали с использованием данного приспособления.

7. Оформление Документации:

- Графическое оформление приспособления в соответствии с ЕСКД (Единая система конструкторской документации).

8. Экономическая Оценка:

- Проведение технико-экономических расчетов для оценки целесообразности и эффективности применения (модернизации, замены) приспособления.

9. Финальная Проверка и Уточнение:

- После завершения проектирования необходимо проверить:
  - Согласованность и взаимосвязь всех элементов.
  - Достаточность количества размеров, указаний, проекций и разрезов.
  - Использование стандартизованных и покупных компонентов.
  - Учет фактических нагрузок, возникающих при работе приспособления.
  - Технологичность приспособления с точки зрения производства, эксплуатации и ремонта.
  - Соответствие требованиям техники безопасности и производственной санитарии.

Основные расчеты при проектировании приспособлений:

1. **Расчет обеспечения точности:** (Формула приведена в оригинальном тексте)
2. **Расчет зажимных усилий:** Определение необходимого усилия для надежного закрепления детали.
3. **Экономическая целесообразность изготовления приспособления:** Оценка затрат на изготовление и выгод от использования приспособления.

$$T_{дет} \geq T_{пр} + \sqrt{\omega^2 + \varepsilon^2},$$

где $T_{дет}$ - допуск на обрабатываемый размер детали; $T_{пр}$ - допуск на соответствующий размер приспособления ($T_{пр} = 1/3 * T_{дет}$); ω - средняя

экономическая точность обработки; ε - погрешность установки (определяется при расчетах, связанных с базированием заготовки).

1.8. Применение гидро и пневмоприводов для средств комплексной механизации и автоматизации технологических процессов

Комплексная механизация и автоматизация производства деталей направлена на достижение следующих целей:

- Повышение качества продукции.
- Увеличение производительности труда и эффективности использования оборудования.
- Облегчение и улучшение условий труда.
- Улучшение экономических показателей производства.

Для повышения эффективности обработки деталей на металлорежущих станках автоматизируются следующие вспомогательные операции:

- Установка, фиксация и снятие заготовок.
- Смена и замена режущего инструмента.
- Контроль размеров и качества деталей непосредственно на станке.
- Транспортировка заготовок в рабочую зону.
- Очистка инструмента от стружки и удаление стружки от станка.

Для выполнения этих задач широко используются гидравлические и пневматические приводы.

Гидравлические приводы обладают рядом преимуществ:

- Высокое быстродействие благодаря малой инерции подвижных частей, что позволяет быстро изменять направление движения и останавливать исполнительные механизмы.
- Меньшие габариты и вес по сравнению с электрическими приводами.
- Плавное регулирование скорости движения.
- Долговечность и надежность конструкции, особенно в отношении защиты от перегрузок.

- Простота автоматизации циклов движения.
- Высокий КПД (85-95%), превосходящий КПД электрических машин.

В станках с ЧПУ гидроприводы часто используются для управления подачей и в качестве следящих приводов. В главном приводе они применяются в основном в станках с возвратно-поступательным движением. В станках с ЧПУ применяются два основных типа гидравлических систем: с регулируемым насосом (объемное регулирование) и с дроссельным управлением. Диапазон регулирования подачи должен охватывать как рабочие подачи, так и быстрые перемещения (до 10000 мм/мин и выше). Важно обеспечивать высокую точность и плавность перемещений при очень малых рабочих подачах (1-4 мм/мин). Приводы подач могут быть дискретными (шаговыми) или следящими, в зависимости от системы управления. Шаговые приводы используются в системах управления без обратной связи. В них применяются шаговые двигатели (ШД), которые могут быть маломощными (управляющими) или силовыми. В приводах с маломощными ШД для увеличения крутящего момента используются гидравлические усилители, которые могут увеличивать крутящий момент шагового двигателя до 300 раз.

Для удаления стружки используются различные системы, часто в комбинации:

- Смыв стружки струей СОЖ и транспортировка по желобу в сборник, где СОЖ отделяется и возвращается к станкам.
- Пневматические системы удаления стружки, которые могут быть нагнетательными, всасывающими или комбинированными.

Общие свойства и классификация. Гидропневмоприводами называют совокупность устройств предназначенных для приведение в движение машины и механизмы за счет гидравлической или пневматической энергии. Учитывая современный уровень механизации и автоматизации технологических процессов трудно себе представить производственный процесс без пневмосетей и устройств или различных гидродвигателей. А ведь

еще 200 лет назад основным пневмоинструментом был кожаный мешок (кузнечные меха) для возгонки воздуха в огне горна в кузне. В последствие работу мехов механизировали, равно как и создали сначала механический молот, а в последствие и пневматический, а коксовый горн заменился электропечью.

В настоящее время на любом предприятии существует промышленная пневмосеть, а машины и механизмы потребляют для работы сжатый воздух. По другому обстоят дела с гидродвигателями. Учитывая их сложность конструкция почти каждый гидропривод представляет собой насос (обычно с подключенным к нему электродвигателем), систему трубопроводов, емкость для гидравлической жидкости и гидродвигатель. В совокупности эти устройства называют гидроприводом.

На машиностроительных предприятиях все чаще встречаются устройства гибриды – сочетающие в себе и гидроприводы и пневмоприводы. Так для автоматизации производственных линий уже более 30 лет на предприятиях применяются роботы. Робот являет собой ничто иное, как гидродвигатель. Установив вместо захвата – манипулятора, к примеру пневматический гайковерт мы получаем устройство – гибрид.

Особенности. К особенностям применения в гидропневмоприводов для комплексной механизации и автоматизации можно отнести их достаточно высокую изученность и предсказуемость. Учитывая, что технические университеты давно освоили специальность автоматизации технологических процессов ни для кого не секрет, что комплексная автоматизация производства – хотя и весьма сложный, но вполне осуществимы проект.

Для его расчетов необходимы следующие граничные условия:

- объект производства (набор циклов изготовления конкретной детали или комплексная поузловая сборка заранее изготовленных деталей, или всё вместе);
- необходимый уровень автоматизации и механизации;

- средства, располагаемые на момент начала строительства / реконструкции производственных мощностей;
- прогнозируемая среднемесячная выручка (прибыль) для расчета экономической эффективности.

Далее инженерами по автоматизации труда выстраиваются технологические линии с применением различных роботизированных комплексов, после чего инженеры по подбору оборудования размещают граничные условия по потреблению оборудованием сжатого воздуха, воды и электричества. После этого рассчитываются пневмо сети, электро сети и т.д. Из всего в целом строится план технического оснащения / перевооружения, для реализации его в жизнь.

Есть же у этой радужной картины и обратная сторона, заключающаяся в следующих негативных факторах автоматизированных линий:
- при использовании большого количества роботов необходим большой штат ремонтных служб для осуществления регулярного их обслуживания и плановых ремонтов;
- некоторые технологические процессы невозможно автоматизировать, связано это с особенностями конструкций конкретных узлов и агрегатов, т.к. комплексная автоматизация необходима на стадии проектирования самих сборочных единиц и деталей, собираемых автоматически;
- очень высокая стоимость приобретения и обслуживания средств автоматизации, как пример оборудование для космической и атомной отраслей промышленности при его использовании не по назначению быстро разорит своего хозяина.

Правда учитывая специфику некоторых производств ряд опасных технологических процессов уже давно освоены роботами и применяются достаточно широко. Так например гальванические работы – очень вредные для человека и агрегатов из металла, широко механизированы и даже автоматизированы. Учитывая стоимость оплаты страховки и пенсии по потере здоровья сотрудников работодатели всё чаще применяют комплексную

автоматизацию вредных технологических процессов и даже имеют больший экономический эффект.

Характеристики и их влияние. Учитывая, что гидропневмоприводы в автоматизированных / механизированных технологических процессах применяются непосредственно для выполнения тех – или иных задач (универсальных средств автоматизации практически не существует) характеристики самих гидроприводов и пневмосистем будут связаны с задачами, поставленными перед ними.

Так например для использования манипуляторов для подъема и переноса массивных деталей используют мощные гидронасосы и тяжелые гидроприводы. Роботы для покраски деталей могут работать на сервоприводах, что вообще исключает применение в них гидроприводов, однако учитывая их потребность в большом количестве сжатого воздуха, они требуют использование мощной пневмосети и компрессора.

Учитывая, что в машиностроении наиболее широко представлены гидроприводы, стоит более подробно остановиться на их классификации и описании.

Применение гидропневмоприводов для средств комплексной механизации и автоматизации технологических процессов.

Виды гидроприводов:

- Гидродинамические;
- Объемные.

В гидродинамических гидроприводах основную работу выполняет кинетическая энергия движения жидкости, которую задает мощный электродвигатель и (или) гидронасос. Поскольку большая кинетическая энергия создается при высоких скоростях движения жидкости, возрастает и её давление, по этой причине используется более прочные гидравлические магистрали.

В объемных гидроприводах же скорости движения жидкости не велики, суть их работы заключается в поэтапном нагнетании объема жидкости в рабочие камеры гидроцилиндра и вытеснение её из них.

По характеру движения рабочего звена гидроприводы различаются на вращательные, поступательные и поворотные. Исходя из названия, рабочий орган будет либо совершать: вращательное движение на неограниченный угол (лопастной гидромотор); возвратно – поступательное (гидроцилиндр); или поворотное, на угол до 270 градусов.

По возможности регулирования может быть регулируемым и нерегулируемым. Регулируемые разделяются на стабилизированными (регуляция происходит в определенный момент времени, после которого гидропривод работает без регулировки), программными (аппаратно задается схема работы гидропривода) и следящими (гидроусилители, гидравлические прессы), включаемыми в работу в определенный момент времени, в остальное время работающие в «холостом» режиме.

Существуют саморегулируемые гидроприводы, способные изменять подачу жидкости в зависимости от её потребления.

По типу (схеме) циркуляции рабочей жидкости гидроприводы могут быть замкнутыми и с разомкнутой схемой циркуляции.

В разомкнутой схеме существует расширительный бачок, в замкнутой схеме его роль выполняет дополнительный гидронасос, выкачивающий в определенный момент времени отработавшую свой цикл гидравлическую жидкость. Такие гидроприводы применяются в условиях вакуума или присутствия других сред (воды, газов и т.п.).

В зависимости от типа подачи гидравлической жидкости различают насосный, магистральный и аккумуляторный гидроприводы. Насосный – это «классический» гидропривод, с уже описанной выше схемой (гидравлический пресс). Магистральный – это в принципе тот же насосный, но к одному насосу подключено более одного потребителя, накаченной гидравлической жидкости. Аккумуляторный же использует, накаченную ранее

гидравлическую жидкость для её использования в определенный момент времени.

1.9.1.Гидро и пневмоприводы и гидросистемы, обеспечивающие рабочий процесс при изготовлении и обработке деталей

В современном машиностроении широко используются технологии, в которых ключевую роль играют жидкости. Это касается как формообразования заготовок, так и финишной обработки деталей.

Примеры процессов с использованием жидких сред:

- **Формообразование:** центробежное литье, литье под давлением, гидродинамическая очистка отливок, гидродинамическая штамповка.
- **Размерная обработка:** электрохимическая обработка (ЭХО) и комбинированные методы.

Электрохимическая обработка (ЭХО):

ЭХО основана на растворении металла детали в электролите под воздействием электрического поля. Обратный процесс – гальванопластика – позволяет наносить покрытия (хром, никель, цинк, медь и т.д.) путем осаждения ионов металла из электролита.

В процессе ЭХО материал заготовки (анода) растворяется и удаляется из межэлектродного пространства (МЭП) потоком электролита. Также образуются газообразные продукты, которые тоже необходимо удалять.

Удаление продуктов обработки:

Для эффективной ЭХО необходимо удалять продукты обработки из зон их активного выделения. Обычно это достигается принудительной прокачкой электролита.

- **Кратковременные процессы (маркировка):** электролит не прокачивается, так как не успевает загрязниться.
- **Процессы до 8-10 секунд:** для перемещения электролита используются ультразвуковые или низкочастотные вибрации электродов, либо влажные ленты.

- **Обработка деталей для перемещения жидкостей/газов:** электролит перемещается вращением самой заготовки.
- **В остальных случаях:** используются насосы, чаще всего центробежные из нержавеющей стали.

Очистка электролита:

В процессе ЭХО в электролите накапливаются продукты обработки, что может привести к пробоям и коротким замыканиям, особенно при малых межэлектродных зазорах. Поэтому электролит необходимо очищать.

Методы очистки электролита:

- Отстой
- Центрифугирование
- Фильтрация (вакуумные и пресс-фильтры)
- Электрофлотация
- Осаждение с помощью коагулянтов

Для очистки электролитов, используемых в электрохимических станках, применяются различные устройства, такие как тарельчатые сепараторы и пластинчатые отстойники. Поддержание стабильной температуры и состава электролитов обеспечивается автоматическими системами в специальных ваннах. Для точного контроля температуры электролита в ваннах устанавливаются теплообменники, которые нагревают или охлаждают жидкость.

Сочетание традиционных и нетрадиционных методов механической обработки привело к разработке комбинированных методов. Эти методы объединяют различные технологические приемы, стремясь использовать и усилить их преимущества для изготовления деталей. В случае, когда электрохимическая обработка является частью комбинированного метода, для подачи электролита используются гидроприводы, аналогичные тем, что применяются в процессах электрохимической обработки (ЭХО).

1.9.2. Центробежное литье. Суть способа. Основные операции и область использования

Центробежное литье – это метод получения отливок, основанный на использовании центробежной силы. Расплавленный металл заливается во вращающуюся форму, которая может вращаться вокруг горизонтальной, вертикальной или наклонной оси, либо двигаться по более сложной траектории. Вращение создает центробежную силу, которая способствует заполнению формы и уплотнению металла при затвердевании. Процесс осуществляется на специализированном оборудовании, таком как центробежные машины и столы.

Наиболее распространены два варианта: с горизонтальной и вертикальной осью вращения. Горизонтальное литье применяется для изготовления длинных и коротких тел вращения, а вертикальное – для коротких тел вращения и фасонных отливок.

Широко используется метод получения пустотелых цилиндрических отливок в металлических формах с горизонтальной осью вращения. В этом процессе расплавленный металл из ковша заливается через желоб во вращающуюся форму. Под действием центробежной силы металл распределяется по внутренней поверхности формы, формируя цилиндрическую отливку со свободной внутренней поверхностью. После затвердевания отливка извлекается. Этот способ отличается очень высоким выходом годного (практически 100%), так как не требует использования литниковой системы, что исключает потери металла.

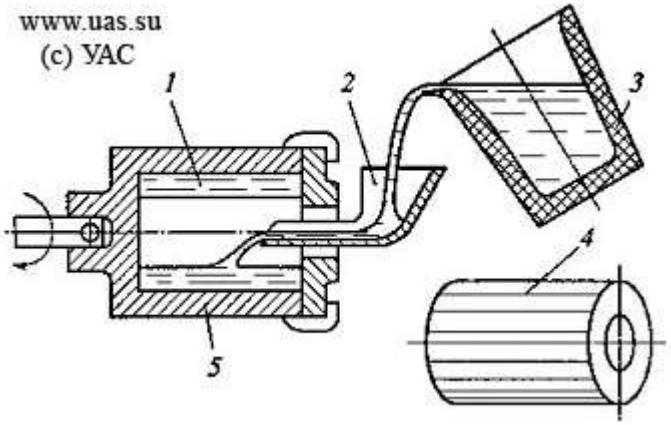


Рис.1.39 – Схема получения отливки при вращении формы вокруг горизонтальной оси: 1 – расплав; 2 – заливочный желоб; 3 – ковш; 4 – отливка; 5 – форма

При получении отливок со свободной параболической поверхностью при вращении формы вокруг вертикальной оси (рис.1.40) расплав из ковша 1 заливают в форму 2, закрепленную на шпинделе 3, приводимом во вращение электродвигателем 4. Расплав 5 под действием центробежных и гравитационных сил распределяется по стенкам формы и затвердевает, после чего вращение формы прекращают и извлекают из нее затвердевшую отливку 6.

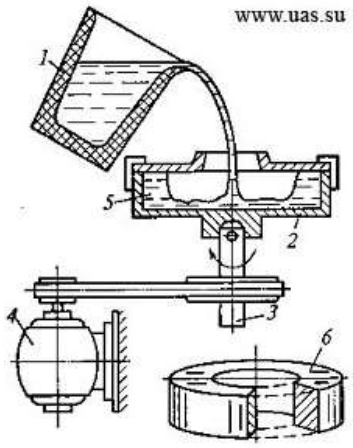


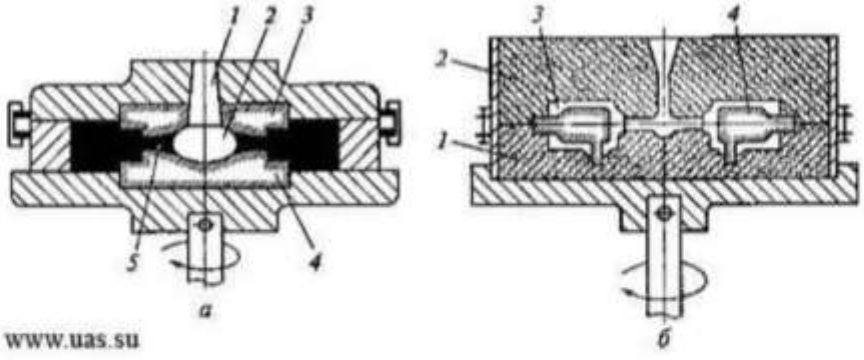
Рис.1.40 – Схема получения отливок при вращении формы вокруг вертикальной оси: 1 – ковш; 2 – форма; 3 – шпиндель; 4 – электродвигатель; 5 – расплав; 6 – отливка

Для создания отливок со сложной внутренней геометрией применяют центробежное литье в формы с вертикальной осью вращения, используя стержни для формирования внутренних полостей (см. рис. 1.41, а). Этот метод подходит, например, для изготовления зубчатых венцов. Расплавленный

металл из ковша заливается через литниковую систему (заливочное отверстие и стояк 1) в центральную полость формы 2, образованную стержнями 3 и 4. Под действием центробежной силы металл распределяется через щелевые питатели в рабочую полость формы. Избыток металла, остающийся в центральной полости 5, играет роль прибыли, компенсируя усадку металла при затвердевании и обеспечивая качественное формирование отливки.

Мелкие фасонные отливки также можно изготавливать методом центробежного литья, используя песчаные формы (см. рис. 1.41, б). Две части формы (1 и 2) устанавливаются и фиксируются на вращающемся столе. При необходимости применяются стержни 4. Важно, чтобы рабочие полости 3 были расположены симметрично относительно оси вращения для обеспечения баланса формы во время вращения. Заливка расплава осуществляется через центральный стояк, откуда металл по радиальным каналам поступает в полости формы.

Выход годных отливок при центробежном литье в песчаные формы сопоставим с выходом годных при обычном литье в песчаные формы. Для центробежного литья могут использоваться различные типы форм: песчаные, металлические, оболочковые, объемные керамические, а также комбинированные.



www.uas.su

Рис.1.41 – Схема получения фасонных отливок: а – венец шестерни: 1 – стояк; 2 – центральная полость формы; 3 и 4 – стержни; 5 – прибыль; б – мелкие фасонные отливки: 1 – нижняя полуформа; 2 – верхняя полуформа; 3 – рабочая поверхность формы; 4 – стержень

Формирование отливок при центробежном литье: ключевые аспекты

Основная особенность центробежного литья заключается в том, что заполнение формы расплавленным металлом и его последующее затвердевание происходят под воздействием центробежных сил, которые значительно превышают силу тяжести.

В таких условиях любые твердые частицы, оказавшиеся у стенок формы, плотно прижимаются к ним и не могут всплыть. Этот эффект используется при нанесении сыпучих покрытий на металлические формы в центробежном литье.

При проектировании систем, предназначенных для улавливания шлака и питания отливки, необходимо учитывать влияние центробежных сил. Это особенно важно при производстве фасонных стальных отливок методом центробежной заливки в песчаные формы.

Охлаждение и затвердевание отливок в поле центробежных сил

При изготовлении отливок со свободной поверхностью охлаждение расплава в изложнице происходит неравномерно. Тепло отводится как через стенки и крышку изложницы, так и путем конвекции и излучения со свободной поверхности. Значительная часть тепла теряется именно через свободную поверхность.

Воздух внутри отливки вовлекается во вращение и постоянно циркулирует. Вдоль оси вращения происходит постоянный приток холодного воздуха, заменяющего нагретый. Особенно интенсивная циркуляция наблюдается при вращении формы вокруг вертикальной оси, что обусловлено естественным подъемом нагретого воздуха вверх.

Эта неравномерность охлаждения, особенно заметная в толстостенных отливках, приводит к возникновению конвективных потоков в расплаве. Охлажденный и более плотный расплав перемещается от свободной поверхности внутрь затвердевающей отливки, а горячий и менее плотный – наружу. Таким образом, конвективные потоки циркулируют в радиальном направлении.

В условиях центробежного литья это явление усиливается даже при незначительных различиях в температуре и плотности металла, поскольку действующие силы пропорциональны гравитационному коэффициенту. Это способствует направленному затвердеванию отливки в радиальном направлении, которое тем сильнее, чем выше угловая скорость вращения формы.

При направленном затвердевании фронт растущих от стенок изложницы кристаллов находится под высоким давлением расплава, обусловленным центробежными силами. Это заставляет кристаллы расти в направлении поступающего расплава, что приводит к их небольшому наклону в сторону вращения.

Давление, создаваемое вращающимся расплавом, способствует его проникновению в межкристаллитные пространства, улучшая питание затвердевающей отливки и повышая ее плотность. Свободная поверхность расплава затвердевает последней, и при горизонтальной оси вращения форма свободной поверхности остается правильной цилиндрической.

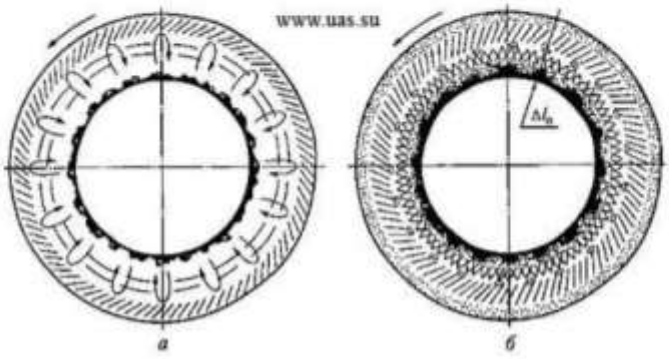


Рис.1.42 – Схема возникновения конвективных потоков (показаны фигурными стрелками) во вращающемся затвердевающем расплаве (а) и схема кристаллического строения отливки (б): l_0 – глубина расположения усадочной пористости; стрелкой показано направление вращения изложницы.

При центробежном литье, примеси и включения с меньшей плотностью, чем у расплавленного металла, быстро поднимаются к свободной поверхности под действием центробежных сил. Это требует увеличения припусков на механическую обработку этой поверхности, что является ограничением метода.

Направленное затвердевание позволяет получать отливки с однородной структурой, свободные от усадочных дефектов и включений. Однако, центробежные силы способствуют направленному затвердеванию только в том случае, если кристаллы, формирующиеся на свободной поверхности, плотнее, чем остальной расплав.

Для большинства сплавов это условие выполняется. Исключения составляют:

- Сплавы, затвердевающие с увеличением объема (например, серый чугун).
- Сплавы, в которых первые образующиеся кристаллы обогащены компонентами с меньшей плотностью, чем у остатка расплава (например, заэвтектические силумины с содержанием кремния более 11,7%). В этом случае, первичные кристаллы кремния, имеющие меньшую плотность, чем алюминий, всплывают на поверхность.

Если эти легкие кристаллы образуются на поверхности, они там и остаются. Если же они зарождаются в объеме переохлажденного расплава, то всплывают из-за разницы в плотности. В результате, затвердевание происходит от стенок формы и от свободной поверхности, что приводит к образованию усадочной пористости в центре отливки из-за недостатка питания. Чем выше скорость вращения, тем больше кристаллов выносится на поверхность и тем глубже располагается пористость.

Усадочная пористость под свободной поверхностью также наблюдается в толстостенных отливках. В тонкостенных отливках большой протяженности глубина зоны пористости меньше, что связано с соотношением скоростей охлаждения наружной и внутренней поверхностей. Чем быстрее охлаждается наружная поверхность и медленнее внутренняя, тем меньше глубина пористости.

Скорость охлаждения можно контролировать, изменяя толщину и теплофизические свойства огнеупорного покрытия на наружной поверхности,

а также используя сыпучие огнеупорные материалы или экзотермические смеси на внутренней поверхности.

Таким образом, центробежное литье имеет как значительные преимущества, так и определенные недостатки, связанные с особенностями формирования отливки.

Преимущества центробежного литья:

- **Улучшенное заполнение формы:** Центробежные силы обеспечивают более полное заполнение формы расплавленным металлом, особенно в сложных конфигурациях.
- **Повышенная плотность отливок:** Благодаря центробежному воздействию, в отливках значительно уменьшается количество дефектов, таких как усадочные поры, раковины, газовые включения, шлак и другие неметаллические примеси.
- **Экономия металла и увеличение выхода годного:** Отсутствие или уменьшение литниковой системы (особенно при производстве труб, колец и втулок) снижает расход металла и увеличивает долю годных изделий.
- **Упрощение производства:** При изготовлении полых цилиндрических деталей (например, втулок и труб) отпадает необходимость в использовании стержней, что снижает затраты.

Недостатки центробежного литья:

- **Сложности при литье сплавов, склонных к ликвации:** Разделение компонентов сплава под действием центробежных сил может привести к неоднородности состава отливки.
- **Загрязнение поверхности отливок:** Неметаллические включения могут скапливаться на внутренней поверхности отливки, ухудшая ее качество.
- **Пониженная точность размеров и необходимость дополнительной обработки:** Скопление неметаллических включений у свободной поверхности, а также возможные отклонения в объеме заливаемого расплава, приводят к неточностям размеров и требуют увеличения припусков на последующую механическую обработку.

Области применения центробежного литья:

Центробежное литье наиболее эффективно при производстве пустотелых цилиндрических деталей различных размеров и массы, таких как:

- Трубы из чугуна, стали, цветных и специальных сплавов для различных целей.
- Втулки и гильзы для двигателей внутреннего сгорания.
- Кольца подшипников качения.

Этот метод также широко используется для изготовления:

- Биметаллических изделий.
- Изделий из сплавов с низкой текучестью и высоким поверхностным натяжением.
- Тонкостенных отливок сложной формы с микрорельефом поверхности, например, турбинных дисков с лопатками, а также изделий художественного и ювелирного назначения.

1.9.3.Размерная электрохимическая и комбинированные методы обработки.

Электрохимическая обработка в проточном электролите основана на анодном растворении металла и удалении продуктов реакции из рабочей зоны потоком электролита. При этом скорость движения потока электролита в межэлектродном промежутке поддерживается в пределах 5…50 м/сек (при помощи насоса, обеспечивающего давление 50…200 Н/см^2, или благодаря вращению катода-инструмента, непрерывно смачиваемого электрилитом).

Электрохимическая обработка (ЭХО) использует напряжение в диапазоне 5-24 В, которое подбирается в зависимости от материала и конкретной технологической операции. Зазор между электродами поддерживается в пределах 0,01-0,5 мм и автоматически регулируется следящими системами. Электроды изготавливаются из нержавеющей стали, латуни или углеграфита (последний применяется при обработке переменным или импульсным напряжением).

Энергозатраты ЭХО зависят от химического состава обрабатываемого материала и выхода по току, и для большинства операций составляют 10-15 кВтч на килограмм удаленного материала. Наиболее распространенные виды ЭХО: копировально-прошивочная, анодно-механическая и анодно-гидравлическая.

Копировально-прошивочная обработка предполагает возвратно-поступательное движение одного из электродов, при этом форма катода (инструмента) воспроизводится на детали одновременно по всей обрабатываемой поверхности.

Этот метод применяется при изготовлении лопаток турбин и компрессоров, ковочных штампов и т.д. При скорости удаления металла 0,1-0,5 мм/мин достигается шероховатость поверхности Ra = 0,8-2 мкм. Увеличение скорости обработки до 1-2 мм/мин позволяет снизить шероховатость до Ra = 0,2-0,5 мкм. Максимальная производительность при обработке полостей достигает 2000 мм³/мин при токе 1000 А. Скорость подачи инструмента в направлении съема металла составляет 0,1-1,5 мм/мин при обработке штампов, пресс-форм, лопаток и 5-6 мм/мин при прошивке отверстий. При этом шероховатость поверхности составляет Ra = 0,3-1,5 мкм, а точность обработки находится в пределах 0,1-0,5 мм.

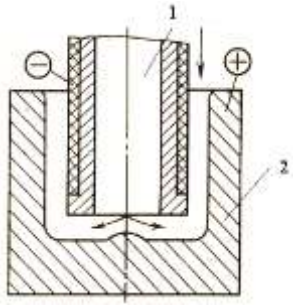


Рис.1.43 Схема электрохимической обработки при поступательном движении электрода

Метод электрохимического профильного шлифования (ЭХПШ) с использованием вращающегося дискового инструмента позволяет формировать сложные профили на наружных поверхностях без применения абразивов. Производительность ЭХПШ при обработке нержавеющих сталей

достигает 150-200 мм³/мин, а твердых сплавов – 60-80 мм³/мин (на площади 1 см²). Типичные применения включают изготовление твердосплавных резьбовых плашек, фасонных резцов, накатных роликов, шлицевых пазов, узких прорезей и разрезание заготовок (ширина реза 1,5-2,5 мм, Ra ≤ 0,8-2 мкм). Метод также применим для обработки постоянных магнитов. При работе с зазорами 0,01-0,1 мм достигается точность 0,01-0,05 мм и шероховатость поверхности Ra 0,3-1,5 мкм. Скорость подачи регулируется в диапазоне 1-40 мм/мин в зависимости от глубины реза, при напряжении 6-10 В. Для обработки твердых сплавов рекомендуется использовать переменный или импульсный ток. Электрохимическое удаление заусенцев эффективно для обработки шестерен и деталей гидроаппаратуры.

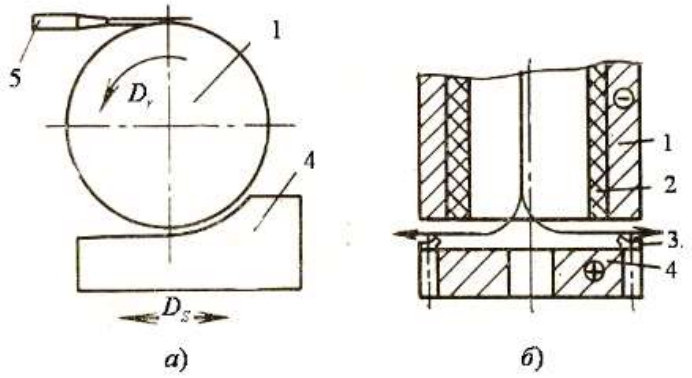


Рис. 1.44. Электрохимическая обработка: а – при вращающемся электроде; б – при удалении заусенцев: 1 – электрод-инструмент; 2 – изолирующая втулка; 3 – удаляемые заусенцы; 4 – обрабатываемая заготовка; 5 – сопло для подачи электролита

Электрохимическая обработка:

- Этот метод используется для создания канавок в сложных деталях, а также для придания формы телам вращения как на торцевой поверхности, так и снаружи и внутри.
- При использовании фасонного катода точность обработки достигает 0,05-0,1 мм.

Анодно-механическая обработка:

- Это гибридный процесс, сочетающий электрохимическое растворение металла и электроэрозионное воздействие. Инструмент-электрод движется относительно заготовки.

- В качестве рабочей среды используется электролит, который образует на поверхности заготовки пассивирующую пленку (часто это водный раствор жидкого стекла).
- Для питания используется выпрямитель с напряжением 24-32 В. Инструмент-электрод подключается к отрицательному полюсу, а заготовка – к положительному. Инструмент может быть выполнен в виде диска или ленты.
- Анодно-механическая обработка применяется для:
  - Разрезания заготовок из труднообрабатываемых материалов (высоколегированных сталей и сплавов) толщиной до 1000 мм со скоростью до 30-35 см²/мин.
  - Шлифования твердосплавных деталей (например, втулок).
  - Круглого наружного шлифования, суперфиниша, хонингования и полирования.

Абразивно-электрохимическая обработка:

- Этот метод позволяет одновременно растворять и микрорезать металл заготовки в одной зоне, используя относительно простое оборудование.

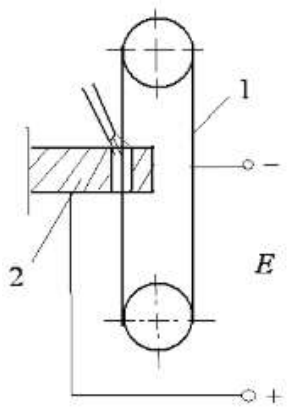


Рис. 1.46. Схема анодно-механической обработки бесконечной лентой-электродом: 1 – электрод-инструмент; 2 – заготовка; Е – источник постоянного тока.

Величина микронеровностей обработанной поверхности при разрезании R_z = 0,5…1 *мкм*; при шлифовании R_a = 0,5…1 *мкм*. Ширина реза на дисковых станках 1,5…3 *мм*, ленточных 1,8…2 *мм* и при толщинах разрезаемой заготовки до 3 *мм*. Глубина измененного слоя в зависимости от

обрабатываемого материала и условий обработки колеблется от 0,05 до 0,6 *мм*, при этом относительный износ инструмента составляет 15…25%.

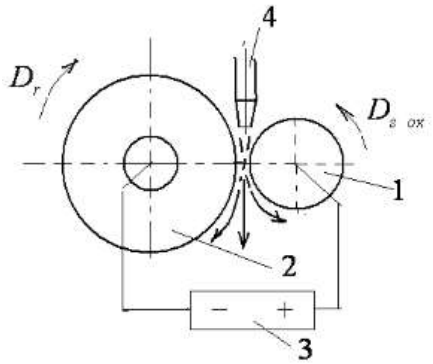


Рис. 1.47. Схема абразивно-электрохимической обработки заготовок: 1 – заготовка; 2 – шлифовальный круг; 3 – источник питания; 4 – отдельно расположенный катод; $D_г$ – главное движение шлифовального круга; $D_{s\ ок}$ –движение окружная подачи заготовки

Анодно-гидравлическая обработка (АГО) – это метод электрохимической обработки, при котором форма заготовки (анода) изменяется за счет её контролируемого растворения в электролите под воздействием электрического тока.

Ключевым фактором является расстояние между заготовкой и инструментом (катодом): чем меньше это расстояние, тем быстрее происходит растворение металла. Благодаря этому, при достаточно близком расположении, форма заготовки точно повторяет форму инструмента.

Однако, эффективность процесса снижается из-за накопления продуктов электролиза в рабочей зоне. Для их удаления и обеспечения постоянного обновления электролита применяются различные методы: либо механическая очистка поверхности (анодно-механическая обработка), либо непрерывная прокачка электролита через зону обработки. Пример реализации АГО представлен на рисунке 1.48.

Правильный выбор электролита позволяет обрабатывать практически любые токопроводящие материалы, достигая высокой производительности и отличного качества обработанной поверхности.

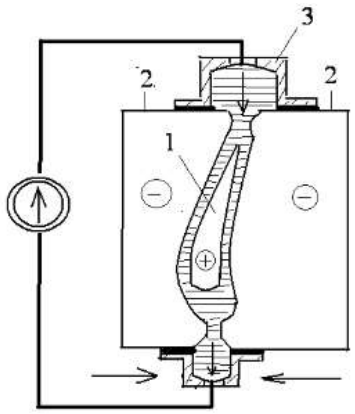


Рис. 1.48. Схема анодно-гидравлической обработки поверхности турбинной лопатки подвижными электродами: 1 – лопатка; 2 – электроды, 3 – электролит (стрелки показывают движения электродов и электролита)

Анодно-гидравлическая обработка:

Электрохимические станки, используемые для анодно-гидравлической обработки, отличаются простотой эксплуатации и безопасностью благодаря применению низковольтного электрооборудования (до 24 В). Однако, для обеспечения высоких плотностей тока (до 200 А/см²) требуется использование мощных источников питания и значительных объемов электролита.

Комбинированные методы обработки:

Комбинированные методы обработки материалов объединяют в себе преимущества электрофизических и электрохимических подходов, позволяя эффективно обрабатывать широкий спектр материалов. Тем не менее, четкое выделение этой группы методов как самостоятельной затруднительно, поскольку некоторые методы, такие как анодно-механическая и анодно-гидравлическая обработка, также могут быть отнесены к комбинированным.

В этой области целесообразно ориентироваться на решение конкретных технологических задач. Именно такой подход был предложен ЭНИМСом при классификации комбинированных методов обработки.

К комбинированным методам относятся: абразивно-электрохимическая, абразивно-электроэрозионная, ультразвуковая-электрохимическая, электроэрозионно-химическая, анодно-механическая и плазмо-механическая

обработка. Этот список постоянно пополняется. Некоторые из этих методов описаны ниже.

Абразивно-электрохимическая обработка:

Абразивно-электрохимическая обработка близка по принципу к анодно-механической обработке и сочетает в себе микрорезание и анодное растворение.

Анодное растворение металла уменьшает толщину срезаемой стружки и площадь контакта между инструментом (кругом) и заготовкой. Электрохимические процессы также снижают сопротивление металла резанию, ослабляя поверхностные слои.

В процессе также возникают электроэрозионные явления. При вращении круга-инструмента в рабочей зоне происходят электрические разряды между его металлической связкой и заготовкой из-за образования и разрыва контактов. Этому способствует стружка, образующаяся при резании.

Сочетание электроэрозионных процессов с абразивно-электрохимической обработкой приводит к разрушению выступающих элементов связки круга, что обеспечивает самозатачивание шлифовального круга, сжигание стружки, снижение трения и удаление пассивирующих пленок с поверхности заготовки и инструмента. В результате силы резания и температура в рабочей зоне снижаются в 2-4 раза.

Абразивно-электрохимическая обработка (АЭХО) значительно превосходит традиционное шлифование по скорости обработки. В частности, при шлифовке твердых сплавов, жаропрочных и коррозионностойких сталей производительность увеличивается в 2-3 раза. Шероховатость поверхности, достигаемая после АЭХО, находится в диапазоне Ra = 0,32…0,63 мкм. При использовании мелкозернистых кругов можно получить еще более гладкую поверхность с Ra = 0,16 мкм.

Процесс АЭХО проводится при относительно низком напряжении (5…10 В, а при использовании автономного электрода – 24 В) и высокой плотности тока (15…150 А/см2). В качестве электролита применяются

растворы нитратов и нитритов с добавлением пассивирующих веществ (таких как сода, глицерин, триэтаноламин) для снижения коррозионной активности.

АЭХО широко используется для шлифования плоских и торцевых поверхностей деталей из труднообрабатываемых материалов (твердых, магнитных, жаропрочных сталей и сплавов), а также для обработки тонкостенных и нежестких деталей, профильного шлифования и шлифования вязких материалов, где требуется избежать образования заусенцев.

Абразивно-электроэрозионная обработка (АЭЭО) основана на микрорезании, сочетающемся с постоянным воздействием электроэрозии на поверхность обрабатываемого материала. Электрические разряды, возникающие между заготовкой и инструментом (или между инструментом и дополнительным электродом), обеспечивают самозатачивание абразивного круга, удаление стружки и ее разрушение в рабочей жидкости.

Ключевое отличие АЭЭО от АЭХО заключается в более контролируемом характере процесса. Благодаря возможности регулирования параметров обработки, достигается высокая и стабильная режущая способность инструмента, многократно увеличивается его стойкость и снижаются энергозатраты на трение.

В качестве рабочей жидкости в АЭЭО используется обычная СОТС или 3%-ный раствор соды. Токопроводящий абразивный круг подключается к положительному полюсу источника импульсного напряжения, а деталь – к отрицательному.

Главное преимущество АЭЭО перед АЭХО – отсутствие коррозии оборудования и выделения газов в рабочей зоне. Весь удаляемый материал превращается в стружку, что упрощает ее утилизацию и очистку рабочей жидкости. Производительность обоих процессов примерно одинакова, однако износ алмазных кругов при АЭЭО на 20-30% выше.

Абразивно-электроэрозионная обработка: Этот метод особенно эффективен для заточки режущих инструментов, в частности, твердосплавных, особенно если они закреплены в стальных державках. Также он хорошо подходит для плоского шлифования периферией круга твердосплавных штампов (вместе со стальной оправкой) и постоянных магнитов, а также для наружного и внутреннего шлифования изделий из твердых сплавов.

Ультразвуковая электрохимическая обработка: В отличие от обычной электрохимической обработки, в этой технологии в зону обработки под давлением (0,2-0,5 МПа) подается специальный электролит с абразивными частицами. Этот электролит обычно состоит из 65% воды, 15% нитрата натрия (NaNO3) и 1% нитрита натрия (NaNO2). Через зазор между инструментом и заготовкой пропускается электрический ток с плотностью до 25 А/см2 и напряжением 4-15 В. При этом заготовка подключается к положительному полюсу источника питания, а инструмент – к отрицательному.

Точность обработки зависит от плотности тока и варьируется от ±0,06 до ±0,1 мм. Производительность при обработке твердых сплавов достигает 350-400 мм3/мин, при этом износ инструмента составляет 5,5-6%.

Плазменно-механическая обработка: Это процесс резания, при котором зона резания предварительно нагревается плазмой для снижения прочности материала. Этот метод используется для черновой обработки труднообрабатываемых материалов на токарных, токарно-карусельных и строгальных станках. Применение плазменного нагрева позволяет увеличить производительность в 1,5-10 раз (в зависимости от обрабатываемого материала) и повысить стойкость режущего инструмента в 2-5 раз. В качестве плазмообразующего газа могут использоваться воздух, аргон, азот или смесь аргона с азотом. Мощность установок для плазменной резки, используемых в этом процессе, достигает 100-120 кВт.

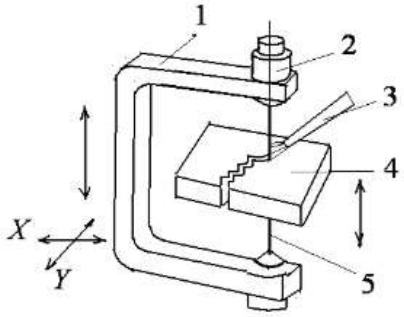


Рис. 1.49. Схема процесса обработки алмазным проволочным инструментом: 1 – скоба; 2 – пневмошпиндель; 3 – сопло для подачи СОЖ; 4 – обрабатываемая заготовка; 5 – алмазный проволочный инструмент; X, Y – координаты

Обработка алмазной проволокой

Для создания деталей сложной формы с цилиндрической поверхностью из хрупких материалов применяется метод обработки с использованием алмазной проволоки (см. рис. 1.49). Тонкая алмазная проволока (5), натянутая на скобе (1), вращается благодаря пневматическому шпинделю (2) вокруг вертикальной оси и одновременно совершает колебательные движения вдоль этой оси. Перемещение проволоки относительно заготовки (4) по осям X и Y контролируется либо системой ЧПУ, либо с помощью копира. В зону обработки через сопло (3) подается смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ).

Особенностью данного метода является крайне низкое силовое воздействие (порядка десятков грамм), что позволяет изготавливать детали с очень тонкими элементами контура.

Этот способ используется для:

- Вырезки деталей из поликора, кварцевого стекла, феррита.
- Изготовления мозаичных изделий из драгоценных камней.
- Создания графитовых электродов для электроэрозионных копировально-прошивочных станков.

Шероховатость обработанной поверхности составляет Ra = 1,25 мкм. Точность обработки находится в диапазоне 0,01…0,03 мм и зависит от размеров контура детали. Диаметр используемой алмазной проволоки варьируется от 0,3 до 0,8 мм.

Электрогидравлическая штамповка

Электрогидравлическая штамповка (схема на рис. 1.50) использует энергию гидравлического удара, возникающего при мощном электрическом разряде (искре) (1) в жидком диэлектрике (5). Важным условием является создание вакуума (3) между заготовкой (2) и матрицей (4). Это необходимо, поскольку при высокой скорости движения заготовки к матрице воздух не успевает выйти из полости и препятствует полному прилеганию заготовки к форме матрицы.

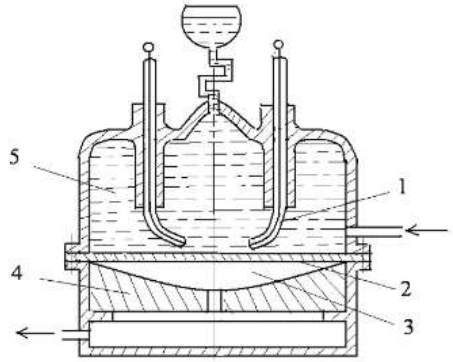


Рис. 1.50. Схема установки для электрогидравлической штамповки: 1 – электроды; 2 – заготовка; 3 – вакуумная полость матрицы; 4 – матрица; 5 – рабочая жидкость

Метод прост, надежен, но обладает небольшим КПД, требует высоких электрических напряжений и не всегда дает воспроизводимые результаты.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И ОБСУЖДЕНИЯ ПО I - РАЗДЕЛУ

1.Расскажите об общие сведения о гидроприводах.

2.Что такой гидравлический привод?

3. Расскажите об общие виды гидроприводов.

4.Приведите классификации гидроприводов.

5.Расскажите о преимущества и недостатки гидроприводов.

6. Расскажите об истории развития гидроприводов.

7.Перспективы развития гидроприводов.

8. Определение жидкости.

9. Расскажите о физические свойства жидкостей.

10.По каким признакам выбирается рабочий жидкость?

11. Что такое пневматический привод?

12. Достоинства и недостатки пневматического привода.

13. Расскажите о течение воздуха.

14.Виды пневмоцилиндры.

15.Виды и классификация гидроцилиндров.

16.Что такое станочных приспособлений?

17. Классификация станочных приспособлений.

18. Для чего применяется делительные устройства.

19. Расскажите о центробежное литье.

20. Расскажите о методах обработки деталей.

II – раздел.ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

2.1.Гидромашины, их общая классификация и основные параметры

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают энергию жидкости (насосы) или получают энергию от жидкости (гидродвигатели) при протекании последней через полости рабочих органов машины.

Гидромашины находят широкое распространение в народном хозяйстве.

Насосы применяются для подачи жидкостей в различных целях, начиная от водоснабжения населенных пунктов и предприятий, водообеспечения крупных ирригационных систем и судоходных каналов и кончая подачей топлива в двигателях внутреннего сгорания от тракторов до ракет.

*Гидродвигате*ли — это основной элемент при использовании водной энергии. Так, на современных гидроэлектростанциях применяют гидротурбины мощностью до 650 тыс. кВт, являющиеся одной из разновидностей гидродвигателей.

Гидравлические приводы, используемые для передачи энергии и управления движением исполнительных механизмов с помощью жидкости, базируются на двух ключевых компонентах: насосах и гидродвигателях (которые вместе называются гидромашинами).

Насос, получая энергию от привода, передает её рабочей жидкости, увеличивая её энергию потока. Эта жидкость под давлением направляется по гидролиниям к гидродвигателю, который преобразует энергию жидкости в механическую работу, приводя в действие исполнительный орган.

Основные характеристики насоса, приводимого во вращение, включают:

- Давление (или напор), создаваемое насосом.
- Объем жидкости, перекачиваемый насосом за единицу времени (подача).
- Скорость вращения вала насоса.
- Мощность насоса (как полезная, так и потребляемая).
- Эффективность работы насоса (КПД).

Далее мы подробно рассмотрим каждый из этих параметров. Напор насоса (Нн) представляет собой увеличение полной удельной механической энергии жидкости, проходящей через насос.

$$H_H = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g}, \quad (2.1)$$

В большинстве насосов разница в высоте между входным и выходным отверстиями настолько мала, что ею можно пренебречь в расчетах.

Разница в скоростных напорах становится значимой только в насосах с низким напором, и то лишь в том случае, если входное и выходное отверстия имеют существенно разные размеры.

В основном, напор насоса определяется разницей в пьезометрических высотах. Разность давлений на выходе и входе насоса часто называют "давлением насоса" (Рн), и, учитывая вышесказанное, можно считать, что оно приблизительно равно разнице пьезометрических высот.

$$p_H = p_2 - p_1 = \rho g H_H \tag{2.2}$$

Следует обратить внимание на то, что в паспорте насоса приводятся либо напор насоса $H_н$, либо давление, создаваемое насосом $P_н$. При необходимости получить другой параметр следует воспользоваться формулой (2.2).

Подача насоса $Q_н$– объем жидкости, подаваемый насосом в напорный трубопровод в единицу времени.

Частота вращения вала насоса n– в паспорте, как правило, оговаривается номинальное, максимальное и минимальное значение этого параметра.

Угловая скорость ω – в некоторых паспортах насосов угловая скорость приводится вместо частоты вращения вала насоса. Эти два параметра связаны между собой соотношением:

$$\omega = 2\pi n \tag{2.3}$$

Мощность насоса N – это мощность, потребляемая насосом от привода. При известных моменте M_H на валу насоса и угловой скорости вращения ω этого вала мощность насоса равна

$$N = M_H \omega \tag{2.4}$$

Полезная мощность насоса $N_П$– это мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости. Полезная мощность насоса определяется по формуле:

$$N_П = H_H \rho g Q_H = p_H Q_H \tag{2.5}$$

Коэффициент полезного действия насоса $\eta_н$ – это отношение полезной мощности, развиваемой насосом, к потребляемой:

$$\eta_H = \frac{N_П}{N} = \frac{H_H \rho g Q_H}{M_H \omega} \tag{2.6}$$

Гидродвигатель – это устройство, которое преобразует энергию жидкости под давлением в механическое движение. Иными словами, он использует энергию текущей жидкости для выполнения полезной работы.

Часть гидродвигателя, которая непосредственно выполняет эту работу, называется **выходным звеном**.

В зависимости от типа движения выходного звена, гидродвигатели делятся на три основных типа:

- **Вращательные:** создают вращательное движение (например, гидромоторы).
- **Поворотные:** создают ограниченное угловое перемещение.
- **Возвратно-поступательные:** создают линейное движение (например, гидроцилиндры).

Для гидродвигателей, создающих вращательное или поворотное движение (гидромоторов), ключевыми характеристиками являются:

- **Перепад давления:** разница давления жидкости на входе и выходе гидродвигателя.
- **Расход жидкости:** объем жидкости, потребляемый гидродвигателем за единицу времени.
- **Частота вращения (или угловая скорость):** скорость вращения вала гидродвигателя.
- **Крутящий момент:** усилие, создаваемое на валу гидродвигателя.
- **Мощность:** как полезная (выходная), так и потребляемая гидродвигателем.
- **КПД:** эффективность преобразования энергии жидкости в механическую работу.

Далее мы подробно рассмотрим каждую из этих характеристик.

Перепад давления (Нгд) – это мера энергии, которую гидродвигатель отбирает у потока рабочей жидкости.

$$H_{гд} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g} \quad (2.7)$$

где индекс 1 характеризует параметр потока на входе в гидродвигатель, а индекс 2 – параметр на выходе из гидродвигателя.

Для подавляющего большинства гидродвигателей основной величиной, определяющей значение напора $H_{гд}$, потребляемого гидродвигателем, является разность пьезометрических высот (второе слагаемое в формуле (2.7)).

Очень часто разность давлений на входе и выходе гидродвигателя называют давлением, потребляемым гидродвигателем, или перепадом давления на гидродвигателе $\Delta p_{гд}$, величину которого можно рассчитать по формуле:

$$\Delta p_{гд} = p_1 - p_2 = \rho g H_{гд} \quad (2.8)$$

При расчете гидравлических систем с гидродвигателями, падение давления на гидродвигателе (Δргд) часто называют потерей давления в гидродвигателе.

Расход гидродвигателя (Qгд) – это объем рабочей жидкости, который гидродвигатель забирает из напорной линии за единицу времени.

Частота вращения выходного вала гидродвигателя (n) – в технических характеристиках обычно указываются номинальные, максимальные и минимальные значения. При подборе гидродвигателя важно убедиться, что требуемый рабочий диапазон частот вращения вала находится в пределах, указанных в паспорте.

Момент на выходном валу гидродвигателя (Мгд) – в паспорте указывается номинальное значение. При выборе гидродвигателя необходимо, чтобы это номинальное значение соответствовало максимальному расчетному моменту сопротивления вращению вала, создаваемому внешней нагрузкой, подключенной к валу.

Мощность гидродвигателя (N) – это мощность, которую гидродвигатель получает от потока рабочей жидкости, проходящего через него. Мощность гидродвигателя рассчитывается по формуле: (формула не указана в исходном тексте, поэтому я ее не добавил).

$$N = H_{гд} \rho g Q_{гд} = \Delta p_{гд} Q_{гд} \quad (2.9)$$

Полезная мощность гидродвигателя N_n – это мощность, развиваемая на валу гидродвигателя. При известных моменте $M_{гд}$ сопротивления вращению вала гидродвигателя и угловой скорости вращения $\omega = 2\pi n$ этого вала полезная мощность определяется по формуле:

$$N_п = M_{гд} \omega \quad (2.10)$$

Коэффициент полезного действия гидродвигателя $\eta_{гд}$ – это отношение полезной мощности, развиваемой гидродвигателем, к потребляемой им мощности:

$$\eta_{гд} = \frac{N_п}{N} = \frac{M_{гд} \omega}{H_{гд} \rho g Q_{гд}} = \frac{M_{гд} \omega}{\Delta p_{гд} Q_{гд}} \quad (2.11)$$

Гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (гидроцилиндр) вместо частоты вращения и момента характеризуется:

• скоростью поступательного движения штока V;

• преодолеваемой внешней силой (нагрузка на штоке) F.

Отсюда полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, определяется по формуле:

$$N_п = FV \quad (2.12)$$

Коэффициент полезного действия гидромашины позволяет оценить, какая часть потребляемой мощности теряется в ней. В гидромашинах различают три основных вида потерь энергии.

Гидравлические потери– это потери напора на движение жидкости в каналах внутри гидромашины, оцениваются гидравлическим КПД $\eta_г$.

Применительно к насосу гидравлический КПД равен:

$$\eta_г = \frac{H_п}{H_т} = \frac{H_п}{H_н + \sum h} \qquad (2.13)$$

где $H_н$ – действительный напор, передаваемый насосом жидкости;

$H_т$– теоретический напор насоса;

Σh– суммарные потери напора на движение жидкости внутри насоса.

Объемные потери – это потери на утечки и циркуляцию жидкости через зазоры внутри гидромашины из области высокого давления в область низкого, оцениваются объемным КПД $\eta_о$.

Применительно к насосу объемный КПД равен:

$$\eta_0 = \frac{Q_н}{Q_т} = \frac{Q_н}{Q_н + q_{ут}} = \frac{Q_н - q_{ут}}{Q_т} = 1 - \frac{q_{ут}}{Q_т} \qquad (2.14)$$

где $Q_н$ – действительная подача насоса, поступающая в гидросистему;

$Q_т$– теоретическая подача насоса;

$q_{ут}$– суммарная утечка жидкости через зазоры внутри насоса из области нагнетания в область всасывания;

Механические потери– это потери на механическое трение в подшипниках и уплотнениях гидромашины, оцениваются механическим КПД $\eta_м$

Применительно к насосу механический КПД определяется по формуле:

$$\eta_м = \frac{N - \Delta N_{тр}}{N} = \frac{N_г}{N} \qquad (2.15)$$

где $\Delta N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих в подшипниках и уплотнениях насоса;

$N_г$– гидравлическая мощность насоса – это та мощность, которую насос передал бы жидкости, если бы не было объемных и гидравлических потерь, т.е.

$$N_г = N - \Delta N_{тр} = (H_н + \sum h)\rho g(Q_н + q_{ут}) \qquad (2.16)$$

Запишем выражение для полного КПД насоса $\eta_н$ (2.16) в виде:

$$\eta_н = \frac{H_н \rho g Q_н}{N}$$

и умножим числитель и знаменатель на гидравлическую мощность. Используя формулу (2.16), получим

$$\eta_н = \frac{H_н \rho g Q_н N_г}{N(H_н + \sum h)\rho g(Q_н + q_{ут})}$$

После сокращения и перегруппировки множителей получим

$$\eta_н = \frac{H_н}{H_н + \sum h} \cdot \frac{Q_н}{Q_н + q_{ут}} \cdot \frac{N_г}{N} = \eta_г \cdot \eta_0 \cdot \eta_м \qquad (2.17)$$

Эффективность гидромашин:

Полный коэффициент полезного действия (КПД) насоса (ηн) определяется как произведение его составляющих: гидравлического КПД (ηг), объемного КПД (ηо) и механического КПД (ηм). Аналогичный принцип применим и к гидродвигателям.

Внешние характеристики:

Помимо КПД, важным показателем, определяющим возможности гидромашины, является её внешняя характеристика. Производители обычно указывают на характеристике область, рекомендуемую для эксплуатации, называемую рабочей зоной.

Характеристика насоса:

Под характеристикой насоса обычно подразумевают графическое представление зависимости основных технических параметров (напора, давления, мощности, КПД и т.д.) от подачи. Эти зависимости строятся при постоянных значениях частоты вращения приводного вала, а также вязкости и плотности рабочей жидкости на входе в насос.

Классификация гидромашин:

Все гидромашины классифицируются на два основных типа по принципу действия: динамические и объемные.

Динамические гидромашины:

Динамическая гидромашина характеризуется тем, что взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в проточной полости, которая постоянно соединена с входом и выходом гидромашины.

Объемные гидромашины:

В объемной гидромашине силовое взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в герметичной рабочей камере, которая попеременно соединяется с входом и выходом гидромашины.

Различия между типами:

Динамические гидромашины иногда называют "проточными", подчеркивая постоянное соединение внутренней полости с входом и выходом. Объемные гидромашины, напротив, называют "герметичными", так как их рабочая камера может быть подключена либо только к входу, либо только к выходу, обеспечивая герметичное разделение входа и выхода.

Особенности рабочего процесса:

Для динамических гидромашин характерны высокие скорости движения рабочих органов и жидкости. В объемных гидромашинах рабочий процесс основан на силовом взаимодействии жидкости и вытеснителя. Высокие скорости движения жидкости и рабочих органов не являются обязательными, поскольку ключевую роль играет давление, создаваемое большими силами, действующими на малые площади.

2.2. Динамические насосы: основные сведения, классификация

Насос — *гидравлическая машина*, преобразующая механическую энергию приводного двигателя или мускульную энергию (в ручных насосах) в энергию потока *жидкости*, служащую для перемещения и создания напора жидкостей всех видов, механической смеси жидкости с твёрдыми и коллоидными веществами или сжиженных *газов*. Разность давлений жидкости на выходе из насоса и присоединённом *трубопроводе* обуславливает её перемещение.

История. Изобретение насоса относится к глубокой древности. Первый известный поршневой насос для тушения пожара, который изобрёл древнегреческий механик *Ктесибий*, упоминается ещё в I веке до н. э. в трудах как *Герона Александрийского*, так и *Витрувия*. В *Средние века* насосы использовались в различных *гидравлических* машинах. Один из первых центробежных насосов со спиральным корпусом и четырёхлопастным рабочим колесом был предложен французским учёным *Д. Папеном*. До *XVIII века* насосы использовались гораздо реже, чем водоподъёмные машины (устройства для безнапорного перемещения жидкости), но с появлением паровых машин насосы начали вытеснять водоподъёмные машины. В *XIX веке* с развитием тепловых и электрических *двигателей* насосы получили широкое распространение. В 1838 году русский инженер *А. А. Саблуков* на основе созданного им ранее *вентилятора* построил *центробежный насос* и работал над применением его при создании судового двигателя.

В динамических насосах силы, действующие на жидкость со стороны энергосообщителя, создают постоянный среды. Поэтому рабочие органы динамического насоса обычно называют его проточной частью. По принципу действия энергосообщитель динамического насоса должен быть достаточно быстроходным, что легко осуществимо при его вращательном движении.

Классификация.Неполная классификация насосов по принципу действия и конструкции выглядит следующим образом: По характеру силового воздействия на жидкость различают насосы динамические и объемные.

В динамическом насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной полости, постоянно сообщающейся со входом и выходом насоса.

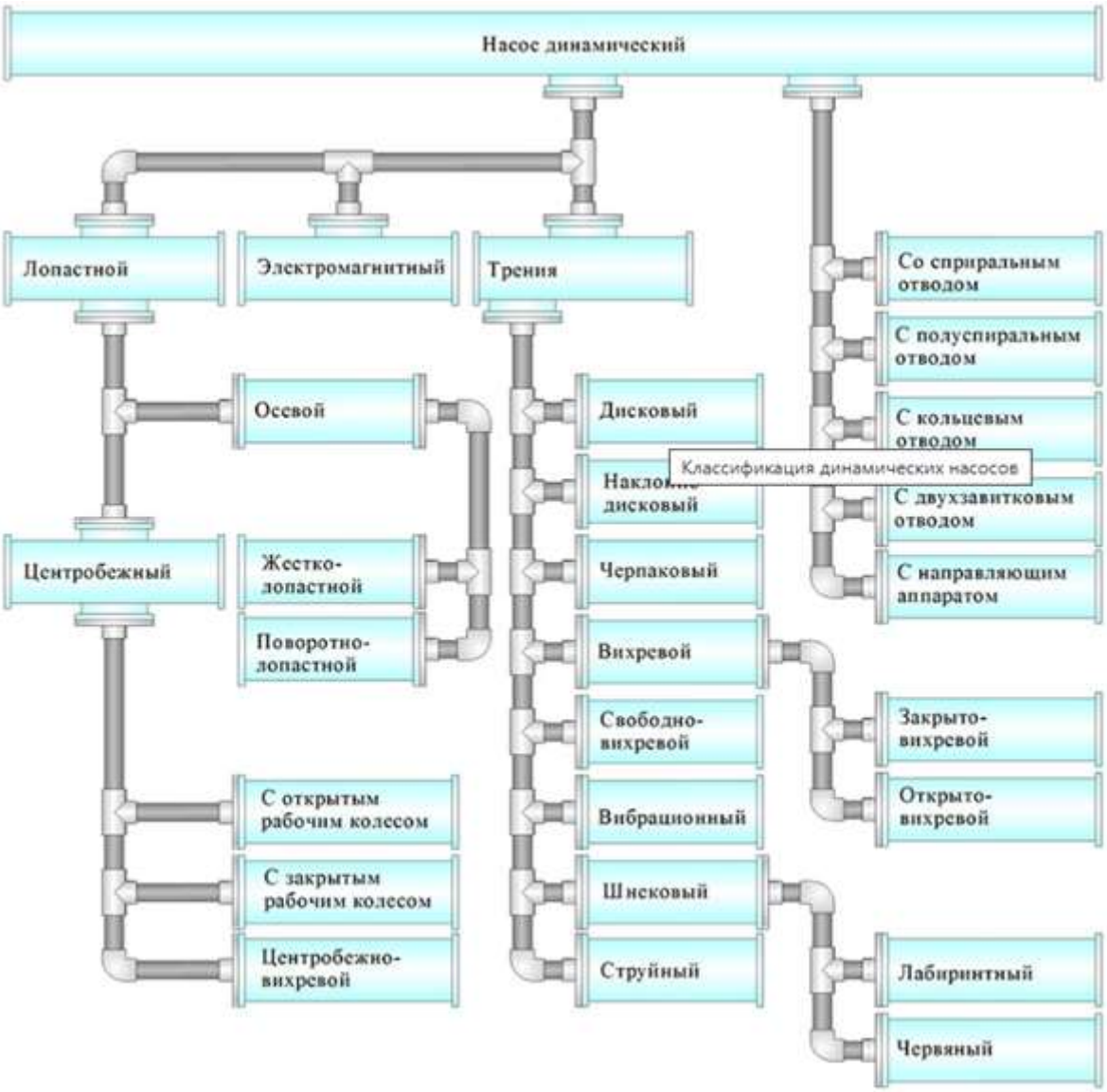


Рис.2.1. Классификация динамических насосов

Динамические насосы не обладают свойством герметичности**.** При неподвижном рабочем колесе, которое устанавливают в проточной полости (то есть при неработающем насосе), жидкость практически беспрепятственно может перетекать со входа на выход и наоборот, с выхода на вход. Из-за негерметичности динамические насосы не способны развивать высокие давления. Но в связи с тем, что проточная полость у этих насосов постоянно сообщена со входом и выходом и жидкость подается непрерывным потоком, динамические насосы имеют (по сравнению с объемными) более высокие подачи. Также из-за негерметичности динамические насосы (если они не снабжены специальными устройствами) не обладают свойством самовсасывания. Это значит, что если насос установлен выше уровня

жидкости в баке, из которого она засасывается, то в начальный момент, когда всасывающий трубопровод и насос заполнены воздухом, насос не способен создать разрежение, достаточное для подъема жидкости, и начать работу. В связи с этим перед включением динамический насос необходимо заливать жидкостью и удалять из него воздух.

В объемном насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса.

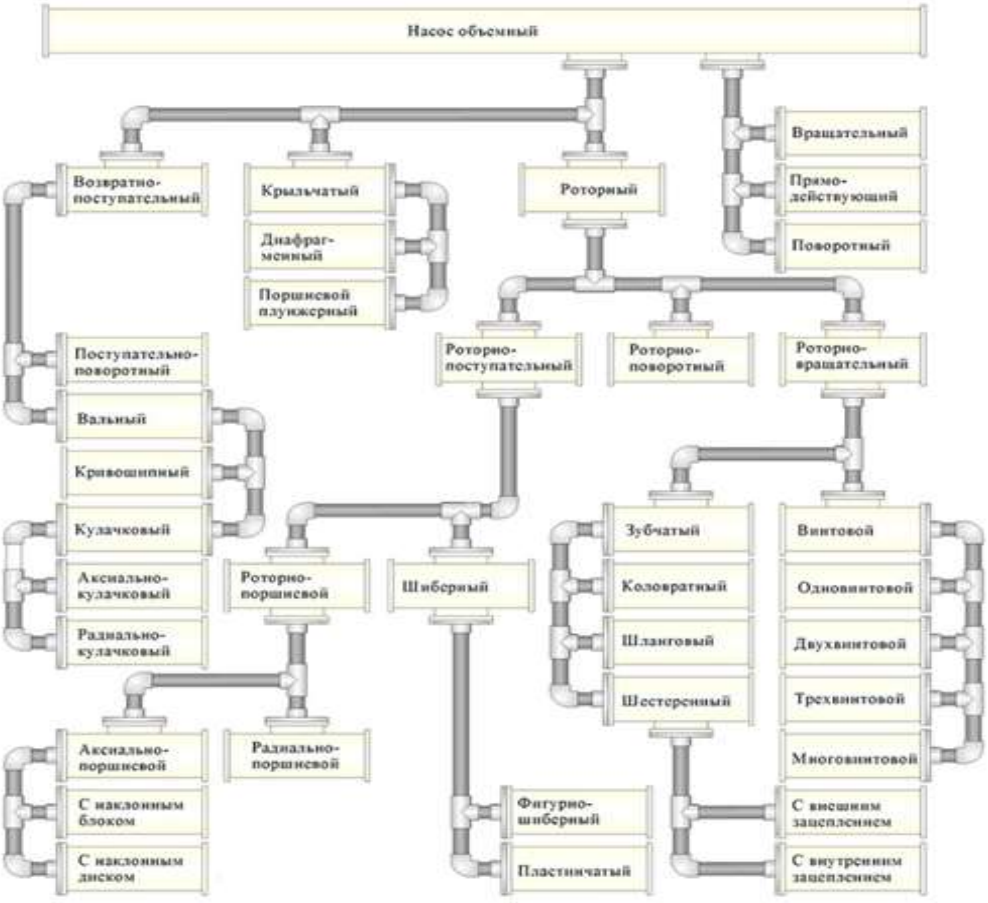


Рис.2.2. Классификация объёмных насосов

Объемные насосы обладают свойствами герметичности, самовсасывания, способны создавать высокие давления. Говорят, что если вытеснитель в рабочей камере имеет идеальное уплотнение, то такой насос способен со-здавать сколь угодно высокое давление. Но в связи с тем, что объемный насос постоянно работает в режиме переключения камер (каждая

камера периодически подключается то к всасыванию, то к выходу насоса), он имеет по сравнению с динамическим насосом невысокую подачу**.**

Таким образом, динамические насосы способны обеспечивать высокие подачи при относительно невысоких давлениях. Объемные насосы, наоборот, обеспечивают высокие давления при относительно невысоких подачах.

Объемные насосы наибольшее применение находят в машиностроительных гидроприводах.

При решении задач водоснабжения и водоотведения с целью механизации рабочих операций применяются чаще всего динамические насосы**.** Механизация рабочих операций создает предпосылки для последующей автоматизации управления этими процессами. При этом насос является важнейшей частью объекта регулирования, так как вносит существенный вклад в формирование характеристик объекта. Поэтому при автоматизации управления процессами водоснабжения и водоотведения актуальной является задача определения характеристик насоса.

Параметры, характеризующие работу насоса. К основным параметрам насосов относятся три величины. Это производительность, напор и мощность.

1.Производительность Q - это объём жидкости, подаваемый насосом в нагнетательную линию в единицу времени. Измеряется $м^3$ /с [СИ], $м^3$ /час, млн. $м^3$ /год и т.д.

В гидродинамике мы использовали понятие объѐмного расхода V. Это одно и то же: для сети название «объѐмный расход» и обозначение V, а для насоса – производительность (подача) Q.

2. Напор H (м) насоса**.** С точки зрения энергетики напор - это избыточная удельная энергия, которую насос сообщает единице веса жидкости.

С инженерной точки зрения (и это более важно и проще запомнить) напор – это та высота, на которую насос может поднять (закачать) жидкость. Измеряется в метрах! Рассмотрим напор насоса подробнее. Изобразим схему простейшей насосной установки, например, перекачивание воды из колодца.

Насос расположен выше уровня в приёмной ёмкости, $P_{вс} < P_{атм}$

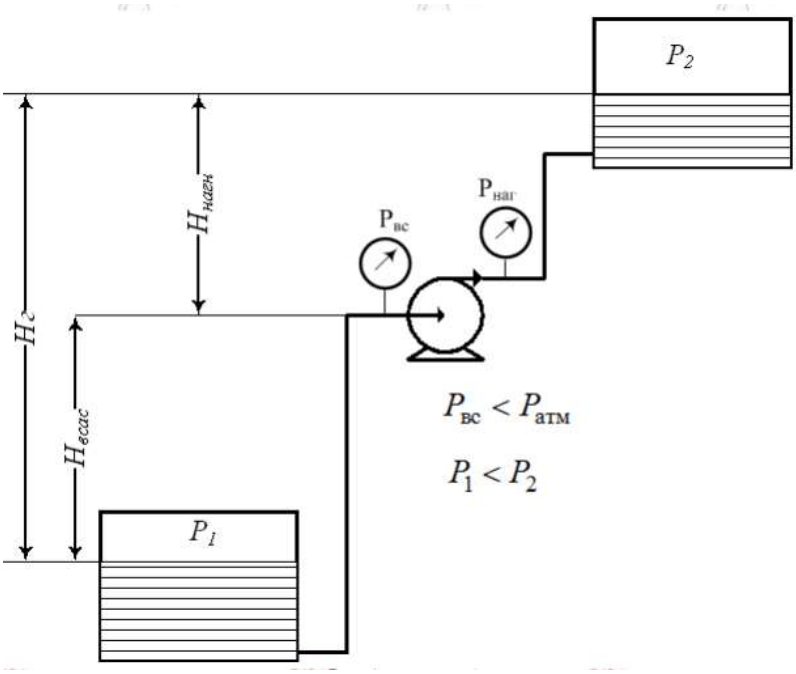


Рис.2.3. Схема установки насоса

Строго доказывается, что напор насоса складывается из четырёх слагаемых:

1. необходимо поднять жидкость с одного уровня на другой, т.е. на высоту $H_г$;

2. необходимо преодолеть разность давлений между ёмкостями $P_2 – P_1$;

3. надо скомпенсировать потерю энергии (напора!) в трубопроводе $h_{пот}$;

4. потоку нужно сообщить скорость, т.е. дать ему скоростной напор:

$$h_{ск} = \frac{W^2}{2_g}$$

Математически это записывается так

$$H = H_г + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_{пот} + \frac{w^2}{2g} \qquad (2.18)$$

Но последнее слагаемое, как правило, имеет очень небольшое значение. В самом деле, при скорости потока 2 м/с величина скоростного напора составит всего

$$\frac{W^2}{2_g} = 2^2/2 \cdot 9{,}8 = 0{,}2 \text{ м.}$$

Поэтому в расчётах, как правило, используют формулу без этого последнего слагаемого

$$H = H_{\text{г}} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_{\text{пот}} \qquad (2.19)$$

Если трубопровод горизонтальный и нет разности давлений, то весь напор (энергия!) расходуется на компенсацию потери на трение и местные сопротивления.

На нашем рисунке показана очень важная величина – высота всасывания $H_{всас}$.

Эта величина лимитирована давлением пара перекачиваемой жидкости. Это давление должно быть меньше давления во всасывающей линии. Иначе жидкость закипит. Сейчас же отметим, что на практике стараются обеспечить подпор жидкости во всасывающем трубопроводе (рисунок).

Насос расположен ниже уровня в приёмной ёмкости, $P_{вс} > P_{атм}$.

В технологической практике насосы устанавливают на так называемой нулевой отметке, на уровне земли. Помещение, в котором установлены насосы, так и называется – насосная.

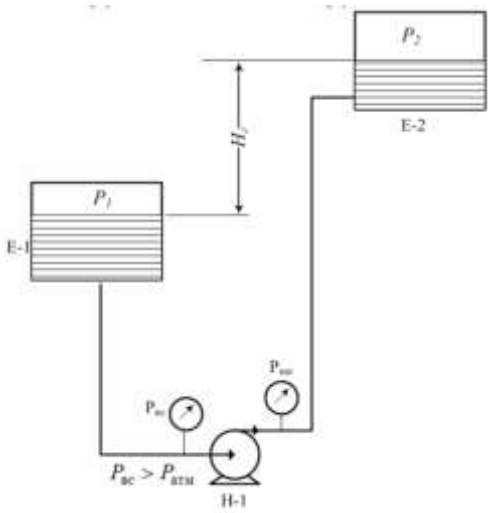


Рис.2.4. Схема установки насоса

3. Мощность**,** Вт или кВт. О какой мощности идёт речь? Дело в том, что этих мощностей несколько. Посмотрим на самую общую насосную установку.

В еёè состав входят собственно насос, какое-то передаточное устройство (редуктор) и двигатель.

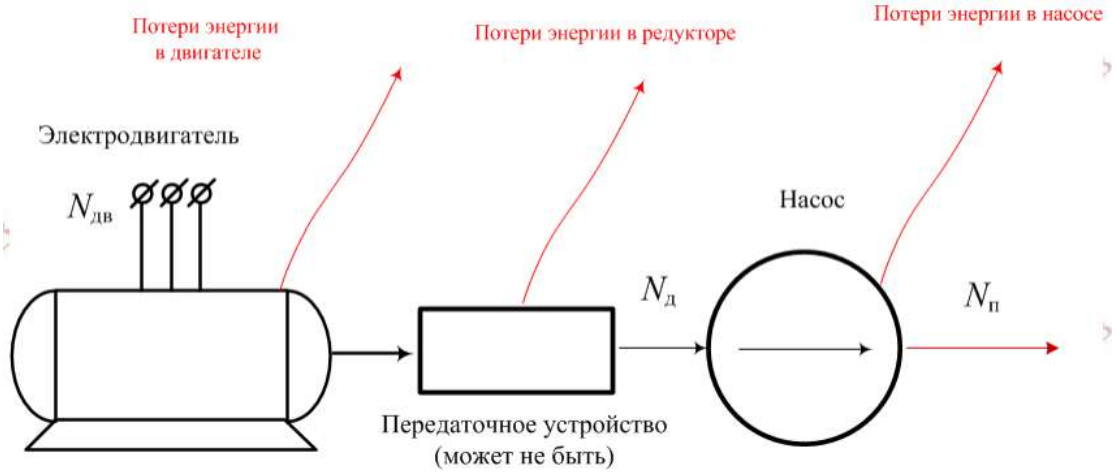


Рис.2.5. Схема установки насосную установку

Полезная мощность насоса $N_п$ – это та мощность, которую получает жидкость. Она зависит от: производительности Q; напора H; плотности жидкости ρ (а точнее – удельного веса)

$$N_п = QHg\rho \qquad (2.20)$$

Действительная мощность или мощность на валу $N_д$ – это мощность, потребляемая насосом. Насос получает мощность извне, преобразует её и передаёт жидкости.

Но за счёт несовершенства конструкции часть энергии «теряется»: на перемешивание жидкости в насосе, трение в подшипниках и т.д.

Мы знаем, что степень совершенства конструкции оценивается с помощью коэффициента полезного действия.

Так вот для насоса он будет равен

$$\eta = \frac{N_п}{N_д} \qquad (2.21)$$

При подборе электродвигателя для насоса необходимо учесть потери энергии как в передаточном устройстве, так и в самом электродвигателе. Эти потери учитывают К.П.Д. передачи $\eta_{пер}$ и К.П.Д. двигателя $\eta_{дв}$. Тогда мощность, которую потребляет двигатель, можно найти из соотношения

$$N_{дв} = \frac{N_{дв}}{\eta_{пер}\eta_{дв}} = \frac{N_п}{\eta_н\eta_{пер}\eta_{дв}} \qquad (2.22)$$

Но в момент пуска электродвигателя ему нужно преодолеть силу инерции как деталей насоса, так и находящейся в нём жидкости. Поэтому установочная мощность электродвигателя больше потребляемой на 10 – 50%.

Параметры кавитации, надкавитационный напор – характеристики, описывающее избыточное давление жидкости над удельной энергией ее насыщенных паров. Значение надкавитационного напора должно соблюдаться во избежание существенного снижения напора и КПД насоса. Существуют следующие параметры надкавитационного напора:

1. подавляющий напор – такое значение надкавитационного напора, при котором признаков кавитации не обнаруживается;

2. эрозионный напор – значение, при котором наблюдается эрозионное воздействие жидкости на рабочие органы насоса, определение значения эрозионного напора происходит исходя из анализа виброзвуковых характеристик работы насоса или при помощи метода лаковых покрытий;

3. параметрический напор – значение напора, при котором появляются устойчивые каверны, значение параметрического напора описывает такое состояние, когда происходит уменьшение напора на 2% по сравнению с бескавитационным режимом работы при неизменной подаче;

4. предельный напор – минимальное значение надкавитационного напора, при котором еще сохраняется кинематическое подобие течений при моделировании работы насоса или при специальных испытаниях.

Кавитация (от лат. Cavita - пустота) — процесс образования и последующего схлопывания пузырьков в потоке жидкости, сопровождающийся шумом и гидравлическими ударами. Это очень опасное явление, приводящее к разрушению насоса. Что происходит при кавитации?

1.Появляются стуки, треск, вибрация, свидетельствующие о ненормальной работе насоса.

2.Падает напор, мощность и к.п.д.

3.Начинается эрозия (механическое разрушение) насоса.

4. Происходит местное повышение температуры. При конденсации выделяется теплота. Местная температура может достигать 300^0 С.

5. В зоне кавитации возникает разность электрических потенциалов, т.к. холодные и горячие участки образуют термопару.

Для исключения кавитации при проектировании насосных установок рассчитывается так называемый допустимый кавитационный запас $\boldsymbol{\Delta h}$. По физическому смыслу $\boldsymbol{\Delta h}$ – это подпор сверх упругости пара жидкости. При его учёте высота всасывания уменьшается. Расчёт допустимой высоты всасывания $\boldsymbol{H_{вс}}$ проводится по формуле

$$H_{\text{в}cac} = \frac{P_1 - P_{\text{н}ac}}{\rho g} - \Delta h - h_{\text{пот.в}cac} \qquad (2.23)$$

где $P_{нас}$ – давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при её рабочей температуре; Δh – допустимый кавитационный запас, справочная величина; $h_{пот.всас}$. – потеря напора во всасывающей линии.

- Номинальная высота самовсасывания – величина, характеризующая расстояние по вертикали от поверхности жидкости до верхней точки области возникновения кавитационных явлений. Величина указывается для насосов, обеспечивающих постоянное во времени самовсасывание.
- Минимальное время самовсасывания – допустимая продолжительность работы самовсасывающего насоса при сохранении параметра нормальной высоты самовсасывания. В том случае, когда время самовсасывания для насоса не ограничено, то принимается такое значение, когда подача воздуха на вход насоса уменьшается на 25%.

Итак, были перечислены технологические характеристики насосов. Есть также эргономические показатели, относящиеся к внешним параметрам эксплуатации насосов:

- внешняя утечка – количество жидкости, вытекающей во внешнюю среду через какие-либо щели или дефекты уплотнений при номинальном режиме и определенном давлении на входе;

- уровень звукового давления – уровень шума, создаваемого насосом, измеряется на расстоянии 1м от внешнего контура установки при номинальной работе насоса;
- уровень вибрации – характеристика, определяющая уровень вибрации в точках, где она максимальна, по среднеквадратическому отклонению скорости и ускорения на поверхности насоса.

Любой насос также имеет показатели надежности. Надежность характеризуется максимальными допусками отклонений от показателей, при которых может происходить работа насоса. В этом случае, чем выше допуски, тем выше надежность насоса.

Насосы классифицируются по принципу их работы, который определяется преобладающими силами, действующими на жидкость, и способом соединения рабочей камеры с входом и выходом.

1. По преобладающим силам:

- **Объёмные насосы:** В этих насосах основную роль играет **давление**.
- **Динамические насосы:** Здесь преобладают **силы инерции**.

2. По характеру соединения рабочей камеры:

- **Объёмные насосы:** Рабочая камера попеременно соединяется то со входом, то с выходом насоса (соединение **периодическое**).
- **Динамические насосы:** Вход и выход насоса соединены с рабочей камерой **постоянно**.

Объёмные насосы:

- **Принцип работы:** Жидкость захватывается в замкнутый объём (рабочую камеру) и затем вытесняется из него.
- **Применение:** Хорошо подходят для перекачивания **вязких жидкостей**.
- **Преобразование энергии:** Одноступенчатое – энергия двигателя напрямую передаётся жидкости (механическая энергия преобразуется в кинетическую и потенциальную энергию жидкости).

- **Характеристики:**
  - Создают **высокое давление**.
  - **Чувствительны к загрязнениям** в перекачиваемой жидкости.
  - Работают с **высокой вибрацией** из-за неуравновешенности процесса, что требует прочного фундамента.
  - Подача жидкости **неравномерная**.
  - Обладают способностью к **самовсасыванию**.

Динамические насосы:

- **Преобразование энергии:** Двухступенчатое: сначала механическая энергия преобразуется в кинетическую и потенциальную, а затем кинетическая энергия преобразуется обратно в потенциальную.
- **Характеристики:**
  - Могут перекачивать **загрязнённые жидкости**.
  - Обеспечивают **равномерную подачу** жидкости.
  - Работают **уравновешенно** (с меньшей вибрацией).
  - **Не способны к самовсасыванию**.

Примеры объёмных насосов:

- **Импеллерные насосы:**
  - Обеспечивают **ламинарный поток** на выходе.
  - Могут использоваться как **дозаторы**.
  - Подходят для жидкостей с **неабразивными твёрдыми включениями**.
  - Изготавливаются в различных исполнениях (пищевом, маслобензостойком, кислотощелочестойком).
  - Применяются, например, для перекачки забортной воды в лодочных моторах.
- **Шестерёнчатые насосы:**
  - Обеспечивают **относительно равномерный поток**.
  - Создают **высокое давление** (до 30 МПа).

- Используются для перекачивания **вязких жидкостей** (например, минеральных масел).
- Могут использоваться для **дозирования**.
- Широко применяются в системах смазки двигателей, турбин, компрессоров, а также в гидравлических системах.

Объемные насосы:

- **Пластинчатые насосы:** Обеспечивают плавную и стабильную подачу жидкости, что делает их подходящими для точного дозирования. Существуют модели с регулируемой производительностью, где объем перекачиваемой жидкости изменяется за счет изменения положения ротора и статора. Регулировка может осуществляться гидравлическими или механическими системами.
- **Винтовые насосы:** Характеризуются равномерным потоком жидкости на выходе, что позволяет использовать их для дозирования.
- **Поршневые насосы:** Способны создавать очень высокое давление. Однако, они не предназначены для работы с жидкостями, содержащими абразивные частицы. Могут применяться для дозирования, а некоторые модели позволяют регулировать положение поршня для более точной настройки.
- **Перистальтические насосы:** Создают относительно небольшое давление, но отличаются химической инертностью. Это делает их идеальными для дозирования в медицинских и лабораторных условиях, где важна чистота и совместимость с различными веществами.
- **Мембранные насосы:** Обеспечивают невысокое давление и могут использоваться для дозирования. Существуют различные типы, включая механические, пневматические и гидравлические. Как правило, не рекомендуются для перекачки минеральных масел и бензина.

Общие характеристики объемных насосов:

- **Цикличность и пульсация:** Работают циклически, подавая жидкость порциями, что приводит к пульсациям в потоке и давлении.

- **Герметичность:** Обеспечивают надежное разделение между всасывающей и напорной линиями (в отличие от лопастных насосов).
- **Самовсасывание:** Способны создавать вакуум, достаточный для подъема жидкости из резервуара, расположенного ниже уровня насоса (в отличие от лопастных насосов).
- **Независимость давления от подачи:** Давление, создаваемое насосом, не зависит от объема перекачиваемой жидкости.

Динамические насосы:

- **Лопастные насосы:** Используют вращающееся лопастное колесо или шнек для передачи энергии жидкости.
  - **Центробежные насосы:** Преобразуют механическую энергию вращения в энергию потока жидкости за счет центробежной силы, создаваемой лопатками рабочего колеса. Многоступенчатые модели способны создавать очень высокое давление.
  - **Центробежно-шнековые насосы:** Разновидность центробежного насоса, в котором жидкость подается к рабочему органу в виде шнека большого диаметра. Предназначены для перекачивания вязких и липких веществ, таких как клей или карамель.

Общие типы насосов:

- **Консольный насос:** Это центробежный насос, в котором рабочее колесо, принимающее жидкость, крепится на валу, который поддерживается только с одной стороны, вдали от двигателя.
- **Радиальный насос:** Насос, использующий радиальное рабочее колесо для создания давления. Обычно это тихоходные насосы, предназначенные для создания высокого давления при относительно небольшом объеме перекачиваемой жидкости.
- **Секционный центробежный насос:** Это насос, состоящий из нескольких последовательных ступеней, каждая из которых имеет свое рабочее колесо и направляющий аппарат. Он предназначен для создания очень

высокого давления, особенно для жидкостей с низкой вязкостью, таких как вода. Часто используется в энергетике для подачи воды в котлы.

- **Центробежный насос с двухсторонним рабочим колесом:** Насос, в котором жидкость поступает к рабочему колесу с обеих сторон. Обычно используется для перекачивания больших объемов жидкости при относительно низком давлении.
- **Осевой (пропеллерный) насос:** Насос, в котором жидкость перемещается вдоль оси вращения рабочего колеса, похожего на пропеллер. Это быстроходные насосы, предназначенные для перекачивания больших объемов жидкости, но с небольшим увеличением давления.
- **Полуосевой (диагональный, турбинный) насос:** Насос, использующий рабочее колесо, которое сочетает в себе элементы осевого и радиального движения жидкости.
- **Вихревой насос:** Тип насоса, в котором жидкость получает энергию за счет создания вихрей в специальном канале.
- **Струйный насос:** Насос, в котором жидкость перемещается за счет энергии другой жидкости, пара или газа. У него нет движущихся частей, но он менее эффективен.
- **Гидротаран (таран):** Насос, использующий гидравлический удар для подъема жидкости. Он имеет простую конструкцию, мало движущихся частей и может создавать высокое давление, но имеет низкую эффективность и производительность.

Классификация по типу перекачиваемой среды:

- **Химический насос:** Насос, предназначенный для перекачивания агрессивных жидкостей, таких как кислоты, щелочи, растворители и нефтепродукты. Используется в химической, нефтехимической, лакокрасочной и пищевой промышленности.

Химические насосы предназначены для перекачки агрессивных жидкостей (кислот, щелочей), органических жидкостей, сжиженных газов и т. п., которые могут быть взрывоопасны, с различной температурой,

токсичностью, склонностью к полимеризации и налипанию, содержанием растворённых газов. Характер перекачиваемых жидкостей обуславливает то, что детали химических насосов, соприкасающихся с перекачиваемыми жидкостями изготавливаются из химически стойких полимеров или коррозионностойких сплавов, либо имеют коррозионностойкие покрытия.

Фекальные насосы. *Фекальные насосы* используются для перекачки загрязнённых жидкостей и *сточных вод*. Они рассчитаны на бóльшую *вязкость* перекачиваемой среды и содержание в ней взвешенных частиц, в том числе, малых и средних абразивных частиц (песка, *гравия*). Фекальные насосы могут быть погружными или полупогружными, также их конструкция может снабжаться режущим механизмом для измельчения крупных твёрдых кусков, переносимых потоком жидкости. Современные модели таких насосов иногда имеют поплавок автоматического включения/выключения насоса.

Основная среда применения — на канализационных станциях.

2.3. Центробежный насос

Центробежным называют насос, в котором энергия от рабочего колеса жидкости передается путем динамического взаимодействия лопастей с обтекающей их жидкостью, в результате этого взаимодействия жидкость движется от центра к периферии.

Центробежный насос - гидравлическая машина *динамического типа*, движение жидкости в нем осуществляется за счет сил инерции.

Принцип работы центробежного насоса**.** Схема центробежного насоса показана на рисунке.

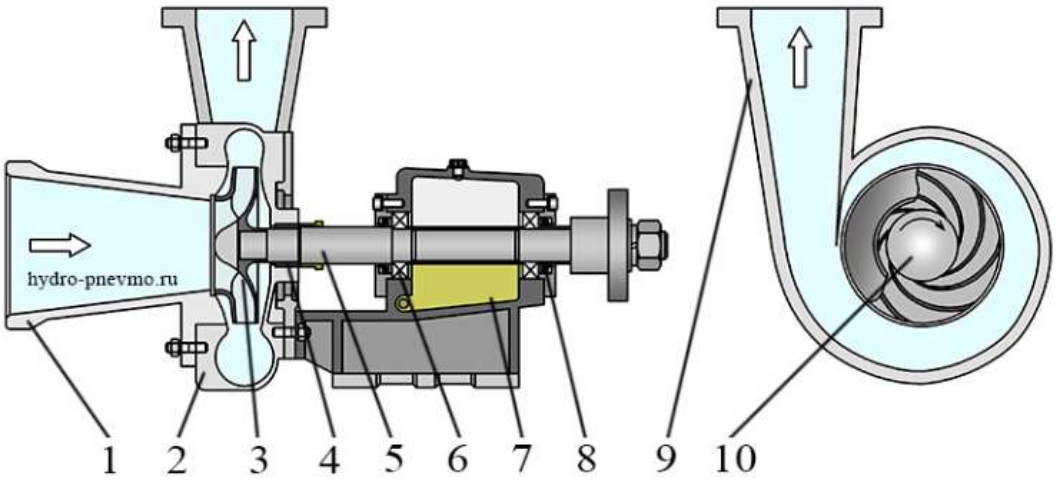


Рис.2.6.Схема центробежного насоса: 1.входной патрубок;2- спиральный отвод; 3-рабочее колесо; 4-уплотнение рабочей камеры; 5-вал; 6-подшипник;7-Картер со смазывающей жидкостью; 8-манжета; 9-диффузор; 10-обтекатель

При вращении рабочего колеса, лопатки воздействуют на жидкость, передавай ей энергию, в результате действия центробежной силы жидкость перемещается ее от центра к периферии колеса. В центральной части колеса создается разряжение, и туда поступает жидкость из всасывающего патрубка.

Жидкость с периферии рабочего колеса поступает в спиральный отвод, а затем в диффузор, где часть *скоростного напора* преобразовывается в статический.

Рабочее колесо центробежного насоса

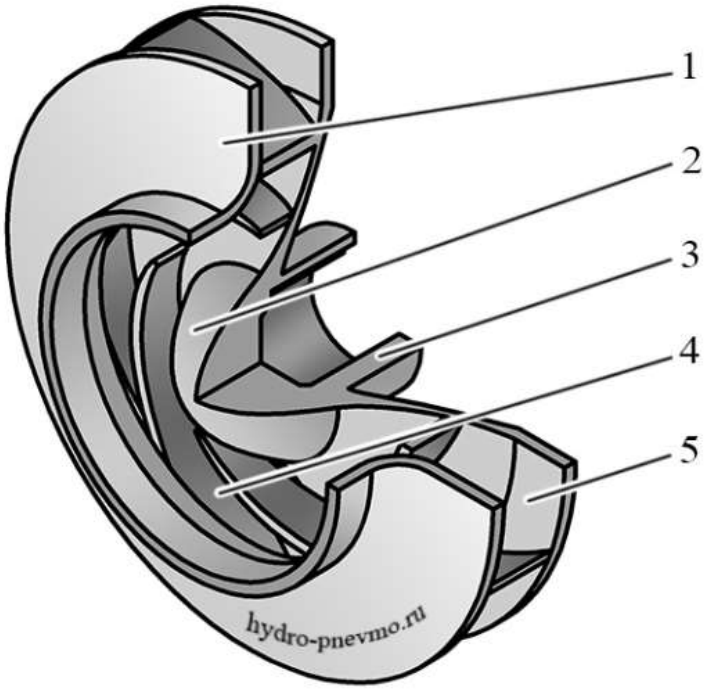


Рис.2.7.Рабочее колесо центробежного насоса: Основными элементами рабочего колеса являются: 1-обод; 2-обтекатель; 3-ступица; 4-лопатки; 5-ведущий диск

Рабочее колесо имеет 5 - 8 лопаток, толщина которых назначается конструктивно. Лопатки, как правило, изогнуты в сторону, противоположную направлению вращения колеса.

Типы рабочих колес. *Различают три типа рабочих колес:* открытого, полузакрытого, закрытого



Рис.2.8. Типы рабочих колес

Самым распространенными являются колеса закрытого типа. Колеса этого типа состоят из ведущего диска, обода, лопаток и обладают самым высоким КПД.

В колесах полузакрытого (полуоткрытого) типа обод отсутствует. Это позволяет избежать засорения колеса, повышает надежность насоса. Однако отсутствие обода отрицательно сказывается на КПД насоса, и снижает прочность колеса.

В колесах открытого типа диск и обод отсутствуют, а ведущий вал соединяется непосредственно с лопастями. Большие зазоры между лопастями позволяют перекачивать жидкости с крупными включениями. КПД насосов с открытым рабочим колесом не превышает 40%, по этой причине такие колеса практически не встречаются в составе современных насосов.

Расчет подачи и напора центробежного насоса. Напор насоса определяется как разница между полным напором на всасывании насоса и полным напором в линии нагнетания, согласно *уравнению Бернулли*, напор насоса можно определить используя зависимость.

$$H = z_{н} - z_{в} + \frac{P_{н} - P_{в}}{\rho g} + \frac{\left(V_{н}^{2} - V_{в}^{2}\right)}{2g} \quad (2.24)$$

- где z - геометрическая высота (в - всасывания, н - нагнетания)
- p - давление
- v - скорость
- ρ - плотность жидкости
- g - ускорение свободного падения

Подачей центробежного насоса называют *расход* жидкости через напорный патрубок.

Зависимость напора насоса от подачи называют *основной характеристикой насоса*.

Многоступенчатые центробежные насосы. Для увеличения напора используют многоступенчатые насосы, в которых жидкость от рабочего колеса поступает не в напорный патрубок, а в центральную часть следующего рабочего колеса, которое вновь передает энергию рабочей жидкости, что позволяет увеличить напор.

Таких ступеней может быть несколько.

Принципиальная схема центробежного насоса показана на рисунке.

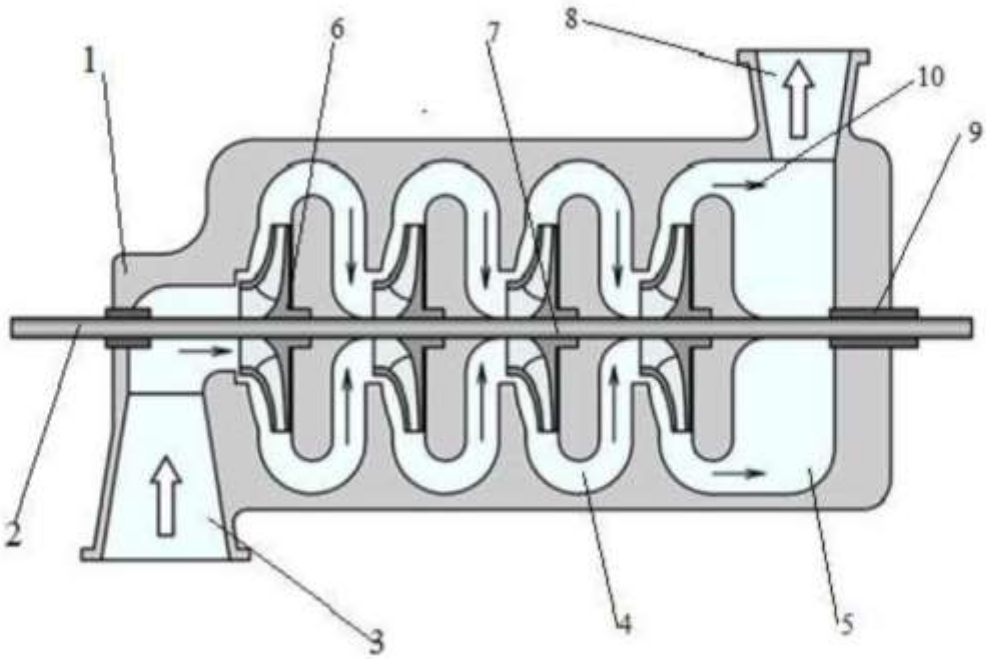


Рис.2.9.Принципиальная схема многоступенчатого центробежного насоса:1-корпус насоса;2-вал насоса;3-входной патрубок; 4-рабочая колеса;5-рабочая камера;6,7,9 – подшипники;8-выходной патрубок; 10-движение рабочего жидкости

Применение центробежных насосов. Центробежные насосы применяют для подачи жидкости в системах водоснабжения, водоотведения в системах канализации, транспортировки нефти, для осуществления циркуляции теплоносителя в системах отопления и охлаждения, для перекачивания жидкости в пищевой промышленности.

Важные условия использования центробежных насосов. Центробежный насос эффективен и максимально полезен при выполнении некоторых правил и соблюдении ряда факторов. При организации работы центробежного насоса важно учитывать следующие важные моменты:

- кинетическая энергия зависит от скорости вращения рабочего колеса. Кинетическая энергия будет больше, если увеличить диаметр и скорость вращающегося элемента. Если есть необходимость в изменении производительности насоса, можно изменить диаметр рабочего колеса или же скорость. Наиболее простым способом считается изменение диаметра рабочего колеса. Также нередко используют два этих способа для достижения поставленных целей;

- количество энергии, которую используют для транспортировки жидкости, зависит от нескольких факторов. Учитывается не только вязкость, но и количество перемещаемой жидкости. Важным критерием в работе центробежного насоса считается напор, который является теоретической вертикальной высотой. На эту высоту центробежный насос может подниматься жидкость из нагнетательного патрубка насоса. При выборе центробежных насосов важно оценивать производительность агрегатов с точки зрения измерения напора. Также необходимо подкорректировать работу насоса для уменьшения трения;
- условия всасывания центробежного насоса. Это оптимальные условия для всасывания насоса. По факту это условия для создания частичного вакуума, который позволит протолкнуть жидкость вверх по всасывающей трубе. Если работа центробежного насоса организована на высоте, важно оценивать условия всасывания.

При выборе и установке центробежного насоса в обязательном порядке учитываются все факторы перекачивания жидкостей. Производитель должен четко прописывать особенности использования агрегата.

Выбирая конкретный центробежный насос, обязательно оценивается его рентабельность, мощность, производительность, условия эксплуатации. Только в таком случае можно выбрать максимально эффективный агрегат, который справится с поставленными задачами.

Несмотря на простую конструкцию центробежного насоса, принцип действия и производительность агрегата достаточно высокая. Они демонстрируют отличные эксплуатационные свойства. Такие насосы способны перекачивать не только чистую воду, но и загрязненные жидкости. В этом заключается их основная ценность.

Наиболее эффективны центробежные насосы при постоянной работе агрегата и перекачиванию больших объемов. Одноступенчатые центробежные насосы имеют невысокий напор, а многоступенчатые способствуют его увеличению, но с уменьшением КПД.

Достоинства центробежных насосов

- Высокая производительность (подача)
- Малая металлоемкость
- Возможность перекачивания различных жидкостей (в том числе и загрязненных)
- Высокая надежность и долговечность
- Простота обслуживания

Недостатки центробежных насосов

- Отсутствие *самовсасывания* - насос и всасывающий трубопровод нужно предварительно заполнить рабочей жидкостью
- Невозможность реализации больших давлений
- Достаточно низкий *КПД насоса*
- Рабочее колесо центробежного насоса подвержено коррозии (в том числе и в результате *кавитации*)
- Перегрев при низкой подаче

Характеристики центробежных насосов. Характеристикой насоса называется графическая зависимость напора - H, мощности - N и КПД - η от подачи насоса Q при постоянной частоте, вращения.

Изготовленные на заводе насосы (или их модели) подвергаются специальным испытаниям для выявления зависимости напора, мощности и КПД от подачи при неизменных диаметре рабочего колеса и частоте вращения. Все эти характеристики строят на одном графике (рис. 2.10).

Точка A характеристики η-Q, соответствующая максимальному КПД, определяет оптимальные рабочие параметры насоса:
$Q_{опт}$, $H_{опт}$, $N_{опт}$.

Волнистыми линиями на характеристике отмечен рабочий интервал насоса с наибольшим КПД. Центробежные насосы рекомендуется эксплуатировать в пределах рабочего интервала.

Особенно опасно эксплуатировать центробежные насосы при подаче большей, чем рекомендуемая. Это может привести к перегрузке двигателя и выхода его из строя.

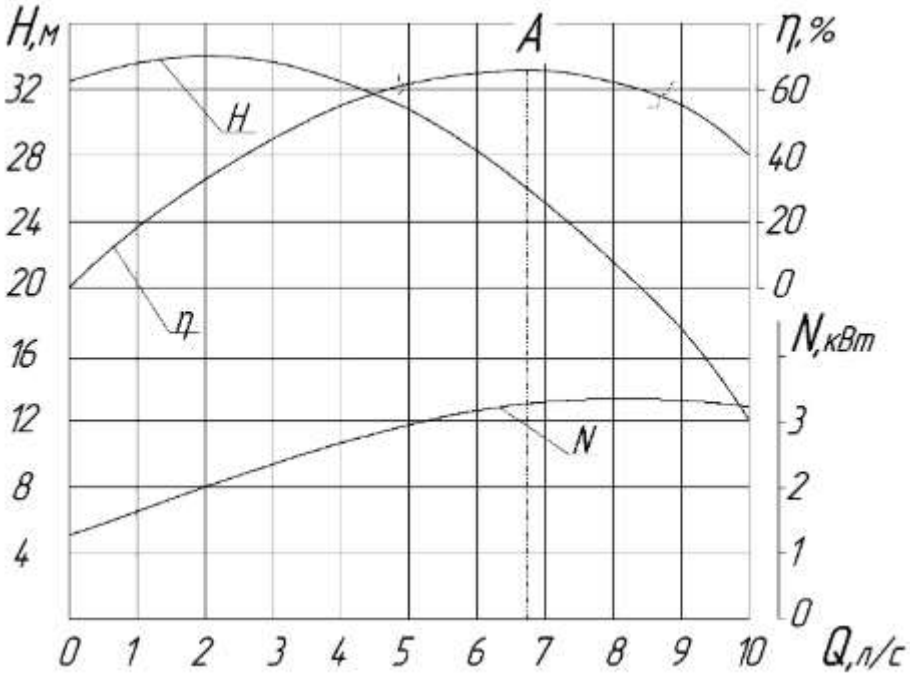


Рис. 2.10. Характеристика центробежного насоса

Правила пуска центробежных насосов

Насос нельзя пускать в ход без предварительного осмотра, который должен, как правило, производиться перед каждым пуском.

При осмотре необходимо проверить:

1. Имеется ли смазка в корпусе подшипников.
2. Нет ли заеданий в насосе, что проверяется проворачиванием вала за муфту от руки.
3. Хорошо ли набит сальник.

Сальник должен быть тщательно набит и равномерно слабо под- тянут так, чтобы при работе насоса вода через сальник медленно капала.

Просачивание воды через сальник указывает на хорошую набивку, а также на то, что воздух через сальник не просачивается в насос.

После того, как убедились в исправности насоса, необходимо:

1. Закрыть вентиль на нагнетательном трубопроводе, что необходимо для избежания перегрузки электродвигателя, во время пуска насоса.

2. Залить жидкость во всасывающий трубопровод и корпус насоса.

3. Включить электродвигатель.

4. По достижении полного числа оборотов насоса открыть вентиль до получения необходимого напора (по показанию манометра на нагнетательном трубопроводе).

Примечание: Во избежание перегрева не рекомендуется долго работать с закрытым вентилем.

Работа центробежного насоса характеризуется такими основными параметрами.

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок за единицу времени. Как следует из определения, расход жидкости, проходящей в трубопроводе, равен подаче нагнетателя, сообщающего этой жидкости движение. Различают понятия объемной Q и массовой подачи насоса M, которые связаны между собой таким соотношением:

$$Q = \frac{M}{\rho}, \qquad (2.25)$$

где ρ- плотность жидкости при температуре перекачки.

При установившемся движении и неизменной плотности жидкости расход равен:

$$Q = F\upsilon \qquad (2.26)$$

где F – поперечное сечение трубопровода, м^2

υ – средняя скорость потока, м/с

Напор понятие энергетическое. Напором *(H)* называется приращение удельной энергии потока среды (энергии, отнесенной к массе 1 кг) при прохождении ее через рабочие органы насоса.

Принято различать напор *манометрический*, который определяется по показаниям приборов у всасывающего и напорного патрубков, и напор *требуемый*, подсчитанный по схеме насосной установки.

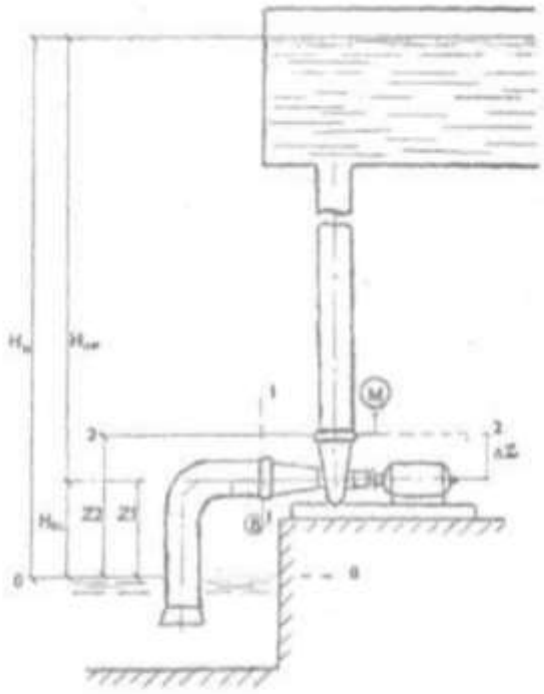


Рис. 2.11. Схема насосной установки: 1 – насос; 2 – электродвигатель; 3 – задвижка; 4 – манометр; 5 – напорный трубопровод; 6 – резервуар приемник; 7 – вакуумметр; 8 – всасывающий трубопровод; 9 – резервуар отборник; 10 – приемный клапан.

Обозначим: $p_м$ – давление, показываемое манометром, Па; $p_в$ – давление, показываемое вакуумметром Па, $H_В$ – геометрическая (геодезическая) высота всасывания, м; $H_Г=H_{ГВС}+H_{ГН}$ – полная геометрическая высота подъема жидкой среды, м; $Z_в$ – превышение вакуумметра над точкой его подключения, м; $Z_м$ – превышение манометра над точкой его подключения, м; Z – разность уравнении сечений (I-I) и (II-II), м; $H_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\upsilon_1^2}{2g}$ - напор жидкости на входе в насос по отношению к плоскости отсчета, проходящей через ось насоса, м; $H_2 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\upsilon_2^2}{2g}$ - напор жидкой среды на выходе из насоса по отношению к той же плоскости отсчета, м.

Тогда согласно определению напора

$$H = H_2 - H_1 = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + Z + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g} \qquad (2.27)$$

Так как $P_2 = P_{атм.} + P_м + \rho g z_м$ а , $P_1 = P_{атм.} - P_в + \rho g z_в$

Напор насоса будет равен:

$$H = \frac{P_м + P_В}{\rho g} + \left(z_1 + z_м - z_в\right) + \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g} \qquad (2.28)$$

В выражении (2.28) сумма первых двух членов представляет собой разность избыточных давлений в сечениях I-I и II –II, приведенных к оси насоса, и называется манометрическим напором.

$$H_{ман} = \frac{P_м + P_В}{\rho g} + \left(z + z_м - z_в\right) \qquad (2.30)$$

Определим требуемый напор по схеме установки:

Из уравнения Бернулли для сечений 0-0 и I-I (приняв за плоскость сравнения нижний уровень)

$$\frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + H_{гв} + \frac{\upsilon_1^2}{2g} + h_{пв}$$

Из уравнений Бернулли для сечений II –II и К-К (приняв за плоскость сравнения ось насоса)

$$\frac{P_2}{\rho g} + Z + \frac{\upsilon_2^2}{2g} = \frac{P_к}{\rho g} + H_{г.н.} + h_{п.н}$$

Найдем значение напора, рассматривая правые части уравнений (левые рассмотрены при определении манометрического напора.)

$$H = H_2 - H_1 = \frac{P_к - P_0}{\rho g} + H_{г.н} + h_{п.н} + h_{п.в}$$

Сумма потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

$$h_{п.в.} + h_{п.н} = h_п, \text{ а } \; H_{гв} + H_{г.н} = H_г$$

Поэтому требуемый напор

$$H = \frac{P_к - P_0}{\rho g} + H_{г.} + h_{п.} \qquad (2.31)$$

Полные потери напора в трубопроводе складываются из потери напора на трение и суммы потерь на местные сопротивления:

$$h_n = \lambda \frac{\mathrm{l}}{\mathrm{d}} \frac{\upsilon^2}{2g} + \sum \zeta \frac{\upsilon^2}{2g}$$

Таким образом, в общем случае напор насоса расходуется на преодоление противодавления в напорном резервуаре, геометрическую высоту подъема жидкой среды и преодоление сопротивлений в трубопроводе.

Мощность. Под мощностью понимают энергию, сообщаемую или затрачиваемую в единицу времени. Используя такие понятия, как напор насоса можно определить полезную мощность потока жидкости, выходящей из нагнетателя. Если каждой единице веса капельной жидкости сообщается энергия Н, то при весовой подаче насоса, равной $\rho g Q$, жидкость выходит из насоса, обладая полезной мощностью

$$N_n = \rho g \mathrm{QH} \qquad (2.32)$$

В любой насосной установке мощность в различных ее узлах не одинакова. Чаще всего приводом для нагнетателя является электродвигатель, который потребляет мощность $N_э$. Эта мощность в электродвигателе преобразуется в механическую мощность, которая выходит от электродвигателя в виде мощности на валу $N_в$. Вполне естественно, что мощность на валу меньше, чем мощность электрическая, так как часть мощности теряется при работе электродвигателя. Потери мощности в электродвигателе учитываются КПД электродвигателя ($\eta_э$) в виде зависимости

$$N_в = N_э \eta_э. \qquad (2.33)$$

Таким образом, нагнетателю подается мощность на валу, или как ее называют, потребляемая мощность нагнетателя.

Коэффициент полезного действия насоса (КПД).

Потери мощности в нагнетателе, определяемые величиной $\eta_н$, подразделяют на гидравлические, объемные и механические.

Механическими являются потери мощности на различные виды трения в рабочем органе нагнетателя, $\eta_м$ - механический КПД; который учитывает механические потери энергии в подшипниках, уплотнениях насоса, а также при трении диска рабочего колеса о жидкость.

Объемные потери возникают в результате утечек жидкости через уплотнения в нагнетателе, а также перетоков из областей высокого давления в области низких, обусловленных особенностями конструкций. Перетоки отмечаются в лопастных нагнетателях. Там жидкость может перетекать обратно во всасывающий патрубок с периферии рабочего колеса через зазоры между рабочим колесом и корпусом нагнетателя, $\eta_о$ - объемный КПД, который учитывает потери энергии вследствие утечек жидкости в насосе.

Гидравлический КПД учитывает потери, которые возникают вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводе, рабочем колесе и отводе, $\eta_г$ - гидравлический КПД, который учитывает потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления при прохождении жидкости через насос.

Числовые значения составляющих КПД насоса зависят от конструкции насоса, качества его изготовления и условий эксплуатации. Они могут быть определены опытным путем и в лабораторных условиях.

Таким образом, КПД нагнетателя равен произведению гидравлического механического и объемного КПД:

$$\eta_н = \eta_г \eta_о \eta_м \qquad (2.34)$$

Высота всасывания**.** Высота всасывания является важным параметром при проектировании насосной установки. Она определяет высотное расположение насоса по отношению к отметке уровня воды в приемном резервуаре или источнике, из которого жидкая среда перекачивается насосом. Неточности ее расчета могут привести к ухудшению и даже полному срыву работы насоса.

Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности внешнего давления P_0 в приемном резервуаре и давления P_1 на входе в насос

или разности напоров $\frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g}$. Согласно уравнению Бернулли, разность напоров $\frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g}$ затрачивается на подъем жидкости на высоту всасывания $H_{вс}$, на движение жидкости со скоростью υ, т.е. созданию скоростного напора $\frac{\upsilon^2}{2g}$, и на преодоление гидравлических потерь во всасывающей трубе $h_{вс}$. Если жидкость засасывается из открытого бака, то внешнее давление равно атмосферному и можно записать равенство

$$\frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} = H_{вс} + \frac{\upsilon^2}{2\mathrm{g}} + h_{вс}$$

Чтобы происходило всасывание, давление P_1 должно быть больше давления $P_{н.п.}$ насыщенных паров жидкости при данной температуре. Тогда с учетом приведенного выше равенства условие нормальной работы насоса выразится следующим образом:

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - \left(H_{вс} + \frac{\upsilon^2}{2\mathrm{g}} + h_{вс} \right) \geq \frac{P_{н.п}}{\rho \mathrm{g}} \qquad (2.35)$$

Откуда

$$H_{вс} = \frac{P_a}{\rho g} - \left(\frac{P_{\text{н.п.}}}{\rho g} + \frac{\upsilon^2}{2\mathrm{g}} + h_{вс} \right) \qquad (2.36)$$

Из выражения (2.36) следует, что высота всасывания насоса уменьшается со снижением барометрического давления P_a и с увеличением давления паров $P_{н.п.}$. величина $P_{н.п}$ возрастает с повышением температуры, поэтому при повышении температуры жидкости допустимая высота всасывания уменьшается. Когда давление P_1 становится равным $P_{н.п}$, из жидкости начинают интенсивно выделяться пары и растворенные в ней газы. При этом, под действием противодавления $P_{н.п}$ паров и газов высота всасывания снижается и может достигнуть нуля.

Высота всасывания снижается также при увеличении скорости жидкости во всасывающей трубе и соответствующем возрастании потерь $h_{вс}$. Обычно высота всасывания при перекачивании холодных жидкостей не

превышает 5-6 м; при перемещении нагретых жидкостей она может быть значительно меньше. Поэтому горячие, а также вязкие жидкости подводят к насосу с избыточным давлением или с подпором на стороне всасывания.

Выражение (2.36) является общим для всех насосов, хотя процессы всасывания и нагнетания существенно отличаются для насосов различных типов.

2.4. Вихревой насос

Вихревой насос-это насос динамического действия, в котором среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса. Такой насос позволяет перекачивать среду без пульсаций.

Вихревые насосы получили распространение при решении задач по транспортировке жидкостей для водоснабжения, нужд химической и топливной промышленности. Там, где востребованы основные плюсы его конструкции — создание высокого давления среды на выходе при сравнительно небольшом ее объеме, перекачиваемом за единицу времени.

Принцип действия. Основным рабочим элементом является колесо с лопатками. В отличие от близкого по принципу действия устройства — центробежного, они установлены заметно с меньшим интервалом, имеют более тонкие канавки. Что позволяет вихревому насосу при сравнимой мощности двигателя придавать большую скорость частицам перекачиваемой жидкости или пара. При этом объем перекачиваемой среды будет ниже, чем у похожих по конструкции центробежных агрегатов.

Рассмотрим, как работает вихревой насос:

- При включении силовой установки — электромотора, приводится в движение вал, на котором закреплена крыльчатка. Скорость вращения составляет около 3 тысяч оборотов в минуту.
- Вода, поступающая через входное отверстие насоса, попадает в концентрический канал — особенность закрыто-вихревых агрегатов. В этих моделях всас располагается в верхней части, где и выпускной патрубок.

Концентрический канал между ними разделен перегородкой. В открыто-вихревых насосах вода поступает сразу на лопатки. Что дает этим агрегатам преимущество — способность самовсасывания

- На воду, находящуюся в рабочей зоне, действуют две силы. Одна направлена от центра крыльчатки к стенкам корпуса. Вторая разгоняет среду в концентрическом канале. Такое сочетание сил и приводит к образованию вихря.
- Разгоняемая вращающейся со скоростью 3000 об/мин крыльчаткой вода направляется в выходной патрубок под высоким давлением. Устройство вихревого насоса позволяет создавать эффективные модели с напором до 250 м.

Отметим, что увеличивая мощность силовой установки и размеры рабочего колеса, производитель может увеличивать подачу и напор агрегата. Но менее эффективное использование энергии, чем в центробежных насосах, в вихревых приводит к потерям. Поэтому существует определенная граница мощности для силовой установки. До нее преимущество установки вихревого агрегата перед использованием центробежного сохраняется.

В открытых источниках можно встретить цифру 25 кВт. Выше этого предела эффективность насосного оборудования заметно снижается. Обойти предел позволяет использование комбинированной конструкции агрегатов. В частности, насосы типа ЦВК, которые будут рассмотрены в следующем пункте статьи, могут комплектоваться силовыми установками до 29 кВт.

Виды и особенности конструкции вихревых насосов. Принцип действия *вихревого насоса* позволяет изготавливать два типа устройств с точки зрения способа установки:

- Погружные. Могут устанавливаться в шахтах и колодцах глубиной 20 метров и более. Имеют полностью герметичный корпус и влагозащищенный электродвигатель, по стандарту IP68. Работают в постоянно погруженном в жидкость состоянии. За счет среды обеспечивается охлаждение, снижается шум при работе.

- Поверхностные. Применяются в промышленности, в масштабных системах водоснабжения. Устанавливаются на специальную платформу или плиту. При этом могут использоваться виброгасящие элементы. Что позволяет снизить вибрации, передаваемые на опору и пол помещения.

Чтобы расширить сферу применения вихревого насоса, производители прибегают к модификации его конструкции. В частности, широкое распространение получили *двухступенчатые агрегаты типа ЦВК* — центробежно-вихревые консольные.

В этих моделях на первом этапе установлен центробежный блок. Далее эстафету по разгону жидкой среды принимает вихревой. Оба блока закреплены на одной оси, их рабочие колеса вращаются с одинаковой скоростью, синхронно.

По способу компоновки элементов агрегаты могут быть:

- Моноблочными. Электродвигатель и насос объединены в один единый корпус или жестко соединены между собой. Крыльчатка устанавливается на вал электромотора. Такое устройство вихревого насоса сохраняет принцип действия, добавляя преимущество — компактность. В этом форм-факторе часто выпускаются погружные модели.
- Консольные. Распространенный класс поверхностных агрегатов. Насос и электромотор устанавливаются на едином шасси. Но имеют разные валы. Они соединяются через разборную муфту или иным способом. Преимущество такой компоновки элементов — простота обслуживания.

Консольные вихревые насосы имеют собственное обозначение — ВК. В свою очередь также делятся на две категории:

- *ВКС*. Самовсасывающий тип агрегатов. Может поднимать воду при первом запуске с глубины до 4-х метров самостоятельно. Принцип работы и устройство вихревого насоса ВКС несколько изменено, в сравнении с классической. В частности, в нем установлен напорный колпак. Это элемент позволяет обеспечить самовсасывание за счет создания зоны разрежения.

- *ВКО*. Отличается от стандартного наличием камеры обогрева. В нее можно подавать охлаждающую жидкость или нагретый пар. Что позволяет изменить диапазон допустимой температуры эксплуатации. В остальном вихревой насос ВКО работает как обычный ВК.

Стоит отметить, что самовсасывание в агрегатах типа ВКС ограничено определенной глубиной. Оно объясняется сравнительно невысокой силой разряжения, создаваемого с помощью напорного колпака. При подъеме воды с большей глубины потребуется заливка жидкости в насос. Для этого производители предусматривают специальное отверстие в корпусе.

Из комбинированных агрегатов, использующих принцип действия вихревого насоса, стоит также отметить вакуумные модели. Они позволяют перекачивать небольшие объемы воздуха. Но создавать при этом высокое давление на выходе и значительное разрежение на входе. В промышленности они используются как воздуходувки. Могут применяться для сушки оборудования, стеклянной тары и других задач.

Схема вихревого насоса показана на рисунки 2.12.

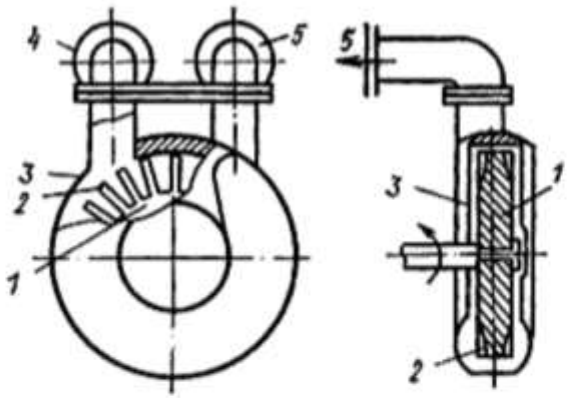


Рис.2.12.Схема вихревого насоса: 1 - рабочее колесо; 2 - лопатка; 3 - корпус; 4 - всасывающее отверстие; 5 — выходное отверстие

По конструкции различают две разновидности устройств:

- Открытые. Для них характерна увеличенная крыльчатка с малым диаметром и сведение только напорного патрубка с кольцевым каналом.

• Закрытые**.** В таких насосах ставится более короткая крыльчатка, а кольцевой канал соединен с обоими патрубками.

Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками *(рис. 2.13)*, помещенное в цилиндрический корпус с малыми торцевыми зазорами. В боковых и периферийной стенках корпуса имеется концентричный канал 2, начинающийся у всасывающего отверстия и кончающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой 4, служащей уплотнением между напорной и всасывающей полостями. Жидкость поступает через всасывающий патрубок 5 в канал, прогоняется по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок 3.

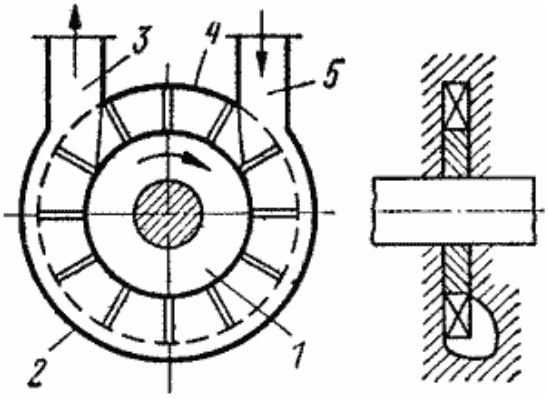


Рис. 2.13. Схема вихревого насоса закрытого типа

Напор вихревого насоса в 3—7 раз больше, чем центробежного, при тех же размерах и числе оборотов. Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью, т. е. способностью при пуске засасывать жидкость без предварительного заполнения всасывающего трубопровода. Многие вихревые насосы могут работать на смеси жидкости и газа.

Недостатком вихревого насоса является низкий КПД, не превышающий 45%. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 35-38%. Низкий КПД препятствует применению вихревого насоса при больших мощностях. Вихревые насосы изготовляют на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 240 м, мощность доходит до 25 кВт, коэффициент быстроходности n_s=6÷40. Число оборотов вихревого насоса так же, как и лопастного,

ограничено только кавитационными явлениями. Следовательно, насос может быть непосредственно соединён с электродвигателем. Вихревые насосы применяют:

1. *в химической промышленности* для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов. Здесь требуются обычно насосы с малыми подачами и высокими напорами (максимальная скорость протекания химических реакций, большие гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Благодаря простой конструкции рабочих органов вихревых насосов возможно применение химически стойких пластмасс, а также металлов, плохо поддающихся механической обработке и отливке;

2. *для перекачивания легколетучих жидкостей* (бензина, спирта, эфира и т. д.). Испарение легких фракций этих жидкостей приводит к тому, что в насос засасывается смесь жидкости и пара. Вихревой насос в отличие от центробежного может работать на такой смеси. В частности, вихревые насосы применяют на аэродромных и автомобильных бензораздаточных станциях, а также в бензозаправщиках самолетов. В этих случаях требуется быстрая готовность насоса к пуску при частых остановках и надежность в работе при наличии в трубопроводе воздуха или пара. Вихревой насос, будучи самовсасывающим и способным работать на смеси жидкости и газа, удовлетворяет этим требованиям. Работа насоса в рассматриваемой области кратковременна, поэтому значение КПД несущественно;

3. *для подачи жидкостей, насыщенных газами,* например жидкостей, содержащих большое количество растворенного газа, который выделяется при прохождении в области пониженного давления; для откачивания жидкости с высокой упругостью пара (например, пропан, бутан) при положительной высоте всасывания из емкости, в которой давление равно упругости насыщенного пара. В последнем случае при подъеме по всасывающему трубопроводу жидкость частично испаряется, ее температура понижается и,

следовательно, уменьшается упругость насыщенного пара. Это замедляет процесс испарения, но в насос поступает смесь жидкости и пара;

4. *в небольших автоматических насосных* станциях например для сельского водоснабжения. Центробежные насосы здесь малопригодны, так как требуются обычно малая подача и большой напор; поршневые насосы дороги, громоздки и также не пригодны вследствие того, что условия эксплуатации препятствуют автоматизации;

5. *в насосных установках коммунального хозяйства*, например, в качестве бустерных насосов для водоснабжения и автомоечных насосов. Здесь требуются малые подачи и большие напоры;

6. *вместо водокольцевых компрессоров* в качестве вакуум-насосов и компрессоров низкого давления;

7. *в качестве питательных насосов* малых вспомогательных котельных установок.

По типу рабочего колеса вихревые насосы делятся на насосы закрытого и открытого типов. У насосов закрытого типа *(см. рис.2.13)* лопатки рабочего колеса короткие. Их внутренний радиус равен внутреннему радиусу канала. Жидкость подводится из всасывающего патрубка непосредственно в канал. У насосов открытого типа *(рис. 2.14)* внутренний радиус лопаток меньше внутреннего радиуса канала. Жидкость подводится из всасывающего патрубка 1, поступает в подвод 2, из которого через всасывающее окно 3 подводится к лопаткам рабочего колеса 4 и затем поступает в канал 5. От типа колеса зависят его кавитационные свойства, а также самовсасывающая способность и способность работать на газожидкостной смеси. Далее жидкость прогоняется по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие 8 уходит в отвод 6 и напорный патрубок 7.

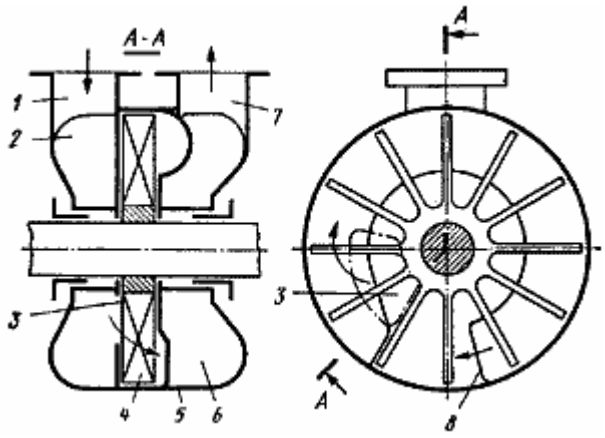


Рис. 2.14. Схема вихревого насоса открытого типа

Для определения гидравлической мощности вихревого рабочего процесса N_B рассмотрим равновесие жидкости в канале. На *(см.рис. 2.15)* изображена развертка сечения канала цилиндром, соосным насосу. На жидкость, находящуюся в канале, действуют силы давления в сечении входа в канал F_B и в сечении выхода из канала F_H, окружная составляющая сил трения жидкости о стенку канала F_U и сила F_K, с которой рабочее колесо действует на жидкость в канале. Учитывая, что моменты скоростей жидкости во входном и выходном сечениях канала практически одинаковы, получим момент сил, с которыми рабочее колесо действует на жидкость в канале:

$$M_K = (F_H - F_B + F_И)\, R_{ц.т}, \qquad (2.37)$$

где $R_{ц.т}$ - радиус центра тяжести сечения канала. Умножив уравнение *(2.37)* на угловую скорость рабочего колеса ω_0, получим

$$N_B = \rho_H - \rho_B + (F_И / S))\, S_И \quad (2.38)$$

где $\rho_H - \rho_B + F_U / S = \gamma H_T$ (H_T - теоретический напор вихревого рабочего процесса; ρ_B и ρ_H—давление у входа в канал и выходе из него); $u = \omega_0 R_{ц.т}$; S — площадь сечения канала.

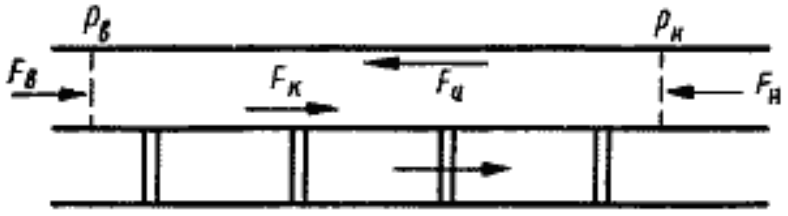


Рис. 2.15. Развертка сечения канала вихревого насоса

Напор**,** сообщаемый жидкости в результате вихревого рабочего процесса, равен: $H = (\rho_H - \rho_B) / \gamma$**.** Если Q_K - расход жидкости, проходящей через канал вихревого насоса, то полезная мощность вихревого рабочего процесса равна:

$$N_П = (\rho_H - \rho_B) Q_K \qquad (2.40)$$

Принимая во внимание наличие объемных потерь в уплотнениях канала $\eta_{O.K}$, потерь из-за утечек через уплотнение перемычки η_O, гидравлических потерь канала $\eta_{ГК}$, а также потерь вихревого рабочего процесса $\eta_{РП}$, получаем:

$$\eta_{Г.К}\, \eta_O\, \eta_{O.K}\, \eta_{Р.П} = Q / uS \qquad (2.41)$$

Оптимальный режим вихревого рабочего процесса получается при $Q \approx 0{,}5\ uS$. При этом если $\eta_O\, \eta_{O.K}\, \eta_{Р.П} = 0{,}5$, то максимальный полный КПД вихревого насоса $\eta_{max} << 0{,}5$. Таким образом, вихревой рабочий процесс сопровождается большими потерями энергии, что обусловливает низкий КПД вихревого насоса.

Сфера применения**.** Вихревые насосы нашли применение в следующих сферах:

- Системы водоснабжения**.** Существуют промышленные агрегаты с напором до 250 м и бытовые, используемые для автономного водоснабжения частных домов. Ограничением применения считается чистота перекачиваемой воды. Из-за высокой скорости вращения рабочего колеса наличие абразивных твердых включений не допускается.
- Перекачивание топлива. ВК активно используются для транспортировки керосина, бензина, других легковоспламеняющихся жидкостей. Преимущество конструкции насоса — отсутствие контакта крыльчатки и корпуса, разделенных концентрическим каналом. Риск возникновения искры при работе исключен. Особенно в моделях, изготовленных из материалов, специально подготовленных для взрывозащищенных исполнений.

- Системы отопления. Производительности вихревого насоса оказывается достаточно для питания небольшой котельной. При этом напор, им создаваемый, позволяет обеспечить циркуляцию теплоносителя в многоэтажных зданиях.
- Оросительные системы. Условием применимости вихревых агрегатов для целей полива является высокая чистота транспортируемой жидкости. Часто их применяют во многоступенчатых системах полива. На последнем этапе — подача жидкости к соплам. Устанавливается агрегат после сетчатых фильтров и других устройств, которые удаляют из воды абразивные твердые включения.
- Химическая промышленность. Сравнительно простая технология изготовления рабочего колеса вихревого насоса позволяет производителю использовать сплавы, которые сложно обработать фигурным литьем и рядом других методов. Крыльчатки из этих сплавов можно сделать устойчивыми к коррозии и химически активным средам.
- Промышленные системы. Вихревые устройства подходят для транспортировки различных смесей и топлива в промышленных трубопроводах и технологическом оборудовании. При этом применяются как компактные моноблочные изделия, так и мощные консольные, в том числе многоступенчатые.

Преимущества насосов вихревого типа. Основным плюсом конструкции вихревого насоса является высокое давление жидкости на выходе. В этом отношении ВК оказываются примерно в 7 раз эффективнее центробежных агрегатов. При сравнимой скорости вращения крыльчатки и ее размерах.

Второе преимущество — наличие в линейке самовсасывающих моделей. Что позволяет устанавливать изделие на поверхности и выкачивать воду из колодцев, скважин, накопительных емкостей.

Поверхностная установка обеспечивает более простое обслуживание оборудования. Одновременно такой метод монтажа снимает ограничения по применяемым в конструкции материалам, снижает затраты производителя на

создание герметичного корпуса. Что в итоге оборачивается меньшей стоимостью владения агрегата для потребителя.

К преимуществам вихревого агрегата также относят возможность транспортировки жидкостей с высоким содержанием газов, летучих соединений. Для этих задач они эффективнее центробежных.

Вихревые насосы промышленной категории отличаются высокой надежностью. Заявленный производителем ресурс составляет до 4 тысяч часов работы на отказ. А общий срок службы оценивается в 20 тысяч часов.

Ограничения. Основным минусом вихревого механизма перекачки воды считается потеря энергии. Связано это с конструкцией рабочего колеса и его камеры. В некоторых источниках приводится значение КПД на уровне 40-45%. Понятно, что оно условно и зависит от особенностей конструкции агрегата, условий его применения. Но КПД центробежных моделей объективно выше.

Поэтому в пограничных ситуациях эффективность агрегатов центробежной системы может оказаться выше. Если напора этих насосов оказывается достаточно.

Большинство существующих моделей агрегатов типа ВК имеют следующие ограничения:

- По напору — до 250 метров. При больших значениях эффективнее оказываются центробежные.
- По подаче — до 80 м³/ч. Далее потери энергии оказываются значительными. А для центробежных агрегатов наращивание этой характеристики возможно с помощью установки нескольких секций с одновременным увеличением мощности силовой установки. Что практически снимает предел по производительности.

Еще одной особенностью изделия является высокий уровень шума при работе. Этот фактор нужно учитывать при выборе мест установки. В частности, их применение нежелательно в помещениях, где живут или работают люди.

Выбор модели. Как и для насосных агрегатов других видов, для вихревых ключевыми характеристиками выбора являются напор и подача. Для моделей большинства российских производителей эти параметры указываются в наименовании. Для примера разберем модель ВК 2/26Б:

- ВК — указывает на тип насоса, в данном случае — вихревой, в консольном исполнении.
- 2 — значение производительности, в данном случае указывается в л/с.
- 26 — высота водяного столба в метрах, характеризующая напор агрегата.
- Б — уточнение материала, из которого изготовлена проточная часть. В данном случае — бронза. Варианты исполнения — чугун, нержавеющая сталь.

Также в названии может указываться:

Вариант исполнения силовой установки. Например, в модели ЦВК 6,3/160-Е У3.1 устанавливается взрывозащищенный двигатель. О чем говорит буква Е в названии.

- Климатическое исполнение. В приведенном выше примере У3.1 соответствует умеренному климату, установка в помещениях.

При выборе учитывают мощность силовой установки и способ подключения к электросети. Промышленные модели рассчитаны на переменное трехфазное напряжение 380 В. Бытовые могут выпускаться под однофазное электропитание 220 В.

При подключении агрегатов используют средства автоматики на основе поплавочных выключателей или более сложных контроллеров. В последнем случае возможно подключать датчики разных типов:

- Уровня — для контроля наполненности накопительной емкости, из которой насос выкачивает жидкость.
- Температуры — для детекции перегрева корпуса изделия при работе.

- Давления — для контроля работоспособности агрегата в системах с несколькими резервными насосами.

2.5.Струйный насос

Струйный насос – простейший аппарат, использующий для работы динамику потока жидкости. Является одним из видов нагнетателей. Простой, потому что в своей конструкции не имеет составных частей, которые движутся и трутся во время работы. Поэтому устройство данного типа обладает высокой стойкостью и длительностью эксплуатации.

Струйный насос изобретён Д. Томпсоном в 1852 году, а в 1859 году Ж.Б. Вентури впервые применил разработанный им аппарат для практических целей.

Основоположниками теории струйных насосов признаны Г. Цейнер и М. Рэнкин, опубликовавшие свои работы в 1863 и 1870 годах.

Впервые струйный насос был применен еще в 19 веке в качестве лабораторного средства для выкачивания воды и избыточного воздуха из пробирочных колб. Немного позже данное устройство нашло применение в шахтах горнодобывающей промышленности для откачки воды.

Струйные насосы относят к классу динамических аппаратов. В зависимости от перекачиваемой и рабочей жидкости, различают три типа струйных насосов:

1. Эжектор. Этот вид струйных насосов применяется только для перекачивания жидкости. Механизм работы заключается в отсасывании жидких веществ. Рабочая жидкость – вода. Используется только для сред в жидкой фазе.

2. Инжектор**.** Работает по принципу нагнетания жидких веществ. Рабочее вещество – пар. Используются в энергетическом теплофикационном оборудовании (для подпитки водой паровых котлов (работающих под огромным давлением));

3.Элеватор**.** Используется для понижения температуры теплоносителя за счет смешивания с рабочей жидкостью. Используются в внутридомовых

смесительных системах отопления (при помощи элеватора выравнивается гидросопротивление отопительной системы).

Элеваторы применяются для: - жидкости; - газа; - пара. Струйные насосы, работающие от пара, называются пароструйными насосами, работающие от воды – водоструйными насосами. *Водоструйные насосы могут быть двух модификаций:* - вакуумные — лабораторный инструмент; - гидроэлеватор – для колодцев или скважин глубиной не более 16 метров, в которых нет возможности установить погружную технику.

Устройства струйного насоса

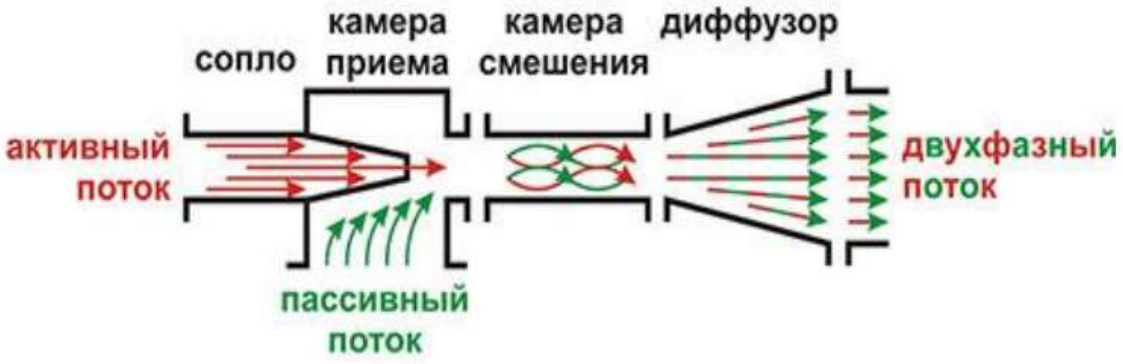


Рис.2.16. Устройство струйного насоса.

Конструкция струйного насоса не включает в себя движущихся частей.

В зависимости от назначения в его состав входит:

- сопло агрегата; - камера приема;

- камера смешения;

- выходной диффузор;

- насадки для подачи инжектируемой и рабочей жидкостей (двухфазного потока).

Разнообразные модели агрегатов данного типа в зависимости от области своего применения оборудуются разными по характеристикам суживающимися насадками – соплами. Выбор сопла в каждом конкретном случае зависит от вида перекачиваемой среды и ее гидравлических особенностей.

Принцип работы струйного насоса. Работа устройства основана на принципе Бернулли. Он гласит, что если скорость движения потока увеличивается, вокруг него создается область с низким давлением.

Таким образом достигается эффект разрежения. Рабочая жидкость под высоким давлением доставляется к сужающемуся соплу. Струя, которая вытекает из устья сопла, уменьшает давление в камере смесительной ниже атмосферного. Вследствие этого второй поток инжектируемой жидкости смешивается со струей и далее смесь движется в рабочую камеру.

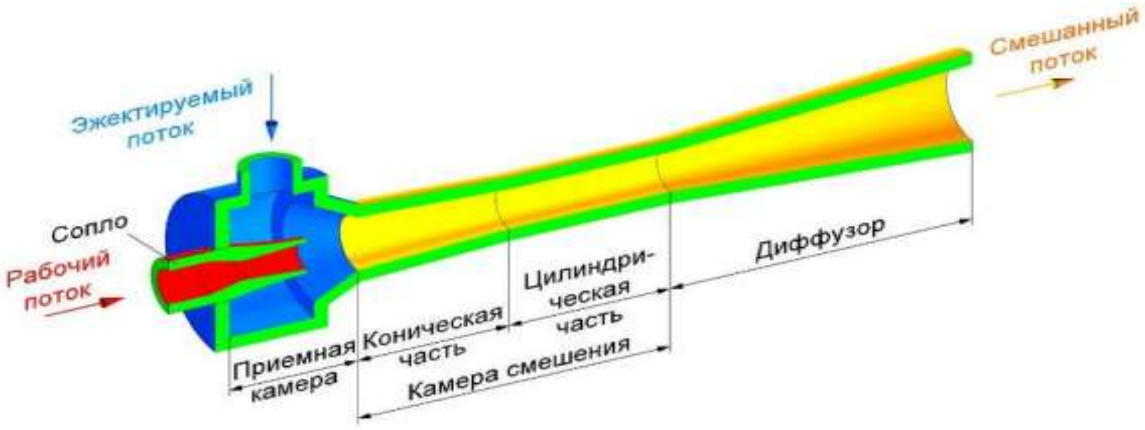


Рис. 2.17. Схема работы струйного насоса

В камере смешения эжектируемая жидкость полностью перемешивается с рабочей жидкостью, они обмениваются кинетической энергией, поэтому и выравниваются их давления и скорости. Хорошо перемешанный поток жидкости поступает далее в выходной диффузор.

В диффузоре происходит снижение кинетики смеси и возрастание потенциальной энергии потока (т.е. смесь теряет часть давления). После прохождения диффузора потенциальная энергия потока смеси достаточна для поступления к потребителю (как правило – это напорный трубопровод или резервуар сбора жидкости).

1.Эжектор**.** Эжектор может быть внешним и встроенным.

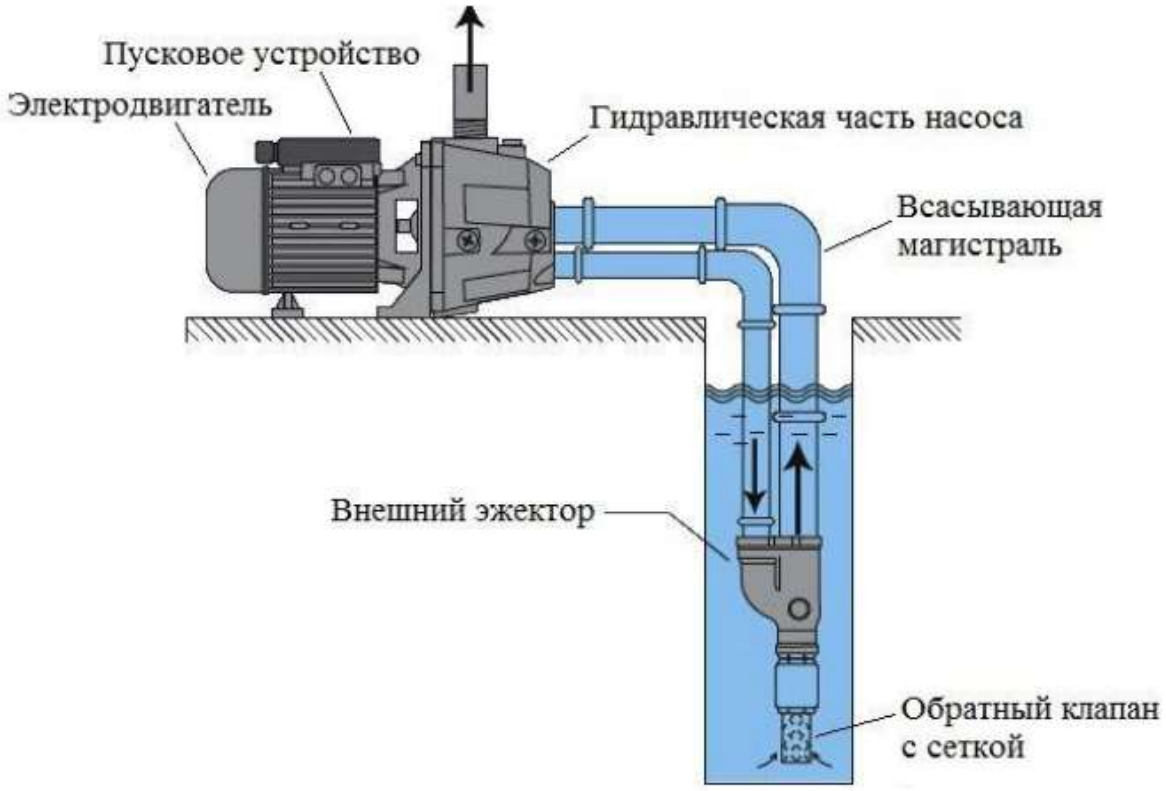


Рис. 2.18. Водяной насос с внешним эжектором

Вода в эжектор поступает не из скважины, а от насоса. Т.е. эжектор должен быть установлен таким образом, чтобы часть воды, поднятой с помощью насоса, возвращалась в эжектор через сопло. Кинетическая энергия этого ускоренного потока будет постоянно передаваться массе воды, которая всасывается из источника.

Таким образом будет обеспечено постоянное ускорение движения потока. Насосному оборудованию понадобится меньше энергии для транспортировки воды на поверхность. В результате его эффективность возрастет, как и глубина, с которой можно забирать воду. Часть воды, добытой таким образом, по рециркуляционной трубе снова направляется в эжектор, а остальная — поступает в водопроводную систему дома.

Наличие эжектора имеет еще один “плюс”. Он всасывает воду самостоятельно, что дополнительно страхует насос от работы вхолостую, т.е. от опасной для всех поверхностных насосов ситуации “сухого хода”. Чтобы регулировать работу эжектора, используют обычный кран. Его устанавливают на трубе рециркуляции, по которой вода из насоса направляется на сопло

эжектора. С помощью крана количество воды, поступающей на эжектор, можно уменьшить или увеличить, тем самым снизив или повысив скорость обратного потока.

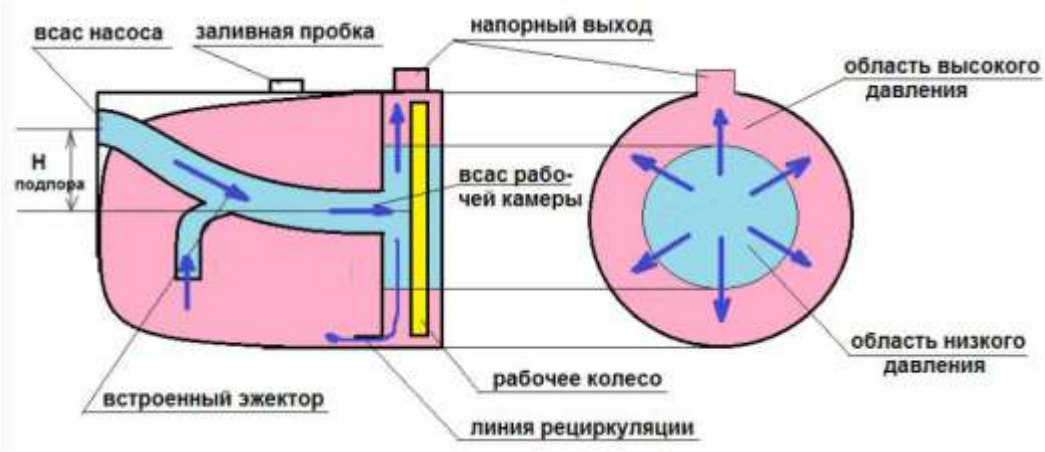


Рис. 2.19. Схема водяного насоса с встроенным эжектором

Эжектор является частью трубопровода, который проходит от скважины к насосу. Та часть воды, которая была поднята на поверхность скважины, через определенное время начинает поступать обратно в скважину, а именно к эжектору, в результате чего происходит образование линии циркуляции.

Вырвавшись из сопла на большой скорости, вода уводит вместе с собой часть воды из скважины, таким образом, в водопроводной системе обеспечивается дополнительная разрядка. Вследствие этого насосы затрачивают гораздо меньшее количество энергии для поднятия воды с глубины.

2. Инжектор**.** Принцип работы инжектора (Рис. 2.20) Работает по принципу нагнетания жидких веществ. Рабочее вещество – пар. После смешения из диффузора вода нагнетается потрнбителю.

Назначение инжектора — сжатие газов, паров, жидкостей, их нагнетание (распыление) в другие узлы. Устройство является стандартным линейным ускорителем, который вводит заряженные частицы в центральные узлы машины. Заметим, что водяное давление в инжекторном агрегате может быть выше, чем в эжекторном. Агрегатные состояния используемых веществ бывают:

- равнофазные (газ-газ, пар-пар, жидкость-жидкость);

- разнофазные (газ-жидкость, жидкость-газ);
- изменяющейся фазности (пар-жидкость, жидкость-пар).

Соответственно, инжектор используют в составе различной аппаратуры. Его применяют в горной промышленности, на электростанциях, в машиностроении; в качестве составной части котельного оборудования — в нефтегазовой отрасли, жилищно-коммунальном хозяйстве, на промышленных предприятиях.

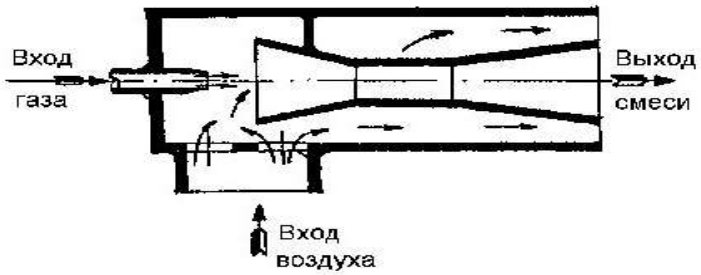


Рис. 2.20. Принцип работы инжектора

Как пример, рассмотрим особенности действия инжектора парового котла. Она основан на его способности создавать более высокое давление, чем у рабочего пара. Кинетическая энергия последнего преобразуется в давление воды, которая поступает в котел. В своей сути инжекторная схема отличается от эжекторной только наличием игольчатого вентиля с рукояткой.

Он предназначен для регулирования расхода и подачи жидких, парообразных веществ.

- Подают пар, который конденсируется на охлажденных стенках.
- Из-за разности давлений вода из резервуара поднимается в инжекторную полость.
- Пар расширяется и тянет за собой водный поток дальше в камеру смешения.
- Состав из конденсированного пара и воды устремляется вперед по расширяющемуся конусу. Там его скорость превращается в давление.
- Это помогает ему преодолеть сопротивление клапана (выходной трубки), проходя через который он поступает в котел.

Конструкция инжектора (форсунки) в автомобильных двигателях отличается большей сложностью, включает движущиеся элементы.

3. Элеватор**.** Принцип работы элеватора (Рис. 2.21)

Используется для понижения температуры теплоносителя за счет смешивания с рабочей жидкостью. В последнее время струйные насосы рассматривают как часть т.н. "тепловых насосов". Замечено, что расширение пара в сопле сопровождается понижением температуры и, наоборот - при подаче среды под большим давлением в сужающийся диффузор последний подвержен нагреванию. Благодаря такому свойству насосы совместно с компрессорами нашли применение в системах кондиционирования и отопления.

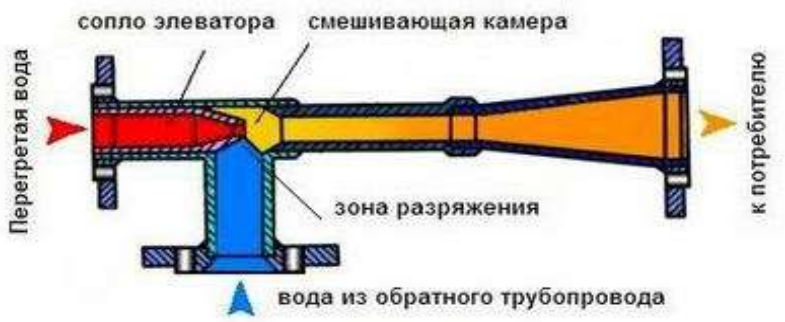


Рис. 2.21. Принцип работы элеватора

Элеватор действует следующим образом:

· теплоноситель из сети с высокой температурой направляется в сопло;

· при прохождении через отверстие малого диаметра скорость потока возрастает, из-за чего за соплом возникает зона разрежения;

· разрежение вызывает подсасывание воды из обратного трубопровода;

· потоки смешиваются в камере и выходят в систему отопления через диффузор.

Вода уменьшает температуру до нужного уровня и одновременно уменьшается давление. Элеватор работает одновременно как циркуляционный насос и смеситель.

Струйный насос для цемента. Насосы для цемента применяются, чтобы транспортировать сыпучие материалы по трубопроводам при помощи

воздействия на них сжатого воздуха из бункеров или хранилищ в машины для перевозки или непосредственно на производственные линии заводов. Перемещение твердых частиц в этих конструкциях происходит за счет того, что под большим давлением воздуха частички цементных смесей разрежаются настолько, что становятся летучими, и воздушная струя может перемещать их в нужном направлении. Из-за того, что процесс должен проходить с участием высокого давления, расстояние действия аппаратуры для цемента ограничено.

Максимальное расстояние на которое техника может подать цемент по вертикальной оси не превышает 50 метров. По горизонтали же максимальное расстояние транспортировки не должно быть больше, чем 400 метров.



Рис.2.22. Струйный насос для цемента

Струйные насосы для нефтяной промышленности. Струйный насос для добычи нефти состоит из таких частей: канал для подведения рабочей жидкости, активное сопло, канал подвода инжектируемой жидкости, камера смещения и диффузор. В данной сфере промышленности такие агрегаты ценятся за простоту устройства, высокую надежность и функционирование даже в экстремальных условиях, таких как высокая концентрация свободных газов или механических соединений в добываемой массе.

Струйные насосы обеспечивают эффективное применение свободных газов, быстрый приток нефти, свободную регуляцию забойного давления, быстрое остывание погружных электродвигателей и др.

Достоинства и недостатки струйных насосов**.** К основным достоинствам струйных насосов относятся:

- высокая надежность и возможность продолжительной эксплуатации без ремонта;

- отсутствует необходимость осуществлять регулярное техническое обслуживание;

- низкая чувствительность к химически агрессивным потокам;

- простота конструкции и простота монтажа;

- обширная область использования (в быту и промышленности). Конечно, большинство перечисленных преимуществ данного типа насосов перед другими исходит из тог, что в них отсутствуют движущиеся составные элементы. Струйные насосы выделяются относительно небольшими габаритными размерами и массой. Они малотребовательны к расходам на эксплуатацию, что является очень весомым фактором их применения.

Основными недостатками этого типа агрегатов являются:

- очень низкий коэффициент полезного действия насоса – не более 30%;

- необходимость подавать большие объемы жидкости на сопло.

С помощью струйных устройств сжимают газообразные вещества, создают давление ниже атмосферного - вакуум, перекачивают жидкие среды, транспортируют твердые сыпучие вещества, смешивают различного рода газы и жидкости.

Область применения. Устройство впервые было сконструировано и применено в XIX столетии как лабораторного оборудование для удаления воды и избытка воздуха из пробирок. Следующим этапом стало применение струйных насосов в горнодобывающей сфере для откачивания воды в шахтах.

Люди используют эжекторы в частных домах и на дачах, для выкачивания воды из водоёмов, рек и водохранилищ, или из колодцев и скважин. Такое решение актуально, если нет возможности установить центробежный из-за габаритов, невозможности обеспечить сохранность

оборудования или невозможности выполнить технические требования к его установке.

Помимо бытового использования, у струйных устройств широкая область применения, которая охватывает большой процент промышленных выработок. Отметим сферы применения:

перекачивания жидкости, газа и пара ;

- пожаротушение ;

- добыча нефти ;

- промышленные объекты;

- гидроэлектростанции;

- домашняя бытовая эксплуатация ;

- работа канализационных систем ;

- автопромышленность .

Расчет струйного насоса**.** Струйные насосы применяются для всасывания (эжекторы) и нагнетания (инжекторы) жидкостей, а также для их охлаждения или нагревания путем непосредственного смешения с другими жидкостями, парами или газами.

В струйных насосах рабочая жидкость с большой скоростью вытекает из сопла 1 и поступает в камеру смешения 2. Из-за увеличения скорости в сечении I – I давление в нем, согласно уравнению Бернулли, падает, так что возникает разность давлений между питательным баком 4 и сечением I – I.

За счет этой разницы давлений происходит всасывание жидкости из бака 4. После смешения перекачиваемой (полезной) жидкости с рабочей эта смесь поступает в диффузор 3, переходящий в напорный трубопровод. В диффузоре скорость потока уменьшается, давление возрастает.

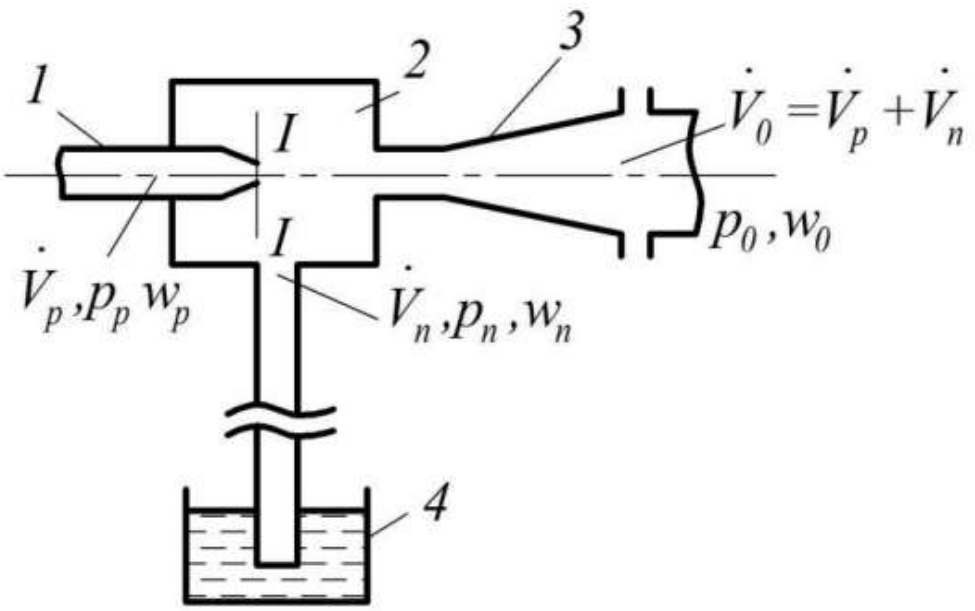


Рис.2.23. Схема струйного насоса

Обозначим параметры рабочей жидкости в соплах как: , V_p, w_p, p_p; перекачиваемой жидкости перед входом в камеру смешения - V_n, p_n, w_n; общего потока на выходе из диффузора - $V_0 = V_p + V_n$, p_0,w_0.

Определим напоры:

- напор рабочего потока на входе в насос $$H_p = \left(\frac{p_p}{\rho g} + \frac{w_p^2}{2g} \right) \quad (2.42)$$

- напор общего потока при выходе из насоса $$H_0 = \left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} \right) \quad (2.43)$$

- напор перекачиваемого потока при входе в камеру смешения

$$H_n = \left(\frac{p_n}{\rho g} + \frac{w_n^2}{2g} \right) \quad (2.44)$$

Тогда рабочий напор определится как:

$$H_{раб} = H_p - H_0 \quad (2.45)$$

полезный напор:

$$H_{пол} = H_0 - H_n \quad (2.46)$$

Зная величину весовых подач рабочей и перекачиваемой жидкостей можно определить КПД струйного насоса:

$$\eta = \frac{H_{пол} \cdot \dot{G}_n}{H_{раб} \cdot \dot{G}_p} = \psi_u \frac{H_{пол}}{H_{раб}} \qquad (2.47)$$

где $\dot{G}_n = \rho_n \cdot \dot{V}_n$ - весовая подача перекачиваемой жидкости, $\dot{G}_p = \rho_p \cdot \dot{V}_p$ - весовая подача рабочей жидкости, ψ_u - коэффициент инжекции. КПД струйных насосов низкий (η= 0,20… 0,25).

Заметим, что рабочими жидкостями могут быть как капельные жидкости, так и пары и газы.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И ОБСУЖДЕНИЯ ПО II – РАЗДЕЛУ

1. Что такое гидравлический машины?
2. Общая классификация гидромашины.
3. Назначение насосов.
4. Что называется механические потери?
5. Классификация динамических насосов.
6. Классификация объёмных насосов.
7. Что такое кавитация?
8. Общие свойства объёмных насосов.
9. Расскажите о центробежных насосов.
10. Область применение центробежных насосов.
11. Достоинства и недостатки центробежных насосов.
12. Струйный насос.
13. Принцип работы струйного насоса.
14. Достоинства и недостатки струйных насосов.
15. Область применения струйных насосов.

III – РАЗДЕЛ. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1.Гидродинамические передачи. Общие сведения. Классификация и основные параметры

Гидравлический привод – это система, включающая в себя гидромашины и гидроаппаратуру, которая использует рабочую жидкость для передачи механической энергии и управления движением различных механизмов и машин.

В гидравлических приводах используются следующие ключевые свойства жидкостей:

- **Текучесть:** Способность легко изменять форму и перемещаться.
- **Несжимаемость:** Практически неизменный объем при воздействии давления.
- **Закон Паскаля:** Равномерное распределение давления, приложенного к жидкости, по всему ее объему.

В отличие от твердых тел и газов, жидкости, благодаря своей текучести и несжимаемости, не способны накапливать энергию упругой деформации или тепловую энергию. Поэтому, определенный объем жидкости может обладать только двумя видами механической энергии:

- **Кинетической энергией:** Энергией движения жидкости.
- **Потенциальной энергией:** Энергией, обусловленной положением жидкости в гравитационном поле (высота над землей), под действием центробежных сил (при движении по кривой) или других полей, взаимодействующих с жидкостью (например, магнитным полем).

Существуют два основных типа гидравлических приводов, различающихся принципом преобразования гидравлической энергии в механическую работу:

- **Динамические гидроприводы**
- **Объемные гидроприводы**

Любой гидропривод состоит из двух основных частей: источника гидравлической энергии и исполнительных механизмов (гидропередачи). Исполнительные механизмы могут быть двух типов:

- **Циклического действия:** Гидроцилиндры, обеспечивающие поступательное или поворотное движение.
- **Непрерывного действия:** Гидромоторы, обеспечивающие вращательное движение.

Гидропередача содержит: рабочее колесо насоса (центробежное) – генератор гидравлической энергии, рабочее колесо турбины (радиально осевой или осевой) – гидравлический двигатель и рабочую жидкость. В состав передачи также входят направляющие аппараты (реакторы), питательные и отводящие устройства.

Источники гидравлической энергии делятся на два типа:

– с превращением в гидравлическую энергию потенциальной энергии жидкости, то есть с превращением статической жидкости в движущийся поток;

– с превращением механической энергии (энергии движущихся элементов устройства) в гидравлическую энергию, то есть в движущийся поток. Устройства этого типа получили название насосов.

На рисунках 3.1 и 3.2 представлены схемы источников гидравлической энергии.

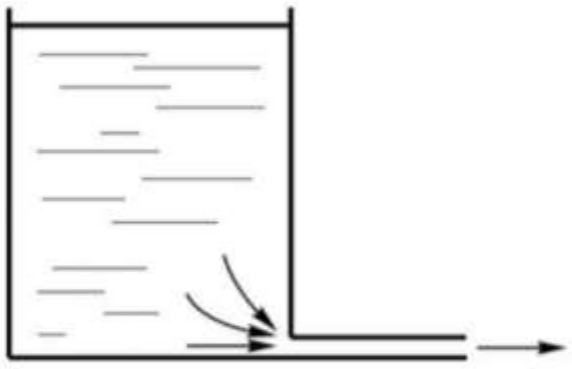
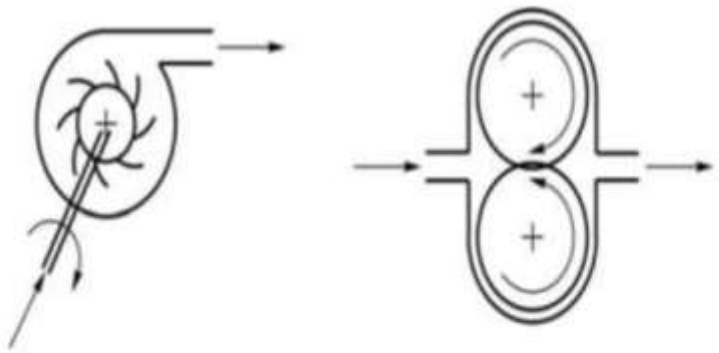


Рис. 3.1 – Статический источник гидравлической энергии

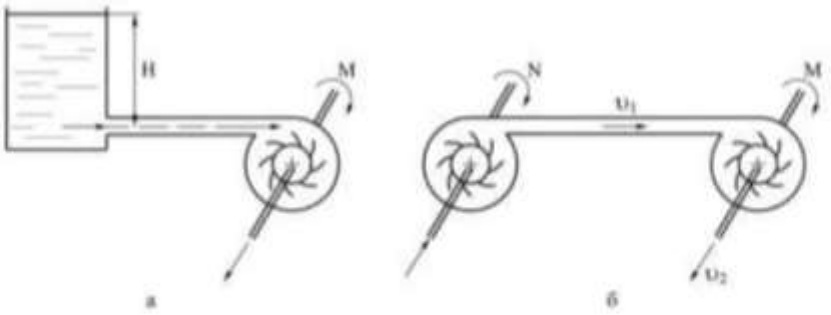


а б

Рис. 3.2 – Механические источники гидравлической энергии: а – центробежный насос; б – шестеренный насос

3.1.1 Динамические гидроприводы

На рисунке 3.3 представлены схемы динамических приводов с различными источниками гидравлической энергии.



а б

Рис.3.3 – Схемы динамических гидроприводов: а – с источником энергии статического типа; б – с насосом в качестве источника энергии

По принципу действия «динамические» исполнительные органы не отличаются от центробежных насосов, в которых действует обратный поток, и таким образом происходит обратное превращение гидравлической энергии в механическую. Устройства этого типа называются «турбинами».

Принимая условие неразрывности потока, кинетическую энергию, превратившуюся в механическую работу можно выразить в следующем виде (рис. 3.3):

$$W = \frac{m\left(\upsilon_1^2 - \upsilon_2^2\right)}{2} \cdot \eta, \qquad (3.1)$$

где m – расход массы жидкости в секунду;

υ_1 – скорость жидкости до входа в турбину;

υ_2 – скорость жидкости на выходе из турбины;

η – КПД турбины.

Так как секундный расход массы жидкости равен:

$$m = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \rho \upsilon_1 ,$$

то выражение (3.1) примет следующий вид:

$$W = \frac{\pi d^2}{8} \cdot \rho \upsilon_1 \left(\upsilon_1^2 - \upsilon_2^2 \right) \eta , \qquad (3.2)$$

где W – секундный расход энергии;

d – диаметр трубопровода;

ρ – плотность жидкости;

υ_1 – скорость жидкости в трубопроводе.

Секундный расход энергии – это мощность, следовательно:

$$W = N = \frac{M \cdot n}{60} = M \omega^{-1} \eta ,$$

где N – мощность турбины;

M – развиваемый турбиной момент;

n – количество оборотов в минуту;

ω^{-1} – частота вращения.

О динамических гидроприводах:

Из уравнения (3.2) следует, что энергия, передаваемая приводом, определяется исключительно значениями скоростей υ_1 и υ_2. Именно поэтому такие приводы получили название "динамических", подчеркивающее их зависимость от скоростных характеристик.

Классификация гидравлических приводов:

Гидравлические приводы можно классифицировать различными способами, учитывая особенности движения выходного элемента, возможности регулирования, схему циркуляции рабочей жидкости и другие параметры.

1. Классификация по характеру движения выходного звена:

- **Гидроприводы поступательного движения:** Выходной элемент гидродвигателя совершает прямолинейное перемещение.
- **Гидроприводы поворотного движения:** Выходной элемент гидродвигателя поворачивается на угол, не превышающий 360 градусов.
- **Гидроприводы вращательного движения:** Выходной элемент гидродвигателя совершает непрерывное вращение.

2. Классификация по возможности регулирования:

- **Регулируемые гидроприводы:** Скорость движения выходного элемента гидродвигателя может изменяться в соответствии с заданным алгоритмом.
  - **Гидроприводы с дроссельным регулированием:** Скорость регулируется путем изменения проходного сечения дросселя, часть потока жидкости направляется в обход гидродвигателя.
  - **Гидроприводы с объемным регулированием:** Скорость регулируется путем изменения рабочего объема насоса, гидродвигателя или обоих устройств.
  - **Гидроприводы с объемно-дроссельным регулированием:** Используют комбинацию объемного и дроссельного регулирования скорости.
  - **Гидроприводы с ручным регулированием:** Регулировка скорости осуществляется оператором вручную.
  - **Гидроприводы с автоматическим регулированием:** Регулировка скорости происходит автоматически.
  - **Программные гидроприводы:** Регулировка скорости осуществляется в соответствии с заранее заданной программой.
  - **Следящие гидроприводы:** Особый тип регулируемых гидроприводов, в которых скорость выходного элемента изменяется в зависимости от внешнего управляющего сигнала, характер которого заранее неизвестен.
- **Нерегулируемые гидроприводы:** Не имеют устройств для изменения скорости выходного элемента гидродвигателя.

3. Классификация по схеме циркуляции рабочей жидкости:

- **Гидроприводы с замкнутой схемой циркуляции:** Рабочая жидкость возвращается из гидродвигателя непосредственно во всасывающую линию насоса.
- **Гидроприводы с разомкнутой схемой циркуляции:** Рабочая жидкость постоянно контактирует с гидробаком.

4. Классификация по типу приводящего двигателя:

- **Электрогидропривод:** Приводится в действие электродвигателем.
- **Турбогидропривод:** Приводится в действие турбиной.
- **Дизель-гидропривод:** Приводится в действие дизельным двигателем.
- **Мотогидропривод:** Приводится в действие двигателем внутреннего сгорания (мотором).

5. Классификация по виду источника подачи рабочей жидкости:

– насосный гидропривод – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого привода. Насосный гидропривод наиболее широко используется во всех отраслях машиностроения;

– аккумуляторный гидропривод – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используются в системах с кратковременным циклом;

– магистральный гидропривод – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали. Поток рабочей жидкости в гидромагистрали создается насосной станцией, питающей несколько гидроприводов (централизованная система питания).

Достоинства и недостатки гидравлических приводов. Гидравлические приводы (гидроприводы) получают все большее распространение в самых различных отраслях народного хозяйства. Широкое применение

гидравлических систем обусловлено целым рядом преимуществ по отношению к другим приводам.

Основные параметры.

Наряду с такими параметрами, как подача и напор, характерным параметром гидропередач является внутренний КПД, определяемый как отношение полезной мощности турбины к подводимой мощности насоса:

$$\eta_{вн} = \frac{N_т}{N_н} = \eta_{вн,н} \cdot \eta_{вн,т}$$

Отношение скорости вращения валов турбинного колеса и насосного колеса называется передаточным отношением:

$$i = \frac{n_т}{n_н} = \frac{\omega_т}{\omega_н}, \qquad (3.3)$$

где $\omega_т$ и $\omega_н$ – угловые скорости валов насоса и турбины.

Учитывая, что

$$N = M \cdot \omega,$$

Внутренний КПД гидропередачи

$$\eta_{вн} = \frac{M_т \cdot \omega_т}{M_н \cdot \omega_н}. \qquad (3.4)$$

Отношение момента турбины к моменту насоса называется коэффициентом трансформации

$$K = \frac{M_т}{M_н}. \qquad (3.5)$$

Учитывая (3.3), (3.4), (3.5),

$$\eta_{вн} = K \cdot i$$

Из приведенных величин, наряду с n_s, энергетические качества гидропередач оцениваются коэффициентом мощности λ_N, момента λ_M и осевой силы λ_A, которые выражают мощность, момент и осевую силу

подобной гидропередачи, имеющей характерный размер $D_э = 1$ м, скорость вращения насосного вала $n_э = 100$ об/мин и рабочую жидкость с объемным весом $\gamma_э = 1000$ кг/м^3.

Применив формулы подобия гидромашин и приняв $\eta_г$ и $\eta_{об}$ одинаковыми для модели и натуры, получим

$$\frac{N_э}{N} = \frac{\gamma_э \cdot n_э^3 \cdot D_э^5}{\gamma \cdot n^3 \cdot D^5} = \frac{10^3 \cdot 100^3 \cdot 1^5}{\gamma \cdot n \cdot D^5} \qquad (3.6)$$

Решив (3.6) относительно $N_э = \lambda \cdot N$, имеем

$$\lambda_N = \frac{N \cdot 10^3}{\gamma (0{,}01 \cdot n_н)^3 D^5}$$

Соответственно для коэффициентов момента и осевой силы:

$$\lambda_M = \frac{M \cdot 10^3}{\gamma \cdot (0{,}01 \cdot n_н)^2 \cdot D^5};$$

$$\lambda_A = \frac{A \cdot 10^3}{\gamma \cdot (0{,}01 \cdot n_н)^3 \cdot D^5}.$$

В настоящее время более широко применяются безразмерные коэффициенты момента, мощности и осевой силы, определяемые по следующим формулам:

$$\lambda'_M = \frac{M}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^5};$$

$$\lambda'_N = \frac{N}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5};$$

$$\lambda'_A = \frac{A}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^4}.$$

Преимущества гидроприводов:

- **Компактность и мощность:** Гидроприводы отличаются выгодным соотношением мощности к весу и габаритам.
- **Точность и надежность:** Обеспечивают высокую точность позиционирования и характеризуются высокой надежностью в работе.

- **Гибкость управления:** Позволяют создавать большие передаточные числа и плавно регулировать скорость и усилие в широком диапазоне.
- **Быстродействие:** Обладают малой инерционностью, что обеспечивает быструю смену режимов работы, включая пуск и реверс. Гидромоторы способны на очень быстрый реверс (0,03-0,05 с) благодаря высокому отношению вращающего момента к моменту инерции. Частота реверсирования может достигать 500 об/мин и более для вращательного движения и до 1000 в минуту для возвратно-поступательного движения с небольшой массой и ходом.
- **Защита от перегрузок:** Легко и надежно защищаются от перегрузок, предохраняя как сам гидропривод, так и подключенное оборудование.
- **Простота реверсирования:** Реверсирование осуществляется без необходимости изменения направления вращения приводного двигателя.
- **Удобство компоновки и долговечность:** Гидравлические компоненты могут быть расположены независимо друг от друга, что упрощает компоновку машин. Кроме того, гидроприводы отличаются длительным сроком службы, который для многих насосов и гидромоторов достигает 20 000 часов и более.

Недостатки гидроприводов:

- **Потери энергии:** Передача энергии гидравлическим способом связана с более значительными потерями, чем в электрических системах.
- **Чувствительность к условиям эксплуатации:** Характеристики гидропривода зависят от температуры рабочей жидкости.
- **Снижение эффективности:** КПД снижается из-за внутренних и внешних утечек рабочей жидкости, которые увеличиваются по мере износа оборудования.

3.2.Устройство и рабочий процесс гидромуфты

История. Создание первых гидродинамических передач связано с развитием в конце XIX века судостроения. В то время в морском флоте стали применять быстроходные *паровые* турбины, что вызвало необходимость понижения оборотов вала до скорости вращения гребного винта в пределах 200—300 об/мин или ниже — на крупногабаритных судах, так как наиболее высокий КПД гребных винтов проявляется именно в этих пределах. Кроме этого, высокие обороты вызывают кавитацию на лопастях и большие нагрузки. Это потребовало применения дополнительных механизмов. Поскольку технологии в то время не позволяли изготавливать высокооборотистые шестерённые передачи, то потребовалось создание принципиально новых передач.

Первым таким устройством с относительно высоким *КПД* явился изобретённый немецким профессором *Г.Фётингером гидравли-ческий трансформатор* (патент 1902 года), представлявший собой объединённые в одном корпусе насос, турбину и неподвижный реактор. Однако первая применённая на практике конструкция гидродинамической передачи была создана в *1908 году* и имела КПД около 83 %.

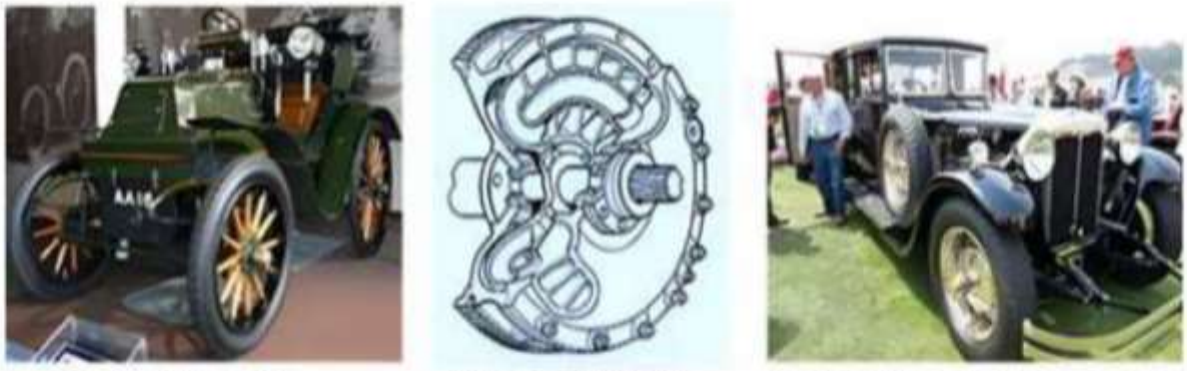


Рис. 3.4. Автомобили фирмы Даймлер (гидромуфт в разрезе, 1930-е годы)

Позднее гидродинамические передачи нашли применение в автомобилях. Они повышали плавность трогания с места. В 1930 году Гарольд Синклер (*англ. Harold Sinclair*), работая в компании *Даймлер*, разработал для

автобусов трансмиссию, включающую гидромуфту и *планетарную передачу*. В 1930-х годах производились первые дизельные локомотивы, использовавшие гидромуфты.

В СССР первая гидравлическая муфта была создана в 1929 году.

В объемных гидропередачах используют энергию давления жидкости, в гидродинамических – кинетическую энергию жидкости (скоростной напор).

Гидродинамическая передача называют совокупность механизмов и систем, передающих механическую энергию от двигателя к потребителю посредством потока жидкости.

Гидродинамические передачи, как правило, состоят из двух частей: насосной и турбинной .

В насосной части механическая энергия преобразуется в энергию потока жидкости (динамический напор). В турбинной части гидравлическая энергия потока жидкости снова превращается в механическую.

В гидродинамических передачах устанавливают лопастные гидромашины (рис. 3.5).

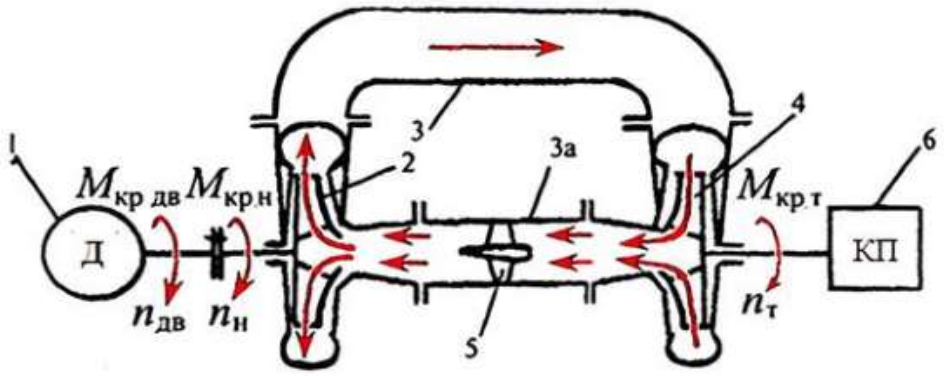


Рис. 3.5. Принципиальная схема гидродинамической передачи

Гидродинамические передачи на мобильной технике используют как составляющую трансмиссии, устанавливаемую между валом двигателя внутреннего сгорания 1 и входным валом коробки смены передач 6. Рабочая жидкость подается лопастным насосом 2 нагнетательным трубопроводом 3 к лопастной турбине 4 и, пройдя через *нее* к насосу 2. В всасывающем трубопроводе 3 *а* может быть установлен направляющий аппарат 5, благодаря

взаимодействию потока жидкости с его лопатками позволяет изменять величину крутящего момента на валу турбины $M_{КР.Т}$ по сравнению с величиной момента на насосе $M_{КР.Н}$. За счет больших потерь энергии на преодоление сил трения в неподвижных корпусах насоса 2 и турбины 4, а также в трубопроводах 3 и 3, *а* максимальный КПД гидродинамической передачи, выполненной по схеме (рис. 3.5), находится в пределах $\eta = 0,5...0,65$.

Немецкий учёный Феттингер предложил ликвидировать трубопроводы и расположить насос 2, направляющий аппарат и турбину 4 в одном вращательном кожухе, и назвал этот гидродинамический передатчик гидротрансформатором. При этом максимальный КПД гидротрансформатора достигает $\eta_{ГТР} = 0,9...0,92$.

Если в гидродинамическом передатчике выключить направляющий аппарат, то образуется гидромуфта, максимальный КПД которой равен $\eta_{ГМ} = 0,97... 0,98$, а крутящий момент на ее вторичном валу равен крутящему моменту на первичном.

Классификация гидродинамических передач:

• *гидродинамические муфты (гидромуфты)* , передающие мощность, не изменяя крутящего момента, но изменяющие частоту вращения выходного звена;

• *гидродинамические трансформаторы (гидротрансформаторы)* , способные изменять при передаче мощности величину, а иногда и знак крутящего момента и частоту вращения выходного звена.

Строение и принцип работы.

Гидромуфты и *гидротрансформаторы* состоят из расположенных в общем корпусе лопастных колес: насосного (приводного) двигателя, соединенного с входным *валом* и турбинного, соединенного с выходным валом. Лопасти рабочих колес прикреплены кторовидным направляющим поверхностям. Поверхности образуют рабочую полость гидропередачи, в

которой движется поток жидкости (чаще всего маловязкого минерального *масла*), обтекающего лопасти колес.

Насосное колесо получает энергию от двигателя и с помощью своих лопастей передает потоку жидкости. Поток обтекает лопасти турбинного колеса, приводит его в действие и отдает при этом энергию, используемую на выходном валу, для преодоления сопротивления приводной машины (потребителя). Гидропередачи способны ограничивать момент нагружающего двигатель сопротивления и сглаживать пульсации этого момента при пульсации сопротивления потребителя. Этим они предохраняют двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность.

Гидропередачи устраняют также перегрузку двигателей при запуске при разгоне приводных объектов с большой инерционностью, благодаря чему отпадает необходимость завышения установленной мощности двигателей для обеспечения разгона.



Рис. 3.6. Гидродинамические передачи: а – гидротрансформатор; б – гидромуфта; 1 – рабочее колесо насоса, установленное на ведущем валу; – рабочее колесо гидротурбины, установленное на ведомом валу;3 – неподвижный направляющий аппарат – реактор

Гидротрансформаторы, кроме того, обеспечивают бесступенчатое изменение передаваемого крутящего момента в зависимости от изменения частоты вращения выходного вала. При росте сопротивления потребителя и, следовательно, при снижении частоты вращения выходного вала передаточное число увеличивается. При этом улучшается использование

мощности двигателей, повышается производительность машин, устраняется необходимость в зубчатых коробках передач, требующих переключения. Все указанные функции гидропередачи выполняются автоматически. На оптимальных режимах работы *КПД* гидропередач достигает высоких значений 85–98%, что незначительно меньше КПД механических передач.

Несмотря на это и на некоторое усложнение трансмиссий, перечисленные качества обусловили распространение гидропередач в дорожных, строительных и транспортных машинах, работающих в особо тяжелых условиях.

Гидромуфта (рис. 3.7) состоит из насосного 1 и турбинного колес 2, которые размещены в общем корпусе 3, заполненном рабочей жидкостью. Насосное колесо размещено на валу, соединенном с двигателем, а турбинное – на ведомом валу гидромуфты. Между валами гидромуфты отсутствует жесткая кинематическая связь, мощность передается только рабочей жидкостью. Оба колеса имеют прямые радиальные лопасти, между наружной и внутренней частями колес образуют криволинейные каналы.

Жидкость циркулирует по каналам в направлении, указанном стрелками. Криволинейные каналы насосного и турбинного колеса образуют круг циркуляции рабочей жидкости. Внутренние части колес образуют внутреннее кольцо гидромуфты 4, которое называют тором. Наибольший диаметр круга циркуляции – это активный диаметр гидромуфты.

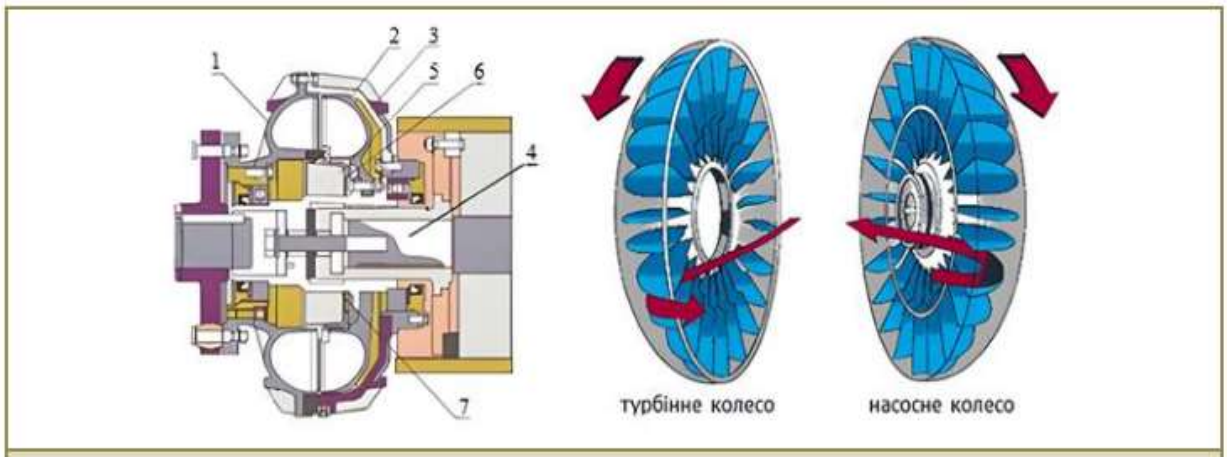


Рис. 3.7. Схема гидромуфты:1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – корпус; 4 – вал

турбины; 5 – камера;6 – крышка; 7 – кольцевой вход

Рассмотрим работу гидромуфты во время трогания машины (рис. 3.8). Когда машина стоит, турбинное колесо 4 не вращается. Во время работы двигателя насосное колесо 2 вращается и находящаяся между лопастями жидкость также начинает вращаться. Под действием центробежных сил жидкость двигается лопастями от центра к периферии и увеличивает свою скорость, то есть она набирает необходимый запас энергии. С насосного колеса жидкость с большой скоростью подводится к лопастям турбинного колеса. Подвижная жидкость, ударяясь в лопасти неподвижного турбинного колеса, изменяет свое направление и уменьшает скорость, в результате чего сила давления потока создает крутящий момент, который начинает вращать турбинное колесо в том же направлении, что и насосное. Жидкость при этом из турбинного колеса возвращается в насосное и цикл работы жидкости повторяется .

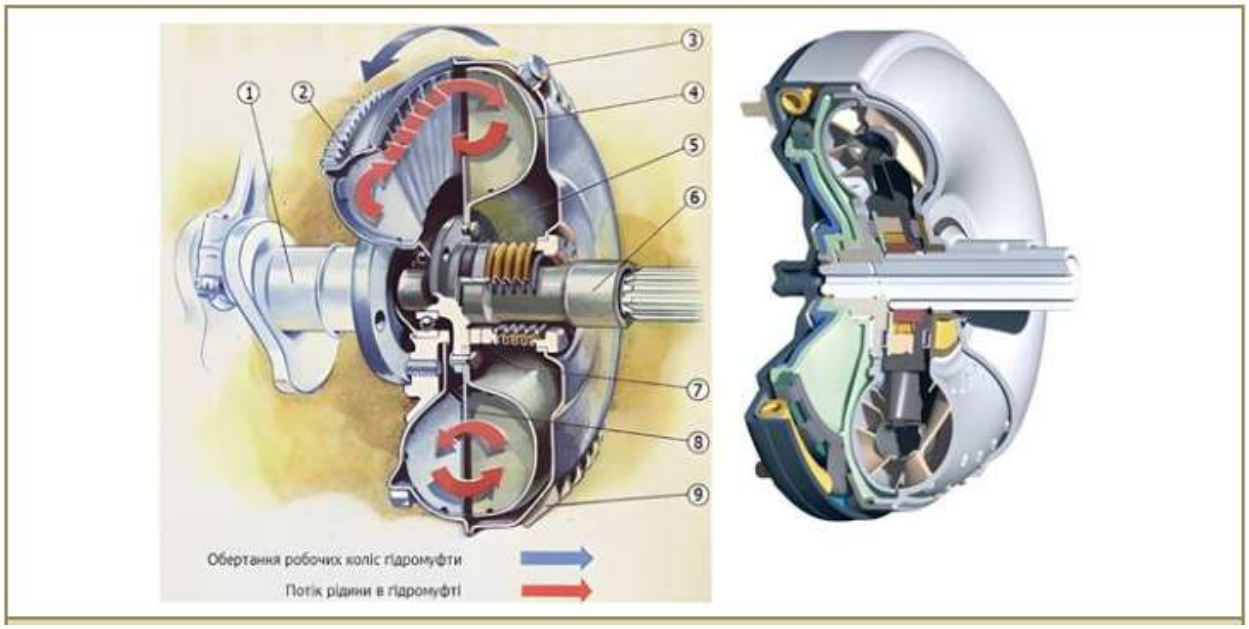


Рис. 3.8. Гидромуфта мобильной машины:1 – коленчатый вал двигателя; 2 – насосное колесо; 3 – заливная пробка; 4 – турбинное колесо; 5 – дополнительная полость; 6 – ведомый вал; 7 – торцевое уплотнение;8 – порог; 9 – ребра для воздушного охлаждения

С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя 1 возрастают центробежная сила жидкости в насосном колесе и скоростное

давление жидкости, что приводит к повышению давления потока жидкости на лопасти турбинного колеса, а соответственно и к увеличению крутящего момента на нем.

Когда момент на турбинном колесе превысит момент сопротивления движению, машина сдвинется с места и начнет разгоняться.

С началом движения турбинного колеса в циркулирующей жидкости между его лопастями возникает центробежная сила, которая противодействует движению жидкости, создаваемому насосным колесом. Как результат, расход жидкости в цепи циркуляции и ее скоростное давление уменьшаются, что приводит к уменьшению момента на турбинном колесе.

Это изменение будет происходить, пока момент на турбинном колесе не сравнится с моментом сопротивления машины. Следовательно, изменение нагрузки на валу 6 турбинного колеса (уменьшение или увеличение) немедленно повлечет за собой изменение скорости турбинного колеса, а это приведет к изменению циркуляции жидкости и момента на турбинном колесе в соответствии с величиной момента сопротивления движению машины. Следовательно, гидромуфта является автоматической передачей.

Обязательным условием передачи крутящего момента гидромуфты является циркуляция в ней рабочей жидкости. Циркуляция происходит, пока есть разница в скоростях вращения насосного и турбинного колеса, поэтому при нормальных условиях работы гидромуфты турбинное колесо вращается всегда медленнее, чем насосное.

Уравнение моментов для гидромуфты имеет вид:

$$M_2 \approx M_1 , \qquad (3.7)$$

Знак приблизительного равенства в этом случае применяется в связи с тем, что у большинства гидромуфт ведущая часть является внешней оболочкой, отделяющей рабочее пространство от окружающей среды, а в большинстве гидромуфт она вращается. В этом случае необходимо учитывать величину крутящего момента, создаваемую *трением* наружной поверхности гидромуфты в атмосфере. Тогда приблизительное равенство

уточняется:

$$M_2 + M_{опр} = M_1 \text{ ,} \qquad (3.8)$$

где $M_{опр}$ – крутящий момент от сопротивления наружной части муфты по воздуху, Нм.

Отношение мощности ведомого вала к мощности ведущего определяет *КПД* гидропередачи:

$$\eta = N_2 / N_1 \text{ ,} \qquad (3.9)$$

В результате равенства моментов ведущего и ведомого валов гидромуфты ее КПД примерно выражается равенством:

$$\eta \approx n_2 / n_1 \text{ ,} \qquad (3.10)$$

где n_1 и n_2 – числа оборотов в минуту ведомого и ведущего валов.

Практически значение *КПД* гидромуфты мало отличается от определенного по формуле, так как величина $M_{опр}$ не превышает 2% от M_2. Если к ведущему валу подсоединяется устройство для заполнения рабочего пространства гидромуфты жидкостью, эта величина доходит до 3% от M_2. Это означает, что гидромуфты имеют полную зависимость от ведущего режима ведущего вала.

Преимущества и недостатки гидромуфт. По сравнению с *фрикционными сцеплениями* гидромуфта имеет следующие основные преимущества **:**

• резко снижает динамические нагрузки, передаваемые от двигателя и от ходовой части;

• обеспечивает плавность трогания и разгон машины с места, непрерывное изменение скорости от нуля до максимума на каждой передаче, плавное (без рывков) увеличение нагрузки на ведущих колесах при малой скорости вращения, что повышает проходимость машины.

Недостатками гидромуфты являются:

• постоянная потеря мощности при передаче крутящего момента двигателя, а следовательно, перерасход топлива (на 2–5%);

• необходимость применения в качестве рабочей жидкости специальных

масел, маловязких и с низкой температурой застывания;

• невозможность полного отсоединения двигателя от ведущих колес, что необходимо при переключении передатчиков в коробках передач с движущимися шестернями, и невозможность торможения машины на стоянке включением передатчика.

3.2. 1. Основные параметры гидромуфт.

При изменении момента на турбинном колесе на ту же величину изменится и момент насосного колеса. Наибольший момент будет получен гидромуфтой при неподвижном турбинном колесе.

Для гидромуфт, работающих в установившемся режиме, справедливо равенство

$$M_н - M_т - M_т = 0 \qquad (3.11)$$

где $M_н$— момент вращения вала насоса;

$M_т$ — момент вращения вала турбины;

$M_т$ — момент вентиляционных и механических потерь.

Обычно значением $M_т$ пренебрегают и поэтому для гидромуфты

$$M_н = M_т \qquad (3.12)$$

Из приведенного выражения определяется коэффициент полезного действия гидромуфты

$$\eta = \frac{N_т}{N_н} = \frac{M_т \cdot n_т}{M_н \cdot n_н} = \frac{n_т}{n_н} = i \qquad (3.13)$$

где $N_н$ и $N_т$ - мощность насосного и турбинного колес;

$$i = \frac{n_т}{n_н} \qquad (3.14)$$

i - передаточное отношение гидромуфты.

Значение КПД связано со скольжением гидромуфты зависимостью

$$s = \frac{n_н - n_т}{n_н} = 1 - \frac{n_т}{n_н} = 1 - \eta \qquad (3.15)$$

Скольжение гидромуфты зависит не только от нагрузки, но и от степени заполнения рабочей полости жидкостью. Для полностью заполненной гидромуфты номинальное скольжение составляет 0,03...0,05, при этом скорость ведомого вала гидромуфты достигнет максимального значения, равного

$$n_t = s \cdot n_n = (0{,}95...0{,}97) \cdot n_n$$

Более высокой скорости вращения ведомого вала гидромуфты практически достигнуть нельзя из-за вентиляционных, механических и других потерь в гидромуфте.

Крутящий момент, передаваемый гидромуфтой при номинальном скольжении, называется *расчетным* или *номинальным* моментом.

Так как направление движения жидкости в полости турбинного колеса противоположно действию центробежных сил этого колеса, гидромуфты, максимальное значение передаваемого момента достигает 5 . . .7 кратного значения номинального момента. Потери мощности в результате скольжения гидромуфты

$$\Delta N = N_n(1-\eta) = N_n \cdot s \qquad (3.16)$$

Эти потери расходуются на нагрев рабочей жидкости, поэтому работа гидромуфты при большом скольжении невозможна.

Для определения передаваемого гидромуфтой момента в зависимости от характеристики циркулирующего в ней потока жидкости рассмотрим работу насосного колеса гидромуфты (рис. 3.9).

При вращении насосного колеса каждая частица жидкости совершает сложное движение, перемещаясь в радиальной и меридиональной (плоскости, проходящей через ось гидромуфты) плоскостях.

В радиальной плоскости жидкость перемещается вдоль лопаток с относительной скоростью ω вращается вместе с колесом с переносной окружной скоростью u, зависящей от угловой скорости вращения и расстояния

от центра вращения. Абсолютная скорость v движения частицы жидкости определяется геометрическим сложением скоростей ω и u.

Скорость жидкости в меридиональной плоскости c_m определяется как проекция абсолютной скорости v на направление радиуса колеса, и поэтому форма графиков скоростей потока до и после колеса определяется взаимодействием потока и лопаток колеса.

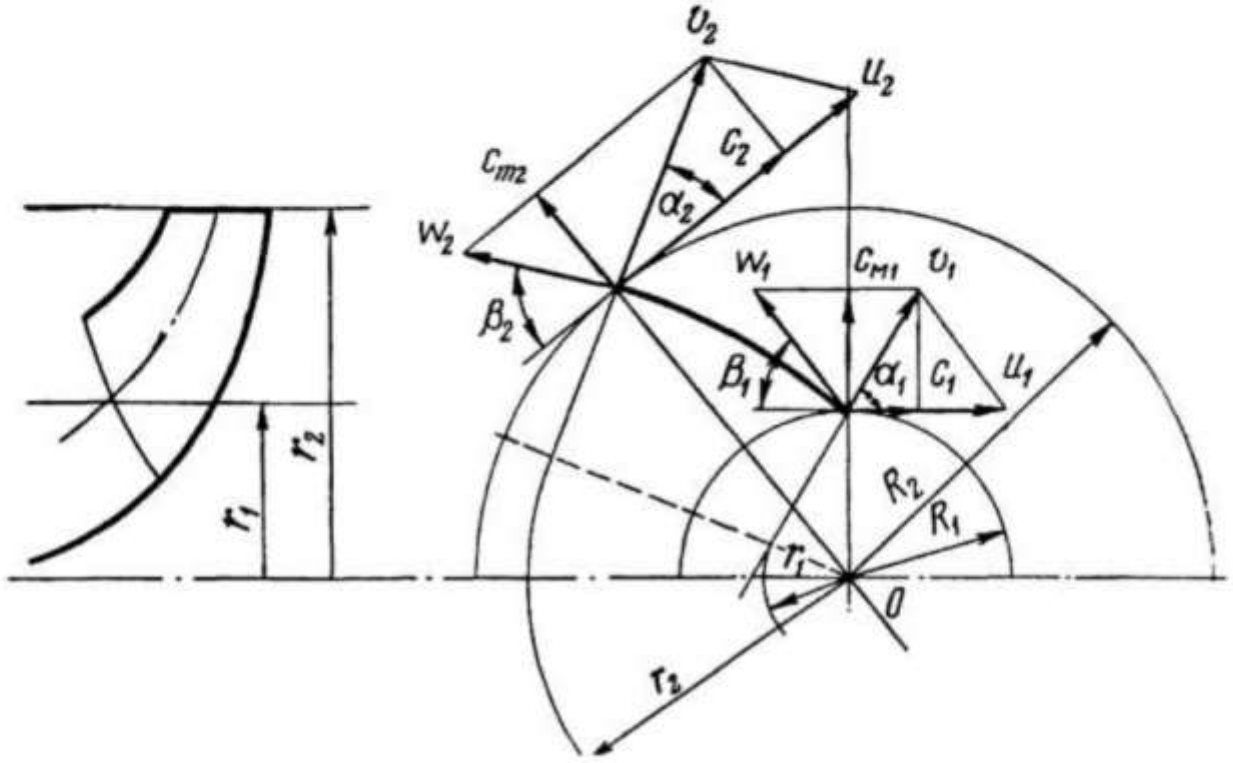


Рис. 3.9. Диаграмма скоростей жидкости в рабочем колесе гидродинамической передачи

По закону моментов количества движения крутящий момент, необходимый для вращения насосного колеса, равен разности моментов количества движения на выходе и входе рабочего колеса. Если предположить, что колесо насоса имеет бесконечно большое число тонких лопаток (при конечном числе лопаток поток отклоняется от направления лопатки).

Момент количества движения суммы отдельных струек рабочей жидкости относительно оси вращения колеса при входе жидкости $M_{вх}$ и выходе $M_{вых}$ из колеса будет

$$M_{вх} = Q\rho v_1 r_1; \qquad (3.17)$$

$$M_{вых} = Q\rho v_2 r_2, \qquad (3.18)$$

где - $Q\rho v_1$ - количество движения жидкости на входе в колесо;

-$Q\rho v_2$ то же на выходе из колеса;

- Q - расход жидкости через колесо;

- v_1 и v_2 - абсолютные скорости потока при входе в колесо и выходе из него;

r_1 и r_2 — радиусы входа и выхода потока.

Радиусом входа лопатки называется расстояние от оси ее вращения до точки пересечения средней линии профиля лопатки с входной ее кромкой. Расстояние от оси вращения лопатки до точки пересечения средней линии ее профиля с выходной кромкой называется радиусом выхода лопатки.

Имея в виду, что $v\ cos\alpha = c$ окружная составляющая абсолютной скорости, можно получить выражение для момента насосного колеса

$$M_н = M_{вых} - M_{вх} = Q\rho(c_{2н}r_{2н} - c_{1н}r_{1н}), \quad (3.19)$$

где ρ — плотность рабочей жидкости.

Аналогично получим для турбинного колеса (рис. 3.10)

$$M=Q\rho(u_{2т}r_{2т} - u_{1т}r_{1т}). \quad (3.20)$$

Для гидромуфт обычно принимают радиальные лопатки и поэтому, имея в виду, что $M_н=M_т = M$, получим

$$M=Q\rho(u_{2н}r_{2н} - u_{1н}r_{1н}) \quad (3.21)$$

Учитывая, что $u = \omega r$, получим формулу момента в виде:

$$M = Q\rho\omega_н r_2^2(1 - \alpha i), \quad (3.22)$$

где

$$\alpha = \frac{r_1^2}{r_2^2} \quad (3.23)$$

Для полностью заполненной гидромуфты значения r_1 и r_2 можно определить из рис. 3.9. как:

$$r_1 = \frac{1}{2}\sqrt{R_2^2 - 3R_1^2}, \quad (3.24)$$

$$r_2 = \frac{1}{2}\sqrt{3R_2^2 - R_1^2} \qquad (3.25)$$

Расход в круге циркуляции зависит от площади сечения потока F и его меридиональной скорости c_m, т. е.

$$Q = c_м \cdot F . \qquad (3.26)$$

Площадь потока

$$F = \frac{V}{l},$$

где V — объем жидкости в рабочей полости гидромуфты; l - длина средней струи.

Длина l величина переменная, изменяющаяся пропорционально скольжению гидромуфты.

Определение меридиональной скорости представляет значительные трудности. Выражение для определения этой скорости может быть получено из уравнения баланса энергии гидромуфты. Для практических расчетов можно пользоваться выражением

$$c_м = \mu \omega_н r_2 \sqrt{(1-i^2)(1-\alpha)}, \qquad (3.27)$$

где μ — коэффициент, учитывающий гидравлические потери и потери на удар в гидромуфте.

Гидравлические потери в гидромуфте возникают при циркуляции жидкости и связаны с характером ее движения в межлопаточных каналах рабочих колес. Лопатки насосного и турбинного колес гидромуфты вследствие разности угловых скоростей непрерывно меняют свое относительное положение. Это вызывает завихрение потока и непрерывное изменение его структуры в межлопаточных каналах, на которые затрачивается энергия приводного двигателя гидромуфты.

Для уменьшения гидравлических потерь число лопаток к гидромуфте выбирается четным и относительно большим (обычно от 26 до 32). Это сужает

канал между лопатками и препятствует образованию встречных потоков жидкости.

Принимая во внимание, что

$$u_{2i} = u_{1n}\frac{n_i}{n_n} = u_{1n}\cdot i \ ,$$

уравнение передаваемого гидромуфтой момента удобнее записать в виде

$$M = F\rho\, c_u(u_2 r_2 - u_1 r_1 i) \ . \qquad (3.28)$$

Из общих законов гидродинамики, устанавливающих взаимосвязь между параметрами потока и геометрией рабочей полости гидромуфты, можно получить зависимости расхода Q в круге циркуляции, момента M и мощности Nот скорости вращения насосного колеса и основного параметра гидромуфты D в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned} Q &\equiv n_n \\ H &\equiv n_n^2 \\ M \equiv Qn &\equiv H \equiv n_n^2 \\ N &\equiv QH \equiv n_n^3 \end{aligned}\right\} \qquad (3.29)$$

Так как окружная скорость потока пропорциональна диаметру рабочего колеса гидромуфты ($u = \omega r$) и $M = Q$ и r, получим:

$$\left.\begin{aligned} H &\equiv D^2 \\ Q &\equiv D^3 \\ M &\equiv D^5 \\ N \equiv QH &\equiv D^5 \end{aligned}\right\} \qquad (3.30)$$

В общем случае приведенные зависимости будут иметь вид

$$M = An^2D^5 \ ; \qquad (3.31)$$

$$N = Bn^3D^5 \ , \qquad (3.32)$$

где A и B — коэффициенты момента и мощности, зависящие от конструкции гидромуфты, свойств рабочей жидкости и т д.

Расчет конструктивных размеров гидромуфты представляет значительные трудности. Поэтому к проектированию гидромуфт прибегают в

тех случаях, когда нужен совершенно новый образец, принципиальным образом отличающийся от уже известных. При этом, как правило, требуемые показатели гидромуфты получают в результате последующей опытной доводки.

В остальных случаях при расчете гидромуфты пользуются методом подобия. Если имеется готовая отработанная гидромуфта, удовлетворяющая заданным условиям, но рассчитанная для другой мощности, го при расчете она принимается за модель. Для расчета в этом случае используются формулы (3.31) и (3.32).

Как видно из формулы (3.31), при увеличении скорости вращения вала насоса, например в два раза, крутящий момент гидромуфты увеличится в четыре раза, а мощность в восемь раз, а при изменении диаметра рабочих колес в два раза крутящий момент и мощность изменятся в 32 раза.

Из формулы (3.32) активный диаметр гидромуфты будет равен

$$D = \sqrt[5]{\frac{M}{n_н^2 A}} \,. \qquad (3.33)$$

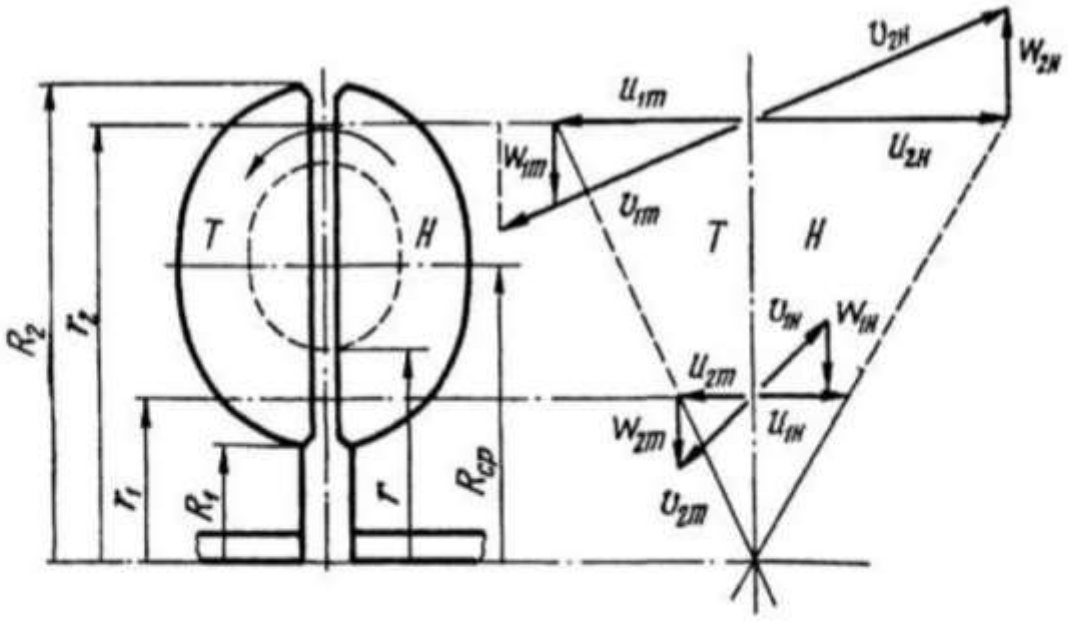


Рис. 3.10. Диаграмма скоростей жидкости в круге циркуляции гидромуфты

Для определения диаметра новой гидромуфты по приведенной формуле необходимо определить значение крутящего момента М и скорости вращения

пп при максимальной мощности двигателя, с которым будет работать гидромуфта. Коэффициент А определяют из (3.31), для чего подставляют в эту формулу значение М отработанной гидромуфты, а также при максимальной мощности двигателя, с которым она работала.

3.2.3.Характеристики гидромуфт

Характеристики гидромуфты представляют собой графические или аналитические зависимости, отражающие взаимосвязь между основными параметрами ее работы при различных условиях. Эти характеристики определяются как для полностью заполненных гидромуфт (90-94% от геометрического объема рабочей жидкостью при температуре окружающей среды), так и для частично заполненных. Различают внешние, приведенные и универсальные типы характеристик гидромуфт.

3.3.1. Внешняя характеристика гидромуфты

Внешняя характеристика гидромуфты, как уже говорилось, представляет собой графическое отображение зависимости крутящего момента (М), мощности (N) и коэффициента полезного действия (КПД, η) от скорости вращения турбинного колеса (nt), при условии, что скорость вращения насосного колеса остается постоянной (см. рис. 3.11).

Зависимость M = f(nt) обычно строится для максимальной расчетной скорости вращения приводного вала. Для экспериментального определения этой характеристики, турбинное колесо (ведомый вал) гидромуфты нагружается тормозом, в то время как ведущий вал вращается с постоянной скоростью. Изменяя нагрузку, получают различные значения скорости вращения турбинного колеса (nt) и соответствующего крутящего момента (М), передаваемого гидромуфтой. Максимальное значение крутящего момента достигается при полной остановке ведомого вала.

Кривая мощности насосного колеса имеет ту же форму, что и кривая крутящего момента (М), но отличается масштабом.

КПД гидромуфты при постоянной скорости вращения насосного колеса определяется уравнением (3.4).

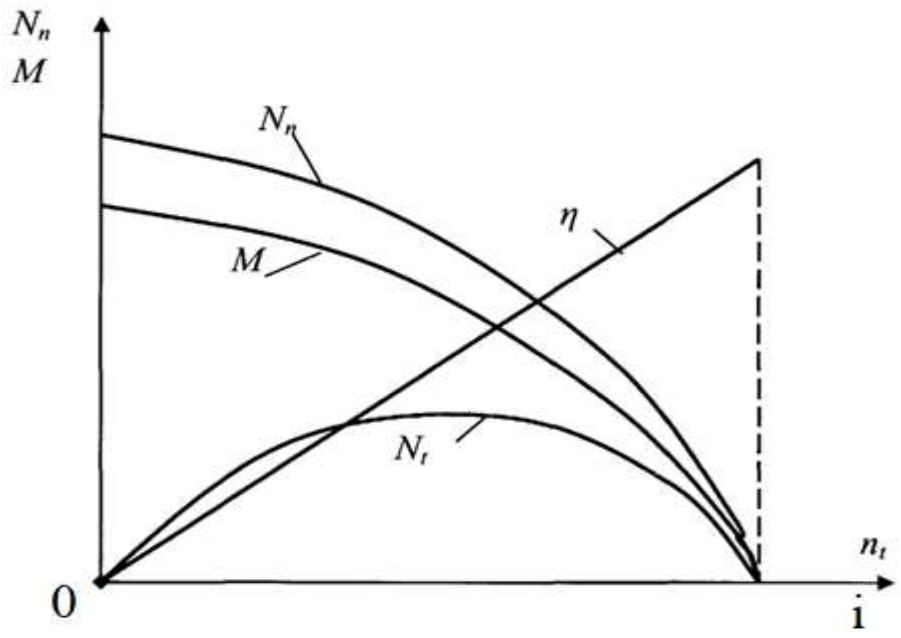


Рис. 3.11. Внешняя характеристика гидромуфты

изменяться по прямой линии. Практически при малых значениях момента КПД гидромуфты не достигает единицы, а уже при значении 0,98…0,99 резко снижается до нуля вследствие потерь на трение в гидромуфте.

3.3.2. Приведённая характеристика гидромуфты

Характеристика гидромуфты (рис. 3.12) показывает, как коэффициент момента (A) изменяется в зависимости от скольжения (s) или передаточного отношения (i) гидромуфты.

Если упростить уравнение (3.31), приняв диаметр гидромуфты (D) равным 1 метру, а скорость вращения насосного колеса (nn) – 1 обороту в минуту, и предположить, что свойства рабочей жидкости не меняются, то коэффициент момента (A) будет численно равен моменту (M), передаваемому гидромуфтой. Это означает, что коэффициент момента (A) представляет собой момент, который передает гидромуфта, имеющая аналогичную геометрию, при условии, что ее диаметр и скорость вращения насосного колеса равны единице.

Коэффициент момента (A) можно рассчитать для конкретного режима работы, используя уравнение (3.31). Для этого необходимо подставить в уравнение диаметр (D) используемой гидромуфты, а также значения момента

(M) и скорости вращения насосного колеса (nn) при максимальной мощности двигателя, с которым она работает.

Кроме того, коэффициент момента можно определить экспериментально. Для этого на испытательном стенде измеряют момент (M), передаваемый гидромуфтой, при постоянной скорости вращения насосного колеса и изменяющейся скорости вращения турбинного колеса. Затем, зная диаметр (D), скорость вращения насосного колеса (nn) и измеренный момент (M), вычисляют коэффициент (A) по уравнению (3.31).

Коэффициент момента (A) позволяет сравнивать разные гидромуфты. При одинаковых условиях, гидромуфта с более высоким значением коэффициента A будет иметь меньшие размеры. Используя характеристику гидромуфты (рис. 3.12), можно определить ее рабочие параметры, если известны ее активный диаметр, скорость вращения ведущего вала и плотность рабочей жидкости.

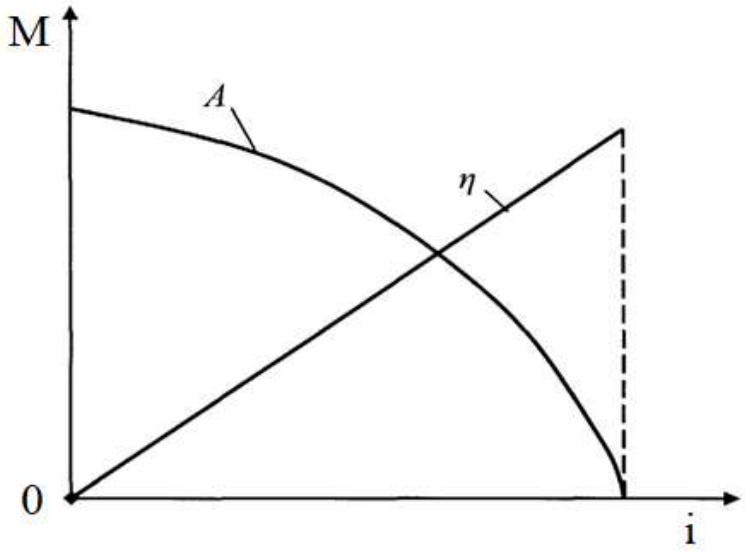


Рис. 3.12. Приведенная характеристика гидромуфты

По имеющейся приведенной характеристике можно построить внешнюю характеристику гидромуфты $M = f(n_n)$. Для этого выбирают какое-либо значение $n_n = const$ и пользуются уравнением (3.31), которое для принятых условий будет иметь вид:

$$M = A = const \qquad (3.34)$$

Задаваясь рядом значений $n_t = n_n \bullet i$ находятпо графику (рис. 3.12) значение $A = f(i)$, которое подставляют в уравнение (3.31) и получают таким образом кривую $M = f(n_t)$ при выбранном значении $n_n = const$.

3.3.3. Универсальная характеристика гидромуфты

Универсальная характеристика гидромуфты представляет собой графическое отображение зависимости крутящего момента, передаваемого гидромуфтой, от скорости вращения турбинного колеса при различных фиксированных значениях скорости вращения насосного колеса. Она позволяет оценить влияние скорости вращения ведущего вала на передаточные характеристики гидромуфты.

Для построения универсальной характеристики необходимо экспериментально определить зависимость крутящего момента насосного колеса (Mn), равного крутящему моменту турбинного колеса (Mt), от скорости вращения турбинного колеса (nt). Это достигается путем измерения крутящего момента (M) гидромуфты на испытательном стенде при различных значениях nt, поддерживая постоянными несколько значений скорости насоса (nn), начиная с максимальной (nn = 100%). (см. рис. 3.6).

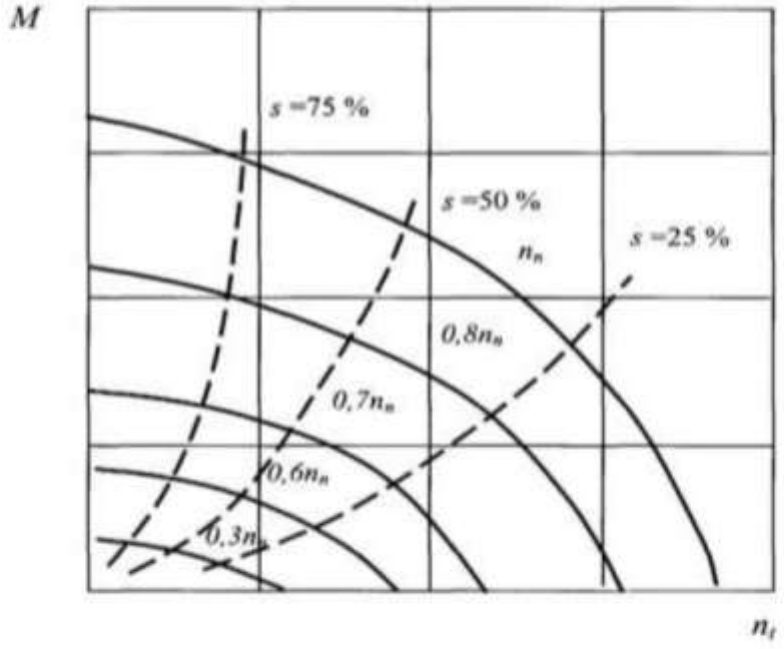


Рис. 3.13. Универсальная характеристика гидромуфты

Универсальная характеристика гидромуфты содержит линии, представляющие собой геометрическое место точек с идентичными значениями КПД или скольжения. Кривые моментов, соответствующие постоянным значениям КПД, строятся путем выбора на каждой кривой момента точек, соответствующих заданному передаточному отношению, и их последующего соединения (см. рис. 3.13). Эти кривые демонстрируют, что при работе гидромуфты с моментом, изменяющимся в соответствии с этими кривыми, обеспечивается стабильность КПД и скольжения. Кривые моментов при постоянном КПД имеют параболическую форму с вершиной в начале координат. Уравнение этих кривых выводится из уравнения (3.31) путем замены скорости ведомого вала на выражение $n_n = 1/i \; n_t$.

$$M = Kn_t^2 \quad , \qquad (3.35)$$

где

$$K = AD^5 \frac{1}{i} = const.$$

3.3.4. Характеристика гифомуфты при переменном заполнении

В гидромуфте, когда она полностью заполнена рабочей жидкостью, циркуляция потока жидкости внутри определяется исключительно конструкцией рабочих колес и не меняется в зависимости от скольжения. Однако, при частичном заполнении, форма этого потока становится зависимой от величины скольжения. Это приводит к нестабильности работы гидромуфты, проявляющейся в резких колебаниях передаваемого крутящего момента. Как правило, такое явление наблюдается при заполнении гидромуфты менее чем на 60% (см. рис. 3.14).

Для стабилизации потока жидкости и улучшения характеристик гидромуфты используются различные конструктивные элементы, такие как пороги и торы.

Порог представляет собой тонкую шайбу, частично перекрывающую каналы между рабочими колесами на выходе из турбины (см. рис. 3.15). При

низком уровне заполнения гидромуфты, когда скольжение велико и турбинное колесо вращается медленно, поток жидкости смещается к центру циркуляционного контура. Ударяясь о порог, поток принудительно направляется по узкому каналу, что способствует его формированию.

В режиме работы с малым скольжением, когда скорости насосного и турбинного колес близки, циркулирующий поток смещается к периферии. Правильно подобранные размеры порога позволяют уменьшить колебания крутящего момента, передаваемого гидромуфтой.

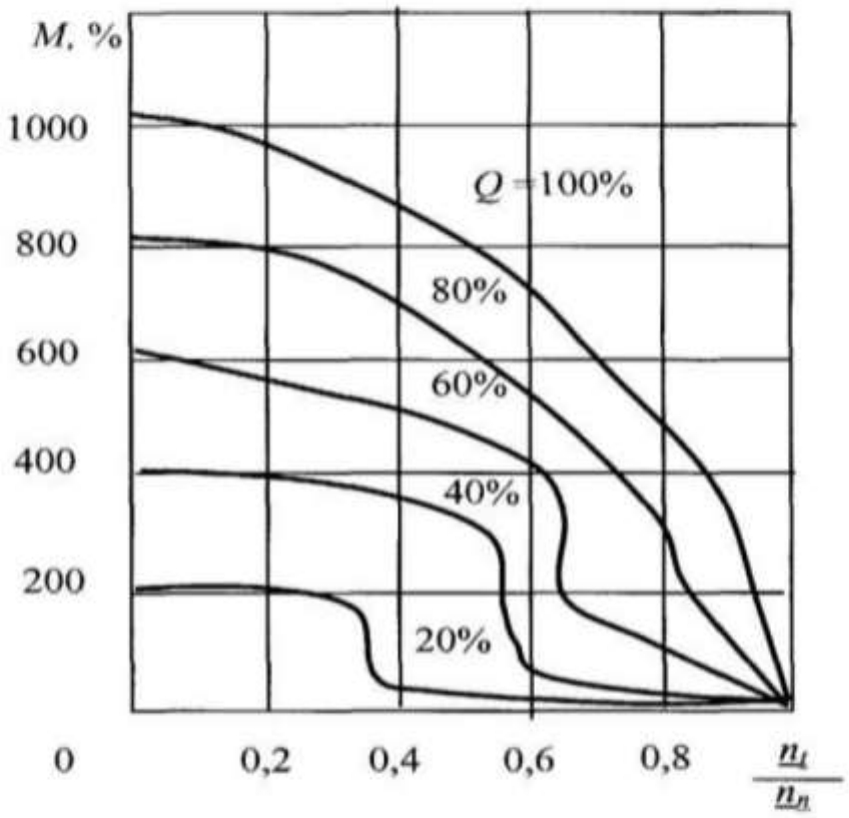


Рис.3.14. Характеристика гидромуфты при различном заполнении

Величина порога должна быть такой, чтобы при изменении структуры потока разница радиусов входа жидкости на насосное колесо была минимальной. В этом случае потери от действия порога будуг возникать только при больших и средних скольжениях.

При наличии порога коэффициент мощности гидромуфт при маусимальном наполнении и номинальном скольжении примерно такой же, как у гидромуфт с направляющим устройством, поэтому их рабочий диаметр на 10% больше диаметра обычных гидромуфтой той же мощности.

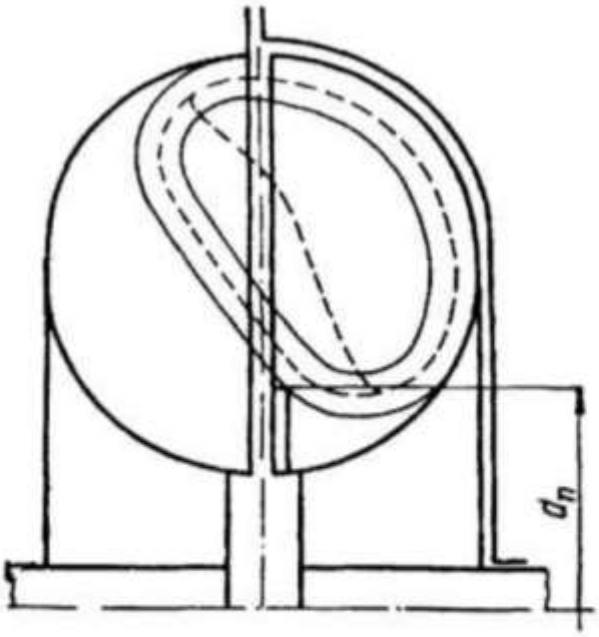


Рис. 3.15. Схема гидромуфты с порогом

Наличие порога в гидромуфте, работающей с неполным заполнением, позволяет снизить колебания передаваемого крутящего момента. Именно поэтому современные гидромуфты с регулируемым наполнением всегда оснащаются порогом. Оптимальное соотношение диаметра порога (dп) к активному диаметру турбинного колеса (D) стандартной конструкции составляет dп/D = 0,55 при использовании минерального масла. В гидромуфтах с тороидальными направляющими это соотношение обычно ниже 0,5.

Объем рабочей жидкости, заливаемой в гидромуфту, подбирается таким образом, чтобы при длительной работе с небольшим проскальзыванием вся жидкость циркулировала над порогом.

Опыт показывает, что при уменьшении объема жидкости переходные процессы, связанные с изменением потока, происходят менее интенсивно, чем в обычных гидромуфтах.

Для оптимизации потока рабочей жидкости внутри гидромуфты используются внутренние и наружные направляющие элементы, называемые торами (см. рис. 3.8). Существуют различные конструкции и формы торов.

3.3.5.Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора

Гидротрансформатор – это гидродинамический бесступенчатый преобразователь крутящего момента (рис. 3.16). В отличие от *гидромуфты* он состоит из трех колес. Насосное колесо 3 через корпус жестко соединено с коленчатым валом двигателя, турбинное колесо 2 соединено с первичным валом коробки передач, а между ними расположен направляющий аппарат – реактор 4. Реактор установлен на полый вал с помощью муфты свободного хода 5. Корпус заполнен рабочей жидкостью.

Для уменьшения потерь энергии, связанных с циркуляцией рабочей жидкости между насосом и турбиной, их колеса и реактор максимально сближены и им предоставлена форма, обеспечивающая непрерывный круг циркуляции жидкости.

В отличие от радиальных прямых лопастей гидромуфты лопасти рабочих колес гидротрансформатора имеют изогнутую форму.

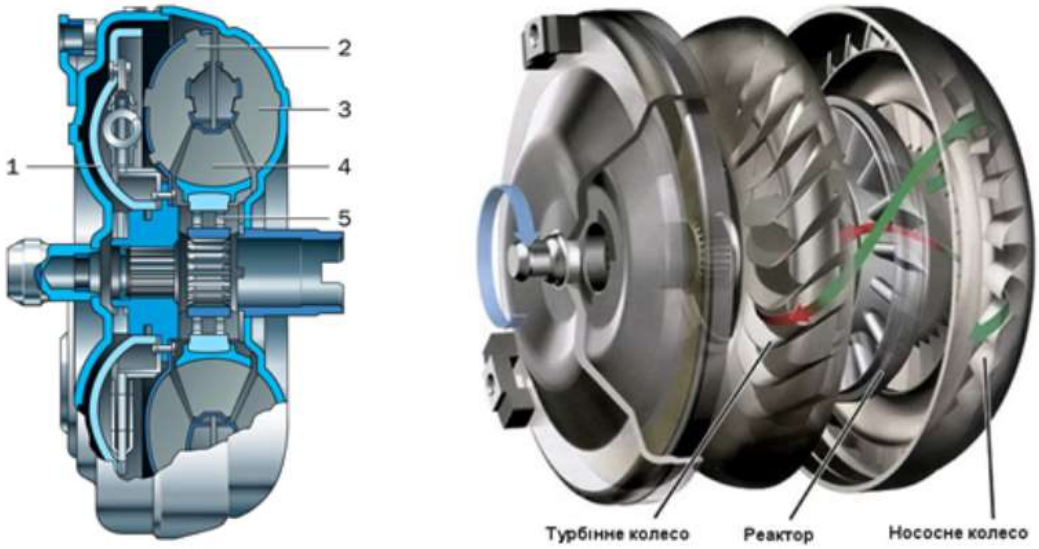


Рис. 3.16. Схема гидротрансформатора**:** 1 – блокировочная муфта; 2 – турбинное колесо; 3 – насосное колесо; 4 – реакторное колесо; 5 – муфта свободного хода

Принципиальная работа *гидротрансформатора* подобна работе гидромуфты, что рассмотрено выше, вала двигателя лопасти насосного колеса захватывают жидкость и заставляют ее перемещаться от внутренних краев к внешним. Под действием центробежной силы жидкость поступает на лопасти

турбинного колеса, заставляя его вращаться вместе с первичным валом коробки передач. круг циркуляции жидкости во внутренней полости рабочих колес.

Если бы гидротрансформатор не имел направляющего аппарата, то жидкость со скоростью, полученной на насосном колесе, поступала бы на турбинное колесо и давила бы на его лопасти с такой же силой, с какой лопасти насосного колеса давят на жидкость, то есть крутящий момент на валу турбинного колеса был бы равен крутящему моменту насосного колеса. Чтобы момент на турбинном колесе был больше, чем на насосном, перед насосным колесом нужно дополнительно увеличить скорость поступающей жидкости на турбинное колесо и изменить направление ее поступления так, чтобы она с большей силой давила на лопасти турбинного колеса. Эту функцию в трансформаторе выполняет направляющий аппарат – неподвижное колесо с лопастями, установленное на пути жидкости в цепи циркуляции. Скорость движения жидкости в направляющем аппарате возрастает вследствие постепенного сужения сечения каналов между его лопастями, а направление движения жидкости изменяется формой профиля лопастей, возвращающих жидкость на определенный угол.

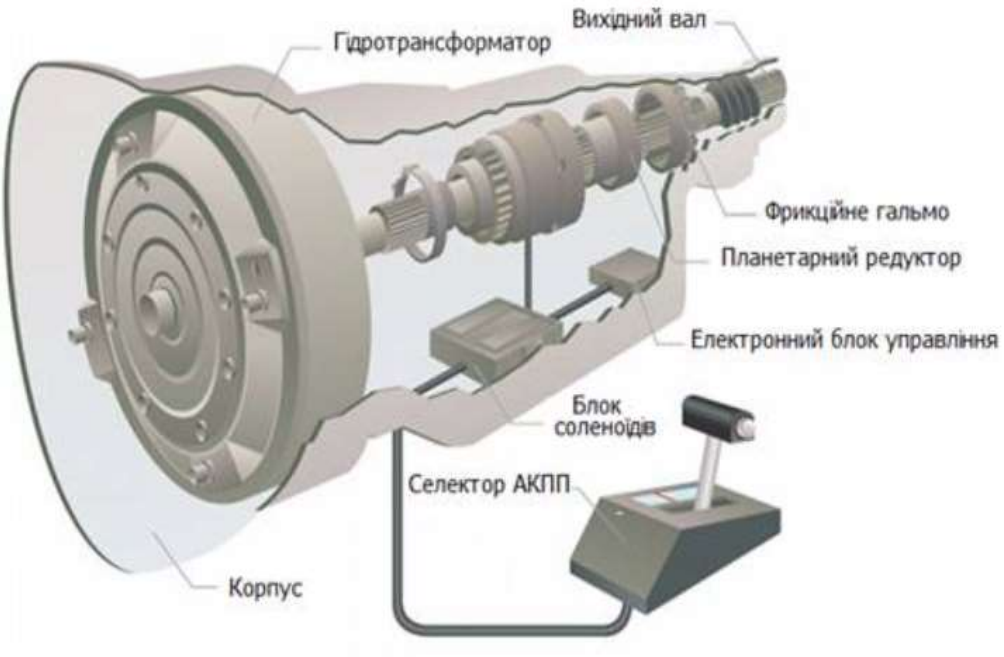


Рис. 3.17. Пример использования гидротрансформатора

В существующих конструкциях гидротрансформаторов на рост момента на турбинном колесе больше влияет изменение направления потока жидкости в направляющем аппарате , чем изменение скорости движения в нем жидкости.

Крутящий момент, воспринимаемый направляющим аппаратом, передается на неподвижный полый вал, который для него является опорой. Вследствие этого момент называется реактивным, а направляющий аппарат – реактивным аппаратом, или реактором. Если направляющий аппарат выполнить без опоры на неподвижный корпус (свободно вращающийся), то крутящий момент не будет трансформироваться (не изменяться) и гидротрансформатор превратится в гидромуфту.

Для гидротрансформатора при установившемся режиме работы всегда справедлива зависимость: момент на турбинном колесе равен сумме моментов насосного колеса и колеса-реактора.

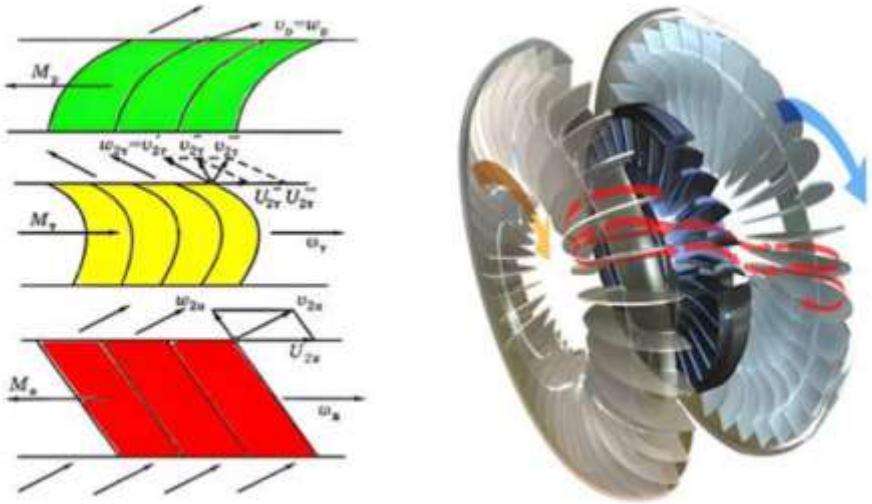


Рис. 3.18. Схема работы гидротрансформатора: V – абсолютная скорость; U – колесная скорость; w – относительная скорость перемещения жидкости вдоль лопастей; ω – угловая скорость движения колеса;M_H , M_T , M_P – крутящие моменты соответственно на насосном турбинном и направляющем колесах

Поток жидкости выходит из насосного колеса в направлении абсолютной скорости V. В любой точке на колесе она равна геометрической сумме колесной скорости U вращения этой точки с насосным колесом и относительной скорости перемещения w жидкости вдоль лопастей.

Силовое действие потока на лопасти каждого из рабочих колес состоит из двух сил: активной , с которой поток действует на рабочее колесо при входе на него, и реактивной , действующей на рабочее колесо при выходе из него. любому рабочему колесу соответствует направлению абсолютной скорости на входе (выходе) из предыдущего рабочего колеса. колеса изготовляют изогнутыми *в* сторону вращения насосного колеса, а лопасти реактора – *изогнутыми* $_{в}$ противоположном направлении . в противоположном направлении. Жидкость, проходящая через насосное колесо при любой форме лопастей, создает сопротивление его. вращению. Поэтому крутящие моменты на насосном колесе и колесе-реакторе направлены в одну и ту же сторону и увеличивают крутящий момент на турбинном колесе в *раз* : $k = M_T / M_H$.

С увеличением угловой скорости вращения $T_{турбинного}$ колеса (разгон машины) возрастает его колесная скорость U . Поэтому вектор абсолютной скорости v изменяет свое направление так, чтобы уменьшилось силовое действие потока на реактор и турбинное колесо. Следовательно, в случае роста T плавно и непрерывно уменьшаются моменты M_p и M_m.

В автотракторных гидротрансформаторах реактор соединен с корпусом через механизм свободного хода (обгонная муфта), поэтому в случае изменения направления действия момента M_p (за $M_m = M_н$) *реактор выключается и вращается* свободно, не воспринимая реактивного момента. Гидротрансформатор в этом случае работает как гидромуфта. Такие гидротрансформаторы называют комплексными .

С уменьшением угловой скорости турбинного колеса (в результате повышения момента сопротивления на его валу) жидкость, действуя на реактор, снова его заклиняет. При этом на лопастях неподвижного колеса реактора возникает реактивный момент, который передается на турбинное колесо дополнительно к передаваемому моменту от насосного колеса. Чем больше отличаются скорости насосного и турбинного колес, тем больший реактивный момент передается от реактора на турбинное колесо,

увеличивая крутящий момент на его валу.

Для повышения КПД по $k = 1$ гидротрансформатор иногда блокируют, соединяя насосное и турбинное колеса с помощью *фрикционных* или *зубчатых муфт* .

Используют гидротрансформаторы на тракторах, грузовых автомобилях, автобусах, грузоподъемных, дорожно -строительных, землеройных и других самоходных машинах.

На современных автомобилях в качестве гидродинамической передачи используется гидротрансформатор. Разберёмся с устройством гидротрансформатора. На рис.3.19. представлена схема одноступенчатого, трёхэлементного, двухфазного гидротрансформатора.

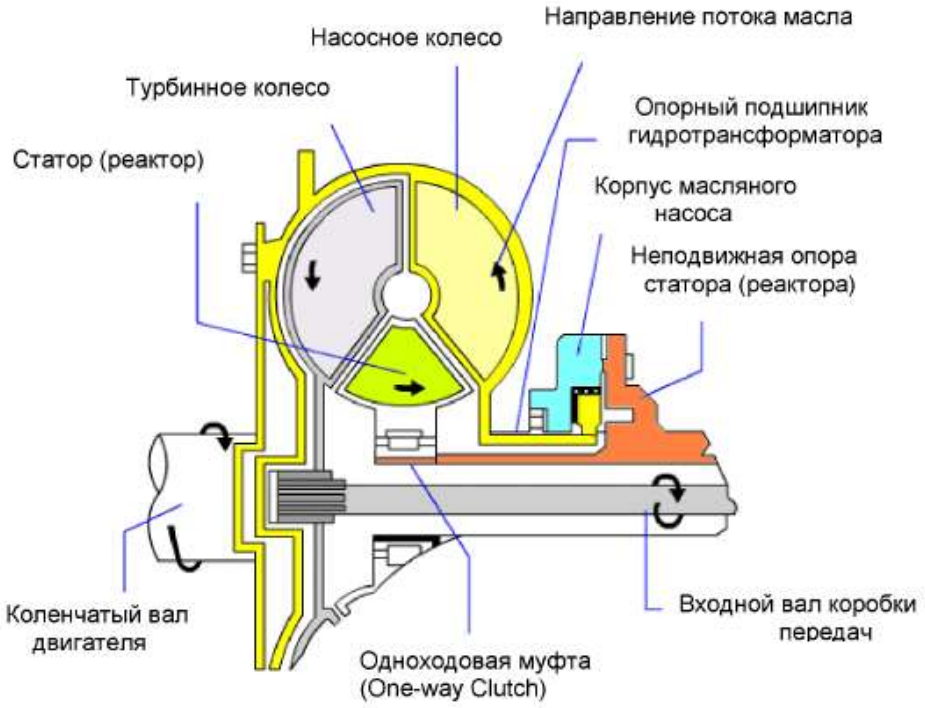


Рис. 3.19. Схема одноступенчатого, трёхэлементного, двухфазного гидротрансформатора

Принцип работы гидротрансформатора аналогичен принципу работы гидромуфты, но имеет одно большое отличие. Между насосным и турбинным колёсами гидротрансформатора установлен дополнительный элемент - статор, его также называют реактором. Он является направляющим элементом для потока масла на пути от турбинного колеса к насосному. Статор крепится к

неподвижной опоре при помощи одноходовой муфты, которая позволяет ему вращаться только в направлении вращения насосного колеса.

Для максимально эффективного поглощения энергии потока жидкости, лопатки турбинного колеса имеют криволинейный профиль, поэтому двигаясь от наружной кромки турбинного колеса к центру, поток масла меняет своё направление. Изменение направления потока приводит к тому, что поток масла на выходе из турбинного колеса будет стремиться остановить насосное колесо, поскольку поток масла направлен в сторону, противоположную направлению вращения насосного колеса. Подобное явление приводит к негативным последствиям, так как приходится затрачивать дополнительную энергию двигателя для преодоления сопротивления потока масла насосным колесом.

Установка направляющего аппарата (статора) между насосным и турбинным колёсами позволяет изменить направление потока масла таким образом, что он будет совпадать с направлением вращения насосного колеса. В этом случае остаточная энергия потока масла будет стремиться увеличить скорость потока масла на выходе из насосного колеса, а значит увеличить крутящий момент, передаваемый на турбинное колесо гидротрансформатора. Схема работы статора показана на рис. 3.20.

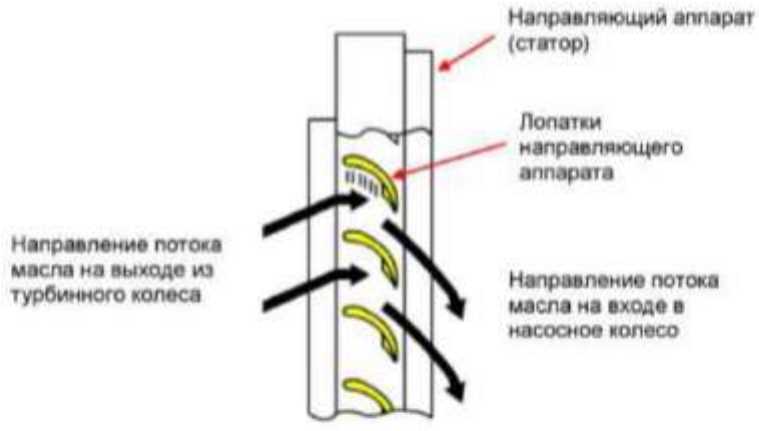


Рис.3.20. Схема работы статора при работе в режиме увеличения крутящего момента

Как следует из приведённого описания, жидкость в гидротрансформаторе совершает

циркуляцию по следующему маршруту:

от центра насосного колеса —► вдоль лопаток к наружному диаметру насосного колеса —► по стенке корпуса гидротрансформатора к наружным кромкам турбинных лопаток —► вдоль лопаток турбинного колеса к центру турбинного колеса —► на вход направляющего аппарата —► из направляющего аппарата —► к центру насосного колеса.

На рис.3.21. показана схема циркуляции потока масла в гидротрансформаторе.

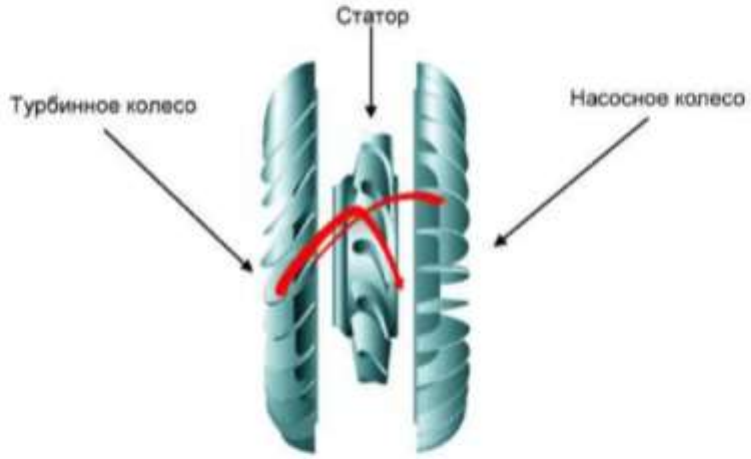


Рис.3.21. Схема циркуляции потока масла в гидротрансформаторе

Описанный режим работы гидротрансформатора называется режимом увеличения крутящего момента. Следует отметить, что именно неподвижный статор позволяет увеличивать крутящий момент двигателя. Максимальное увеличение крутящего момента происходит при неподвижном турбинном колесе, поскольку в этом случае неподвижные лопатки турбинного колеса воспринимают максимальное давление потока жидкости.

Величина, показывающая во сколько раз гидротрансформатор увеличивает крутящий момент двигателя при остановленном турбинном колесе, называется коэффициентом трансформации гидротрансформатора. Математически коэффициент трансформации определяется по формуле:

$$Кт = Мвых / Мвх, \quad (3.36)$$

где K_m - коэффициент трансформации;

$M_{вх}$ - входной крутящий момент двигателя, Нм;

$M_{вых}$ - выходной крутящий момент гидротрансформатора, Нм.

Коэффициент трансформации гидротрансформаторов современных легковых автомобилей находится в пределах от 1,5 до 2,5, при работе в режиме увеличения крутящего момента.

По мере увеличения скорости вращения турбинного колеса, центробежная сила, действующая на масло со стороны турбинного колеса, начинает увеличиваться и, как следствие, направление потока масла в гидротрансформаторе начинает меняться.

Когда скорость вращения турбинного колеса составляет 80-85% скорости вращения насосного колеса, направление потока масла на выходе из турбинного колеса меняется настолько, что статор не меняет его и становится препятствием на пути движения масла.

Этот момент называется моментом сцепления гидротрансформатора. Схема работы статора в момент сцепления гидротрансформатора показана на рис. 3.22.

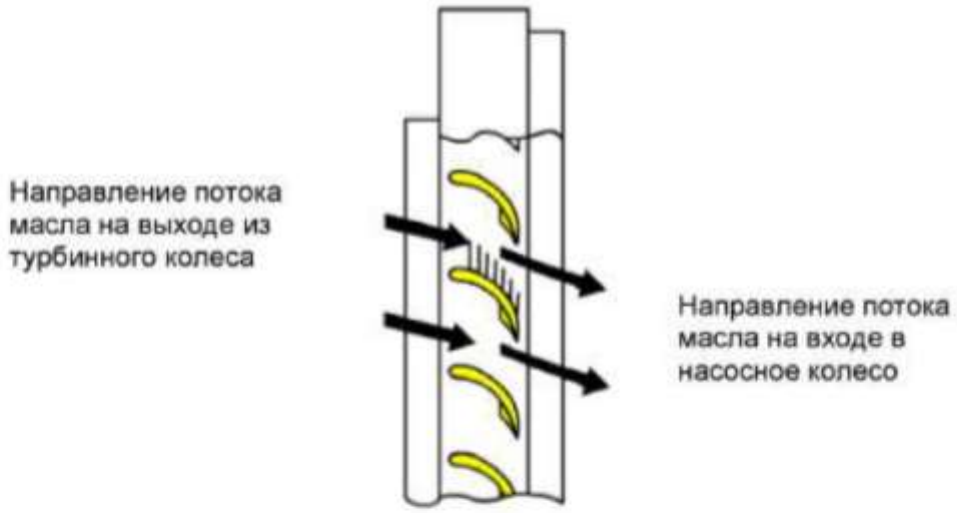


Рис. 3.22. Схема работы статора в момент сцепления гидротрансформатора

Поток масла, выходящий из турбинного колеса, воздействует на лопатки статора с обратной стороны, в результате чего в работу вступает одноходовая муфта (one-way clutch) и статор начинает вращаться вместе с потоком масла в направлении вращения насосного колеса. Так как статор стал подвижным элементом, то теперь гидротрансформатор не увеличивает крутящий момент двигателя и работает как гидромуфта.

Таким образом, на режиме разгона автомобиля, гидротрансформатор увеличивает крутящий момент двигателя, позволяя получить хорошую динамику разгона, а в установившемся режиме движения гидротрансформатор не увеличивает крутящий момент, и работает как гидромуфта.

Вот почему, гидротрансформатор, представленный на рис.3.19, называется двухфазным или комплексным - он имеет две фазы работы:

1) Фаза увеличения крутящего момента;

2) Фаза работы в режиме гидромуфты.

Рассмотрим устройство одноходовой муфты, которая позволяет вращаться статору вместе с потоком масла на установившемся режиме.

На рис. 3.23 показана конструкция одноходовой муфты распорного типа.

При работе гидротрансформатора в режиме увеличения крутящего момента поток масла стремится повернуть статор вместе с наружной обоймой одноходовой муфты по часовой стрелке, если смотреть со стороны АКПП (при условии, что двигатель вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны шкива коленчатого вала).

Под действием сил трения сухарь расклинивается между наружной и внутренней обоймами, тем самым статор становится неподвижным элементом.

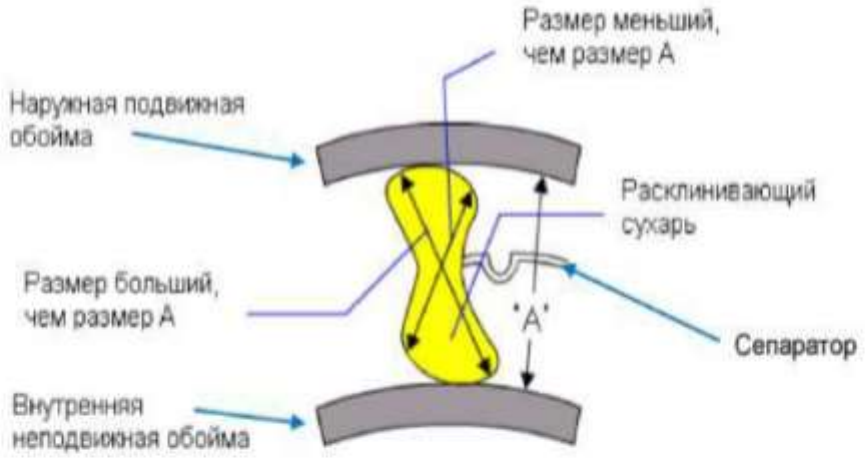


Рис. 3.24. Конструкция одноходовой муфты (OWC One-way Clutch) распорного типа

При работе гидротрансформатора в режиме гидромуфты поток масла стремится повернуть статор и наружную обойму против часовой стрелки. В

этом случае сухарь освобождает обоймы одноходовой муфты и статор начинает вращаться против часовой стрелки.

3.3.6. Блокировка гидротрансформатора

Конструкция гидротрансформатора, представленная на рис.3.20. имеет такой же недостаток как и обычная гидромуфта - повышенный расход топлива по причине скольжения в установившемся режиме работы. Для устранения этого недостатка все гидротрансформаторы современных легковых автомобилей имеют муфту блокировки, которая жёстко связывает между собой насосное и турбинное колёса, исключая скольжение при установившемся режиме движения автомобиля.

На рис.3.25 показано устройство гидротрансформатора с блокирующей муфтой.

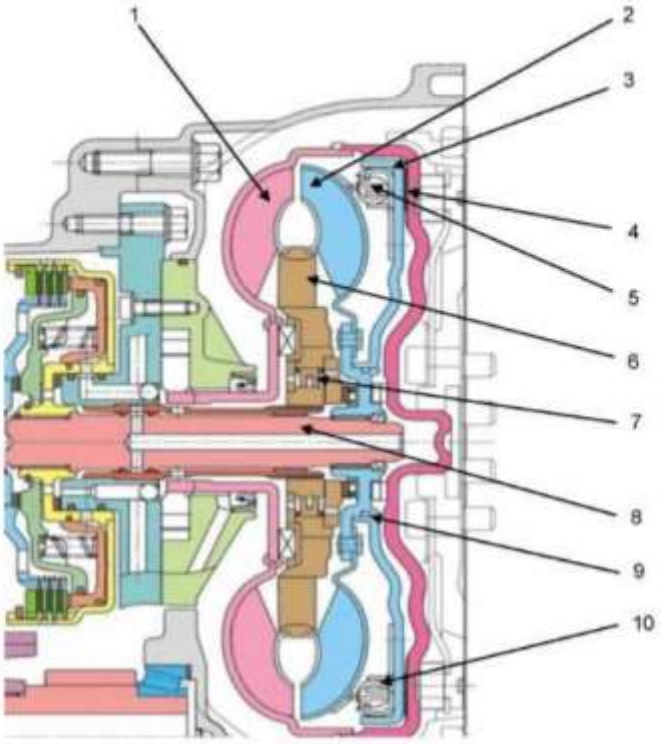


Рис. 3.25. Устройство блокируемого гидротрансформатора: 1 - насосное колесо; 2 - турбинное колесо; 3 - блокирующая муфта;4 - фрикционная накладка блокирующей муфты; 5 - фиксирующие шипы турбинного колеса; 6 - статор; 7 - одноходовая муфта(OWC - one way clutch);8 - входной вал коробки передач; 9 - уплотнительное кольцо; 10 - пружины демпфера

Разберёмся с устройством муфты блокировки гидротрансформатора.

К турбинному колесу 2 привариваются фиксирующие шипы 5, которые входят в зацепление с пазами в блокирующей муфте 3. Таким образом, турбинное колесо 2 и блокирующая муфта 3 связаны между собой. Для снижения крутильных колебаний, при движении с заблокированным гидротрансформатором, в блокирующую муфту 3 устанавливается пружинный демпфер 10. Это позволяет смещаться турбинному колесу относительно блокирующей муфты в пределах работы демпфера.

Для исключения проскальзывания блокирующей муфты относительно корпуса гидротрансформатора, на поверхность блокирующей муфты 3 наклеивается фрикционная накладка 4. Уплотнительное кольцо 9, установленное между ступицей турбинного колеса 2 и блокирующей муфтой 3, предотвращает утечку масла и, как следствие, пробуксовку блокирующей муфты 3 при блокировке гидротрансформатора.

Работой блокирующей муфты 3 управляет блок управления АКПП и гидравлический блок клапанов. Если условия движения автомобиля позволяют заблокировать гидротрансформатор, то блок управления АКПП включает соответствующий электромагнитный клапан в гидравлическом блоке клапанов. После срабатывания клапана масло под давлением подаётся из гидравлического блока клапанов через корпус масляного насоса на левую часть блокирующей муфты, а масло из правой части блокирующей муфты сливается в картер АКПП через корпус масляного насоса и гидравлический блок клапанов.

Под действием давления масла блокирующая муфта смещается вправо и прижимается фрикционной накладкой к корпусу гидротрансформатора, тем самым, блокируя насосное и турбинное колеса.

Схема работы гидротрансформатора в режиме блокировки представлена на рис.3.26.

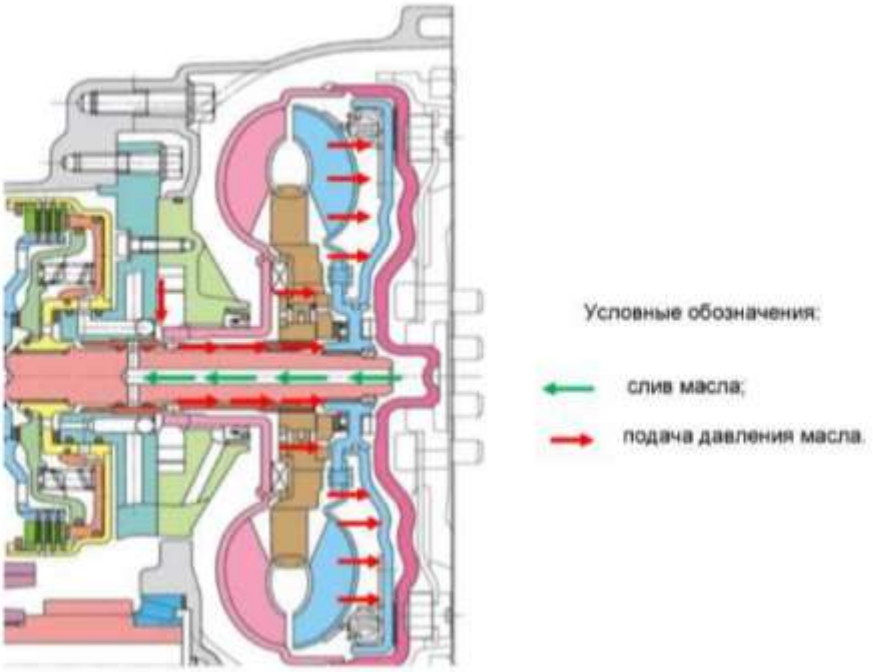


Рис. 3.27. Схема работы блокирующей муфты в режиме блокировки гидротрансформатора

Если необходимо выключить блокировку гидротрансформатора, то блок управления АКПП выключает электромагнитный клапан блокировки и маршрут движения масла меняется. Теперь масло под давлением подаётся от блока гидравлических клапанов через корпус масляного насоса к правой части блокирующей муфты и смещает её влево. Таким образом, турбинное и насосное колёса могут вращаться с разными угловыми скоростями, а значит блокировка гидротрансформатора выключена. Масло из левой части блокирующей муфты уходит через корпус масляного насоса и блок гидравлических клапанов в систему охлаждения и систему смазки.

Схема работы гидротрансформатора в режиме выключения блокировки представлена на рис.3.28.

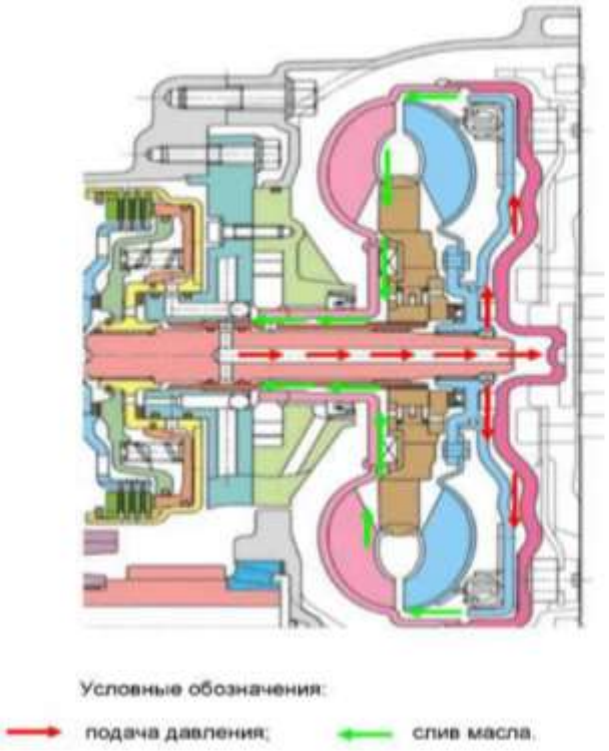


Рис. 3.28. Схема работы блокирующей муфты в режиме выключения блокировки гидротрансформатора

3.3.7. Условия включения и выключения блокировки гидротрансформатора

Блок управления АКПП включает или выключает блокировку гидротрансформатора при соблюдении определённых условий. Они могут меняться в зависимости от модели автомобиля, производителя АКПП и версии программного обеспечения блока управления АКПП.

Условия включения блокировки гидротрансформатора

1. АКПП работает не в аварийном режиме.

2. В АКПП включена 3-я или 4-я передача.

3. Температура масла в АКПП выше 50°С.

4. Если температура масла в АКПП выше 125°С, то блокировка гидротрансформатора будет включаться уже на 2-ой передаче.

5. Положение дроссельной заслонки двигателя и скорость вращения двигателя соответствуют заданным значениям.

Блок управления АКПП оценивает нагрузку на двигатель автомобиля по степени открытия дроссельной заслонки и оборотам двигателя. Если

автомобиль движется, например, на 3-ей передаче, АКПП работает в нормальном режиме, температура масла в АКПП равна 90°С, то именно соотношение угла открытия дроссельной заслонки и оборотов двигателя будет определяющим фактором для включения или не включения блокировки гидротрансформатора.

Так, при оборотах двигателя 4000об/мин и 40% открытия дроссельной заслонки (точка А на рис.3.29), блок управления включит блокировку гидротрансформатора, а при оборотах двигателя 2000 об/мин и степени открытия дроссельной заслонки 80% (точка Б) не включит.

Карта условий блокировки гидротрансформатора показана на рис.2.16.

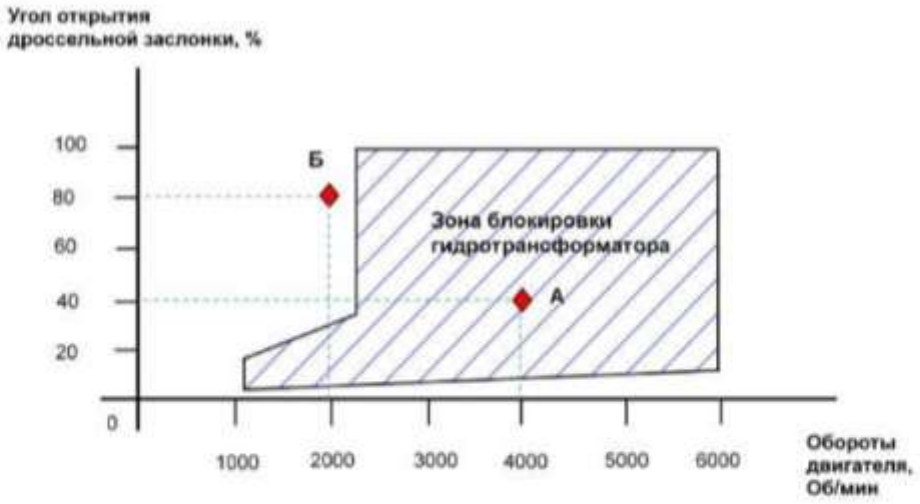


Рис. 3.29. Карта блокировки гидротрансформатора

Условия выключения блокировки гидротрансформатора

1. АКПП работает в аварийном режиме.

2. Селектор АКПП находится в положениях P, R или N.

3. Во время переключения передач.

4. Положение дроссельной заслонки и обороты двигателя не соответствуют заданным значениям.

Примечания.

1. Аварийный режим работы АКПП это режим, при котором блок управления АКПП не работает, поэтому АКПП имеет только одну передачу движения вперёд, нейтральную передачу и передачу заднего хода.

2. Выключение блокировки гидротрансформатора во время переключения передач снижает удары и рывки и, тем самым, повышает комфортабельность езды на автомобиле и увеличивает срок службы трансмиссии автомобиля в целом.

3.3.8. Гидротрансформаторы с двумя статорами

Для повышения КПД гидротрансформаторов иногда используют конструкцию с двумя статорами. Структурная схема гидротрансформатора с двумя статорами показана на рис.3.30.

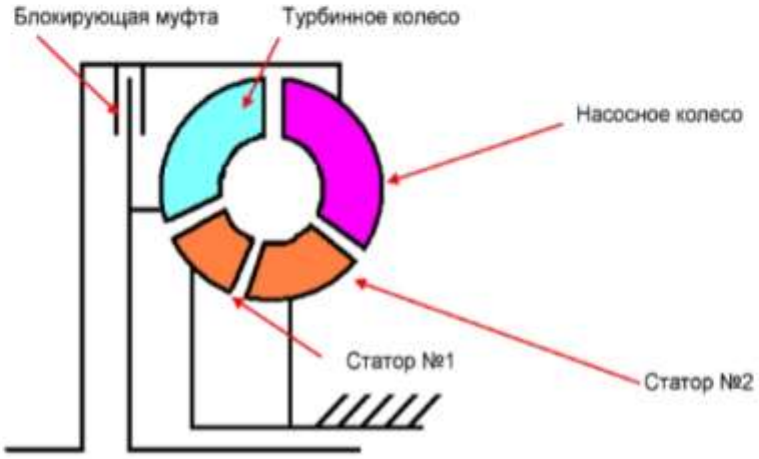


Рис. 3.30. Структурная схема гидротрансформатора с двумя статорами

Применение двух статоров позволяет оптимизировать направление потока жидкости на выходе из турбинного колеса и, тем самым, повысить КПД гидротрансформатора. Каждый статор устанавливается на своей обгонной муфте, поэтому они независимо друг от друга могут начать вращение вместе с потоком жидкости в момент сцепления гидротрансформатора. Конструкция таких гидротрансформаторов получается весьма сложной и громоздкой, поэтому не нашла применения в гидромеханических передачах легковых автомобилей.

Гидротрансформаторы с двумя статорами применяются в гидромеханических передачах грузовых автомобилей и тракторов.

3.3.9. Многоступенчатые гидротрансформаторы

Конструкция гидротрансформатора, представленная на рис.3.21 является одноступенчатой. Это самые простые по устройству гидротрансформаторы, которые получили широкое распространение на легковых автомобилях. В трансмиссии специальной техники применяются более сложные многоступенчатые гидротрансформаторы. Число ступеней гидротрансформатора определяется числом турбинных колёс, установленных в гидротрансформаторе. На рис.3.31 показана структурная схема одного из вариантов конструкции двухступенчатого гидротрансформатора.

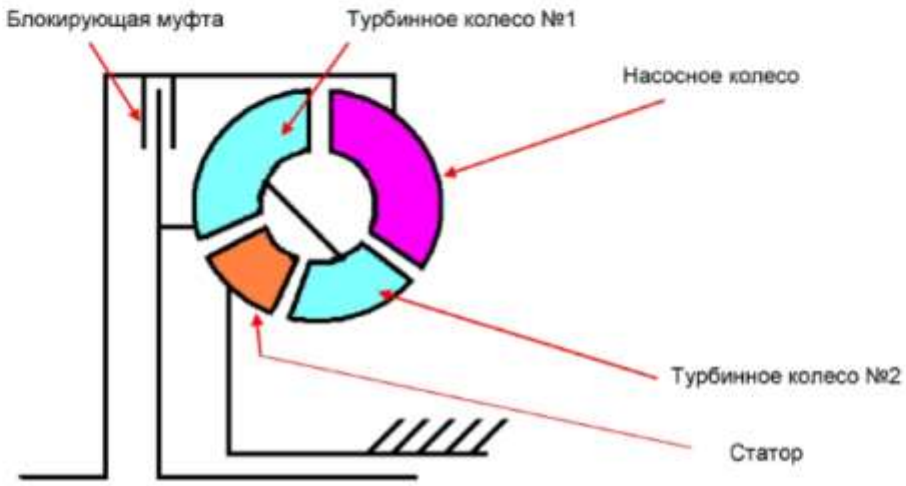


Рис. 3.31. Структурная схема двухступенчатого гидротрансформатора

Как показано на схеме, двухступенчатый гидротрансформатор имеет два турбинных колеса жёстко связанных между собой. Статор установлен между турбинными колёсами №1 и №2. Принцип работы многоступенчатого гидротрансформатора заключается в следующем. Поток масла, выходящий из насосного колеса, попадает на лопатки турбинного колеса №1 и заставляет его вращаться.

Как и в обычном одноступенчатом гидротрансформаторе (см.рис.3.21), поток масла на выходе из турбинного колеса меняет своё направление. Поэтому для получения требуемого направления потока между турбинными колёсами №1 и №2 установлен статор. Поток масла из статора направляется на турбинное колесо №2 и заставляет его вращаться в том же направлении, что

и турбинное колесо №1. Турбинные колёса №1 и №2 жёстко связаны между собой.

Таким образом, поток масла в двухступенчатом гидротрансформаторе воздействует на два турбинных колеса, что позволяет повысить коэффициент трансформации. Углы наклона лопаток турбинных колёс и статора подобраны таким образом, что направление потока масла на выходе из турбинного колеса №2 совпадает с направлением вращения насосного колеса, поэтому установка статора между турбинным колесом №2 и насосным колесом не требуется.

Циркуляция масла в двухступенчатом гидротрансформаторе происходит по следующему маршруту:
от центра насосного колеса —к вдоль лопаток к наружному диаметру насосного колеса —► по стенке корпуса гидротрансформатора —► к наружным кромкам лопаток турбинного колеса №1 —► вдоль лопаток турбинного колеса к центру турбинного колеса №1 —► на вход статора —► из статора к турбинному колесу №2 —► из турбинного колеса №2 на вход насосного колеса.

Многоступенчатые гидротрансформаторы имеют большие габариты при меньших значениях КПД, по сравнению с одноступенчатыми гидротрансформаторами, поэтому они не нашли применения в легковых автомобилях. Достоинство многоступенчатых трансформаторов заключается в возможности получения высокого значения коэффициента трансформации крутящего момента (вплоть до K_m = 8,0), что упрощает конструкцию коробки передач.

Например, гидротрансформаторы фирмы Лисхольм-Смит, о которых уже упоминалось, имели трёхступенчатую конструкцию, что позволяло получать коэффициент трансформации K_m = 5. Это позволило настолько упростить коробку передач, что в ней не применялись понижающие передачи. Разгон автобуса происходил только за счёт работы гидротрансформатора.

3.3.10. Особенности технического обслуживания и диагностики гидротрансформаторов

Гидротрансформатор является неразборным и необслуживаемым агрегатом. Корпус гидротрансформатора имеет сварную конструкцию, поэтому ремонт гидротрансформатора возможен только в специализированных мастерских. Современные гидротрансформаторы не имеют сливных пробок, поэтому масло в гидротрансформаторе меняется совместно с заменой масла в АКПП при помощи специальных установок.

Основными способами диагностики гидротрансформатора являются следующие:

1) Считывание кодов отказа;

2) Анализ текущих данных блока управления АКПП;

3) Операция Stall-test;

4) Замер давления.

Основные параметры гидротрансформаторов

При установившемся движении момент на валу турбинного колеса всегда равен моменту сопротивления. Для этого случая уравнение моментов гидротрансформатора будет иметь вид

$$M = M_n + M_r, \tag{3.37}$$

где M — соответственно крутящие моменты турбинного колеса, насосного колеса и момент на реакторе.

Момент на реакторе, равный разности момента турбинного колеса и момента насосного колеса

$$M_r = M_t - M_n \tag{3.38}$$

может иметь разное направление. Момент реактора может быть положительным, если направление его совпадает с направлением момента насосного колеса, и отрицательным, если он направлен против момента насосного колеса. Направление момента реактора зависит от направления

потока жидкости, поступающей на его лопатки, которое, в свою очередь, зависит от степени изменения крутящего момента гидротрансформатора.

Способность гидротрансформатора преобразовывать подводимый к нему крутящий момент характеризуется коэффициентом трансформации, который представляет собой отношение момента турбинного колеса к моменту насосного колеса при данном режиме работы.

$$k = \frac{M_t}{M_n} \tag{3.39}$$

Максимальное значение коэффициента *k* зависит от типа гидротрансформатора и находится в пределах 2...5.

Способность гидротрансформатора изменять скорость вращения ведомого вала характеризуется кинематическим передаточным отношением *i*, равным

$$i = \frac{n_t}{n_n} \tag{3.40}$$

Коэффициент полезного действия (КПД) гидротрансформатора

$$\eta = \frac{N_t}{N_n} = \frac{M_t n_t}{M_n n_n} = \frac{k}{i} \tag{3.41}$$

По мере увеличения скорости турбинного колеса величина КПД гидротрансформатора возрастает и, достигнув максимального значения, снова уменьшается до нуля при максимальной скорости турбинного колеса (рис. 3.32, кривая 1). Характер кривой КПД гидротрансформатора зависит от формы и расположения лопаток рабочих колес. Изменяя форму лопаток, КПД можно смещать в область других скоростей. Оптимальный КПД правильно созданного гидротрансформатора находится в пределах $0{,}85 \ldots 0{,}9$. На рис. 3.32 также приведено изменение КПД гидромуфты (кривая 2).

При сравнении приведенных кривых видно, что в области малых значений передаточных отношений КПД гидротрансформатора выше, чем КПД гидромуфты. Однако, начиная с некоторого достаточно высокого

передаточного отношения, КПД гидротрансформатора быстро уменьшается, тогда как КПД гидромуфты продолжает возрастать.

Эти свойства гидротрансформатора и гидромуфты используются в комплексных гидротрансформаторах, реактор которых может освобождаться в нужный момент, обеспечивая работу гидротрансформатора на режиме гидромуфты, что повышает КПД гидротрансформатора.

Для определения мощности и крутящего момента на рабочих колесах гидротрансформатора используются формулы (3.37) и (3.38), выведенные для насосного и для турбинного колес.

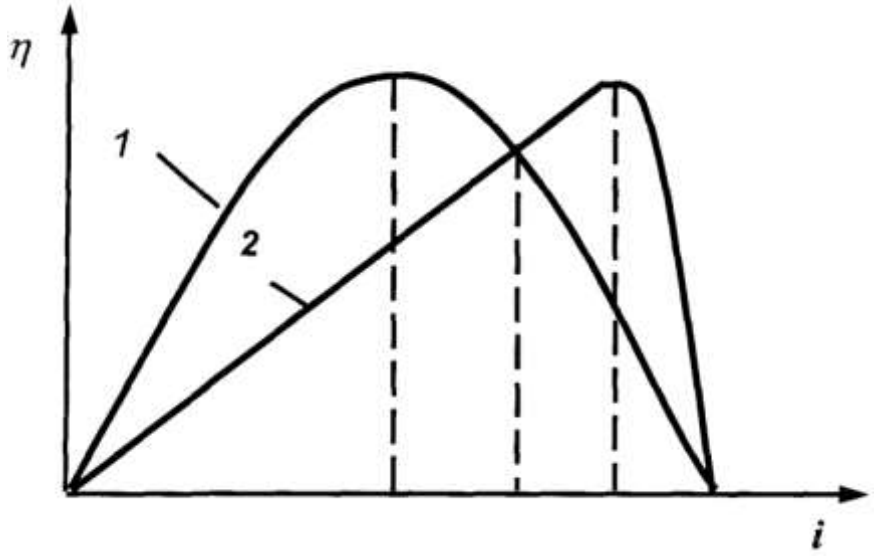


Рис.3.32. Сопоставление КПД гидротрансформатора и гидромуфты

3.4. Характеристики гидротрансформаторов

3.4.1. Внешняя характеристика

Для оценки свойств гидротрансформатора пользуются характеристиками, аналогичными характеристикам гидромуфт.

Внешняя характеристика гидротрансформатора представляет собой зависимость изменения крутящих моментов подводимого к насосному колесу M_n момента, отдаваемого турбинным колесом M_t и КПД гидротрансформатора в зависимости от передаточного отношения i при постоянной скорости насосного колеса (рис. 3.33). На графике внешней характеристики показано также изменение момента насосного колеса.

Из внешней характеристики видно, что в гидротрансформаторе крутящий момент на валу турбинного колеса непрерывно изменяется от его максимальною значения до нуля, в то время как момент насосного колеса остается примерно постоянным. Коэффициент полезного действия по обе стороны от среднего положения уменьшается до нуля. Рабочим диапазоном гидротрансформатора считается область в пределах от i_1 до i_2, и КПД принимают в соответствии с этими пределами.

В точке а пересечения графиков M_n и M_t момент на реакторе равен нулю, и гидротрансформатор работает в этом случае как гидромуфта. Крутящий момент гидротрансформатора по обе стороны от точки (а) имеет различное направление. Приведенная на рис.3.33 характеристика является непрозрачной.

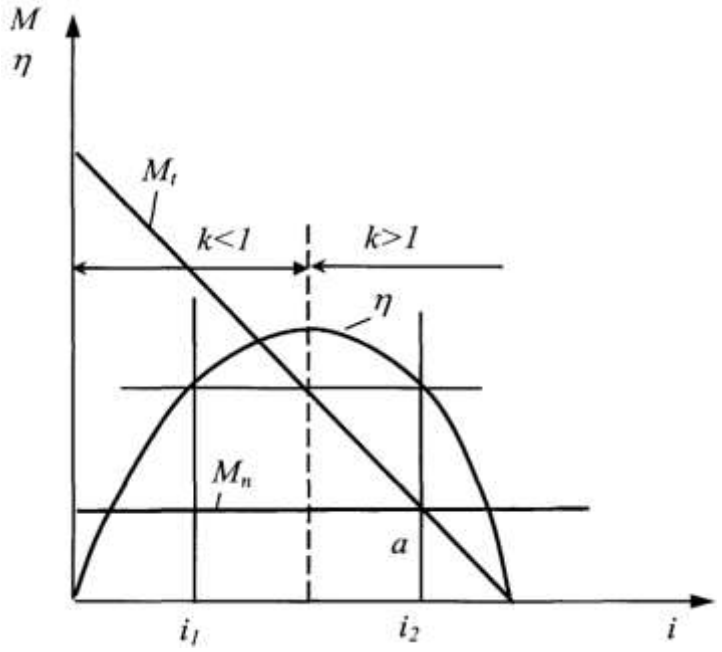


Рис. 3.33. Внешняя характеристика гидротрансформатора

3.4.2. Универсальная характеристика

Универсальная характеристика выражает зависимость M_n, M_t и η от скорости турбинного колеса при различных скоростях насосного колеса (рис.3.34).

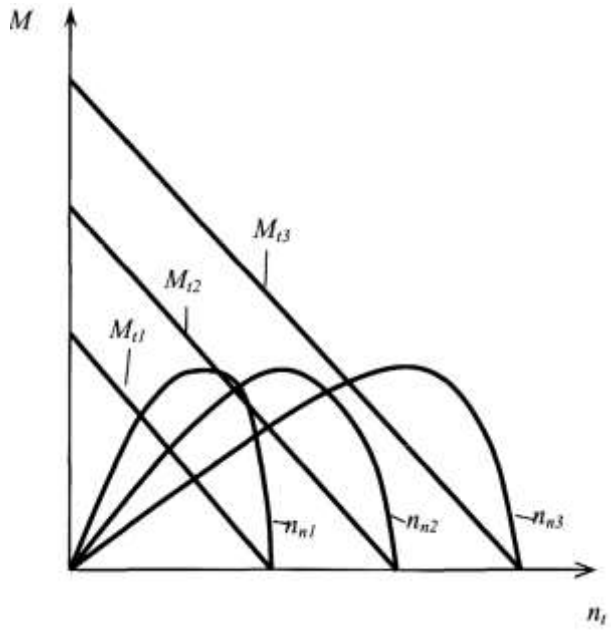


Рис.3.34.Универсальная характеристика гидротрансформатора

Универсальную характеристику можно получить совмещением на одном графике ряда внешних характеристик гидротрансформатора, полученных при его испытании для нескольких постоянных скоростей насосного колеса.

3.4.3. Приведенная характеристика

Приведенная характеристика выражает зависимость коэффициента момента *A* (формула (3.31)), коэффициента трансформации *k* и КПД гидротрансформатора от передаточною отношения *i*. Для построения приведенной характеристики необходимо иметь графические или аналитические зависимости $M_n = f_1(i)$ и $M_t = f_2(i)$. Коэффициенты моментов А определяются по формуле (3.31). Приведенные характеристики удобны для сравнения различных гидротрансформаторов между собой и подборе их из имеющихся образцов по заданным параметрам.

На рис. 3.35 показаны приведенные характеристики гидротрансформаторов. Для гидротрансформатора с непрозрачной характеристикой коэффициент момента является величиной постоянной (рис. 3.35, а).

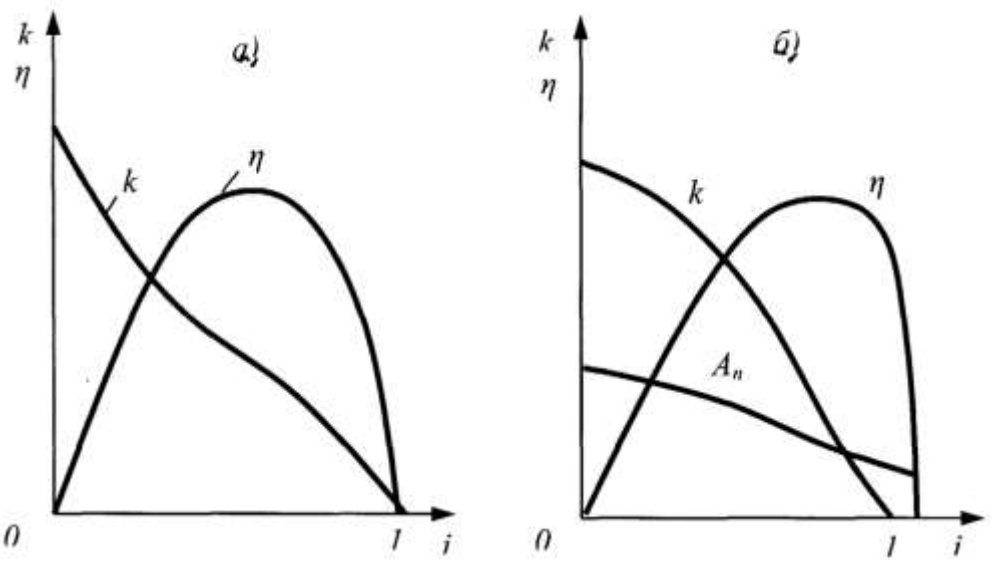


Рис. 3.35. Приведенные характеристики гидротрансформатора: а — прозрачная; б — непрозрачная

3.5. Прозрачность характеристики гидротрансформатора

Гидротрансформаторы, обеспечивающие постоянный режим работы двигателя при изменении сопротивления движению, принято называть непрозрачными. Нагрузочная характеристика непрозрачного гидротрансформатора изображается одной квадратичной параболой (рис.3.36, а).

Принципиальная особенность прозрачного гидротрансформатора состоит в том, что частота вращения коленчатого вала двигателя, работающего совместно с гидротрансформатором, устанавливается не только в зависимости от положения педали подачи топлива, но и в зависимости от передаточного отношения в гидротрансформаторе. Таким образом, нагрузочная характеристика прозрачного гидротрансформатора представляет собой семейство квадратичных парабол, соответствующих различным значениям i (рис. 3.36).

Совместная работа двигателя с непрозрачным гидротрансформатором при неизменном положении педали подачи топлива характеризуется постоянной частотой вращения коленчатого вала. В случае использования двигателя совместно с прозрачным гидротрансформатором по мере повышения передаточного отношения и при постоянном положении педали подачи топлива частота вращения коленчатого вала может постепенно

изменяться. При постоянной частоте вращения n_n прозрачность проявляется в изменении крутящего момента M_n.

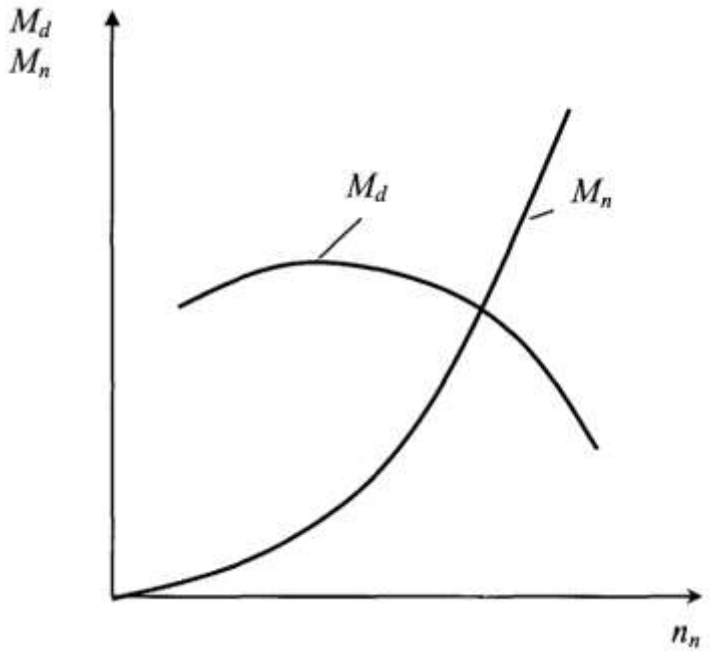


Рис.3.36. Характеристика непрозрачного гидротрансформатора

Для оценки степени прозрачности гидротрансформатора введится понятие о коэффициенте прозрачности гидротрансформатора:

$$П = \frac{M_{no}}{M_{n(k=1)}}, \qquad (3.41)$$

где M_{no} — значение M_n при $n_n = 0$; $M_{n(k=1)}$— значение M_n при $k = 1$ (рис.3.37).

В общем случае, когда изменяется частота вращения ведущего вала и крутящий момент на нем, коэффициент прозрачности определяется из соотношения

$$П = \frac{\lambda_{Mn\,max}}{\lambda_{Mn\,min}}, \qquad (3.42)$$

где λ_{Mnmax} и λ_{Mnmmin} – берутся соответственно по $M_{n\,max}$ и $M_{n\,min}$.

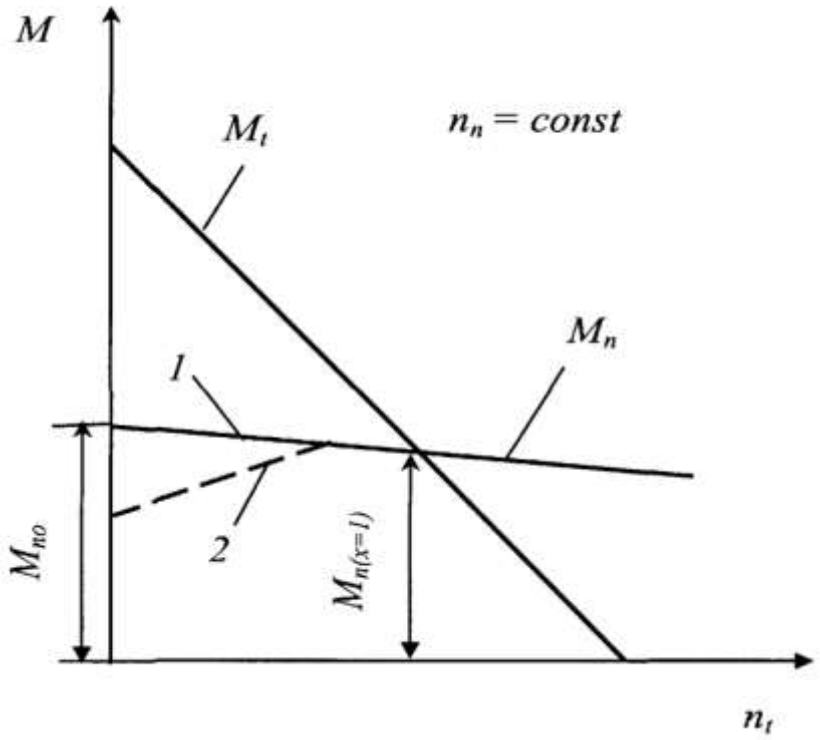


Рис. 3. 37. Внешняя характеристика прозрачного гидротрансформатора.
1— прямая прозрачность; 2 — обратная прозрачность

Коэффициент прозрачности *П* для данного типа гидротрансформатора, независимо от его размеров и условий работы, есть величина неизменная. Гидротрансформаторы с коэффициентом *П* > 1,2 считают прозрачными. У них λ_{Mn} изменяется примерно в 2 раза и более. Непрозрачный гидротрансформатор имеет *П* = 1. При *П* = 1,2 частота вращения n_n изменяется незначительно, и гидротрансформаторы являются непрозрачными.

Гидротрансформаторы, для которых *П*>1, называются гидротрансформаторами с прямой прозрачностью (кривая на рис. 3.37). Гидротрансформаторы, для которых *П*<1, называются гидротрансформаторами с обратной прозрачностью (кривая 2 на рис. 3.37). На нагрузочной характеристике гидротрансформаторов с прямой прозрачностью (рис. 3.9) кривая соответствует большим *i*, а кривая 2 соответствует *i* = 0.

3.6. Достоинства и недостатки гидротрансформаторов

Как и любое техническое устройство гидротрансформатор обладает как достоинствами так и недостатками.

Достоинствами гидротрансформатора являются:

1) Бесступенчатое автоматическое изменение крутящего момента в диапазоне коэффициента трансформации K_m от 1,0 до 1,5 - 2,5 (в зависимости от конкретной модели гидротрансформатора);

2) Теоретически ресурс работы гидротрансформатора неограничен. Практически ресурс работы ограничивается качеством изготовления узлов и деталей гидротрансформатора;

3) Высокая степень гашения крутильных колебаний потоком масла;

4) Увеличение ресурса работы двигателя;

5) Повышение проходимости автомобиля за счёт постоянного подвода крутящего момента, даже в процессе переключения передач и плавного подведения крутящего момента в процессе трогания автомобиля с места;

6) Повышение комфортабельности движения.

Недостатками гидротрансформатора являются:

1) Повышенный расход топлива, по сравнению с обычными механическими трансмиссиями, на режимах разгона автомобиля вследствие скольжения;

2) Высокая стоимость по сравнению с обычными фрикционными сцеплениями автомобилей.

Гидродинамические передачи, применяемые в приводах машин, дают возможность:

1. Бесступенчато изменять скорость машины.

2. Обеспечивать автоматическое изменение крутящего момента и плавность его нарастания в зависимости от нагрузки.

3. Улучшить пусковые качества машины, поскольку гидродинамические передачи обеспечивают пуск под погрузкой.

4. Повысить надежность основных частей машины, поскольку гидродинамическая передача:

а) предотвращает перегрузки; при этом режим работы двигателя может не зависеть от режима работы ведомого вала, что увеличивает моторесурс двигателя в некоторых случаях на 50–100%;

б) существенно снижает динамические нагрузки, поскольку крутящие

колебания от двигателя и исполнительного органа демпфируются в гидродинамической передаче;

в) увеличивает проходимость транспортных машин благодаря плавному увеличению крутящего момента.

5. Упростить механическую часть коробки машины, что приводит к уменьшению ее массы. Например, масса тепловоза с гидродинамической передачей на 30% меньше массы тепловоза с механической трансмиссией.

6. Облегчить работу машиниста (оператора) благодаря возможности дистанционного и автоматического управления.

К недостаткам гидродинамических передач относятся:

1. Более низкий КПД гидротрансформаторов (83–90%) в расчетном режиме по сравнению с КПД механической передачи (93–97%). Однако гидромуфты имеют максимальный КПД 97–98%, но из-за отсутствия реактора гидромуфты не трансформируют крутящий момент. Кроме того, КПД гидродинамической передачи изменяется в зависимости от режима работы.

2. Высокая стоимость и сложность производства по сравнению с механическими передачами.

3. Необходимость систем питания.

Основные возможные неисправности гидродинамических передач

В гидромуфтах и гидротрансформаторах могут встречаться следующие неисправности:

• потеря герметичности корпуса;

• выход из строя уплотнений и подшипников;

• использование марки рабочей жидкости, не отвечающей установленным требованиям, приводит к уменьшению коэффициента полезного действия гидромуфты;

• кавитационный и механический износ колес.



Рис.3.38. Возможные неисправности деталей гидротрансформатора и гидромуфты

Наружными проявлениями неисправностей могут быть :

1. При работающем двигателе и включенном золотнике ведомый вал не вращается. Причина – рабочая жидкость (масло) не подается в рабочую полость механизма вследствие загрязнения всасывающего фильтра, нарушения герметичности во всасывающем трубопроводе, заклинивания турбинного колеса. Такая неисправность устраняется прочисткой фильтра, восстановлением герметичности во всасывающем трубопроводе, регулировкой зазора колеса турбины.

2. При работающем двигателе и включенном золотнике ведомый вал продолжает вращаться. Причина – контакт насосного колеса с турбинной или обгонной муфтой.

3. Значительное пенообразование рабочей жидкости (масла), в результате чего гидротрансформатор не развивает необходимого усилия. Причина – высокий уровень рабочей жидкости в корпусе механизма, подсос воздуха в систему или ее загрязнение. Неисправности устраняются снижением уровня рабочей жидкости, устранением неплотностей во всасывающей магистрали, прочисткой фильтра.

Наиболее благоприятными условиями для работы гидравлических передач являются :

• температура окружающей среды от – 25° до + 25°С;

температура рабочей жидкости от 60° до 90°С.

Вопросы для самоконтроля

1. *Что понимают под понятием «гидродинамическая передача»?*
2. *Укажите классификацию гидродинамических передач.*
3. *Из каких основных элементов состоит гидромуфта?*
4. *Объясните принцип работы гидромуфты.*
5. *Назовите преимущества и недостатки гидромуфта.*
6. *Что понимают под понятием «гидротрансформатор»?*
7. *Объясните принцип работы гидротрансформатора.*
8. *Назовите достоинства и недостатки в работе гидродинамических передач.*
9. *Назовите основные возможные неисправности гидродинамических передач.*

3.7. Общие сведения об объемных гидроприводах

3.7.1. Основные понятия и принцип действия

Привод – это система, предназначенная для обеспечения движения различных механизмов и машин. В инженерии используются разнообразные типы приводов, включая механические, электрические, пневматические, комбинированные и другие.

Гидравлический привод (гидропривод) – это привод, в котором для передачи энергии используется жидкость. Существуют два основных типа гидроприводов: объемный и гидродинамический.

Объемный гидропривод – это комплекс устройств, использующих жидкость под давлением для приведения в действие исполнительных механизмов и машин. Его название связано с тем, что передача движения от насоса (источника энергии) к гидродвигателю (исполнительному механизму) происходит за счет перемещения определенных объемов жидкости внутри системы. Другими словами, рабочая жидкость обеспечивает кинематическую связь (перемещение и скорость) посредством вытеснения замкнутых объемов.

В отличие от объемного гидропривода, **гидродинамический привод** использует жидкость для передачи силовых связей.

Компоненты объемного гидропривода (как показано на рисунке 3.39) включают:

- Один или несколько насосов.
- Один или несколько гидродвигателей (гидроцилиндры, гидромоторы, поворотные гидродвигатели).
- Гидравлическая аппаратура (клапаны, дроссели, гидрораспределители и т.д.).
- Устройства для поддержания качества рабочей жидкости (фильтры, теплообменники и т.д.).
- Гидравлические емкости (гидробаки, гидроаккумуляторы).
- Гидролинии (трубопроводы).

Насосы преобразуют механическую энергию, поступающую от приводных двигателей (тепловых, электрических и других), в энергию потока жидкости.



Рис. 3.39. Функциональная схема объемного гидропривода

Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели) преобразуют энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев (исполнительных механизмов) привода.

Гидроаппараты (клапаны, дроссели, распределители) предназначены для управления потоком рабочей жидкости.

Под этим понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей жидкости, либо изменение направления, пуск и остановка потока рабочей жидкости, а также открытие или перекрытие отдельных гидролиний. При помощи гидроаппаратуры осуществляется управление гидроприводом и его защита от перегрузок.

Поддержание качества рабочей жидкости:

Для обеспечения надежной работы гидравлической системы необходимо поддерживать рабочую жидкость в оптимальном состоянии. Это достигается с помощью специальных устройств, таких как фильтры (для очистки), теплообменники (для регулирования температуры), влагоотделители и другие.

Гидроемкости:

Гидробаки или гидроаккумуляторы служат резервуарами для хранения рабочей жидкости, необходимой для функционирования гидропривода.

Гидролинии:

Гидролинии обеспечивают циркуляцию рабочей жидкости и передачу давления между компонентами гидропривода или внутри них. Существуют различные типы гидролиний, включая всасывающие, напорные, сливные, исполнительные, дренажные, линии управления и каналы. Конструктивно они могут быть выполнены в виде труб, рукавов, каналов и соединений.

Уплотнения:

Для предотвращения утечек все гидравлические соединения должны быть герметизированы с помощью уплотнений.

Принцип работы объемного гидропривода:

Работа объемного гидропривода основана на следующих физических принципах:

- **Несжимаемость жидкости:** Рабочая жидкость практически не сжимается (обладает высоким модулем объемной упругости, обычно в пределах 1350-1750 МПа для минеральных масел).

- **Закон Паскаля:** Давление, приложенное к жидкости в замкнутом объеме, передается равномерно во все точки.
- **Уравнение Бернулли:** Учитывает течение реальной жидкости и гидравлические потери в системе. В большинстве инженерных расчетов геометрическим и скоростным напорами можно пренебречь из-за их незначительности.

Далее, для иллюстрации принципа работы, предлагается рассмотреть схему простого объемного гидропривода (рис. 3.40).

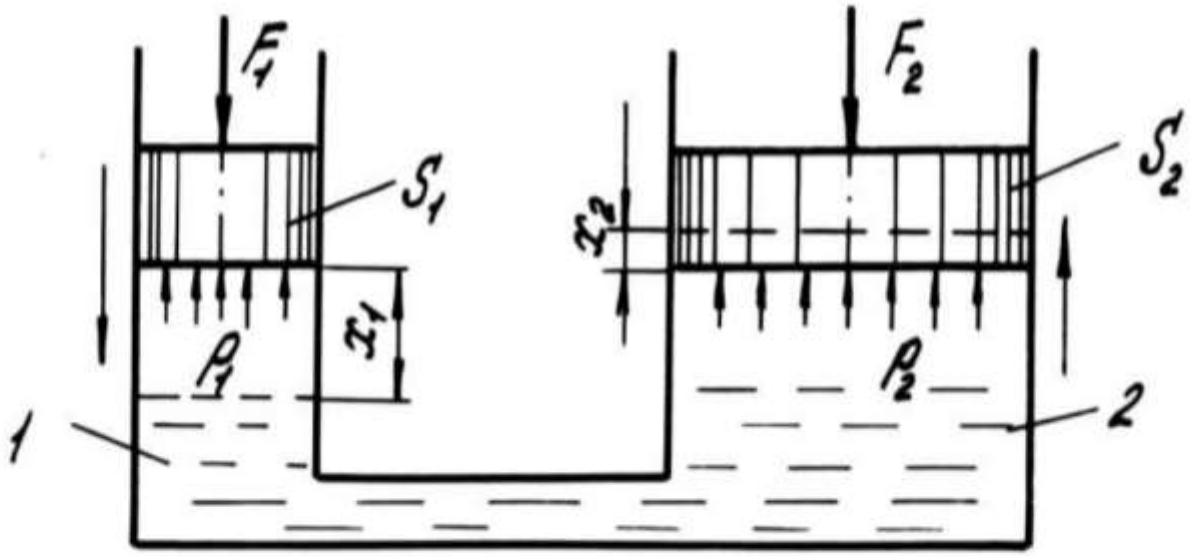


Рис. 3.40. Принципиальная схема простейшего объемного гидропривода

На поршень цилиндра 1 (входное звено) действует сила F_1, на поршень цилиндра 2 (выходное звено) – внешняя нагрузка F_2. При перемещении поршня в цилиндре 1 рабочая жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его поршень в движение.

В соответствии с законом Паскаля (в идеальных условиях) давление $p_1 = F_1 / S_1$ в цилиндре 1 и давление p_2 в цилиндре 2 будут одинаковыми. Так как жидкость считается несжимаемой, то вытесняемые объемы жидкости в цилиндрах 1 ($x_1 \cdot S_1$) и 2 ($x_2 \cdot S_2$) также будут одинаковыми. Соотношения между усилиями, перемещениями и скоростями входного и выходного звеньев системы (при пренебрежении гидравлическим сопротивлением и трением поршней) следующие:

$$F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1};$$

$$x_2 = x_1 \frac{S_1}{S_2}, \qquad V_2 = V_1 \frac{S_1}{S_2}, \tag{3.43}$$

где x_1, x_2 – перемещения поршней 1 и 2 соответственно; S_1, S_2 – рабочие площади поршней цилиндров 1 и 2, $S_{1(2)} = \pi d^2_{1(2)} / 4$, здесь $d_{1(2)}$ – диаметры поршней 1 и 2 соответственно; V_1, V_2 – скорости поршней, $V_{1(2)} = x_{1(2)}/t$, здесь t – время, за которое поршни 1 и 2 переместятся на расстояния x_1 и x_2 соответственно.

Полезная мощность гидропривода определяется по формуле

$$N_1 = \frac{F_1 x_1}{t} = \frac{p_1 S_1 x_1}{t} = p_1 Q, \tag{3.44}$$

где N_1 – полезная мощность гидропривода, Вт; p_1 – давление жидкости, $p_1 = F_1/S_1$, Па; Q – количество жидкости (объем), перетекаемый в единицу времени из цилиндра 1 в цилиндр 2 (объемный расход), $м^3$ /с. Из формулы (3.44) видно, что мощность гидропривода определяется параметрами потока рабочей жидкости: давлением и расходом.

3.7.2. Классификация объемного гидропривода

По виду источника подачи рабочей жидкости *гидроприводы разделяют* на *насосные* (рис. 3.41, а), *аккумуляторные* (рис. 3.41, б), *магистральные* (рис. 3.41, в), *безнасосные*.

В насосном гидроприводе рабочая жидкость подается в гидродвигатель (гидромотор) М насосом Н, входящим в состав этого привода. Насосные гидроприводы получили наибольшее применение.

В аккумуляторном гидроприводе рабочая жидкость от пневмоаккумулятора АК поступает в гидродвигатель, в данном случае в гидроцилиндр Ц. Пневмоаккумулятор АК предварительно заряжен от внешнего источника, не входящего в состав гидропривода.

В магистральных гидроприводах рабочая жидкость поступает в гидродвигатель, в данном случае в поворотный гидродвигатель, по напорной гидролинии 1, а отводится по сливной гидролинии 2. В гидролинию 1 рабочая жидкость подается от отдельной насосной станции, обслуживающей несколько гидроприводов, которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо друг от друга.

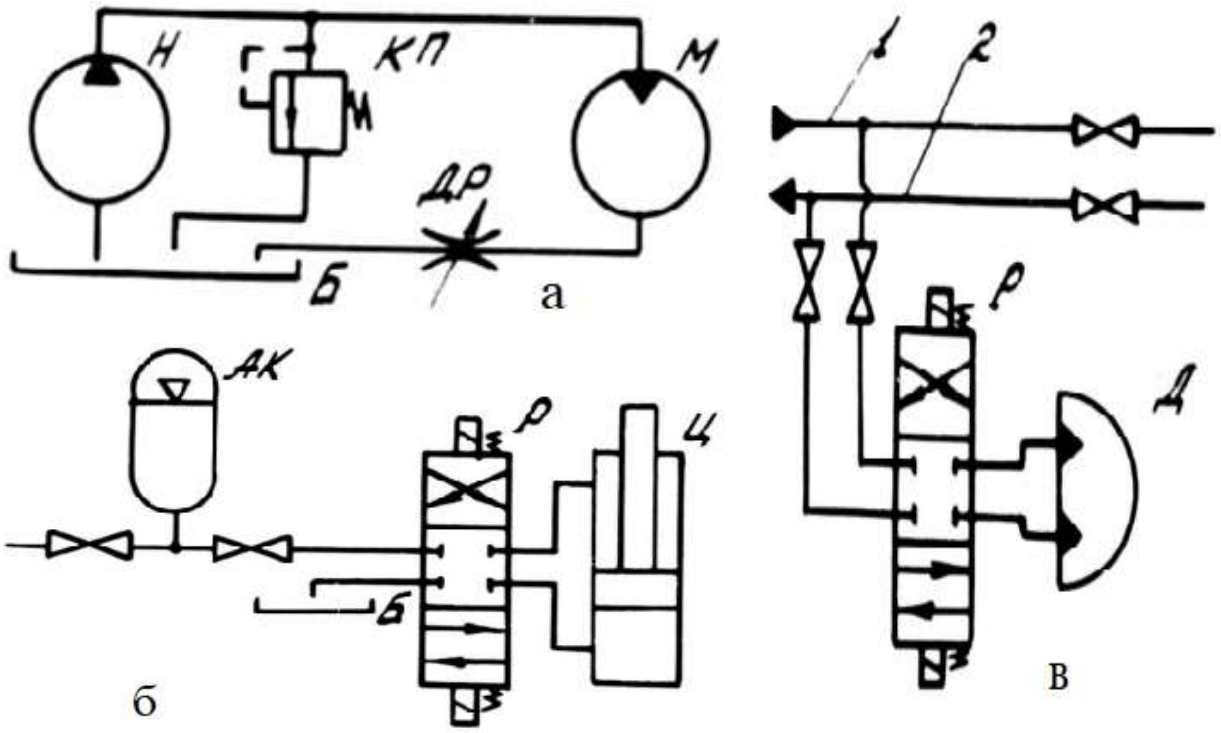


Рис. 3.41. Принципиальные схемы объемных гидроприводов: а – насосного; б – аккумуляторного; в – магистрального

Безнасосный гидропривод: Этот тип гидропривода использует принцип сообщающихся сосудов (как показано на рисунке 3.40) и применяется для управления различными механизмами, такими как муфты сцепления, тормозные системы и гидродомкраты.

Классификация гидроприводов по типу движения: В зависимости от типа движения, которое совершает выходное звено, гидроприводы делятся на три основных типа:

- **Гидропривод поступательного движения:** В качестве объемного гидродвигателя используется гидроцилиндр (см. рис. 3.41, б).

- **Гидропривод вращательного движения:** В этом типе используется гидромотор (М) в качестве объемного гидродвигателя (см. рис. 3.41, а).
- **Гидропривод поворотного движения:** Здесь применяется поворотный гидродвигатель (см. рис. 3.41, в).

В большинстве машин гидроприводы имеют **комбинированный характер**, то есть некоторые выходные звенья совершают поступательное движение, а другие – вращательное или поворотное.

Классификация гидроприводов по возможности регулирования: Объемные гидроприводы подразделяются на **регулируемые** и **нерегулируемые**.

Регулируемые гидроприводы: Это гидроприводы, в которых скорость движения выходного звена (регулируемый параметр) гидродвигателя может изменяться в соответствии с заданным алгоритмом или по желанию оператора. Регулируемые гидроприводы классифицируются:

- **По конструкции регулирующего устройства:** на гидроприводы с **объемным** или **дроссельным** регулированием.
- **По способу регулирования:** на гидроприводы с **автоматическим** и **ручным** регулированием.
- **По задачам регулирования:** на **стабилизированные**, **программные** и **следящие** гидроприводы.

Методы регулирования: В гидроприводах с **дроссельным регулированием** скорость выходного звена изменяется с помощью регулирующих гидроаппаратов (дросселей). В гидроприводах с **объемным (машинным) регулированием** скорость регулируется с помощью регулируемых гидромашин.

В стабилизированном гидроприводе скорость движения выходного звена поддерживается постоянной, в программном гидроприводе – изменяется по заранее заданной программе, а в следящем гидроприводе изменяется по

определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, величина которого заранее неизвестна.

Регулирование скорости в гидроприводах

Скорость движения исполнительного механизма гидропривода может регулироваться двумя способами: ступенчато или плавно.

- **Ступенчатое регулирование** достигается дискретным изменением подачи рабочей жидкости, например, путем включения или выключения определенного количества насосов с постоянной производительностью.
- **Бесступенчатое регулирование** осуществляется с помощью насосов или гидродвигателей с регулируемым объемом (объемное регулирование), дросселированием потока жидкости, либо комбинацией этих методов.

Существуют также **нерегулируемые гидроприводы**, в которых скорость движения исполнительных механизмов гидродвигателей остается постоянной.

Типы циркуляции рабочей жидкости

Гидроприводы классифицируются по типу циркуляции рабочей жидкости на системы с замкнутой и разомкнутой циркуляцией.

- **Замкнутая циркуляция:** В таких системах рабочая жидкость, выходящая из гидродвигателя, направляется непосредственно обратно на вход насоса.
  - **Преимущества:**
    - Меньший требуемый объем рабочей жидкости.
    - Компактность за счет отсутствия гидробака.
    - Возможность использования реверсивных насосов для изменения направления движения исполнительного механизма.
    - Подпор рабочей жидкости улучшает условия всасывания насоса и обеспечивает более плавное движение исполнительного механизма.

- Лучшая защита рабочей жидкости и компонентов гидропривода от загрязнений.
- Возможность установки фильтра на всасывающей линии насоса.
- Улучшенные условия работы жидкости за счет уменьшения количества растворенного воздуха.
- Более высокая допустимая рабочая температура жидкости.

- **Недостаток:** Сложность охлаждения рабочей жидкости.

- **Разомкнутая циркуляция:** В таких системах рабочая жидкость, выходящая из гидродвигателя, сливается в гидробак.

- **Преимущества:**

- Хорошие условия для естественного охлаждения рабочей жидкости в гидробаке.
- Возможность питания нескольких гидродвигателей от одного насоса.

- **Недостатки:**

- Менее надежная защита рабочей жидкости от загрязнений.
- Возможность попадания воздуха в гидросистему.

Применение

В строительной и дорожной технике наиболее распространены гидроприводы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, благодаря их простоте и эффективному охлаждению жидкости в процессе работы.

3.7.3. Выполнение гидравлических схем

Схема – это конструкторская документация, представляющая собой графическое отображение компонентов изделия и их взаимосвязей посредством условных графических обозначений. В зависимости от назначения, при проектировании электрических, гидравлических и других систем используются структурные (функциональные), принципиальные и монтажные схемы. Пространственное расположение элементов на схеме, как правило, не соответствует их реальному размещению в изделии. При компоновке схемы следует стремиться к оптимизации трассировки соединений, минимизируя длину линий связи, количество изломов и

пересечений. Схема может содержать дополнительную информацию, такую как спецификации, технические условия, таблицы и диаграммы. Структурная схема определяет функциональные блоки изделия, их назначение и взаимосвязи, представляя их в виде прямоугольников, соединенных сплошными линиями. Каждый функциональный блок должен быть идентифицирован надписью.

На рис.3.42 приведена структурная схема автоматической системы регулирования теплоснабжения и горячего водоснабжения (ГВС) здания.

Система содержит следующие функциональные части:

1. узел учета тепловой энергии, с помощью которого определяется количество потребленной тепловой энергии и расхода горячей воды,

2. система регулирования отопления, предназначенная для поддержания заданной температуры и давления теплоносителя (воды) в контуре отопления, заданной температуры воздуха в помещениях здания.

3. система регулирования ГВС, предназначенная для поддержания необходимой температуры и давления горячей воды,

4. система электроснабжения всех блоков автоматической системы регулирования,

5. персональный компьютер.

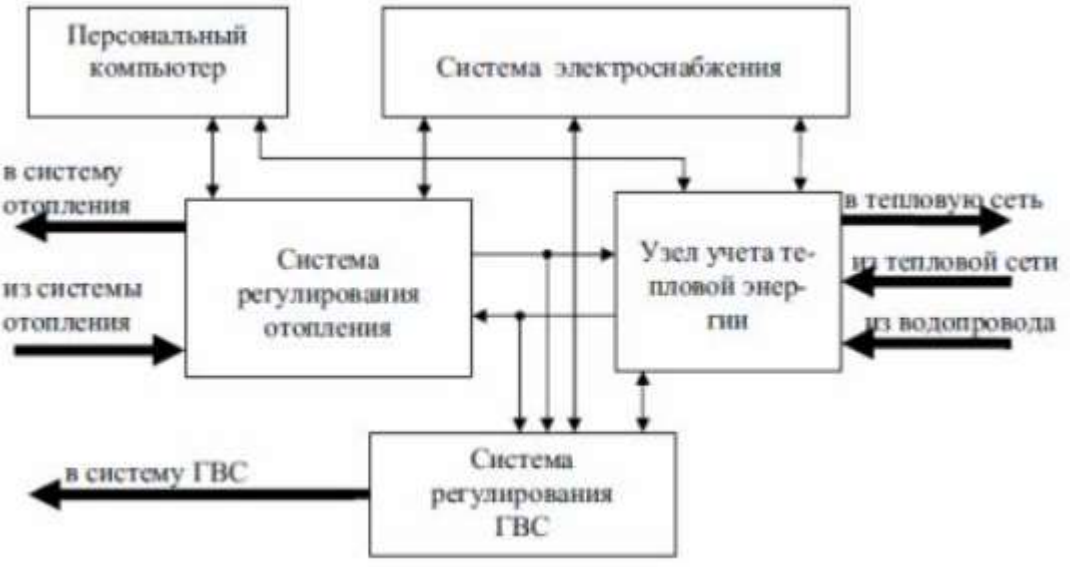


Рис. 3.42. Структурная схема автоматической системы регулирования теплоснабжения и горячего водоснабжения

Особенностью этой схемы является то, что на ней показаны не только связи между отдельными блоками системы регулирования, но и направление потоков теплоносителя и горячей воды.

Принципиальная гидравлическая схема определяет полный состав элементов и связей между ними и дает детальное представление о принципах работы изделия. Элементы и устройства на схеме изображают в исходном положении в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.780–96, ГОСТ 2.781–96, ГОСТ 2.782–96, ГОСТ 2.784–96. Требования к выполнению принципиальной гидравлической схемы устанавливает ГОСТ 2.704-76.

Каждый элемент (или устройство) на гидравлической схеме должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения (прописные буквы русского алфавита) и порядкового номера (начиная с единицы, в пределах группы элементов или устройств), например, $Р_1$, $Р_2$, $Р_3$, $КП_1$, $КП2$ и т.д. (ГОСТ 2.704-76). Порядковые номера элементам присваиваются в соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент, то порядковый номер допускается не ставить.

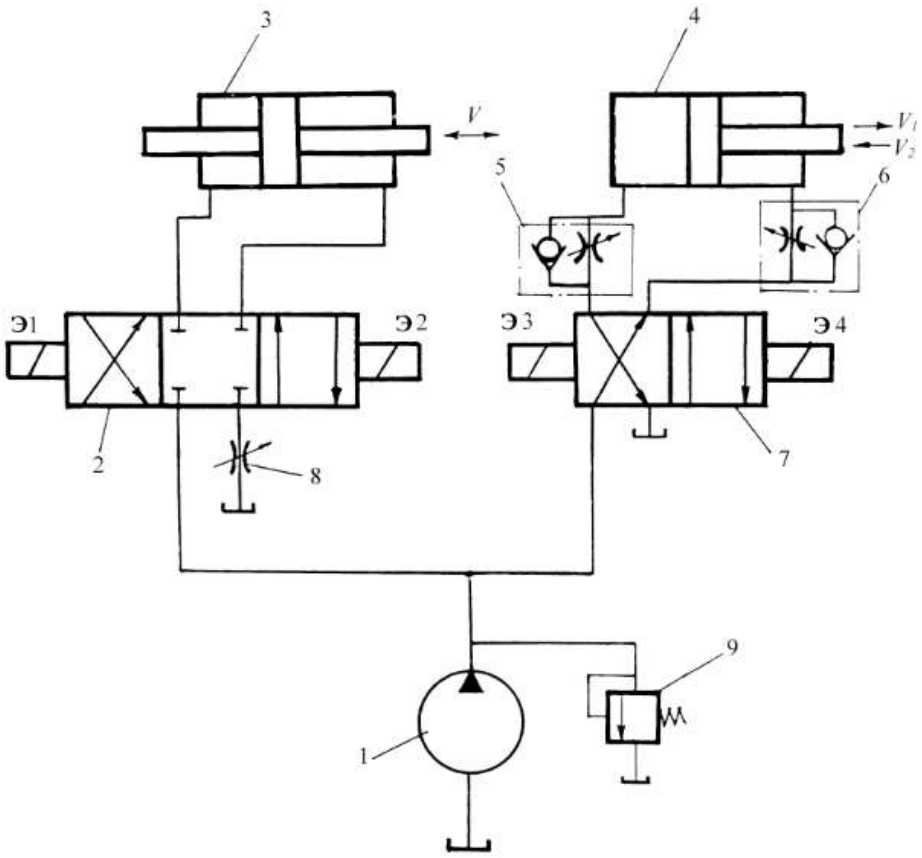


Рис.3.43 Принципиальная схема гидропривода с независимым регулированием скорости

Схема на рис.3.43 представляет возможности раздельного регулирования скорости гидродвигателя при движении в обе стороны. Скорость движения изображенного поршня гидроцилиндра 3 с двусторонним штоком регулируется дросселем 8. В этой схеме поршень цилиндра 3 будет двигаться влево и вправо с одной скоростью *V*. Остановка поршня возможна в любом месте при переключении распределителя 2 в среднее положение (электромагниты Э1 и Э2 должны быть в этом случае выключены). Поршень же гидроцилиндра 4 с односторонним штоком может двигаться в обе стороны с разными скоростями V_1 и V_2 благодаря различной настройке дросселей аппаратов 5 и 6 при переключении распределителя 7 электромагнитами Э3 и Э4 из левой позиции в правую и обратно. Причем здесь применен дроссельно-последовательный способ регулирования скорости «на выходе». Недостаток этой схемы заключается в том, что поршень цилиндра 4 совершает движение в обе стороны на всю длину своего хода. Чтобы обеспечить промежуточную остановку поршня следовало бы вместо

распределителя 7 типа 4/2 применить трехпозиционный распределитель (аналогичный распределителю 2). Клапан давления 9 расположенный в данной схеме во время работы привода открыт и обеспечивает поддержание постоянного давления в напорном трубопроводе насоса 1. Порядок работы гидроцилиндров 3 и 4 может быть любым и определяется циклограммой этого привода, реализуемой системой управления.

Принципиальная гидравлическая схема – это основа для расчетов гидропривода, разработки монтажных схем, понимания работы механизма, а также его технического обслуживания, настройки и регулировки. Важно отметить, что эта схема не отражает фактическое расположение компонентов гидропривода в пространстве.

При разработке принципиальной гидравлической схемы необходимо учитывать ряд ключевых факторов: назначение гидропривода (для основных рабочих операций или вспомогательных функций), уровень давления в системе (низкий, средний или высокий), условия эксплуатации и требования к надежности.

При проектировании гидравлической схемы целесообразно опираться на опыт создания и использования аналогичных машин. Существуют типовые гидравлические схемы для мобильной техники, применение которых улучшает качество проектирования, сокращает перечень используемого оборудования и упрощает процесс производства.

Оптимальная гидравлическая схема должна быть простой, с минимальным количеством компонентов, достаточных для эффективной работы гидропривода и обеспечения необходимой надежности.

В большинстве случаев предпочтение отдается схемам с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, где жидкость после гидродвигателя возвращается в гидробак.

Рекомендуется использовать разгруженные схемы, в которых при нейтральном положении распределителей рабочая жидкость сливается в гидробак под низким давлением.

Совершенствование традиционных гидравлических систем направлено на снижение гидравлических потерь в трубопроводах (путем сокращения их длины, уменьшения количества соединений, использования фланцевых соединений и рукавов высокого давления с изогнутой арматурой) и повышение надежности и безопасности (за счет применения встроенных комбинированных предохранительных и подпиточных клапанов, устройств ограничения скорости нарастания давления, вторичных предохранительных клапанов, устанавливаемых непосредственно на гидродвигателях).

Схема соединений (монтажная) показывает взаимное расположение и типы соединений элементов гидропривода, обычно на фоне конструкции машины. Она разрабатывается после создания принципиальной гидравлической схемы, выбора стандартного оборудования и проведения расчетов гидропривода.

Монтажная схема – это схема, которая показывает внешние и внутренние соединения между конструктивно законченными узлами изделия. Изображения элементов даются в виде прямоугольников, УГО (условно-графического изображения) или внешних очертаний. На монтажной схеме воспроизводятся в точном соответствии с реальным расположением все провода, кабели и жгуты, указывается марка и сечение проводов.

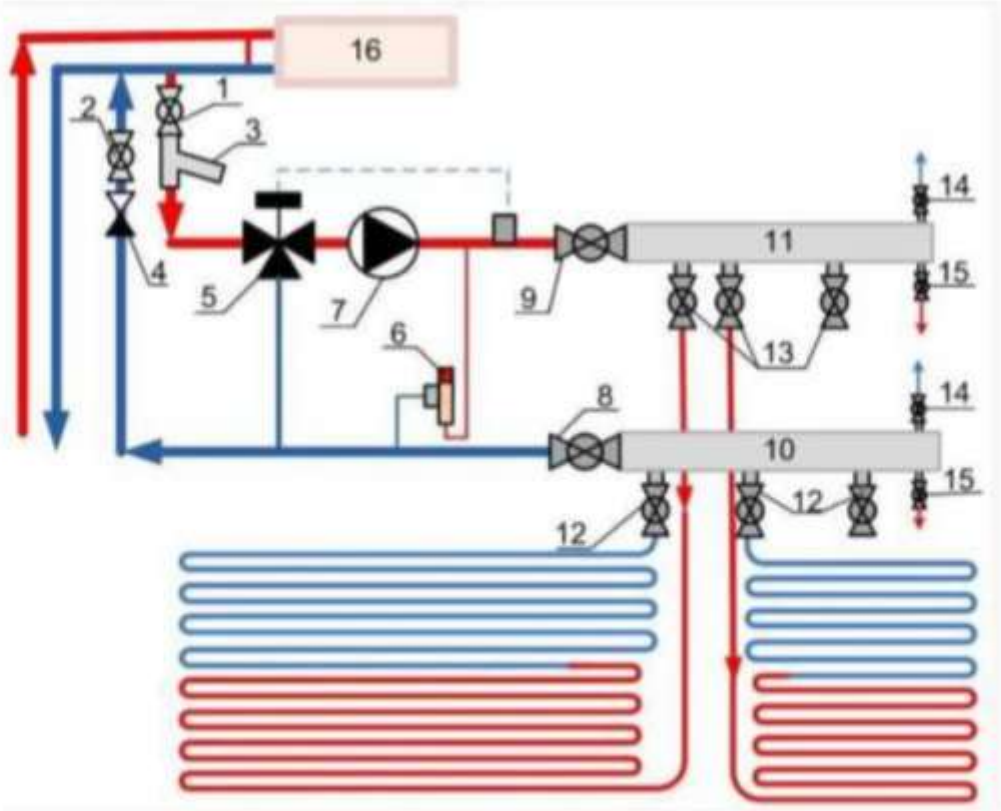


Рис.3.44.Монтажно-технологическая схема теплого пола: 1 – вентиль шарового типа, установленный на подающую линию; 2 – вентиль шарового типа, на выходе; 3 — очищающий фильтр; 4 – клапан на обратную линию; 5 – трехходовая смесительная запорная арматура; 6 – клапан для перезапуска; 7 – насос, обеспечивающий циркуляцию рабочей жидкости; 8 – кран, перекрывающий обратный коллектор; 9 – запорная арматура, перекрывающая вход в подающий коллектор; 10 – корпус обратного коллектора; 11 – подающий коллектор; 12 – запорная арматура шарового типа, перекрывающая обратку; 13 – вентили для перекрытия подачи; 14 – кран для стравливания воздуха; 15 – дренажная запорная арматура; 16 – батарея центрального отопления

Схема соединений может применяться не только для электрооборудования, как видно из рисунка ниже, она отлично отображает структуру теплого пола, подключенного к контуру центральной отопительной системы.

3.7.4. Основные параметры объемного гидропривода

Основными параметрами объемного гидропривода являются: давление p, расход Q (для насосов – подача), мощность N, полный КПД η и выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма: величины крутящих моментов и скоростей вращения вала – для гидромоторов (и поворотных гидродвигателей); значения усилий на штоках и скоростей перемещения штоков – для гидроцилиндров.

Давление может быть номинальным, максимальным и рабочим. Под номинальным понимается давление, при котором гидрооборудование работает в течение заданного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм.

Под максимальным давлением понимается наибольшее давление, при котором допускается кратковременная работа гидрооборудования. На максимальное давление настраивается предохранительный клапан. *Рабочее давление* – текущее фактическое давление, существующее в гидросистеме при наличии определённого сопротивления.

Выбор номинального давления гидропривода проводится по ГОСТ 12445-80 и зависит от многих факторов. Величина давления связана с передаваемой мощностью и назначением гидропривода на машине: для привода рабочего оборудования или выполнения вспомогательных операций, установочных движений. Например, в гидроприводах тракторов, бульдозеров, скреперов, рыхлителей и т.д. обычно применяются шестерённые насосы с номинальным давлением 10, 14 и 16 МПа. В гидроприводах экскаваторов, погрузчиков, автокранов используют аксиально-поршневые насосы с номинальным давлением 16, 20, 25 и 32 МПа.

При выборе номинального давления рабочей жидкости следует учитывать, что занижение его по сравнения с оптимальным ведёт к увеличению массы гидропривода и машины в целом, а завышение – к уменьшению долговечности гидрооборудования, увеличению стоимости изготовления и эксплуатации гидропривода.

Согласно ГОСТ 12445-80 номинальное давление принимается равным 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50 МПа и др.

Рекомендуемые значения номинальных расходов рабочей жидкости согласно ГОСТ 13825-80 следующие:1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 дм3 /мин и др.

3.7.5. Достоинства и недостатки объемных гидроприводов

Широкое распространение гидравлических приводов объемного типа в различных отраслях промышленности объясняется их значительными преимуществами по сравнению с другими типами приводов.

К основным достоинствам гидроприводов относятся:

- **Компактность и легкость:** Уменьшение размеров и веса оборудования благодаря сокращению или полному исключению валов, редукторов, муфт и других механических элементов.
- **Оптимизированная конструкция:** Более простая и эффективная компоновка машин, использующих гидропривод.
- **Высокая скорость реакции:** Малая инерционность гидропривода обеспечивает быстрое срабатывание, позволяя мгновенно включать и реверсировать гидродвигатели.
- **Упрощенная кинематика:** Облегчение конструкции механизма.
- **Плавное регулирование скорости:** Возможность бесступенчатой регулировки скорости выходных элементов в широком диапазоне.
- **Большие передаточные отношения:** Обеспечение значительного увеличения крутящего момента.
- **Простое преобразование движения:** Легкость преобразования вращательного движения в поступательное.
- **Разделение мощности:** Возможность распределения мощности для одновременного выполнения нескольких операций.
- **Удобство управления:** Простота управления и регулирования, возможность автоматизации и дистанционного управления с высокой точностью.
- **Надежная защита:** Простота и надежность предохранительных устройств.
- **Унификация и стандартизация:** Возможность использования стандартных элементов, что упрощает проектирование, эксплуатацию и ремонт.

- **Самосмазывание:** Использование минеральных масел в качестве рабочей жидкости обеспечивает смазку элементов гидропривода, увеличивая их срок службы и улучшая эксплуатационные характеристики.
- **Высокая жесткость:** Устойчивость к нагрузкам благодаря высокому модулю объемной упругости жидкости, что обеспечивает стабильность скорости движения выходных элементов при изменении нагрузки.

Несмотря на преимущества, гидравлические приводы объемного типа имеют и недостатки:

- **Чувствительность к температуре:** Зависимость характеристик гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая изменяется с температурой.
- **Влияние воздуха:** Наличие воздуха в жидкости ухудшает работу гидропривода, снижает жесткость, вызывает задержки, нарушает плавность движения и уменьшает подачу насосов.
- **Утечки:** Внутренние и внешние утечки рабочей жидкости снижают КПД, вызывают неравномерность движения и затрудняют поддержание стабильной скорости при малых значениях.
- **Высокая стоимость:** Повышенные требования к точности изготовления элементов увеличивают стоимость гидропривода.
- **Сложность обслуживания:** Относительная сложность монтажа, диагностики и ремонта, а также высокие затраты на обслуживание.
- **Ограниченная дальность передачи:** Невозможность передачи энергии на большие расстояния из-за потерь давления и снижения КПД.

1. Небольшие внутренние перетоки рабочей жидкости в гидравлических системах, возникающие из-за зазоров в подвижных соединениях, не только допустимы, но и полезны. Они способствуют улучшению смазки трущихся деталей и более эффективному отводу тепла.

2. Тщательный анализ сильных и слабых сторон объемных гидроприводов является необходимым этапом для выбора оптимального типа

привода. При грамотной разработке и надлежащем обслуживании недостатки гидроприводов могут быть существенно уменьшены.

3. Несмотря на наличие недостатков, объемные гидроприводы превосходят другие типы приводов в тех областях, где ключевыми требованиями являются: высокая мощность, возможность разветвленной системы, быстродействие, точное позиционирование, компактность, малый вес и высокая надежность.

3.7.6. Области применения объемных гидроприводов

Гидравлические приводы нашли широкое применение в различных отраслях техники благодаря своей способности автоматизировать и механизировать сложные процессы. Их популярность обусловлена рядом преимуществ: простотой управления, гибкостью компоновки, надежной защитой от перегрузок, легкостью реверсирования и преобразования движений, а также компактностью и относительно небольшим весом. В мобильной технике, например, гидроприводы доминируют. Использование следящих гидроприводов, как в экскаваторах, значительно повышает эффективность работ, исключая необходимость в ручном труде. В последнее время гидроприводы активно внедряются в гидравлические ударные устройства и системы виброзащиты. В авиации и космонавтике они используются для управления рулями, механизмами крыла, шасси и в наземном оборудовании. Сельскохозяйственная техника также широко использует гидроприводы для рулевого управления и управления навесным оборудованием. В станкостроении, кузнечно-прессовом оборудовании, водном транспорте и автомобилестроении гидроприводы применяются для силовых приводов, управления и других задач. Более половины промышленных роботов в мире оснащены гидроприводами.



Рис. 3.45. Примеры применения объемных гидроприводов

Объемные и динамические гидроприводы во многих случаях являются эффективной альтернативой громоздким зубчатым редукторам (коробкам передач), позволяя либо полностью отказаться от них, либо значительно упростить. При этом они обеспечивают более широкий диапазон регулирования скорости, снижают массу и габариты трансмиссии, а также позволяют автоматизировать рабочий процесс, компенсируя недостатки двигателей внутреннего сгорания.

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение объемного гидропривода.
2. Из каких элементов состоит объемный гидропривод?
3. Классификация объемного гидропривода.
4. В чем отличие гидропривода поступательного движения выходного звена от гидропривода вращательного движения?
5. Что определяет принципиальная гидравлическая схема?
6. Назовите основные параметры объемного гидропривода.
7. Где применяется объемный гидропривод?

3.8.Общие свойства и классификация роторных насосов

Назначение и принцип работы насосов в гидроприводах:

В гидроприводах насосы играют ключевую роль, преобразуя механическую энергию, поступающую от двигателя, в гидравлическую энергию рабочей жидкости. Это обеспечивает необходимое давление в системе и гарантирует стабильную работу всех её компонентов. В объемных гидроприводах используются насосы, работающие по принципу вытеснения: жидкость перемещается из зоны всасывания в зону нагнетания за счет уменьшения объема рабочих камер с помощью специальных элементов – вытеснителей.

Типы насосов и их обратимость:

Существует множество типов насосов, применяемых в гидроприводах, включая поршневые, плунжерные, диафрагмовые, шестеренчатые, лопастные, винтовые и ротационно-поршневые. Важной особенностью этих насосов является их обратимость: они могут функционировать как насосы, преобразуя механическую энергию в гидравлическую, или как гидродвигатели, преобразуя гидравлическую энергию обратно в механическую. Тип вытеснителя определяет название насоса: в поршневом насосе это поршень, в шестеренном – зуб шестерни, в лопастном – лопатка, а в винтовом – поверхность винта.

Требования к насосам:

К насосам, используемым в гидроприводах, предъявляются высокие требования. Они должны обладать высоким коэффициентом полезного действия (КПД), быть долговечными и надежными в эксплуатации. Важна возможность плавной регулировки производительности с минимальными потерями энергии. Желательно, чтобы насос был обратимым, позволяя использовать его в качестве гидромотора.

Классификация объемных насосов:

Объемные насосы классифицируются по принципу вытеснения жидкости на поршневые и роторные. В поршневых насосах вытеснение происходит за счет прямолинейного возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения вытеснителей относительно рабочих камер.

Поршневые насосы, в свою очередь, делятся на прямодействующие (с прямолинейным движением ведущего звена) и вальные (с вращательным движением ведущего звена). В роторных насосах вытеснение жидкости происходит за счет вращательного или сложного движения вытеснителей.

Применение насосов в лесной промышленности:

В гидроприводах машин лесной промышленности наиболее распространены шестеренные, лопастные и аксиально-поршневые насосы. Лопастные насосы часто используются в гидроусилителях рулевых механизмов. Шестеренные насосы широко применяются в гидросистемах лесовозных автомобилей, самосвалов, дорожной и строительной техники, лесозаготовительных и складских машин, а также в приводах для обработки и переработки древесины. Аксиально-поршневые насосы используются в системах лесозаготовительных машин, где требуется рабочее давление от 12 до 25 МПа.

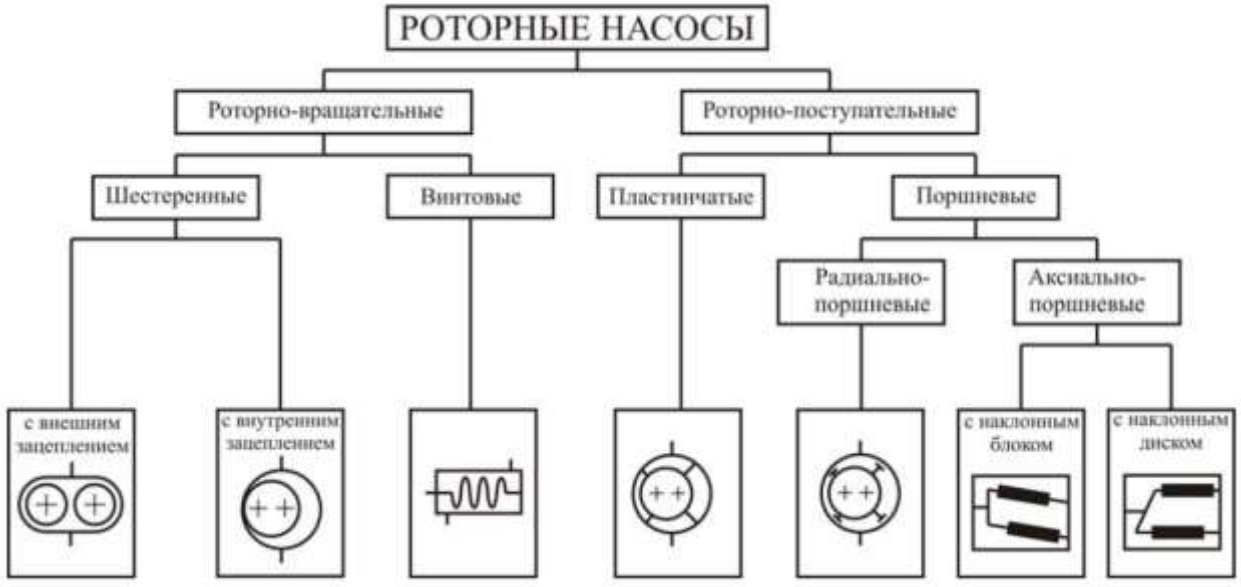


Рис. 3.46 – Классификация роторных насосов

Роторный насос считается механизмом, который применяется ради обеспечения перекачки разных растворов в обширных объемах. Незаменимое оборудование, принцип функционирования, виды, конструктивные особенности и другую информацию о котором надо знать для обеспечения лучшей эффективности от эксплуатации.

Принцип работы. Гидравлический аппарат преобразует механическую приводную энергию движка в жидкость. Он занимается перекачкой разного рода растворов и широко применяется в экономической, физикохимической сфере. Электрооборудование делится на разные виды.

Различие объемной техники от динамического механизма заключается в способе перемещения жидкостей. Поэтому насосы бывают вращательными и возвратно-поступательными. Во всех роторных моделях нет клапанов.

Приборы функционируют по взаимодействию топлива с движком. Они попеременным образом соединяются вместе с лопастями, ответственными за всасывание с нагнетанием. Работа производится из-за постоянного изменения объема. Вначале вода образуется в камере, затем идет в область нагнетания. Объем рабочей камеры изменяется из-за изменения движения шестеренок. Чтобы камера замыкалась, обеспечивается ее плотное пластинчатое прилегание.

Общие свойства**.** Роторным или ротационным насосам свойственна обратимость с быстроходностью, большой равномерностью подачи и повышенными требованиями. То есть, они способны функционировать в режиме гидравлических двигателей на высоких скоростях валового вращения.

Роторные насосы обладают перемещаемыми рабочими камерами. Сообщение всасывающих, нагнетательных полостей в них происходит попеременно.

Конструктивные особенности. Роторные насосы имеют пластинчатое с роторно-лопастным строением. Второй тип приборов является надежным и долговечным.

Роторные, лопастные устройства состоят из статора с поршнем и ротором. Они бывают винтовые или шестеренчатые. В первой ситуации винты, которые двигаются около оси, создают изнутри насосной станции функционирующие временные камеры. Роторные поступательные механизмы состоят из вращающего ротора с продольными прорезями и шиберными

пластинами. Изготавливаются по-разному, но обладают одинаковым принципом работы.

Сферы применения**.** Роторные насосы позволяют перекачивать потоки:

- нефти;
- промышленно-химических веществ;
- лаковых, красочных веществ;
- физико-технических жидкостей;
- пищи

Они активно применяются в разных областях. Их можно встретить на морском, целлюлозном, бумажном, пищевом, фармацевтическом заводе. Приборы используются в судостроении и коммунальном хозяйстве. Помимо нефти, в нефтевой, химической области роторные насосы позволяют перекачивать легкие с тяжелыми водородами, смазками. В них возможно перемещать битум с гудроном, бензолом.

Насосы позволяют перекачивать разные виды толуолов, фенолов, технических жидкостей и нефтевых, химических продуктов. В химической области напорные аппараты функционируют с потоками кислот, растворителей, смазок, масел, аддитивов. С помощью них можно перекачивать также жидкообразную серу, крахмал, пластификаторный элемент и смолу.

Активное применение в морской сфере, кораблестроении проявляется во время перекачки промышленных жидкостей. Устройства активно используются для перекачки топлива с масляными потоками.

В целлюлозной, бумажной сфере устройства используются для закачки целлюлозы. Они позволяют активно перекачивать краски с чернилами. В фармацевтике и пищевой отрасли аппараты применяются для перекачки фруктовых соков с джемами, сиропами, алкогольными напитками, шоколадными соусами и прочими продуктами. В коммунальном хозяйстве устройства используются в системах отопления.

Плюсы и минусы. Из значимых преимуществ применения роторных насосов возможно выделить соответствующие достоинства:

наличие равномерной подачи жидкости в систему трубопровода, при сравнении с возвратными, поступательными устройствами;

присутствие обратимости, то есть использовать такие устройства можно как насосы и гидромоторы;

наличие продуманной структуры, повышенного коэффициента полезного действия;

присутствие высокой производительности из-за работы на повышенных оборотах.

В список плюсов можно добавить следующих момент: перекачивание эффективно из-за выверенных допусков у корпуса и ротаров. Роторные насосы равномерно подают жидкость. В реверсе они функционируют в качестве гидромотора. Приборы обладают надежностью.

Минусы роторного пластинчатого насоса состоят в увеличенных запросах к среде перекачивания и сложной структуры устройств. В жидкости не должны быть включения абразивного типа. Помимо того, роторный насос более надежный, по сравнению с другими системами, но и имеет более высокую стоимость. Также он более требователен к техническому обслуживанию. Он отличается чувствительностью к гидроударам. Ей не нравится избыточное заполнение. При недостатке есть возможность кавитации.

Основные технические характеристики. Роторные аппараты бывают трех типов и имеют разные технические параметры. Серия М - устройства, имеющие одно полое функционирующее колесо. Они могут работать с вязкими веществами. Этой технике не страшны твердые частицы с примесями перекачиваемого материала. Выдержка аппаратуры происходит под напором в 20 баров со скоростью в 100 кубометров за час. Работает при 280 градусах. Серия D из-за присутствия нескольких импеллеров годится для использования в трубах. В ней применяется несколько колес с высокой скоростью потока. Оба колеса функционируют поочередно и создают постоянный поток жидкости, минимизируют вибрационный уровень.

Модель N дополняется импеллерами, опорами с выносным типом. Аппаратура перекачивает субстанции с небольшими инородными примесями. Крупные частицы потока не выдерживает. Перекачка водного потока обеспечивается со скоростью в 90 кубометров в час. Серия Т работает с 4 барным напором при потоковой скорости до 3 кубометров в час. В ней можно применять жидкость в 100 градусов температуры. Имеет хорошее дозирование субстанций, поступающих в аппарат.

Ротационные насосы с полым вращающимся диском. При полном повороте устройство делает движения, перемещающие воду от впуска к выпуску.

Приборы, в которых встроены полые диски, считаются самовсасывающимися реверсно работающими устройствами для перекачки примесей. Из-за небольшой скорости вращения движка они имеют длительный срок эксплуатации. Оснащаются приборы одним, двумя дисками с синхронизированной работой. Плюсы агрегатов состоят в наличии:

- быстрого запуска при любой температуре и условиях окружающей среды;

- способности применения устройств для перекачки вязких веществ, чувствительных к небольшому вращению движка;

- возможности перекачки веществ обратно, сохранив параметры потока;

- адаптивной структуры рабочих дисков, что помогает в их самовосстановлении во время изнашивания и физического расширения;

- поднятия перекачиваемого потока на высоту до 8 метров.



Рис.3.47. Ротационный аппарат с полым вращающимся диском

Кроме того, ротационные насосы, имеющие тонкие диски, обладают надежностью структуры, шумоизоляцией, виброизоляцией (не важен показатель густоты поступающего вещества). У них компактная структура, малый вес. В них можно доставлять жидкости с газом от одной точки к другой. Их в течение некоторого времени можно включать для холостой работы. Работа "всухую" не влияет на их техническое состояние. В ротационных насосах можно перекачивать жидкости с температурой в 280 градусов.

3.9. Шестеренные насосы

Шестеренный насос – роторный насос с рабочими звеньями в виде шестерен (зубчатых колес), обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и предающих вращательный момент.

Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем.

Шестеренный насос состоит из корпуса, ведущей шестерни и ведомой шестерни, вала, оси, двух боковых крышек. Шестерни находятся в зацеплении и имеют одинаковые модули и число зубьев.

Корпус является статором, ведущая шестерня ротором, а ведомая – вытеснителем. Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями корпуса,

двух боковых крышек и зубьев шестерен. Корпус имеет полость всасывания и нагнетания.

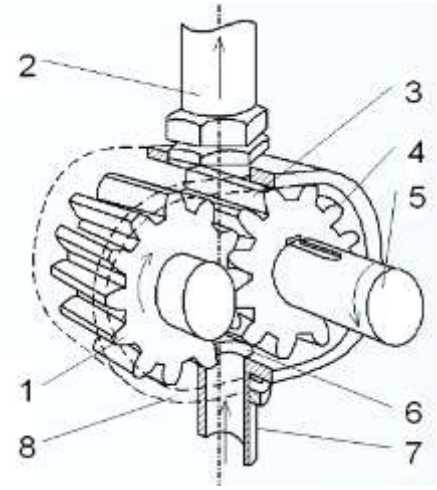


Рис. 3.48. Схема шестеренного насоса: 1 – ведомая шестерня; 2 – нагнетательный патрубок; 3 – полость нагнетания; 4-ведущая шестерня; 5-вал; 6-приемная полость; 7-всасывающий патрубок; 8-корпус

Изобретение насоса. Шестеренные насосы представляют собой лопастную конструкцию, которая двигается внутри приводного механизма и нагнетает рабочую жидкость. Все конструкции делятся на шестеренные насосы с наружным зацеплением, внутренним, а также героторные конфигурации. Первый насос подобного принципа действия появился еще в 16 веке. Его описал математик Кеплер, и он был представлен моделью с наружным зацеплением. Уже в 17 веке первые модели насосов были сконструированы и успешно применены. Героторы стали применяться уже в 20 веке. Запатентовал конструкцию в 1904 году американец Йенс Нильсен, основатель компании Viking Pump. До сих пор компания является одним из ведущих производителей шестеренных конструкций.

История изобретения насоса

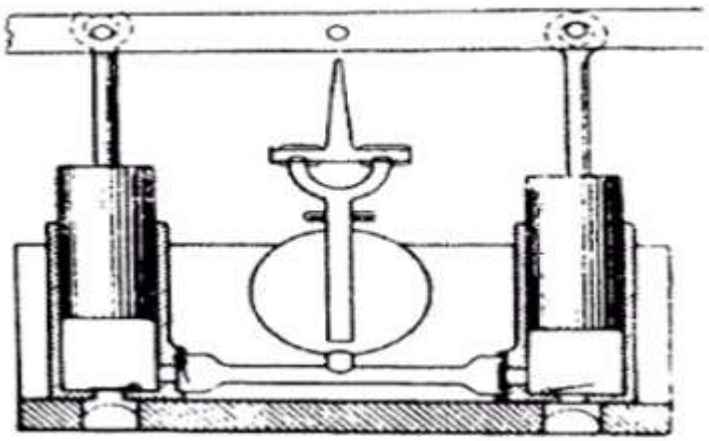


Рис.3.49. Первый насос для тушения пожаров

Первый насос для тушения пожаров, изобретенный древнегреческим механиком Ктесибийем, был описан в 1 в. до н.э. древнегреческим учёным Героном из Александрии в сочинении «Pneumatica», а затем М.Витрувием в труде «De Architectura».

Древний насос для воды

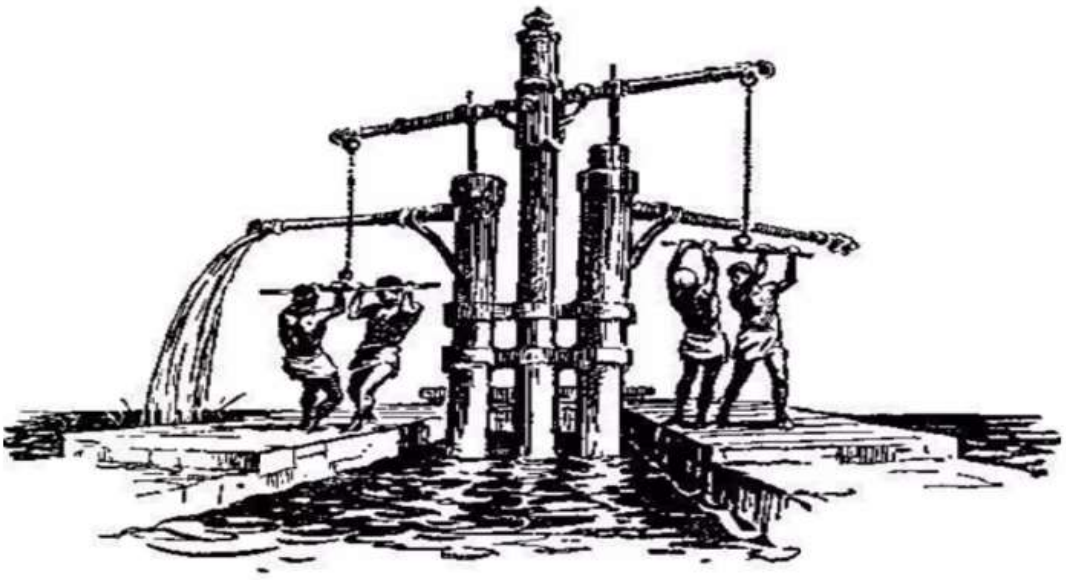


Рис.3.50. Древний насос для воды

Чтобы это насос работал требовалось усилие не менее двух человек. Принцип работы такого насоса и способ управления им такой же как дрезины.

В 1624 году И. Лейрехон описал в своей книге двухроторный коловратный насос, который можно рассматривать как прообраз современных шестеренчатых насосов.

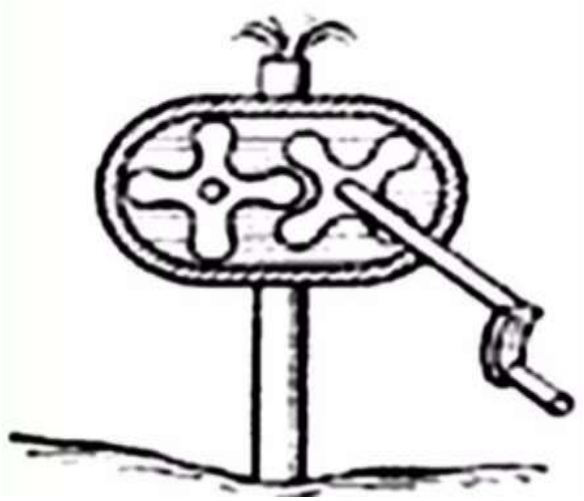


Рис.3.51. Двухроторный коловратный насос

Привод ведущего колеса осуществлялся вручную от коловорота, ведомое колесо вращалось за счет зацепления лопастей. Такой насос существовал в 17 в. только на бумаге и не применялся на практике.

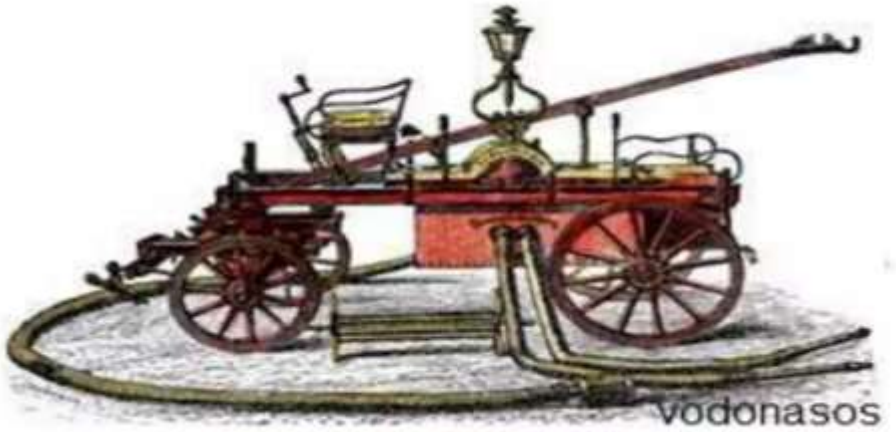


Рис.3.52. Первый водяной насос

Шестеренчатый насос в том виде, как мы его знаем сейчас, был сконструирован и усовершенствован в конце 19 – начале 20 веков.

Применение шестеренчатых насосов

Системе смазки горного оборудования:

- гидропривод бурового станка;
- в системе смазки вертикального редуктора экскаватора;
- в токарных станках;
- в проходческих комбайнах.

Химической и лакокрасочной промышленности:

- транспортирует щелочи:

- синтетические жидкости;

- жидкое стекло;

- хозяйственные товары (мыло, шампуни, эмульсии, крема).

Пищевая промышленность:

- подача и перекачка растительных и животных жиров;

- желатина;

- шоколада;

- какао;

- сливок;

- масла.

Нефтегазовая промышленность:

- для разгрузки загрузки цистерн;

-для транспортировки минерального масла;

- асфальта;

- асфальтовой эмульсии.

Шестеренный насос – благодаря простоте своей конструкции самый распространённый вид насосов. Своё широкое распространение эти насосы получили благодаря простоте конструкции и низкой стоимости изготовления. Выбрать наиболее подходящий под ваши технические параметры и купить шестерённые насосы вы всегда сможете на страницах каталога нашего сайта.

Шестеренные насосы -это гидравлические машины объёмного типа действия. Вытеснение жидкости происходит за счёт изменения объёма рабочей камеры насоса, которая образуется между зубьями ротора и корпусом (статором). Благодаря этому, давление, которое создают насосы шестерённые не зависит от частоты вращения рабочего вала и расхода на выходе из насоса.

Основные характеристики шестерённых насосов.

Рабочий объём. Это объём жидкости, вытесняемой за один оборот насоса.

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2\pi m^2 (z+1)b\,, \qquad (3.45)$$

где m – модуль зубчатого зацепления;

z – число зубьев шестерни, z = 6...16;

b – ширина шестерни.

Номинальная частота вращения шестерённого насоса. Это рабочая частота вращения приводного двигателя, а следовательно и ведущего вала насоса. Так же в инструкции можно встретить максимальную частоту вращения. Это максимально допустимые обороты в течении короткого промежутка времени.

Подача или расход шестерённого зубчатого насоса. Это количество рабочей жидкости вытесняемой насосом при номинальной частоте вращения. Для большинства видов она 1000 об/мин.

Объемной подачей называется объем рабочей жидкости, проходящей через гидромашину в единицу времени.

Объемную теоретическую подачу определяют по формуле

$$Q_т = qn_н, \qquad (3.46)$$

где $Q_т$ – теоретическая подача насоса, м^3 /с;

q – рабочий объем насоса, м^3 (м^{0000} /000об);

$n_н$ – частота вращения вала насоса, с$^{-1}$(об/с) .

Рабочий объем насоса, как следует из формулы (3.45), можно рассматривать как подачу за один оборот вала насоса. Подача насоса находится в прямой зависимости от частоты вращения вала насоса.

Действительная подача насоса определяется по формуле

$$Q_н \approx \eta_{об} Q_т\,. \qquad (3.47)$$

где $\eta_{об}$ – объемный КПД насоса.

- Номинальное рабочее давление на выходе из шестеренных насосов.

Напор – приращение удельной механической энергии жидкости, которую ей сообщает насос. Обозначается буквой H и имеет размерность (м).

Зная напор, можно найти давление p (Па), создаваемое насосом:

$$p = \rho \cdot g \cdot H \text{, Па} \qquad (3.48)$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 Потребляемая мощность насоса. Это мощность, которую должен создавать приводной двигатель.

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса), определяется по формуле

$$N_н = M_н\ \omega_н = M_н 2\pi n_н, \qquad (3.49)$$

где $N_н$ – мощность насоса, Вт; $M_н$ – крутящий момент на валу насоса, Н·м; $\omega_н$ – угловая скорость вращения вала насоса, с $^{-1}$; $n_н$ – частота вращения вала насоса, с$^{-1}$.

Основными элементами шестерённых насосов являются:

- Неподвижный статор. Корпус гидромашины.
- Ротор насоса. Это шестерни, перекачивающие рабочую жидкость.
- Замыкатель. Присутствует в насосах с внутренним зацеплением.

Классификация шестеренчатых насосов:

- *По виду зацепления:*
- - с внутренним зацеплением;
- - с внешним зацеплением.
- *По конструкции:*
- - многосекционные;
- - многошестеренные;
- - многоступенчатые.
- *По виду шестерен:*
- - прямозубые;
- - косозубые;
- - шевронные.

Шестерённые насосы с внешним зацеплением

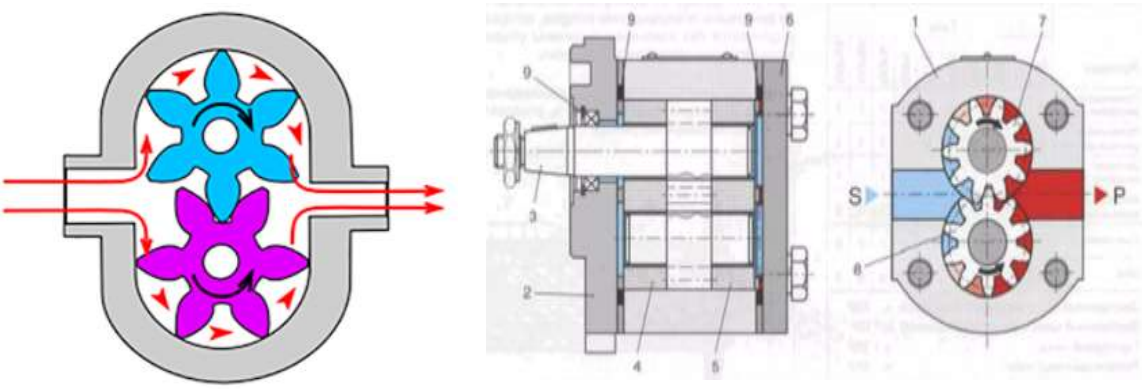


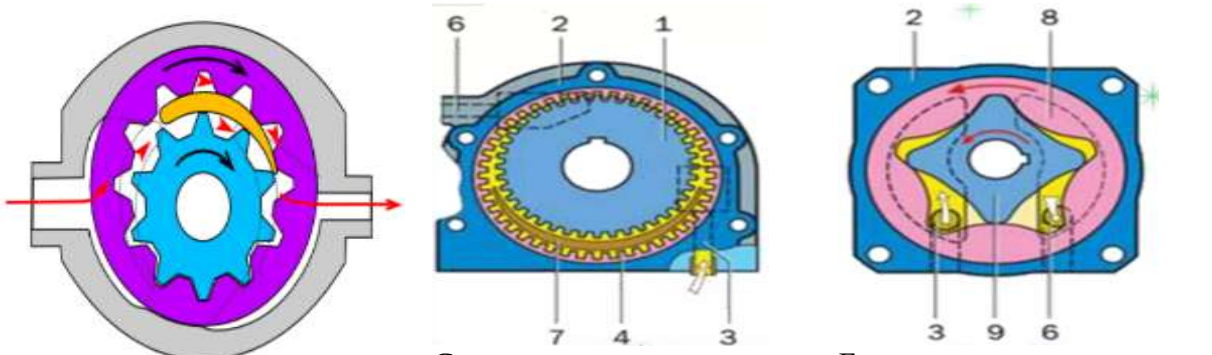
Рис.3.53. Шестеренный насос внешним зацеплением:-1-корпус; 2-крышка; 3-ведущий вал; 4-подшипник; 5-подшипник; 6-крышка; 7-шестерня ведущая4 8-шестерня ведомая; 9-уплотнение

Принцип работы шестерённых насосов с внешним зацеплением заключается в следующем. Ведущая шестерня, через вал, приводится в движение каким-либо двигателем. Она, в свою очередь, вращает ведомую.

Расходящиеся зубья увеличивают объём зоны всасывания. В результате, на входе шестерённого насоса создаётся область с разряженным давлением, куда и попадает жидкость из подводящей магистрали. Вращающиеся шестерни имеют очень маленький зазор с корпусом насоса, в результате этого, жидкость заключённая в пространстве между зубьев, переносится из области всасывания в область нагнетания. Зубья входят в зацепление, тем самым уменьшая объём рабочей камеры нагнетания и вытесняют жидкость в напорную гидравлическую линию.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением являются наиболее распространенным видом своего класса.

Шестерённые насосы с внутренним зацеплением



С разделительным серпом Без разделительного серпа

Рис.3.54. Шестеренный насос внутренним зацеплением: 1-ведущая шестерня;2-корпус насоса; 3-всасывающий канал; 4-ведомая шестерня; 5-ось; 6-нагнетательный канал; 7- разделительный сектор; 8-ведомый ротор; 9-ведущий ротор

В этом типе насосов приводной двигатель, через входной вал, вращает внешнюю шестерню-ведущую. Ведомая смещена относительно оси вращения с некоторым экстреситентом и ограниченна серповидным разделителем. Между зубьями ведущей и ведомой шестерни и серповидным разделителем создаются замкнутые объёмы, в которых и перемещается жидкость из области всасывания насоса в область нагнетания. Преимуществом этого вида шестерённых насосов являются габаритные размеры, к недостаткам можно отнести сложность изготовления.

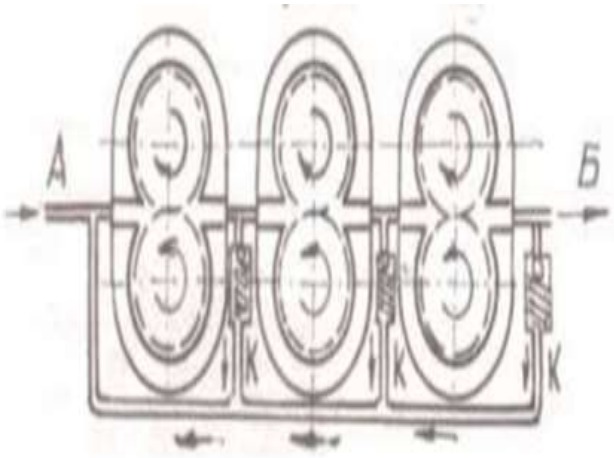


Рис.3.55. Схема многоступенчатого шестеренного насоса

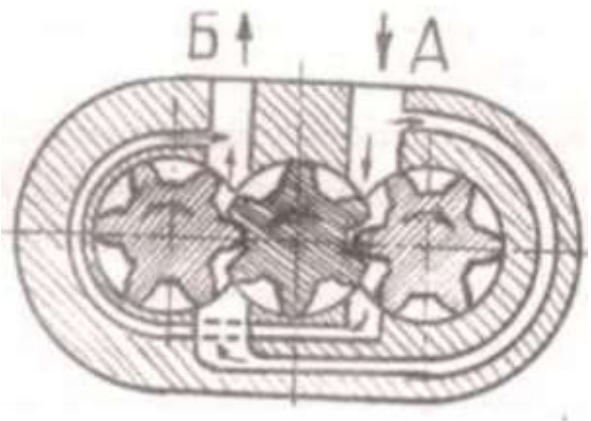


Рис.3.56. Схема многошестеренного насоса

Одной из основных технических проблем которая свойственна шестерённым насосам, является проблема запертых объёмов жидкости, которые являются нежелательными. Вследствие не сжимаемости жидкости,

возникновение запертых объёмов в процессе работы насосов, если не предусмотреть меры борьбы с ними, приведёт к созданию большого момента на приводном валу двигателя.

Для разгрузки этого узла выполняют специальные канавки в корпусе или крышке шестерённого насоса, по которым жидкость из запертых объёмов уходит в полость либо высокого, либо низкого давления.

Преимущества и недостатки шестерённых насосов.

Преимущества:

- В виду простоты конструкции и низкой стоимости изготовления это самые дешёвые и наиболее распространённые насосы.
- У них минимальные требования к частоте рабочей жидкости.
- Такие насосы не требуют смазки, её роль выполняет рабочая жидкость.

Недостатки:

- В них невозможно регулировать объём рабочей камеры насосов.
- Низкий коэффициент полезного действия насоса. Коэффициент полезного действия составляет 60-75% Это один из самых маленьких показателей среди разных видов насосов.
- Высокие требования к точности и материалам при изготовлении шестерён и корпуса рабочей камеры наосов.
- Высокий шум при работе. Это вызвано конструктивными особенностями зубчатого зацепления.
- Высокая пульсация давления. Определяется исходя из принципа работы шестерённых насосов. Рабочая жидкость вытесняется порционно в напорную магистраль.
- Большая нагрузка на подшипниковые узлы шестерён и как следствие их повышенный износ. Возникает из-за большого перепада давления которое возникает между всасывающей и нагнетательной областью.
- Насосы шестерённые не рекомендуются к эксплуатации в гидравлических системах с высоким давлением.

При установке шестерённых насосов необходимо придерживаться следующих правил.

- В большинстве случаев они применяется в гидравлических системах с открытым контуром.
- Насос должен быть расположен ниже уровня жидкости в масляном баке.
- Рабочее давление в контуре не должно превышать разрешённое рабочее.
- В системе должен быть предохранительный клапан, установленный непосредственно после насоса, для аварийного сброса рабочей жидкости.
- Частота вращения приводного вала должна быть в разрешённых в описании пределах.
- В гидравлическом контуре должна присутствовать система фильтрации (сливной и напорный фильтр).
- Соединение напорных и сливных магистралей должно быть надёжным и исключать подсос воздуха.
- Если насос не реверсивный, то должно быть выбрано верное направление вращения.

Благодаря простоте конструкции и относительно низкой стоимости шестерёнчатые гидромашины являются одними из самых распространённых для использования в быту и промышленности. Они широко применяются на гидравлических станциях, мобильной и стационарной гидравлике.

3.10. Пластинчатые насосы.

Пластинчатый насос – это роторная объемная гидромашина вытеснителями в которой являются две и более лопасти (шиберов). Его часто называют шиберным или роторно-пластинчатым. Имея не плохие характеристики и практичную конструкцию, он завоевал большой спектр применения в различных промышленных секторах. Его конструкция

используется в пищевой, фармацевтической и косметической промышленности.

Технические данные:

Используются в различных станках и гидравлических усилителях рулевого управления;

Номинальное давление на выходе до 12,5 МПа;

КПД до 85 %;

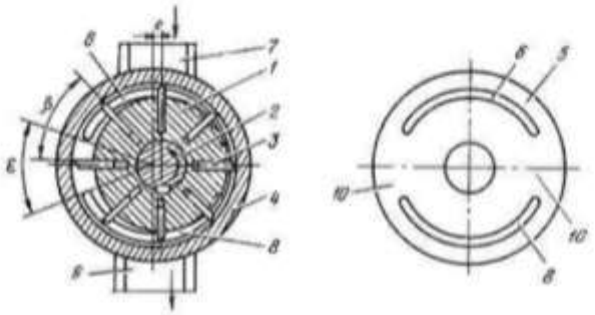
Вращающий момент 30 оборотов в секунду;

Устройство

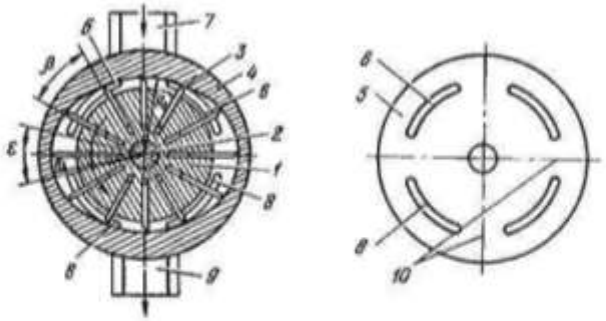
Существуют два вида гидравлических пластинчатых насосов:

Однократного действия – за одно полное вращение вала совершается одно событие забора рабочей жидкости и одно нагнетание. Регулируемые, за счет смещения центра вращения ротора на величину e, относительно центра статора.

Двукратного действия – за полное вращение совершается два события забора жидкости и два нагнетания. Не регулируемы так как центры ротора и статора объединены и не могут быть смещены.



а) Насос однократного действия



б) Насос двукратного действия

Рис.3.57.Схема устройства однотактного и двухтактного насосов.
1 – Ротор; 2 – Вал, передающий вращение привода; 3 – Пластины; 4 – Статор (неподвижный корпус насоса) 5 – Распределитель; 6 – Отверстие всасывания в распределителе; 7 – Подвод рабочей жидкости; 8 – Отверстие нагнетания в распределителе; 9 – Линия выдавливания рабочей жидкости;

Как видно на рисунке, в строение пластинчатого насоса входит вращающийся ротор (1), который в свою очередь закреплен на валу (2). Ротор обеспечен специальными выемками – пазами, расположение которых радиально. В пазах располагаются специальные пластины (3). В однотактных роторах происходит смещение центра ротора и статора на величину e. Это делается чтобы при событии вращения основного вала (2) пластины могли вдвигаться и выдвигаться. В двухтактных машинах этот эффект достигается за счет изменения формы статора. К торцевой области ротора, а также и статора прикрепляются распределители (5) с отверстиями в виде серпа. Отверстие (6) соединено с каналом всасывания (7), а отверстие (8) с гидролинией нагнетания (9). Между отверстиями в распределителе присутствуют специальные перемычки (10), задачей которых является обеспечение герметичности частей, отвечающих за втягивание рабочей жидкости и ее нагнетание. Угол $\xi > \beta$ что обеспечивает изоляцию зон всасывания и нагнетания.

Принцип работы гидравлического пластинчатого насоса

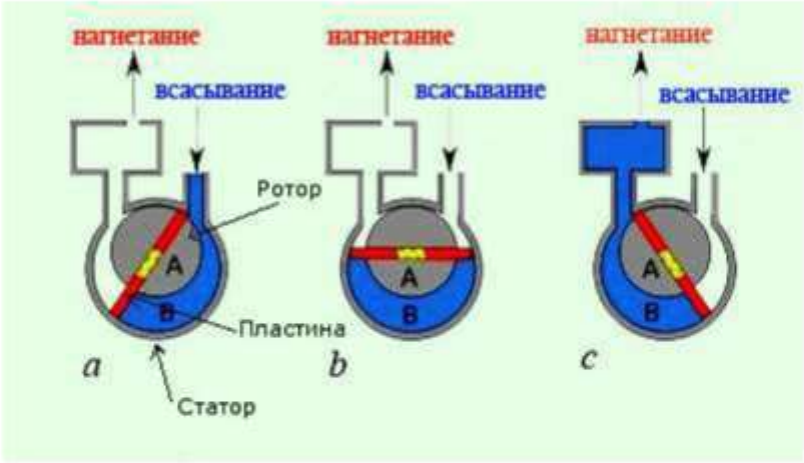


Рис.3.58. Принцип работы пластинчатого насоса

Понять принцип работы пластинчатого насоса можно используя рисунок выше. Вращаясь ротор перемещает пластины. Они в свою очередь под

действием центробежной силы или пружины начинают выходить из пазов, плотно жмется к внутренней стенке статора. Благодаря тому, что центр ротора смещен относительно статора, объем рабочей камеры по мере движения растет – это событие всасывания (а). Ротор продолжая движение переходит в фазу уменьшения рабочей камеры – это событие нагнетания (с). Итак жидкость переносится между лопастями из системы всасывания в систему нагнетания.

Производительность шиберного насоса однократного действия.

Производительность роторно-пластинчатого агрегата однократного действия определяется по формуле:

$$Q_m = 2e(2\pi R - zS)bn \ \text{м}^3/\text{с}$$

- *e – эксцентриситет (смещение оси статора насоса по отношению к оси ротора);*
- *R – радиус цилиндрической расточки статора;*
- *z – число пластин;*
- *S и b – толщина и ширина пластин;*
- *n – частота вращения ротора насоса (вала приводного электродвигателя).*

(3.50)

Как видно из формулы производительность зависит от величины e, которая определяет отклонение оси ротора от оси статора. Из чего следует что, если поместить ротор внутрь кольца, перемещением которого мы сможем управлять, мы получим регулируемый роторно-пластинчатый насос.

Производительность шиберного насоса двукратного действия

Производительность роторно-пластичного устройства определяется по следующей формуле:

$$Q_m = 2bn(R - r)[\pi(R + r) - zS], \text{м}^3/\text{с}$$

- *b – ширина пластины;*
- *R и r – соответственно большой и малый радиусы расточки корпуса;*
- *z – число пластин;*
- *S – толщина пластины;*
- *n – частота вращения ротора (вала приводного электродвигателя).*

(3.51)

Исходя из формулы можно сделать некоторый вывод. Мощность насоса невозможно повысить кроме как увеличением вращений ротора (n). Из чего следует вывод что агрегаты двукратного действия являются не регулируемыми.

Достоинства и недостатки

Сравнение с другими типами насосов:

В отличии от шестеренных, роторно-пластинчатые агрегаты производят наиболее равномерную подачу рабочей жидкости;

у роторно-поршневых типов пластичные устройства выигрывают тем что требования к загрязнению рабочей жидкости весьма низкие, а конструкция самого агрегата проще и дешевле;

Общие достоинства:

Относительно низкая пульсация выходного потока;

низкий уровень шума;

регулируемый рабочий объем.

Общие недостатки:

Устройство насоса достаточно сложное и плохо ремонтопригодное;

Не большие рабочие давления;

Залипание пластин, случается при низких температурах;

Заклинивание пластин при высоких температурах.

Пластинчатые насосы

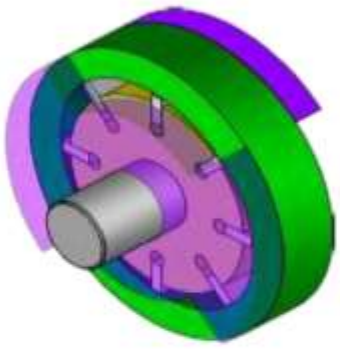


Рис.3.59.Пластинчатый насос.

Пластинчатые насосы относятся к классу объемных роторных шиберных машин.

В пластинчатых насосах перекачивание жидкости осуществляется за счет изменения объема камер, образуемых поверхностями ротора статора и подвижных пластин.

Типы пластинчатых насосов

Различают несколько типов пластинчатых машин.

По количеству циклов изменения рабочей камеры:

однократного действия;

двукратного действия.

По возможности регулирования:

Регулируемые;

нерегулируемые насосы.

Рассмотрим каждый из этих типов насосов подробнее.

Нерегулируемые пластинчатые насосы

В нерегулируемых насосах отсутствует возможность изменения рабочего объема. Подачу таких насосов можно регулировать путем изменения частоты вращения приводного двигателя или использовать дроссельное регулирование гидропривода.

Устройство пластинчатого насоса двукратного действия

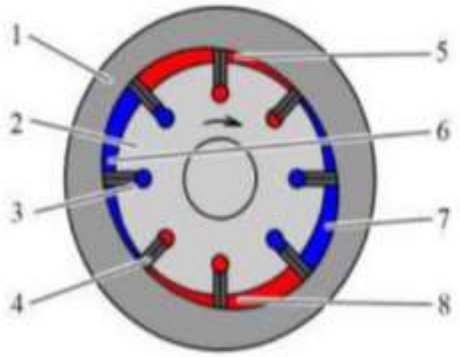


Рис.3.60. Устройство пластинчатого насоса двукратного действия.

Внутренняя поверхность статора 1 имеет овальную форму. Ротор 2 установлен соосно статору. В пазах 3 ротора установлены пластины 4, которые могут свободно перемещаться внутри пазов. При вращении ротора пластины за счет центробежной силы пластины прижимаются к поверхности статора образуя рабочие камеры. В связи с тем, что внутренняя поверхность статора

имеет овальную форму при вращении ротора объем рабочих камер будет изменяться. В зонах 6 и 7 увеличения объема камеры выполнено отверстие для всасывания рабочей жидкости, в зонах 5 и 8 уменьшения объема камеры - отверстие для нагнетания.

В насосах двойного действия устанавливается четное число пластин (не менее 8).

Расчет рабочего объема пластинчатого насоса двойного действия

Рабочий объем насоса определяется минимальным R_{c1} и максимальным радиусами R_{c2} внутренней поверхности статора, толщиной Δ и количеством z пластин, а также углом их наклона ξ.

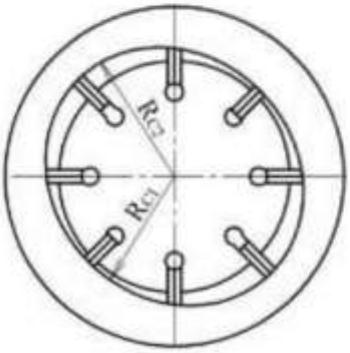


Рис.3.61. Объем пластинчатого насоса двойного действия.

Вычислить рабочий объем насоса двойного действия можно по формуле:

$$V = 2b\,(R_{c2} - R_{c1})((R_{c2} + R_{c1})\pi - \frac{\Delta z}{\cos\xi}) \qquad (3.52)$$

Подача пластинчатого насоса

Подача объемного насоса - это произведение его рабочего объема на частоту вращения приводного двигателя.

$$Q = V \cdot n \qquad (3.53)$$

Принцип работы пластинчатого насоса однократного действия

Пластинчатый насос однократного действия показан на рисунке.

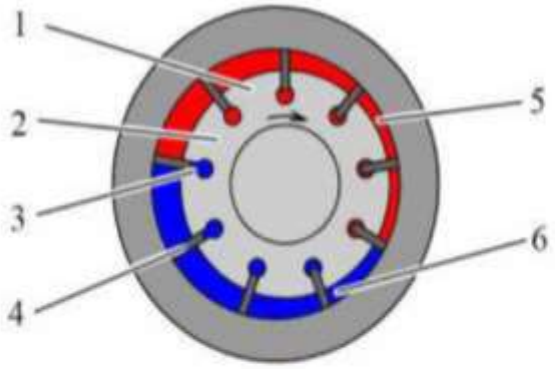


Рис.3.62. Пластинчатый насос однократного действия.

Ротор 1 установлен в статоре 2 с эксцентриситетом. В роторе 1 в радиальном направлении выполнены пазы 3, в которых установлены подвижные пластины 4. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы прижимаются к цилиндрической поверхности статора. За счет эксцентриситета между осями вращения ротора и статора обеспечивается изменение объемов рабочих камер.

В зоне 6 увеличения объема камеры происходит всасывание рабочей жидкости, зоне 5 уменьшения - нагнетание.

В насосах одинарного действия используется нечетное число пластин (не менее 3).

Расчет рабочего объема пластинчатого насоса одинарного действия

Рабочий объем насоса зависит от радиусов ротора r статора R и эксцентриситета e.

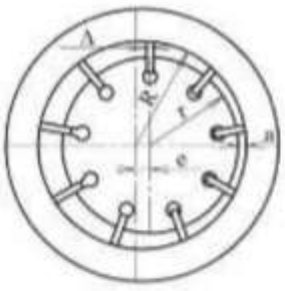


Рис.3.63. Рабочий объем пластинчатого насоса одинарного действия

Эти величины связаны зависимостью:

$$e = R - r - a \qquad (3.54)$$

где a - минимальный зазор между ротором и статором.

Максимальный рабочий объем пластинчатого насоса одинарного действия можно определить по формуле:

$$V = 2eb\ (2\pi R_{\text{ср}} - \Delta z) \quad (3.55)$$

$$R_{\text{ср}} = r + a + e \quad (3.56)$$

Если полости под пластин при их выдвижении соединяются с линией всасывания, а при задвижении - с линией нагнетания, то рабочий объем такого насоса можно определить по формуле:

$$V_0 = 4kebR_{\text{ср}} \quad (3.57)$$

Δ - толщина пластин z - количество пластин b - ширина статора

Для точного определения объема рабочей камеры необходимо учесть закон перемещения пластин в роторе во время его вращения. Уточненная формула для определения рабочего объема однократного пластинчатого насоса выглядит следующим образом:

$$V = 2eb\ (k2\pi R_{\text{ср}} - \Delta z) \quad (3.58)$$

Значение коэффициента k будет зависеть от количества пластин в насосе.

Таблица 3.1

z	3	5	7	9	11
k	0,827	0,936	0,968	0,980	0,986

Особенности применения насосов одинарного и двойного действия

В пластинчатых насосах однократного действия нагрузки неравномерны, сила давления действует на ротор только со стороны полости нагнетания. По этой причине насосы однократного действия предназначены для работы на давлении до 12 МПа. Эта проблема устранена в насосах двойного действия, где действие сил давления на ротор уравновешено.

Регулируемые пластинчатые насосы

В конструкции регулируемых насосов предусмотрена возможность изменения рабочего объема. Подачу насосов этот типа можно регулировать объемным способом.

На рисунке показан регулируемый пластинчатый насос однократного действия.

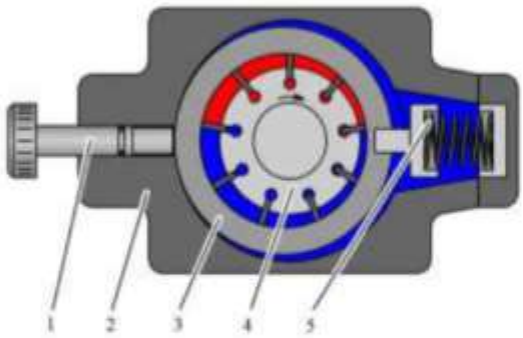


Рис.3.64. Пластинчатый насос однократного действия

Статор 3 установлен в корпусе 2 с зазором. Винт 1 позволяет перемещать статор внутри корпуса , тем самым меняя эксцентриситет между ротором 4 и статором. Если эксцентриситет будет равен 0, то объем рабочих камер при вращении ротора меняться не будет, подача насоса будет равна 0. При максимальном эксцентриситете подача будет максимальной.

Пружина 5 прижимает статор к регулировочному винту.

Устройство и принцип работы пластинчатого насоса.

Иногда возникает необходимость в перекачке смесей, которые начинают густеть при снижении температуры, поэтому требуется особое насосное оборудование, способное обогревать транспортируемую массу и не давать ей загустевать. С этой задачей может справиться пластинчатый насос, который имеет специальную рубашку для обогрева рабочей смеси. Этот агрегат может перекачивать разные типы веществ: с содержанием абразивных частиц, кашицеобразные, с примесью посторонних мелких включений, смол и различных клейких смесей. Насос может выкачивать жидкости через шланг, погружённый в ёмкость. Этот агрегат имеет повышенную всасывающую силу и может функционировать с одинаковым усилием в двух направлениях.

Особенности строения. Пластинчатый насос может использоваться в разных сферах химической, фармацевтической, косметологической и пищевой промышленности. В конструкции насоса используются следующие составляющие элементы:

корпус, выполненный из прочной стали и имеющий легко разборное устройство;

асинхронный сверхмощный электродвигатель;

пластинчатый вал, вращающийся по эксцентриковой траектории (для изготовления вала используется бронза либо другой экологичный материал).

На цилиндрической поверхности вала рядом с пазами есть выемки, которые находятся под разным углом наклона по отношению к граням элемента. При этом существует две разновидности таких агрегатов:

одинарного принципа работы;

двойного действия.

Каждый из этих агрегатов состоит из перечисленных выше составляющих узлов и деталей и имеет ротор с пластинами. Указанные пластины в моторе ротора могут перемещаться в радиальной плоскости. Основное различие между этими видами агрегатов состоит в конфигурации внутренней плоскости статора. Она и служит ограничителем для перемещения пластин.

Кроме этого, пластинчатые агрегаты делятся на:

регулируемые приборы прямого управления;

регулируемое оборудование непрямого управления.

Агрегаты двойного действия.Такой насос укомплектован статором (кольцом) с овальной внутренней поверхностью. Благодаря этой конструкции каждый пластинчатый элемент за один оборот вала может выполнять два такта. Принцип работы этого насосного оборудования состоит в следующем:

Формирование камер вытеснения происходит благодаря комбинации ротора, двух соседних пластинчатых деталей, овальной поверхности статора и распределительных дисковых элементов, расположенных по бокам.

При этом минимальный объём рабочей камеры образуется между статором и ротором в месте наименьшего зазора.

Необходимая герметизация камер достигается за счёт того, что происходит постоянное плотное прижатие пластин к овальной поверхности статора.

Когда камера поворачивается дальше, её объём увеличивается и создаётся область разрежения.

При этом в данный момент рабочая камера соединяется с всасывающей линией за счёт прорезей в боковом распределительном дисковом элементе. Это позволяет перекачиваемой жидкости поступать в рабочую камеру.

Когда достигается максимальный объём камеры вытеснения, соединение с всасывающей линией разрывается.

Во время последующего вращения ротора происходит уменьшение объёма камеры вытеснения. В итоге рабочая среда перекачивается в напорную линию через щель в боковом распределительном дисковом элементе.

Такой процесс происходит два раза за одни оборот вала.

Важно: чтобы обеспечить необходимую плотность прижатия пластин к статору, задние плоскости этих изделий, находящиеся в зоне нагнетания, нагружаются рабочим давлением с максимальной силой.

Чтобы определить прижимающее усилие, действующее на пластины, необходимо найти произведение площади торцевой плоскости этих изделий на рабочее давление. Иногда может возникать нарушение масляной плёнки между статором и пластинчатым элементом. Такое возможно в условиях определённого давления, которое зависит от смазывающих качеств транспортируемой среды. Такая ситуация может приводить к ускоренному износу механических деталей насоса.

Если пластинчатый насос работает при давлении, превышающем 150 бар, для уменьшения прижимной силы агрегат укомплектовывается двойными пластинами. При этом находящаяся под давлением смесь продвигается через отверстие из задней торцевой камеры в промежуточное пространство между

концами пластинчатых элементов. Это способствует компенсации прижимной силы.

Приборы одинарного действия. Принцип работы этого насосного оборудования основан на том, что движение пластинчатых элементов ограничивается посредством цилиндрической внутренней плоскости статора. Изменение объёма камеры вытеснения происходит благодаря эксцентричному размещению статора относительно ротора.

Шиберный (пластинчатый) насос одинарного действия имеет почти такой же принцип работы, как и прибор двойного действия, то есть процесс заполнения всасывающей камеры протекает идентично.

Регулируемые пластинчатые агрегаты. В регулируемых пластинчатых насосах с прямым управлением положение кольца статора можно менять при помощи следующих регулировочных приспособлений:

Винт ограничения подачи позволяет отрегулировать эксцентриковую траекторию статора, что напрямую связано с подачей насоса.

Винт регулировки положения опоры может отрегулировать расположение статора в вертикальной плоскости. От этого зависит динамика агрегата и уровень шума.

Винт регулировки максимального давления. Показатель давления напрямую связан с напряжением пружины.

Принцип работы этого агрегат аналогичен работе насоса одинарного действия и выглядит так:

Давление, действующее в насосном оборудовании и нагружающее внутреннюю плоскость статора, зависит от сопротивления в гидравлической системе. При этом сила, воздействующая на пружину, больше, чем сила противодействия. Пока наблюдается такая ситуация статор находится в эксцентриситете.

По мере увеличения давления в гидравлической системе возрастают и другие воздействующие усилия.

Когда противодействующая пружине сила превосходит нагружающее усилие, статор переходит с эксцентриситета в концентричное положение. При этом происходит уменьшение объёма камер вытеснения, пока подача насосного оборудования не станет нулевой.

Стоит знать: подача агрегата зависит от размера внутренних утечек, причём давление находится в заданных пределах. Для изменения показателя давления необходимо отрегулировать натяжение пружины.

Насос регулируемого типа с опцией нулевого хода в момент достижения наивысшего давления образует дренажную линию за пределы корпуса. Посредством этой линии отводятся внутренние утечки с камер высокого давления в области разрежения.

В ходе трения механических деталей агрегата возникает тепло, которое отводится посредством нагретого масла, стекающего в дренажную линию. Кроме охлаждающего действия масло выполняет функции смазки для внутренних механизмов.

Агрегаты непрямого управления.Принцип действия таких приборов идентичный работе техники с прямым управлением. Разница между ними состоит только в регулировочных механизмах. В данных агрегатах используются не регулировочные пружины (одна или две), а поршни. Эти установочные элементы находятся под давлением и управляют движениями статора.

Обычно используется два поршня с разным диаметром. При этом площадь их поверхности соотносится как 2 к 1. Принцип действия насоса выглядит так:

На поршень с большей площадью воздействует пружина, регулирующая предельный эксцентриситет статора в момент запуска насосного оборудования.

Поршень меньшей площади связан с давлением напорной линии. Также этого давление взаимосвязано посредством специального регулятора с поршнем большей площади.

Когда давления, воздействующие на оба установочных поршня, равны, статор располагается в точке предельного эксцентриситета. Это происходит из-за того, что поршни имеют разную площадь.

Регулятор давления



Рис.3.64. Регулятор давления

Для определения максимального показателя давления в гидравлической системе используется регулятор давления. Он состоит из следующих частей:

корпус;

регулировочные пружины;

золотник;

настроечный механизм.

Подробно принцип работы регулятора мы не будем рассматривать. Стоит отметить только, что он реагирует на изменение давления в гидравлической системе. В результате золотник регулятора перекрывает или открывает сливную линию, что способствует снижению или повышению давления в камере большого поршня.

3.11. Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневой насос относится к классу роторных насосов, использующих поршни или плунжеры в качестве рабочих органов, осуществляющих вытеснение жидкости. Классификация роторно-поршневых насосов включает аксиально-поршневые (с параллельным оси вращения возвратно-поступательным движением поршней) и радиально-поршневые (с

радиальным движением поршней). Аксиально-поршневые насосы реализуются в двух основных конфигурациях: с наклонным диском (шайбой) и с наклонным блоком цилиндров относительно оси вращения. Структурная организация и конструктивное исполнение аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и плунжерными вытеснителями представлены на рисунках 3.65 и 3.66.

Аксиально-поршневые насосы с наклонным диском. Принцип действия

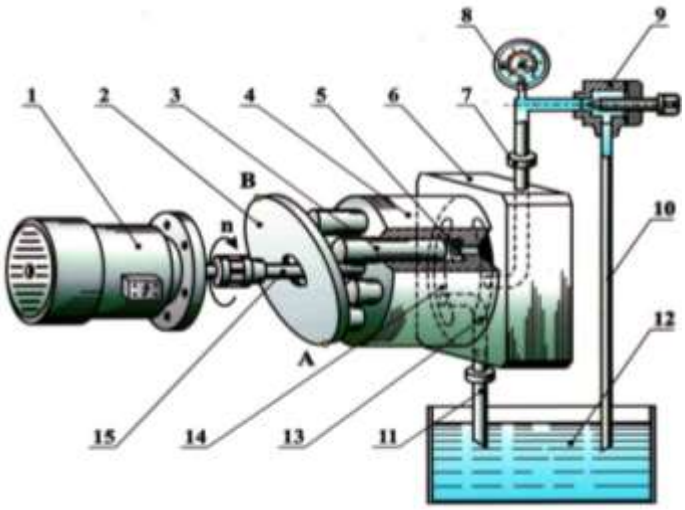


Рис.3.65. Структурный состав аксиально-поршневого насоса
1-электордвигатель; 2-шайба наклонная неподвижная; 3-поршень; 4-ротор(блок цилиндров); 5-камеры рабочие; 6-диск распределительный; 7-магистраль напорная; 8-манометр; 9-дроссель; 10-магистраль сливная; 11-магистраль всасывающая; 12-бак; 13 и 14 –пазы распределения жидкости полукольцевые; 15-вал

Аксиально-поршневые насосы с наклонным диском

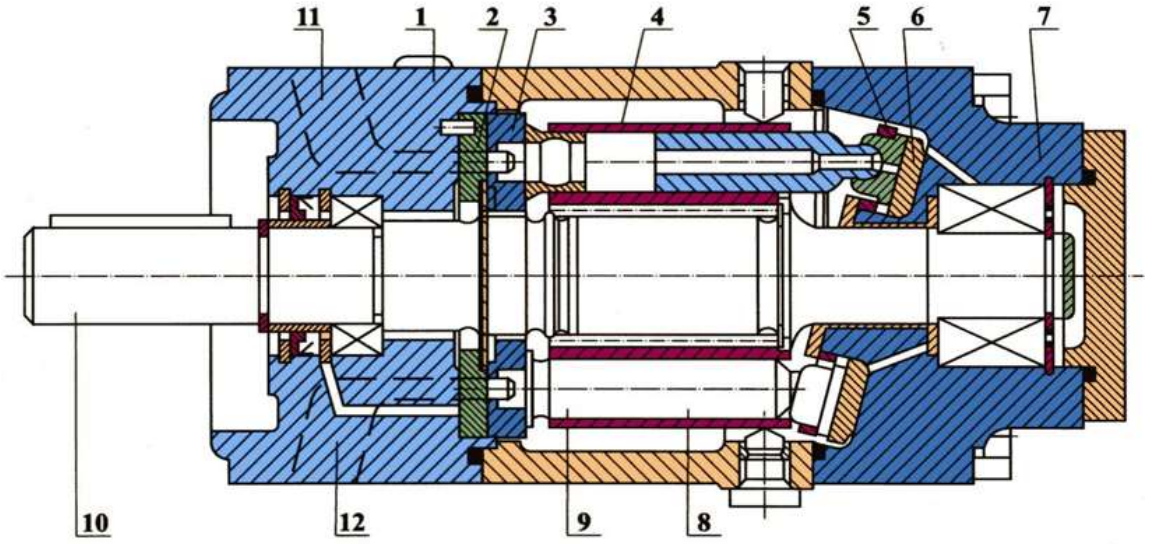


Рис.3.66. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса

В насосе, показанном на рисунке 3.65, вращающийся блок с плунжерами (блок 4 и плунжеры 3) является основным элементом. Вал 15 приводит блок во вращение, а наклон диска 2 (угол γ) обеспечивает возвратно-поступательное движение плунжеров в цилиндрических рабочих камерах 5. Это движение, в сочетании с неподвижным распределителем 6 (окна 13 и 14), создает эффект насоса: при увеличении объема рабочей камеры она соединяется с всасывающим трубопроводом, а при уменьшении – с напорным.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком (рис. 3.67) работает по схожему принципу, но вместо наклонного диска используется наклонный блок 5. Это требует дополнительного вала 6 с шарнирами для передачи вращения. Поршни 5 выполняют роль вытеснителей.

Аксиально – пошрневой насос с наклонным блоком цилиндров

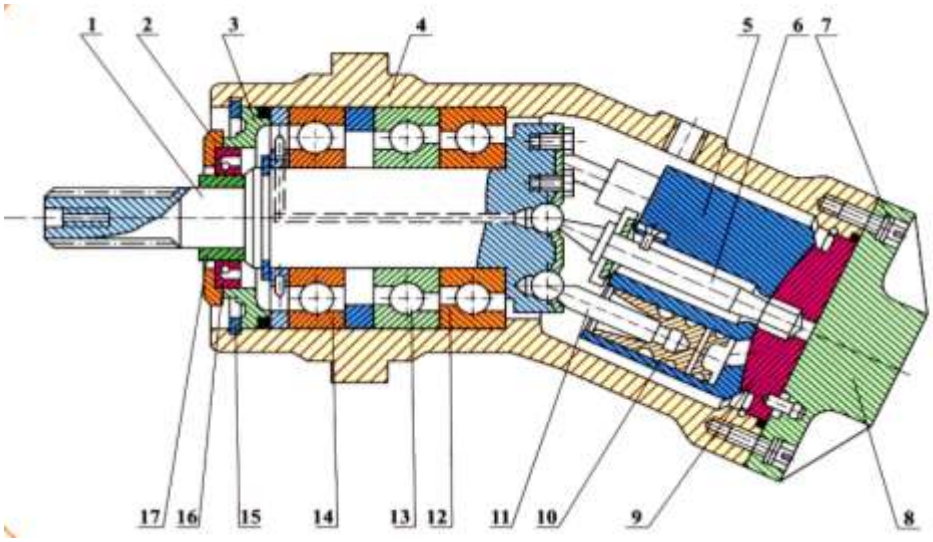


Рис. 3.67. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

Аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком используют торцевой распределитель (9), аналогичный тому, что применяется в насосах с наклонной шайбой, для соединения рабочих камер с линиями всасывания и нагнетания.

Принцип действия насоса с наклонным блоком схож с принципом действия насоса с наклонной шайбой. Возвратно-поступательное движение поршней (10) в насосе с наклонным блоком обеспечивается жесткой связью между поршнями и диском. Однако, это конструктивное различие не является

принципиальным, поскольку аналогичные механизмы используются и в насосах с наклонными дисками.

Как и пластинчатые насосы, аксиально-поршневые насосы могут быть регулируемыми, то есть способны изменять рабочий объем во время работы. Это достигается путем изменения угла наклона диска (6) в насосе с наклонным диском (рис. 3.68) или угла наклона блока (5) в насосе с наклонным блоком (рис. 3.67). В обоих случаях это приводит к изменению хода поршня и, следовательно, рабочего объема насоса.

Аксиально-поршневые насосы сложнее и дороже в производстве, чем ранее рассмотренные типы насосов. Однако, они обладают значительно превосходящими эксплуатационными характеристиками. Среди всех роторных насосов, аксиально-поршневые насосы способны создавать самое высокое давление (до 30-40 МПа) и работать в широком диапазоне частот вращения (от 500 до 4000 об/мин и более). Они характеризуются высоким общим КПД (0,90-0,92) и объемным КПД (0,95-0,98).

Эти насосы широко применяются в авиации, строительной и дорожной технике, а также в сельскохозяйственном машиностроении и станкостроении.

В объемных гидроприводах наряду с шестеренными широко используют роторные ***аксиально-поршневые насосы***, которые без переделок можно с успехом использовать и в качестве гидромоторов. Кинематической основой таких гидромашин служит кривошипно-шатунный механизм, в котором цилиндры перемещаются параллельно (аксиально) один другому, а поршни движутся вместе с цилиндрами и одновременно из-за вращения вала кривошипа перемещаются относительно цилиндров. Рабочие камеры у таких насосов образованы поверхностями цилиндров и поршней, оси которых параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°. Если указанный угол превышает 45°, то такие насосы относят (согласно определениям ГОСТ 17398-72) к радиально-поршневым насосам.

К этому типу гидравлических машин относятся и *аксиально-плунжерные насосы*, в которых функцию нагнетателя выполняет плунжер, т. е. поршень маленького диаметра.

Аксиально-поршневые и аксиально-плунжерные гидромашины выполняют по двум основным схемам: с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров. Наибольшее распространение получили насосы с наклонным диском (рис. 3.68.).

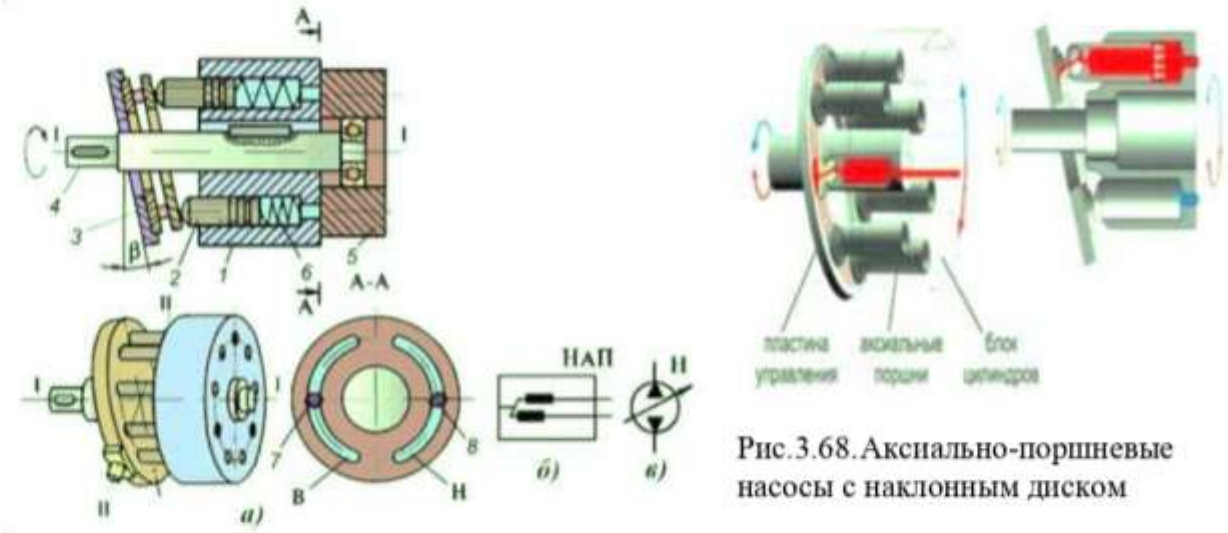


Рис.3.68. Аксиально-поршневые насосы с наклонным диском

Насос включает в себя следующие основные компоненты: корпус (не отображен), блок цилиндров с поршнями (2), наклонный диск (3), который представляет собой упорный подшипник качения, и неподвижный торцевой распределитель (5). Поршни (2) постоянно прижимаются к наклонному диску пружинами (6). Вращение от приводного электродвигателя передается на блок цилиндров (1) через вал (4).

Рабочие камеры насоса формируются стенками цилиндров в блоке (1) и торцами поршней (2).

В распределителе (5) имеются дугообразные каналы (В) для всасывания и (Н) для нагнетания жидкости. Эти каналы через отверстия (7) и (8) подключены к всасывающему и напорному трубопроводам соответственно.

Во время работы насоса, при вращении блока цилиндров (1), рабочие камеры поочередно соединяются с каналами всасывания (В) и нагнетания (Н) в распределителе.

Если наклонный диск (3) расположен под углом к оси (I-I), то при вращении блока цилиндров (1) поршни (2) начинают двигаться возвратно-поступательно внутри цилиндров. Это приводит к тому, что объем рабочих камер постоянно изменяется.

Например, при вращении вала по часовой стрелке, объем рабочих камер, расположенных слева от вертикальной оси распределителя и соединенных с каналом всасывания (В), увеличивается. В этих камерах создается разрежение (вакуум), и под действием разницы давлений жидкость из бака насосной станции поступает в камеры – происходит всасывание.

Одновременно с этим, объем рабочих камер, расположенных справа от оси распределителя и соединенных с каналом нагнетания (Н), уменьшается. Поршни, двигаясь в этих камерах, оказывают давление на жидкость, повышая ее давление и выталкивая ее в напорный трубопровод – происходит нагнетание.

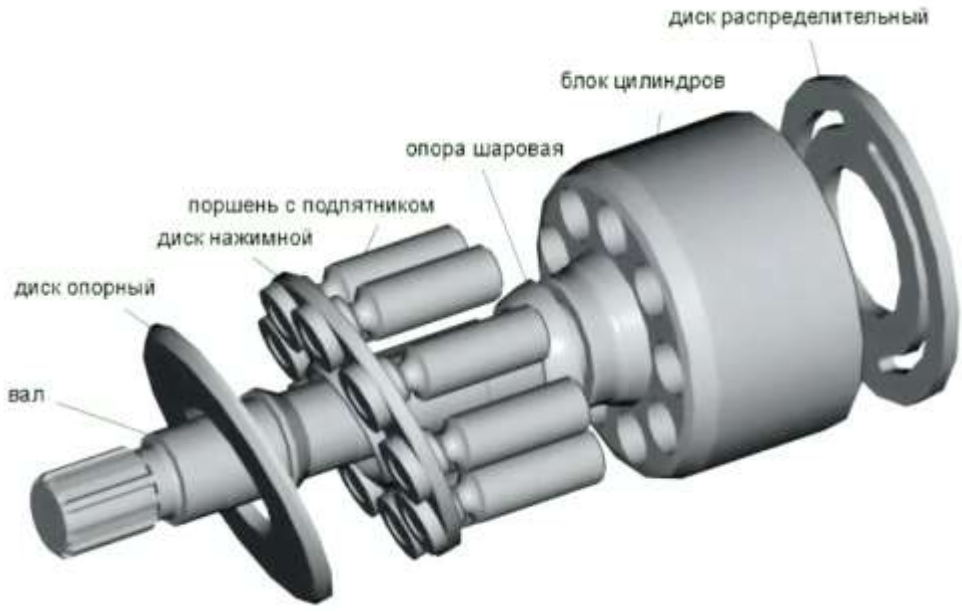


Рис.3.69. Устройство аксиально-поршневого насос с наклонным диском

Изменяя угол наклона диска за счет его поворота относительно оси *II-II*, можно изменять производительность насоса. При этом если диск *3* установлен перпендикулярно оси *I-I*, движение поршней *2* в цилиндрах прекратится, и производительность насоса будет равна нулю. Наклон диска в другую сторону

приводит к изменению направления потока жидкости, то есть приведенная на рис. 3.69 схема позволяет создать регулируемый и реверсируемый насос.

Теоретическая производительность аксиально-поршневого насоса определяется по формуле:

$$Q_m = \pi d^2 (D\ tg\ \beta\ zn)/4, \qquad (3.59)$$

где: d - диаметр поршня; D - диаметр окружности блока, на которой расположены оси цилиндров с поршнями; β - угол наклона диска; z - число поршней в блоке; n - частота вращения блока (обычно равна частоте вращения вала приводного электродвигателя).

Область применения аксиально-поршневых насосов.Аксиально-поршневые насосы нашли применение в гидроприводах, работающих при давлении жидкости до 20 МПа. Их устанавливают, например, в гидросистемах экскаваторов и другого горного оборудования, бульдозеров, в гидроприводе металлообрабатывающих станков, асфальтовых катков, дорожной и строительной техники, самолётов.

Такого типа насосы используют в приводах оборудования большой мощности (до 60 кВт). Небольшие радиальные размеры насосов позволяют эксплуатировать их при частотах вращения ротора до $n = 25\ c^{-1}$ высоким (до 85%) КПД.Тонкость фильтрации масла должна быть не хуже 25 мкм (с целью повышения ресурса предпочтительна фильтрация с тонкостью 10 мкм).

Достоинства аксиально-поршневых насосов:

- способность создавать высокие рабочие давления в гидроприводе;
- возможность плавно и в широких пределах регулировать рабочий объем и объемную подачу;
- в сравнении с радиально-поршневыми насосами аксиально-поршневые допускают более высокую частоту вращения;
- компактность, высокий КПД при большом давлении;
- сравнительно малая инерционность (момент инерции вращающихся масс);
- меньшие радиальные размеры, масса и габариты;

- значительная энергоемкость на единицу массы (в некоторых высокооборотных конструкциях до 12 кВт/кг);
- удобство монтажа, обслуживания и ремонта.

Недостатки аксиально-поршневых насосов:

- сложность конструкции и связанная с этим низкая надёжность;
- высокие требования к обработке поверхностей и подгонке сопрягаемых деталей, что сказывается на высокой стоимости данного типа гидромашин;
- необходимость в тонкой фильтрации рабочей жидкости;
- значительные пульсации подачи (для насосов) и расхода (для гидромоторов), что приводит к скачкам давления в гидросистеме.

В радиально-поршневых насосах вытеснителями являются поршни или(чаще) плунжеры, которые располагаются радиально, т.е. перпендикулярно оси вращения. На рис. 3.70. представлена конструктивная схема радиально - поршневого насоса однократного действия с плунжерами в качестве вытеснителей.

Основным элементом насоса является ротор, или блок 4 с плунжерами 5, который вращается относительно корпуса насоса 6. Ротор 4 установлен в корпусе со смещением оси на величину (*e*), т.е. с эксцентриситетом. Полости всасывания и нагнетания роторно-поршневого насоса располагаются в центре и разделены перемычкой 2.

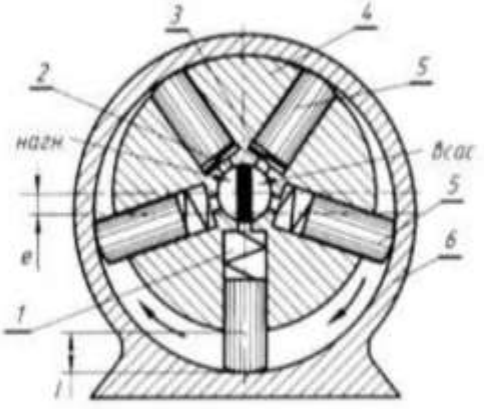


Рис. 3.70. Конструктивная схема радиально-поршневого насоса

Принцип работы и конструкция:

В радиально-поршневом насосе плунжеры (5) вращаются вместе с ротором (4), одновременно перемещаясь вдоль корпуса (6). Это движение, в сочетании с пружинами внутри рабочих камер, заставляет плунжеры совершать возвратно-поступательные движения относительно ротора.

Когда рабочая камера перемещается из верхней точки (3 на рис. 3.70) в нижнюю (1 на рис. 3.70), её объем увеличивается. В этот момент камера соединяется с полостью всасывания через отверстие в роторе (4), что позволяет рабочей жидкости заполнить камеру (процесс всасывания). При обратном движении камеры её объем уменьшается, и жидкость выталкивается в полость нагнетания.

Существуют и другие конструкции радиально-поршневых насосов, например, с приводом от эксцентрикового вала (рис. 3.71). В таких насосах подача и отвод рабочей жидкости к плунжерам осуществляется через клапанные распределительные устройства, расположенные в торцевой части корпуса, а не через центральные отверстия.

Особенности и применение:

Радиально-поршневые насосы могут быть однократного, двухкратного и многократного действия. Многократность достигается за счет специального профиля внутренней поверхности корпуса, который обеспечивает несколько рабочих ходов плунжера за один оборот вала (аналогично пластинчатому насосу двукратного действия).

Некоторые радиально-поршневые насосы имеют регулируемую конструкцию. Регулировка рабочего объема осуществляется путем смещения ротора (4) относительно корпуса (6), то есть изменением эксцентриситета (e).

Радиально-поршневые насосы используются реже, чем аксиально-поршневые. Основное их преимущество – возможность создания насосов с большими рабочими объемами, что отличает их от других типов роторных насосов.

Радиально-поршневой насос

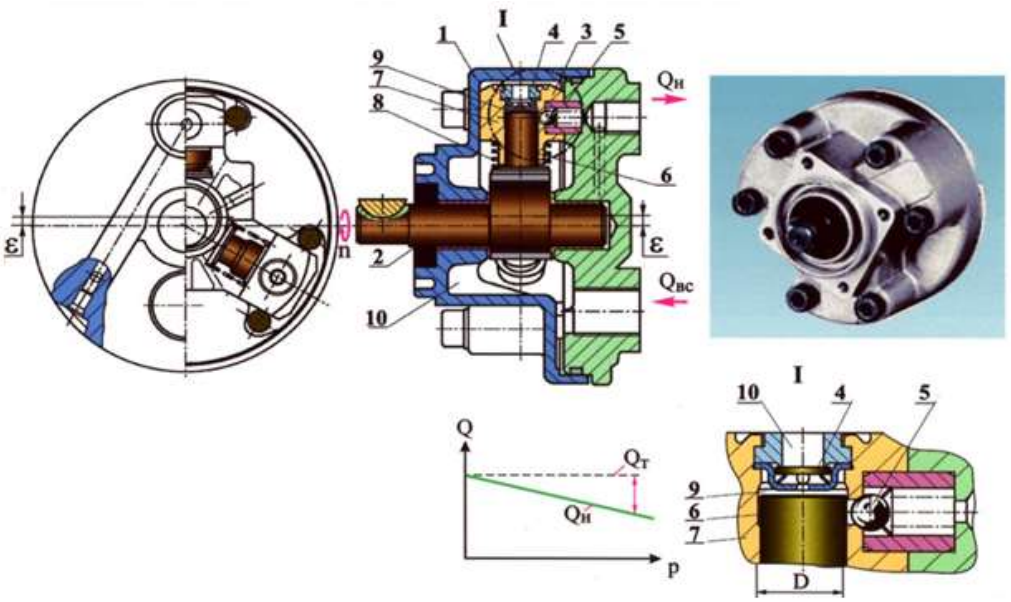


Рис. 3.71. Конструктивная схема радиально-поршневого насоса

Роторными радиально-поршневыми насосами, согласно *ГОСТ 17398-72*, называют объемные насосы, у которых ось вращения ротора перпендикулярна осям рабочих органов или составляет с ними угол более *45°*. Т. е. рабочие камеры таких насосов образованы поверхностями цилиндров и поршней, оси которых перпендикулярны (радиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней значительный угол. Если угол между ротором и осями рабочих органов меньше указанного, то такие насосы относят к аксиальному типу.

Радиально-поршневые насосы иногда называют *насосами Холла*, по имени изобретателя этого вида объемных насосов - американца Генри Холла, жившего в *XIX в* и создавшего много интересных конструкций гидро- и пневмомашин.

Как и для аксиальных насосов подобной конструкции, для радиально-поршневых насосов, имеющих поршни малого диаметра (плунжеры), применяют термин *радиально-плунжерные насосы*.

Радиальные роторно-поршневые насосы (как и их близкие "родственники" - аксиально-поршневые насосы) изготовляются для постоянной и регулируемой подачи.

Применение радиальных роторно-поршневых насосов предпочтительно для малых частот вращения и больших крутящих моментов, а аксиальных -

для высоких частот вращения и малых крутящих моментов. Роторно-поршневые насосы используют в гидросистемах с высоким давлением рабочей жидкости.

Обычно их используют в приводах, работающих при давлении жидкости до *32 МПа*, но они допускают и более высокие давления - в некоторых конструкциях - до *100 МПа*.

У большинства радиально-поршневых гидромашин частота вращения ограничена величиной *1500 об/мин*. Это связано с увеличением осевого момента инерции в таких конструкциях из-за значительного расстояния между вращающимися массами (поршнями, цилиндрами) и осью вращения.

На рис. 3.72 показана конструктивная схема радиально-поршневого насоса.

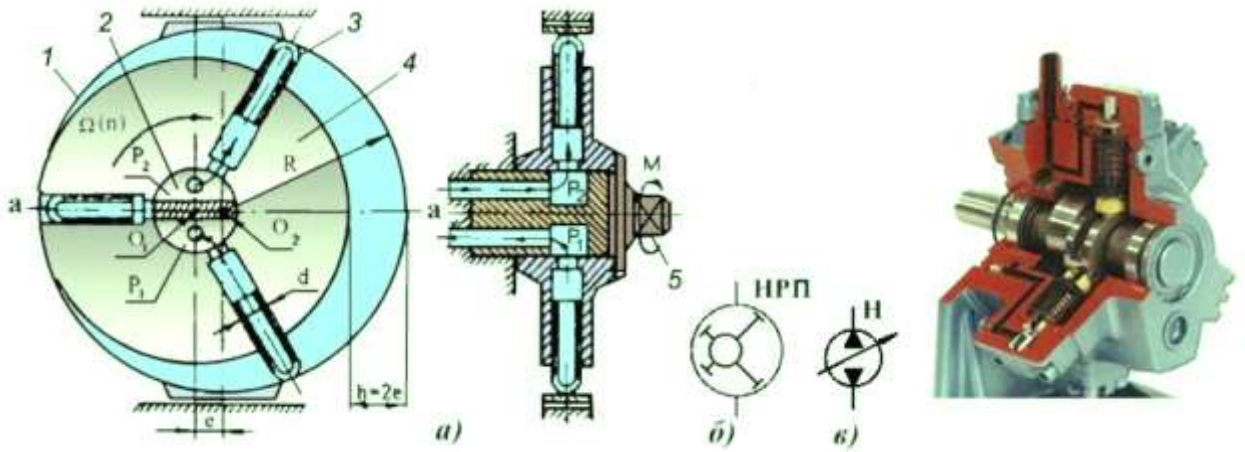


Рис.3.72 Конструктивная схема радиально-поршневого насоса

Насос состоит из подвижной обоймы (1), которая может перемещаться вдоль оси а-а внутри корпуса (не показан). Внутри обоймы, на неподвижной распределительной оси (2), находится вращающийся блок цилиндров (4). Блок цилиндров приводится в движение электродвигателем через приводной вал (5). В радиальных отверстиях (цилиндрах) блока цилиндров свободно, без фиксации, размещены поршни (3).

Конструкция позволяет размещать поршни в несколько рядов, а их общее количество может достигать нескольких десятков. В рабочем состоянии

ось обоймы (O_2) смещена относительно оси вращения блока цилиндров (O_1) на величину "e". Это смещение создает неравномерный зазор между внутренней поверхностью обоймы и внешней поверхностью блока цилиндров.

Во время работы насоса, поршни, под действием центробежной силы, постоянно прижимаются к внутренней поверхности обоймы. При вращении блока цилиндров, поршни совершают одновременно вращательное движение вокруг оси O_1 и возвратно-поступательное движение внутри своих цилиндров.

Если блок цилиндров вращается по часовой стрелке, то поршни, расположенные выше оси а-а, удаляются от оси O_1. Это увеличивает объем рабочих камер, снижает давление (p_2) до уровня ниже атмосферного, и обеспечивает всасывание масла из бака насосной станции.

В то же время, поршни, находящиеся ниже оси а-а, приближаются к оси O_1, вытесняя жидкость из рабочих камер под высоким давлением (p_1) через отверстие в распределительной оси (2) в напорную магистраль привода.

Зоны всасывания и нагнетания разделены перегородкой, расположенной вдоль оси а-а.

Теоретическая производительность данного радиально-поршневого насоса рассчитывается по определенной формуле (формула не приведена в данном перефразировании).

$$Q_m = hSnzn = ezn\,\pi d^2/2, \quad м^3/с \qquad (3.60)$$

где: $h = 2e$ - ход поршня в цилиндре; $S = \pi d^2/4$ - площадь поршня; d - диаметр поршня (плунжера);e - эксцентриситет O_1O_2; z - число поршней в блоке;

n - частота вращения блока (обычно равна частоте вращения вала электродвигателя).

Регулируемые радиально-поршневые насосы:

Производительность этих насосов напрямую зависит от величины эксцентриситета, который можно регулировать. Изменение эксцентриситета возможно не только по величине, но и по направлению смещения обоймы

внутри корпуса. Смена направления эксцентриситета приводит к изменению направления потока масла, то есть к реверсу насоса.

Характеристики и применение:

Радиально-поршневые насосы отличаются крупными размерами, значительной массой и высокой инерционностью вращающихся элементов. Частота вращения ротора у них относительно невелика (до 16 оборотов в секунду). Однако, благодаря способности создавать высокое давление (до 32 МПа и выше) и высокому КПД (до 85%), они широко используются в гидроприводах, требующих работы при высоких давлениях, например, в протяжных станках, гидравлических прессах и подъемных механизмах.

Преимущества:

- Способность создавать высокое рабочее давление.
- Плавная и широкая регулировка рабочего объема и подачи.
- Высокий КПД при высоком давлении.
- Высокая энергоемкость на единицу массы (до 12 кВт/кг в некоторых конструкциях).

Недостатки:

Основные недостатки радиально-поршневых насосов схожи с недостатками аксиально-поршневых насосов:

- Сложная конструкция, что снижает надежность.
- Высокие требования к точности обработки и подгонки деталей, что увеличивает стоимость.
- Необходимость в тщательной фильтрации рабочей жидкости.
- Значительные пульсации подачи (для насосов) и расхода (для гидромоторов), вызывающие скачки давления в гидросистеме.

Специфические недостатки радиально-поршневых насосов:

- Увеличенный осевой момент инерции вращающихся масс из-за особенностей конструкции.
- Ограничение по частоте вращения (не допускают высоких оборотов, в отличие от аксиально-поршневых).

- Меньшая компактность.
- Более высокая инерционность.
- Большие радиальные размеры.

3.12.Характеристики роторных насосов и насосных установок

Под характеристикой роторного насоса понимают графическую зависимость его давления от подачи. Для построения характеристики насоса прежде всего необходимо определить его теоретическую подачу.

Теоретическая(или идеальная)подача любого объемного насоса может быть определена при рабочем объеме *W*o и частоте его вращения *n* по соотношению

$$Q = W_0 \cdot n \qquad (3.61)$$

Такая подача насоса существует при нулевом давлении на выходе насоса (точка *A* на рис. 3.73).

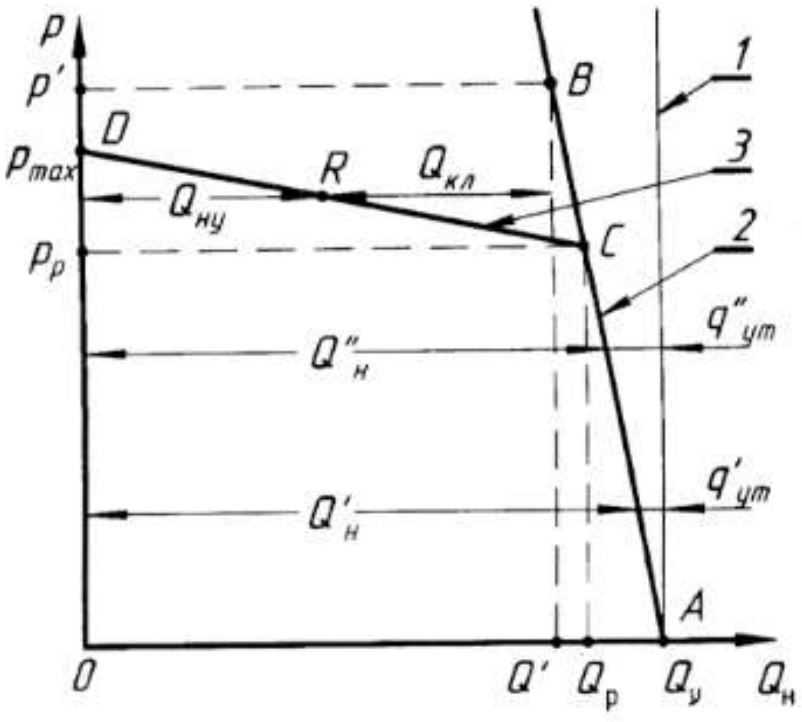


Рис. 3.73. Характеристика насоса и насосной установки

Теоретическая и действительная характеристики объемного насоса и насосной установки

Согласно формуле (3.61), теоретическая подача насоса не зависит от создаваемого им давления. Это означает, что на графике она изображается вертикальной прямой линией (линия 1 на рис. 3.73).

В реальности, из-за неизбежных утечек жидкости через зазоры внутри насоса (объемные потери), фактическая подача всегда меньше теоретической. Эти утечки, обусловленные ламинарным течением жидкости через малые зазоры, пропорциональны давлению, создаваемому насосом. Следовательно, действительная характеристика насоса представляет собой прямую линию, имеющую наклон в сторону уменьшения подачи с ростом давления (линия 2). Чем выше качество изготовления насоса и меньше утечки, тем меньше наклон этой линии.

На графике (рис. 3.73) видно, что увеличение давления приводит к увеличению утечек и, как следствие, к снижению действительной подачи. Зная объемный КПД насоса ($\eta_о$), можно построить его действительную характеристику. Например, если известен КПД при давлении $p = p'$, то можно рассчитать соответствующую подачу $Q' = Q_н\eta_о$ и отметить эту точку (точка B) на графике. Соединив точки A и B прямой линией (линия 2), получим искомую характеристику. Таким образом, характеристика объемного насоса – это наклонная прямая, при которой значительное изменение давления требуется для небольшого изменения подачи.

Однако, во многих практических задачах требуется регулировать подачу в широком диапазоне без существенного изменения давления. Для этого необходимо изменить форму характеристики, "сломав" линию AB в точке C и получив линию 3. На участке CD характеристики можно добиться значительного изменения подачи при небольшом изменении давления. Такая характеристика (ACD) не может быть получена только насосом, а требует использования дополнительных устройств. Поэтому она является характеристикой не насоса, а насосной установки.

Под насосной установкой понимается насос, дополненный устройствами, обеспечивающими его работу с заданными параметрами и

требуемой характеристикой. Участок CD (линия 3) иногда называют регуляторной ветвью характеристики насосной установки. На практике эта ветвь реализуется двумя основными способами: с помощью переливных клапанов и с помощью регуляторов подачи.

На рис. 3.74а представлена схема насосной установки, включающая насос 4 и переливной клапан 2, основным элементом которого является подпружиненный поршень 3.

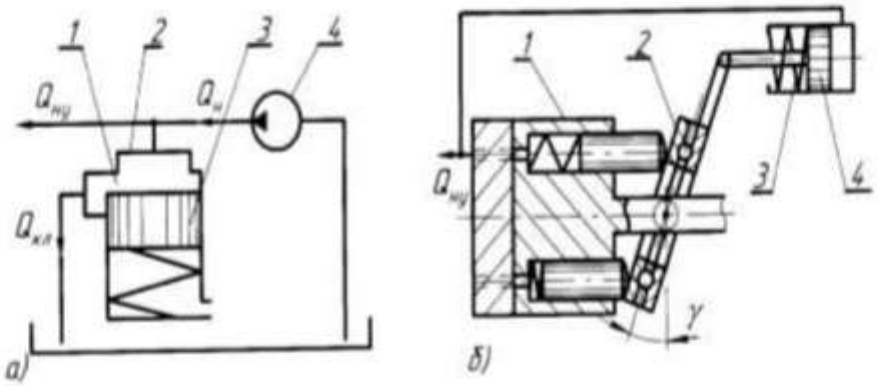


Рис. 3.74. Способы регулирования подачи: *а*) с помощью переливного клапана; *б*) с помощью регулятора подачи

1. Работа насосной установки с переливным клапаном (первый способ регулирования подачи):

- **Начальный этап (низкое давление):** Когда давление, создаваемое насосом, невелико, поршень клапана, под воздействием пружины, полностью закрывает отверстие. Вся жидкость, подаваемая насосом ($Q_н$), направляется в гидравлическую систему ($Q_{ну}$), что соответствует максимальной подаче.
- **Достижение расчетного давления:** Как только давление достигает определенного значения (pp), клапан начинает открываться.
- **Регулирование подачи при повышенном давлении:** Дальнейшее увеличение давления приводит к тому, что часть жидкости ($Q_{кл}$) начинает перетекать через открывающийся клапан в бак, а подача в гидросистему ($Q_{ну}$) уменьшается, становясь равной разнице между подачей насоса ($Q_н$) и потоком через клапан ($Q_{кл}$).

- **Максимальное давление:** При достижении максимального давления (pmax) поршень клапана полностью открывает отверстие, и вся жидкость, подаваемая насосом ($Q_н$), сбрасывается в бак ($Q_{кл}$). Подача в гидросистему ($Q_{ну}$) при этом становится равной нулю.

2. Работа насосной установки с регулятором подачи (второй способ регулирования подачи):

- **Применимость:** Этот способ регулирования подачи используется только для насосов с регулируемым рабочим объемом, например, аксиально-поршневых насосов с наклонным диском.
- **Начальный этап (низкое давление):** При низком давлении поршень регулятора, под действием пружины, находится в крайнем положении, обеспечивая максимальный угол наклона диска (γmax) и, соответственно, максимальную подачу насоса.
- **Достижение расчетного давления:** Как только давление достигает определенного значения (pp), поршень регулятора начинает сдвигаться.
- **Регулирование подачи при повышенном давлении:** Дальнейшее увеличение давления приводит к тому, что поршень регулятора занимает промежуточное положение, уменьшая угол наклона диска ($0 < \gamma < \gamma max$) и, соответственно, уменьшая подачу насоса ($0 < Q < Q_{max}$).
- **Максимальное давление:** При достижении максимального давления (pmax) поршень регулятора занимает крайнее положение, угол наклона диска (γ) и подача насоса (Q) становятся равными нулю.

3. Сравнение способов регулирования подачи:

- **Стоимость и сложность:** Регулируемые насосы, необходимые для второго способа, сложнее в производстве и, следовательно, дороже.
- **Экономичность:** Насосные установки с переливным клапаном менее экономичны, так как часть энергии насоса тратится на перекачку жидкости в бак без выполнения полезной работы. В то время как

регулируемые насосы изменяют подачу в зависимости от потребности, избегая потерь энергии.

Рассмотреные ранее характеристики насосов и насосных установок, работающих при постоянных (максимальных) значениях рабочих объемов. В том случае, когда в процессе работы насоса меняется его рабочий объем, для удобства анализа вводят относительный параметр, равный отношению текущего рабочего объема насоса *W* к максимальному *W*o, т.е.

$$e = W/W_o. \qquad (3.62)$$

Этот параметр *e* принято называть параметром регулирования. С учетом параметра регулирования подача насоса на любом режиме насоса определяется зависимостью

$$Q = Q_T \cdot \eta_0 = W_0 \cdot e \cdot n \cdot \eta_0 \qquad (3.63)$$

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И ОБСУЖДЕНИЯ ПО III – РАЗДЕЛУ

1. Гидродинамические передачи.
2. Классификация гидродинамических передач(приводов).
3. Динамические гидроприводы.
4. Достоинства и недостатки гидравлических передач.
5. Устройство гидромуфты.
6. Преимущества и недостатки гидромуфт.
7. Устройство гидротрансформаторов.
8. Достоинства и недостатки гидротрансформаторов.
9. Из каких основных элементов состоит гидромуфта?
10. Объясните принцип работы гидромуфты.
11. Объясните принцип работы гидротрансформатора.
12. Назовите основные возможные неисправности гидродинамических передач.
13. Общие сведения об объемных гидроприводах.
14. Классификация объемного гидропривода.
15. Типы схемы.

16.Укажите основные параметры объемного гидропривода.

17. Достоинства и недостатки объемных гидроприводов.

18. Области применения объемных гидроприводов.

19. Общие свойства и классификация роторных насосов.

20. Классификация роторных насосов.

21.Устройство шестеренных насосов.

22. Применение шестеренчатых насосов.

23. Классификация шестеренчатых насосов.

24. Преимущества и недостатки шестерённых насосов.

25. Устройство и принцип работы пластинчатого насоса.

26. Роторно-поршневые насосы.

IV – РАЗДЕЛ. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

4.1. Объемные гидравлические двигатели. Общие сведения.

4.1.1.Классификация и основные параметры

Объемным гидродвигателем называется гидромашина для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена. Гидродвигатели разделяют на три класса (рис. 4.1):

1. **Гидроцилиндры** – объемные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена;

2. **Поворотные (моментные)** гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена;

3. **Гидромоторы** – объемные гидродвигатели с вращательным движением выходного звена.



Рис. 4.1 – Классификация объемных гидродвигателей

4.1.2. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры – это простые гидравлические двигатели, используемые для создания линейного движения в различных машинах. Они бывают разных типов, но все они основаны на принципе преобразования давления жидкости в механическую силу. Существуют гидроцилиндры с подвижным штоком и неподвижным корпусом, а также с неподвижным поршнем и подвижным корпусом. Гидроцилиндры одностороннего действия используют давление жидкости только для одного направления движения, а возврат происходит за счет пружины или внешней силы. В гидроцилиндрах двустороннего действия

давление жидкости используется для движения в обоих направлениях.

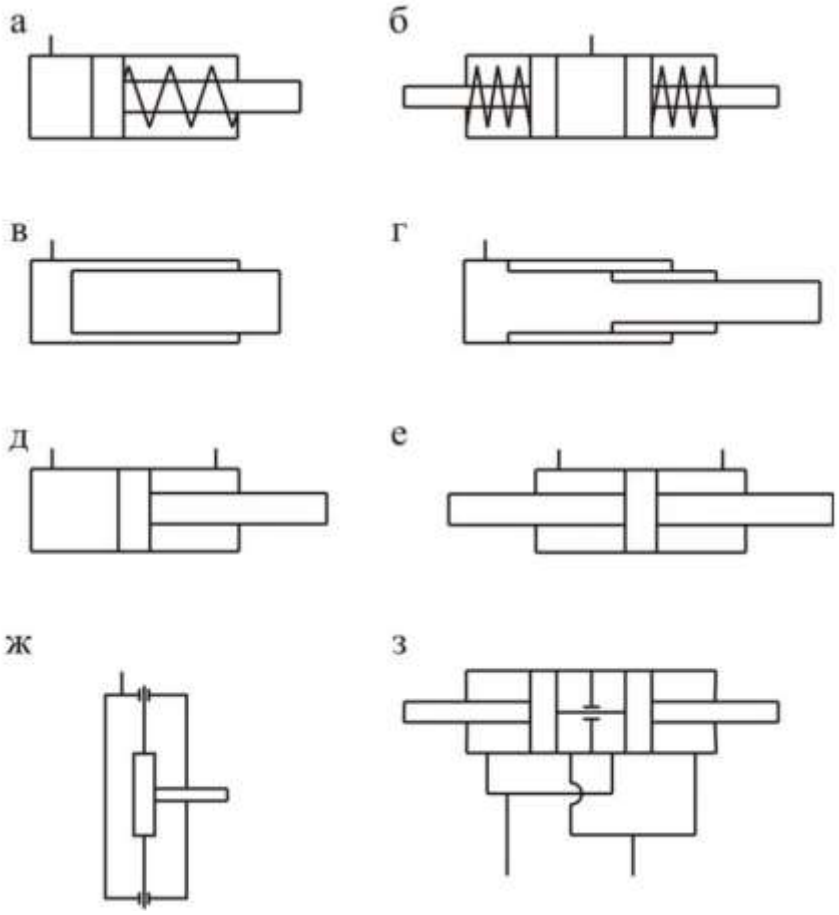


Рис.4.2. – Гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена: а – с односторонним штоком; б – с двусторонним штоком; в – плунжерный; г – телескопический; д, е – с двусторонним подводом рабочей жидкости; ж – мембранный; з – сдвоенный

Телескопические гидроцилиндры (см. рис. 4.2 г) – это гидроцилиндры с несколькими выдвижными штоками, позволяющие получить ход, превышающий длину самого корпуса. Их используют, когда необходимо обеспечить большое перемещение рабочего органа при ограниченных габаритах. Выдвижение секций начинается с самой крупной по диаметру.

Мембранные гидроцилиндры (см. рис. 4.2 ж) применяются в ситуациях, требующих создания значительных усилий при небольших перемещениях.

Гидроцилиндры двустороннего действия обеспечивают движение рабочего органа в обоих направлениях за счет подачи рабочей жидкости. Существуют два основных типа (см. рис. 4.2 д, е, з):

- **С односторонним штоком:** шток выходит только с одной стороны поршня.
- **С двусторонним штоком:** шток выходит с обеих сторон поршня.

Гидроцилиндры с двусторонним штоком позволяют получить одинаковое усилие и скорость движения штока в обоих направлениях при стандартном подключении гидролиний. Однако они увеличивают габариты оборудования и сложнее в производстве. Поэтому чаще используют гидроцилиндры с односторонним штоком, а требуемые характеристики движения в разных направлениях достигаются за счет схемы подключения и размеров компонентов.

Сдвоенные гидроцилиндры (см. рис. 4.2 з) применяются для увеличения усилия, передаваемого штоком. Их используют, когда необходимое усилие не может быть достигнуто с помощью одного гидроцилиндра большого диаметра из-за ограничений по габаритам, но при этом длина цилиндра не критична. Последовательное соединение гидроцилиндров увеличивает эффективную площадь поршня, что приводит к увеличению тягового или толкающего усилия на штоке.

4.1.3 Конструкции гидроцилиндров

Общая схема устройства гидроцилиндра представлена на рис. 4.3.

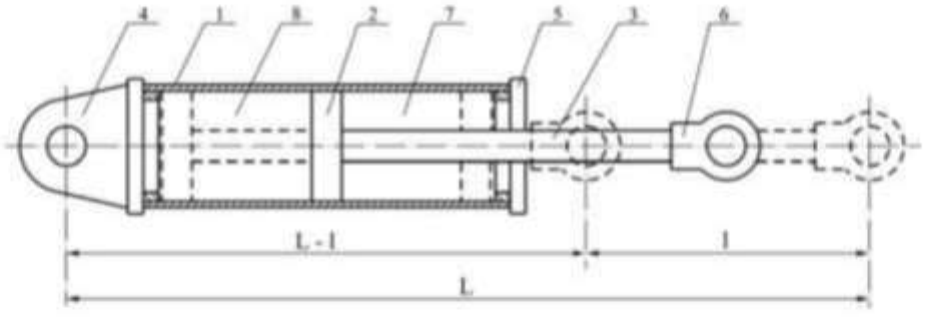


Рис. 4.3 – Устройство гидроцилиндра: 1 – собственно цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – задняя крышка с проушиной; 5 – передняя крышка; 6 – проушина штока (головка); 7 – штоковая полость; 8 – бесштоковая полость

Государственные стандарты (ГОСТ) определяют основные параметры гидроцилиндров, включая: диаметр цилиндра, диаметр штока, ход поршня и

коэффициент мультипликации. Отраслевые стандарты (ОСТ) используют эти параметры ГОСТ для разработки типовых гидроцилиндров.

Коэффициент мультипликации упрощает расчеты при проектировании гидроцилиндров. Однако, в большинстве случаев, вместо разработки новых, выбирают подходящие модели из уже существующих типовых.

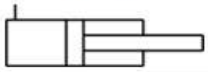
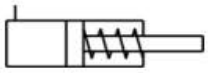
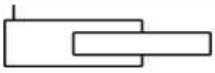
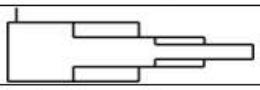
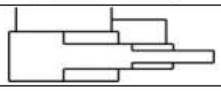
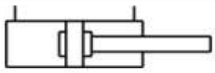
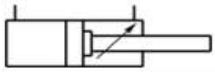
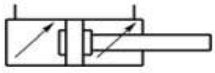
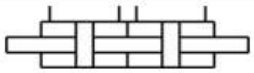
Стоит отметить особенности гидроцилиндров, выпускаемых серийно. Гидроцилиндры общепромышленного назначения (маркировка "Ц") производятся с двумя значениями коэффициента мультипликации: 1,6 (1,65) для цилиндров с усиленным штоком и 1,33 для цилиндров с нормальным штоком. Они рассчитаны на два уровня давления: 16 МПа (с кратковременным повышением до 20 МПа) и 30 МПа (для экскаваторов, с максимальным повышением до 40 МПа).

Гидроцилиндры для сельского хозяйства (маркировка "ЦС") рассчитаны на давление от 6 до 8 МПа, а гидроцилиндры для станкостроения (маркировка "Г") – от 4 до 6 МПа.

В лесной промышленности используются как гидроцилиндры других отраслей, так и цилиндры собственного производства (без буквенного индекса), разработанные специально для конкретных машин. Давление в этих цилиндрах составляет от 16 до 18 МПа, но имеет тенденцию к увеличению с развитием технологий.

Все типы гидроцилиндров (см. рис. 4.3) состоят из двух основных частей: корпуса и поршневой группы. Главные конструктивные различия между типами гидроцилиндров заключаются в способе соединения крышек с гильзой (цилиндром): разъемное (резьбовое, с использованием шпилек или болтов) или неразъемное (сварка). Поршневые группы отличаются в основном типами используемых уплотнений. Условные обозначения гидроцилиндров представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Условные обозначения гидроцилиндров

Тип гидроцилиндра	Конструктивные особенности	Обозначение в схемах
Одностороннего действия	Без указания способа возврата поршня со штоком	
	Возврат поршня со штоком пружиной	
	Плунжерный	
	Телескопический	
Двухстороннего действия	С односторонним штоком	
	С двухсторонним штоком	
	Телескопический двухстороннего действия	
Гидроцилиндр с демпфером	Гидроцилиндр с демпфером двухсторонний	
	Гидроцилиндр с демпфером односторонний	
Гидроцилиндр с регулируемым торможением	С одной стороны	
	С двух сторон	
Гидроцилиндр двухкамерный	Гидроцилиндр двухстороннего действия	

Гидроцилиндры могут быть сконструированы для выполнения только основной задачи – создания усилия, либо иметь дополнительные возможности, такие как:

- Регулирование скорости потока жидкости (дросселирование).
- Смягчение удара в конце хода (демпфирование).
- Изменение величины перемещения штока.

Эти дополнительные функции реализуются путем интеграции специальных устройств в крышки гидроцилиндра.

Основные требования к конструкции гидроцилиндров, включая конструкцию и размеры деталей, присоединительные размеры, требования к уплотнениям и проходным сечениям отверстий для подключения шлангов, определены в ГОСТ 161514-80.

Основные параметры гидроцилиндров, такие как номинальное давление, диаметр поршня и штока, а также ход штока, стандартизированы в ГОСТ 6540-68 (с изменениями 1988 г.). Значения этих параметров представлены в таблицах 4.2 и 4.3.

ГОСТ 6540-68 также рекомендует использовать коэффициент мультипликации (ϕ), представляющий собой отношение площадей штоковой и поршневой полостей, для определения диаметра штока.

Производители гидроцилиндров общего назначения, а также некоторые отрасли, выпускают два типа гидроцилиндров: с нормальным (ϕ=1,33) и увеличенным (ϕ=1,6) диаметром штока. Выбор соотношения диаметров штока и цилиндра остается за проектировщиком (в пределах рекомендуемых значений ϕ) и ограничивается только требованиями к прочности и устойчивости штока.

4.1.4. Поворотные гидродвигатели

Для приведения в движение узлов, совершающих возвратно-поворотные движения в пределах угла менее 360°, применяются поворотные гидравлические цилиндры (см. рис. 4.4). Эти устройства представляют собой объемные гидродвигатели, обеспечивающие возвратно-поворотное движение выходного звена за счет энергии рабочей жидкости.

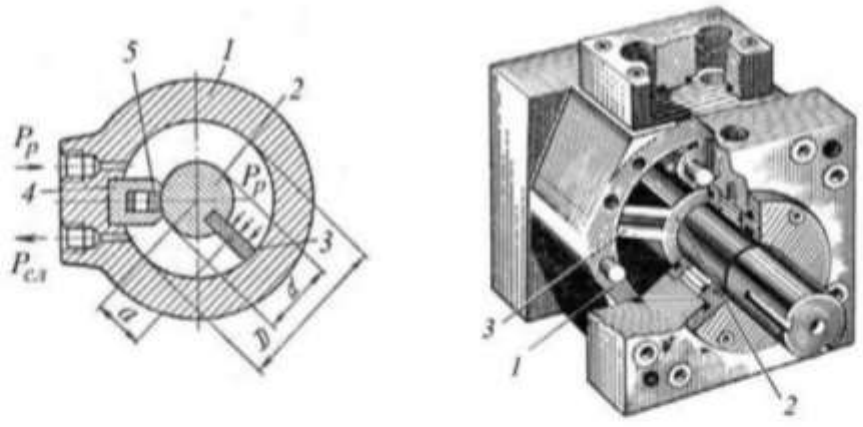


Рис.4.4 – Поворотный однолопастной гидроцилиндр: а – схема; б – общий вид

Конструкция поворотного гидроцилиндра включает корпус (1) и ротор, выполненный в виде втулки (2) с радиально расположенной лопастью (3). Кольцевое пространство между корпусом цилиндра и ротором герметизируется перемычкой (4) с уплотнительным элементом (5), поджимаемым пружиной к поверхности ротора. Подача рабочей жидкости под давлением (РР) в верхний канал (рис. 4.4, а) вызывает поворот лопасти (3) и, соответственно, втулки (2) по часовой стрелке. Максимальный угол поворота вала для цилиндров с одной лопастью ограничен диапазоном 270-280°. Крутящий момент (М) на валу гидроцилиндра рассчитывается как произведение силы (R), действующей на лопасть, на плечо (а), представляющее собой расстояние от оси вращения до центра приложения силы на рабочей поверхности лопасти.

$$M = F \cdot a \qquad (4.1)$$

Усилие F определяется произведением действующего на лопасть перепада давлений на рабочую площадь пластины S

$$F = \Delta PS = (P_P - P_{СЛ})\, S \qquad (4.2)$$

Из рис. 4.4, а видно, что рабочая площадь пластины

$$S = D - d/2\ \ b, \qquad (4.3)$$

где b – ширина пластины.

Плечо приложения силы

$$a\ = D/\,2 - D - d/\,4 = \ D + d/4 \qquad (4.4)$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент

$$M = \Delta P\ b\ /\ 8\ (D^2 - d^2) \qquad (4.5)$$

Угловая скорость вращения вала

$$\omega\ \ = 8Q\ /\ (D^2 - d^2)\ b \qquad (4.6)$$

Фактические момент $M_Ф$ и угловая скорость $\omega_Ф$ будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризуемых механическим $\eta_м$ и объемным $\eta_{об}$ КПД гидроцилиндра:

$$M_Ф = \Delta P\ b\ /8\ (D^2 - d^2)\eta_M, \qquad (4.7)$$

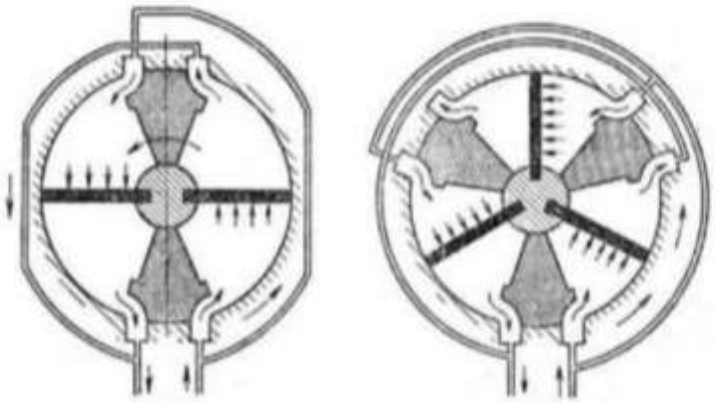
$$\omega_Ф = 8Q/(D^2 - d^2)\ b\ \eta_{об} \qquad (4.8)$$

Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры (рис. 4.5), которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится. Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра:

$$M_Ф = \Delta P\, b\, z\, /8\, (D^2 - d^2)\, \eta_M\,, \qquad (4.9)$$

$$\omega_Ф = 8Q\, /\, z\, (D^2 - d^2)\, b\, \eta_{об}\,, \qquad (4.10)$$

где z – число пластин.



а) *б)*

Рис. 4.5 – Поворотные гидроцилиндры: а – двухлопастной; б – трехлопастной

Для преобразования прямолинейного движения выходного звена гидроцилиндра 1 в поворотное исполнительного механизма 2 применяют реечно-шестеренные механизмы (рис. 4.6). Без учета сил трения крутящий момент на валу исполнительного механизма равен

$$M = \Delta P\ \ \pi D^2 /4 \cdot D_З /2, \qquad (4.11)$$

а угловая скорость вращения

$$\omega\ = 8Q\, \pi D^2 \cdot D_З, \qquad (4.12)$$

где $D_З$ – диаметр делительной окружности шестерни.

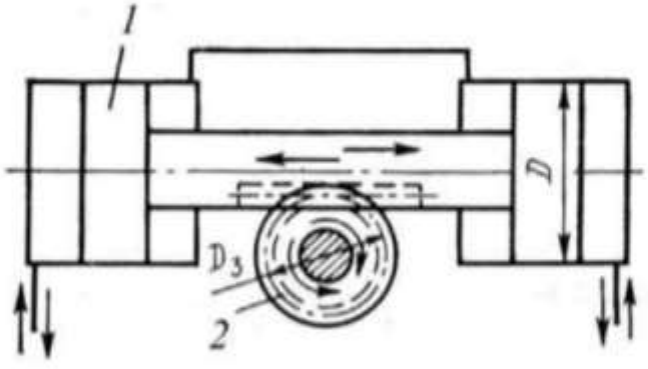


Рис. 4.6 – Речно-шестеренный механизм: 1-выходная звена гидроцилиндра; 2-поворотный исполнительный механизм

4.2. Основы расчета гидроцилиндров

Ключевые характеристики силовых гидроцилиндров, определяющие их работу и конструкцию, включают: диаметр внутренней полости цилиндра, создаваемое усилие, объем потребляемой жидкости, мощность и коэффициент полезного действия (КПД).

Внутренний диаметр цилиндра (D) – это основополагающий параметр, определяющий габариты гидроцилиндра и технологию его производства. Именно на основе этого параметра рассчитываются усилие, которое может развить шток, и скорость движения поршня при выполнении полезной работы. Диаметр штока (d) также влияет на величину развиваемого усилия и скорость движения поршня при обратном (холостом) ходе. Рабочее давление (PP) определяет эксплуатационные возможности и геометрические параметры гидроцилиндра.

Определение внутреннего диаметра силового гидроцилиндра (диаметра поршня) выполняется в два этапа. Сначала, исходя из известной полезной нагрузки (F) и выбранного рабочего давления, вычисляется приблизительное значение диаметра (D). Затем, с учетом всех дополнительных внешних нагрузок, уточняется окончательное значение диаметра гидроцилиндра. При этом, величина дополнительных нагрузок определяется, исходя из уже известного, предварительно рассчитанного диаметра.

4.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

Диаметр силового гидроцилиндра (без учета потерь давления на преодоление дополнительных нагрузок) определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P_p}} \qquad (4.13)$$

где F – полезная нагрузка, приведенная к штоку;

P_P – рабочее давление в цилиндре, принимаемое в зависимости от F (см. раздел 4.1).

По вычисленному в соответствии с формулой (4.13) расчетному диаметру D подбирают ближайший больший нормализованный диаметр. Внутренний диаметр гидроцилиндров нормализован ГОСТ 6540-68 и имеет следующие значения в мм:

Основной ряд: 10 ;12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800.

Дополнительный ряд: 36; 45; 56; 70; 90; 110; 140; 180; 220; 280; 450; 560; 710; 900.

Диаметр штока d определяется в зависимости от величины хода поршня S. Если выполняется условие $S \leq 10D$, можно принимать:

при $P_P \leq 2{,}5$ Мпа $\quad d = (0{,}3 \div 0{,}35)D$;

при $P_P \leq (6{,}4 \div 10)$ Мпа $\quad d = 0{,}5D$;

при $P_P \leq (16 \div 25)$ МПа $\quad d = (0{,}7 \div 0{,}75)D$.

По вычисленному значению диаметра штока принимается ближайший больший, согласно ГОСТ 6540-68:

Основной ряд: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800.

Дополнительный ряд: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710, 900.

4.2.2 Уточненный расчет основных параметров гидроцилиндра

В процессе работы силового гидроцилиндра часть рабочего давления затрачивается на преодоление сил трения в конструктивных элементах гидроцилиндра, силу противодавления, динамические нагрузки, возникающие при разгоне и торможении поршня гидроцилиндра. Считая принятое рабочее давление исходным параметром, можно уточнить диаметр силового гидроцилиндра. Для этого необходимо учесть названные выше дополнительные нагрузки.

Полезные и дополнительные нагрузки определяют величину усилия, развиваемого гидроцилиндром, F'. Усилие, развиваемое гидроцилиндром, равно сумме нагрузок – статической F_{CT} и динамической $F_{Д}$

$$F' = F_{CT} + F_{Д} \qquad (4.14)$$

Статическая нагрузка определяется при установившемся движении поршня по формуле

$$F_{CT} = F + F_{TP} + F_{ПР}, \qquad (4.15)$$

где F – полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня;

F_{TP} – сила трения в конструктивных элементах;

$F_{ПР}$ – сила противодавления.

Силы трения в конструктивных элементах гидроцилиндра.

Ключевыми компонентами конструкции гидропривода являются уплотнительные устройства, которые обеспечивают герметичность как в подвижных, так и в неподвижных соединениях гидравлических машин. Тип используемых уплотнений влияет на конструкцию поршней гидродвигателей (гидроцилиндров, гидромоторов), их характеристики и уровень рабочего давления.

Уплотнения в гидроприводных системах обычно делятся на три категории в зависимости от их назначения:

- уплотнения для неподвижных поверхностей;

- уплотнения для подвижных поверхностей, работающих при возвратно-поступательных движениях;

- уплотнения для подвижных поверхностей, которые вращаются относительно друг друга.

Для достижения высокой степени герметизации используются различные типы уплотнений (см. рис. 4.7), изготовленные из разнообразных материалов, таких как:

- набивочные уплотнения;

- манжетные уплотнения;

- резиновые кольца;

- металлические кольца.

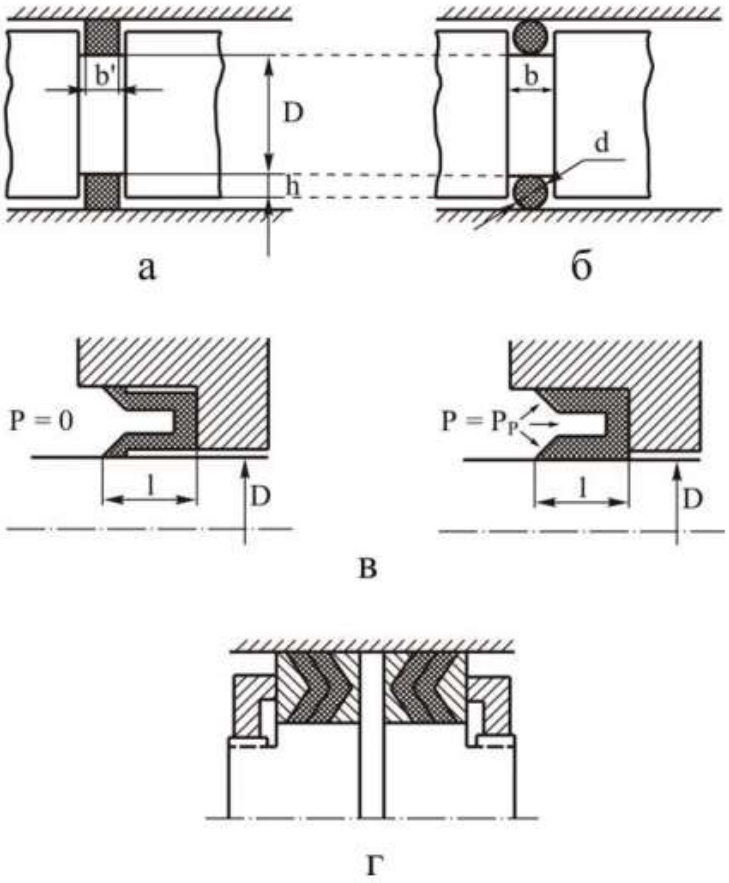


Рис. 4.7 – Уплотнительные устройства: а – резиновое кольцо прямоугольной формы; б – резиновое кольцо круглого сечения; манжетное U-образное уплотнение; манжетное V-образное уплотнение; b' – ширина резинового кольца прямоугольного сечения; b – ширина канавки; d – диаметр сечения круглого кольца; D – диаметр уплотняемого соединения; h – глубина канавки; l – ширина рабочей части манжеты

Все уплотнения, изготовленные из эластичных материалов, работают за счет создания предварительного давления на поверхностях, которые они герметизируют. Это давление обеспечивает плотный контакт. Важно отметить, что при повышении рабочего давления в системе, сила прижатия уплотнения к этим поверхностям также возрастает, улучшая герметичность.

Набивочные уплотнения широко используются в гидравлических системах, таких как прессы, цилиндры, насосы и гидроаппаратура. В качестве материала для этих уплотнений применяются различные набивки, например, хлопчатобумажные или асбесто-металлические, часто пропитанные коллоидным графитом для улучшения скольжения и герметичности. Набивка

прижимается к уплотняемым деталям с помощью натяжных втулок, создающих контактное давление, которое превышает рабочее давление в системе.

Сила трения в набивочном уплотнении рассчитывается по определенной формуле (формула не приведена в исходном тексте).

$$\tau_H = \pi d\, l\, k\,, \qquad (4.16)$$

где d – диаметр уплотняемого соединения;

k – удельная сила трения, принимаемая в расчетах равной 0,04 – 0,13 МПа (в зависимости от степени затяжки натяжной втулки);

l – длина набивочного уплотнения, обычно принимается по соотношению $l = (6 \div 8)h$; где, соответственно, h – толщина (радиальная) сечения слоя набивки, определяемая по зависимости $h = (1{,}5 \div 2{,}5)\sqrt{d}$ (для малых диаметров штока h принимается не менее 3 – 4 мм, для больших – не менее 30 мм).

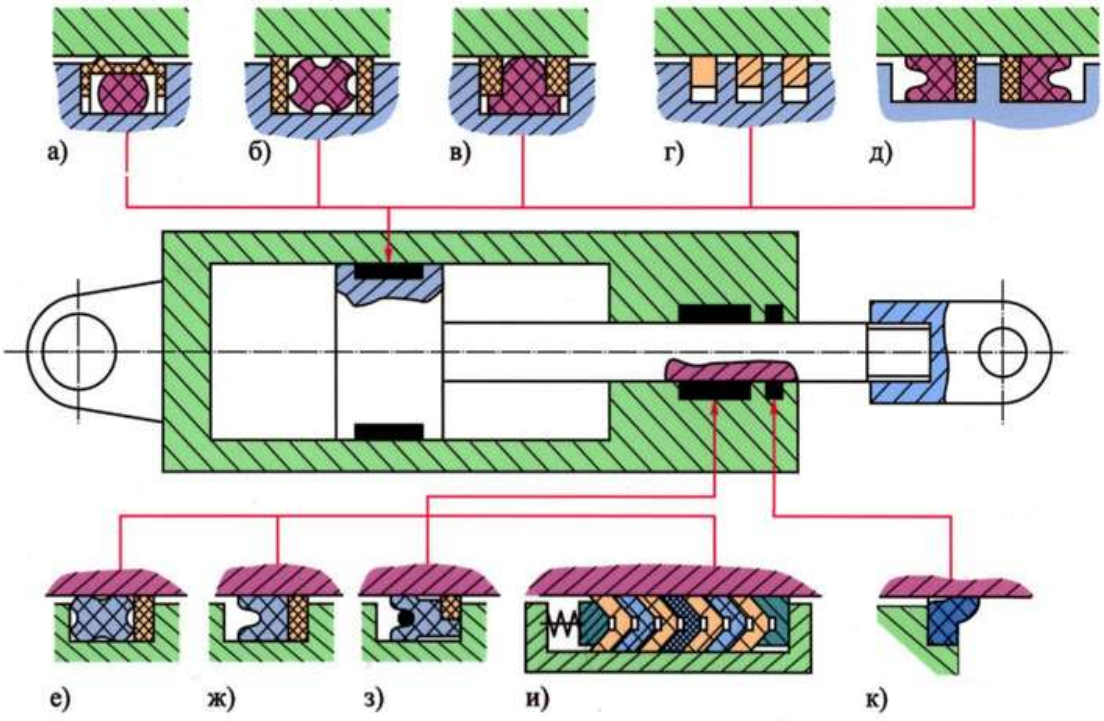


Рис.4.7.Применение уплотнений в гидроцилиндрах: а…в – кольцевые уплотнения поршней; г-поршневые кольца разрезные; д-манжеты с защитными кольцами; е..и – уплотнение штока; к-грязесъёмное кольцо

Манжетные уплотнения: манжетой в общем случае называют упругое фигурное кольцо, которое прижимается давлением рабочей жидкости к соответствующим деталям и оказывает уплотняющее действие. Форма манжет разнообразна, однако наиболее распространенными являются U-образные и V-образные (шевронные) манжеты (рис. 4.7). Эти манжеты применяют при давлениях рабочей жидкости до 35 МПа.

Сила трения при уплотнении манжетами с шевронным (V-образным) профилем определяется по формуле

$$\tau_{MV} = \pi dlk\,, \qquad (4.17)$$

где d – диаметр уплотняемого соединения;

k – удельная сила трения, равная 0,22 МПа;

l – ширина уплотнения (определяется на основе данных таблицы 4.2).

Таблица 4.2 – Размеры манжетных уплотнений

Диаметр d,мм	до 30	до 60	до 150	до 300
1, мм	8	10	10-12	15-20

Размеры манжет l (ширина уплотнения) выбирают по величине диаметра d. Рекомендуемое число манжет в пакете приводится в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Количество манжет в пакете

Диаметр,мм	Рабочее давление,МПа				
	до 3	до 6	до 10	до 20	до 35
До 50	2	3	4	5	6
50-100	3	4	5	6	7
100-300	3	4	5	6	7

Силу трения в уплотнениях из манжет U-образного профиля определяют по формуле

$$\tau_{MU} = \pi dl(P_P + P_K)f_M\,, \qquad (4.18)$$

где d – диаметр уплотняемого соединения;

l – ширина рабочей части манжеты (таблица 2.5);

P_P – рабочее давление; P_K – монтажное давление, составляющее 0,2 ÷ 0,5 МПа;

f_M – коэффициент трения, равный: для кожи 0,06 ÷ 0,08; для капрона 0,02 ÷ 0,03; для фторопласта 0,03 ÷ 0,05; для резины 0,1 ÷ 0,13.

Силу трения, создаваемую уплотнением из металлических колец, определяют по формуле

$$\tau_{KM} = \pi db\ (iP_K + P_P) f_K\ , \qquad (4.19)$$

где f_K – коэффициент трения кольца, принимаемый равным 0,07 при скорости более 6 – 8 м/мин и 0,15 – при скорости менее 6 м/мин и реверсе;

i – число колец в уплотнении (рекомендуемое число колец в зависимости от величины давления и диаметра цилиндра приводится в таблице 4.4);

b – ширина поршневого кольца (определяется в зависимости от диаметра поршня в соответствии с таблицей 4.5);

P_K – монтажное (контактное) давление кольца, принимаемое равным 0,1 ÷ 0,2 МПа.

Таблица 4.4. Определение числа поршневых колец

Давление,	Диаметр цилиндра, мм						
МПа	40-50	50-90	100-130	140-180	200-260	280-360	380-500
6	2	3	3	3	3	3	3
10	3	3	3	3	4	4	4
20	3	3	4	4	4	5	6
32	3	4	4	5	6	7	8

Таблица 4.5. Определение ширины поршневого кольца

Даметр поршня,мм	Глубина канавки,мм	Ширина канавки,мм
50	2,7	2,8
75	3,9	3,2
100	4,7	4,8
125	5,2	4,8
150	6,4	6,4
175	7,2	6,4
200	7,2	6,4
225	8,9	7,7
250	9,7	9,5

Силу трения при уплотнении резиновыми кольцами определяют по зависимости

$$\tau_{KP} = q_K \pi d, \qquad (4.20)$$

где d – диаметр уплотняемого соединения;

q_K – удельная сила трения на единицу длины уплотнения, определяется по графику (рис. 4.8).

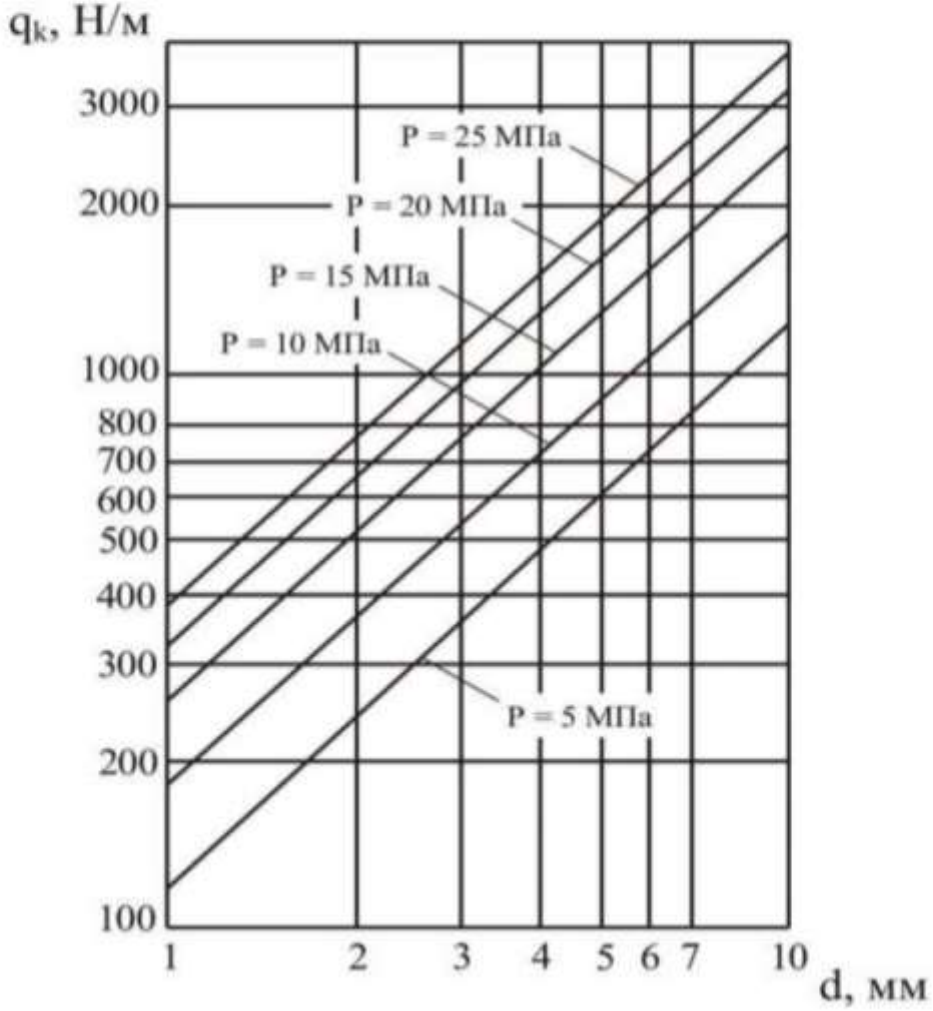


Рис. 4.8. – График для определения удельной силы трения

Суммарная сила трения F_{TP} определяется в зависимости от выбранных типов уплотнений на штоке и поршне, то есть

$$F_{TP} = \sum_{i=1}^{n} \tau_i \qquad (4.21)$$

Металлические кольцевые уплотнения, пригодные для использования в системах с давлением от 7 до 10 МПа (при диаметре до 180

мм), **не обеспечивают абсолютную герметичность и подвержены риску образования задиров**.

В отличие от них, **резиновые кольцевые уплотнения** способны функционировать в подвижных соединениях при давлении до 32 МПа. **Резиновые манжеты и шевронные уплотнения из прорезиненных материалов** выдерживают давление до 50 МПа.

Сила противодавления (FПР) используется для стабилизации скорости движения поршня. Для этого на сливной линии гидроцилиндра создается искусственное сопротивление потоку жидкости, обычно путем дросселирования. Простейшая схема демпфера, реализующего этот принцип, показана на рисунке 4.9.

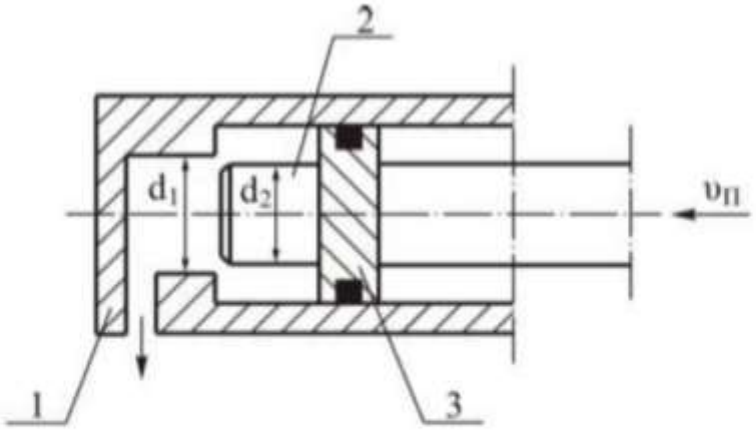


Рис. 4.9. – Гидроцилиндр с демпфером: 1 – цилиндрический канал корпуса гидроцилиндра; 2 – цилиндрический хвостовик; 3 – поршень

В конце хода поршня его цилиндрическая часть входит в соответствующий канал в корпусе, что приводит к сужению проходного сечения сливного канала. Это сужение создает гидравлическое сопротивление, которое тормозит поршень и обеспечивает плавное снижение его скорости. В случаях, когда плавность движения рабочего органа не критична, влиянием противодавления можно пренебречь.

Для систем с низким рабочим давлением рекомендуется поддерживать противодавление в диапазоне 0,2-0,3 МПа.

В вертикальных системах, где вес рабочего органа не компенсируется, противодавление должно превышать отношение веса подвижных частей (головки, гидроцилиндра, поршня и т.д.) к площади поршня (Ω / G) на величину 0,2-0,3 МПа.

$$P_{ПР} = (0{,}2 \div 0{,}3) \cdot 10^6 + \frac{G}{\Omega}, \qquad (4.22)$$

где G – вес подвижных частей (определяется по графику, представленному на рис. 4.10), Н; Ω – площадь сечения штоковой части гидроцилиндра, м^2 .

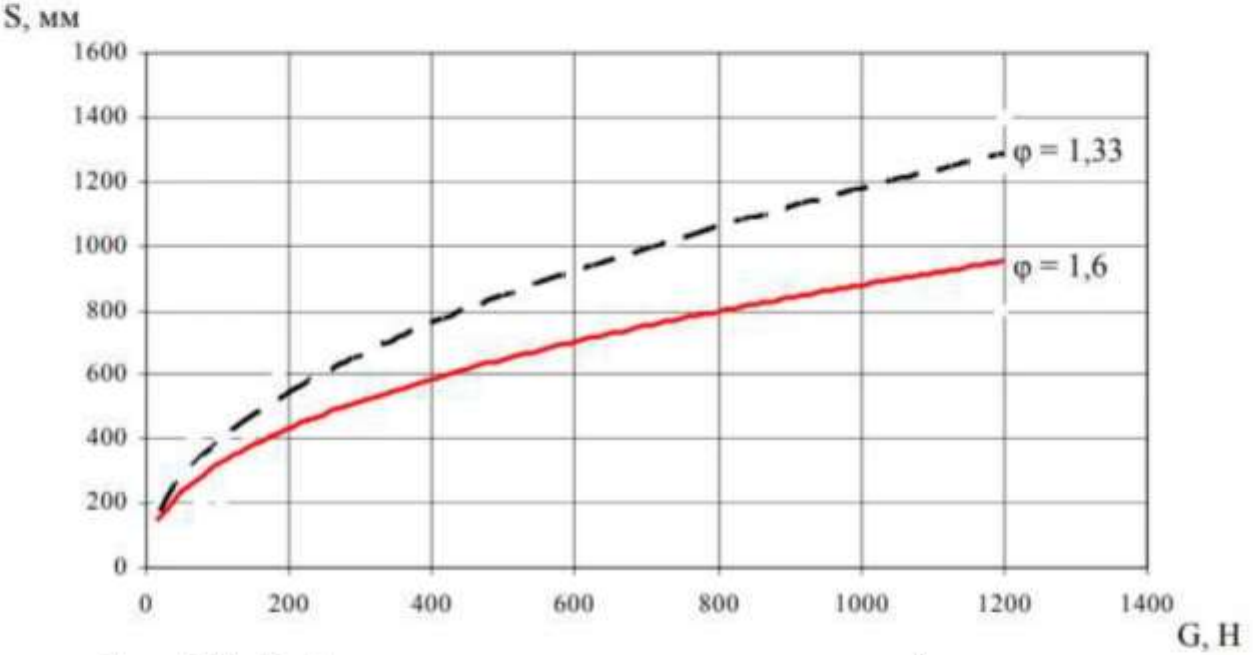


Рис. 4.10 – График для определения веса подвижных частей гидроцилиндра

На графике (рис. 4.10) представлена зависимость веса подвижных частей гидроцилиндра в зависимости от хода штока гидроцилиндра для двух наиболее распространенных значений коэффициента мультипликации, применяемых заводами-изготовителями гидроцилиндров, который представляет собой отношение поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра ($\varphi = D^2/D^2 - d^2$).

С учетом вышесказанного сила противодавления определяется по формуле

$$F_{ПР} = P_{ПР}\Omega \qquad (4.23)$$

Наличие противодавления в значительной степени предупреждает проникновение воздуха в полость гидроцилиндра.

Динамическая сила. Динамическую силу $F_Д$, возникающую при разгоне и торможении, можно приближенно определить, пользуясь теоремой о количестве движения и импульсе сил:

$$F_Д \Delta t = M_{ПР} (\upsilon_2 - \upsilon_1) , \qquad (4.24)$$

где Δt – время ускорения или замедления движения; принимается обычно равным 0,01 ÷ 0,5 с, причем меньшие значения относятся к легким механизмам и малым скоростям движения, а большие – к высоким скоростям и тяжелым механизмам;

υ_2, υ_1 – максимальная и минимальная скорости перемещения поршня. Скорость движения поршня в гидроприводах машин лесной промышленности обычно не превышает 0,05 ÷ 0,5 м/с [7];

$M_{ПР}$ – приведенная к поршню силового гидроцилиндра масса, включающая в себя массы частей, подключенных к поршню.

Скорость перемещения штока или угловую скорость вала выбирают с учетом коэффициента использования гидропривода за цикл. Следует помнить, что завышение скорости ведет к увеличению мощности и веса гидропривода, а занижение – к уменьшению производительности машины. Например, коэффициент использования гидропривода скрепера составляет 0,1 ÷ 0,2 и менее, поэтому нет необходимости иметь большую скорость штоков, так как она практически не влияет на производительность скрепера.

Коэффициент использования гидропривода экскаваторов и погрузчиков составляет 0,9 ÷ 1,0, поэтому скорость перемещения штока надо выбирать максимальной, так как она оказывает существенное влияние на производительность машины.

Если известны: приведенная масса, изменение скорости $\Delta\upsilon = \upsilon_2 - \upsilon_1$ и Δt, то из формулы (4.24) можно определить динамическую силу инерции

$$F_Д = M_{ПР} \Delta\upsilon/\Delta t , \qquad (4.25)$$

Если приведенная масса $M_{ПР}$ мала по сравнению со статическим усилием F_C, то формула (4.25) может быть преобразована в следующий вид:

вид:

$$F_Д = F_{СТ} / g \cdot \Delta v/\Delta t \qquad (4.26)$$

Таким образом, могут быть определены дополнительные нагрузки, возникающие в результате действия сил трения в уплотнениях гидроцилиндра и сил противодавления. По вычисленному усилию F' и принятому рабочему давлению P_P уточняют диаметр силового гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4F'}{\pi P_p}} \qquad (4.27)$$

Полученный расчетный диаметр должен быть нормализован по ГОСТу. При этом подбирается ближайший больший диаметр, а также уточняется диаметр штока.

Для уточненного диаметра гидроцилиндра определяется толщина стенок корпуса и донышка корпуса гидроцилиндра.

Толщину стенок корпуса гидроцилиндра определяют по формуле [1]

$$t_C = R_K - R_0, \qquad (4.28)$$

где R_K – наружный радиус корпуса гидроцилиндра;

R_0 – внутренний радиус корпуса гидроцилиндра, $R_0 = D/2$.

Наружный радиус гидроцилиндра может быть определен по формуле

$$R_к = R_0\sqrt{\frac{\sigma_р + 0{,}4P_у}{\sigma_р - 1{,}3P_у}}, \qquad (4.29)$$

где σ_P – допустимое напряжение на растяжение материала корпуса;

$P_У$ – расчетное давление рабочей жидкости ($P_У = 1{,}2\ P_P$).

Толщину плоского донышка корпуса гидроцилиндра определяют по формуле

$$t_д = 0{,}405D\sqrt{\frac{P_р}{\sigma_р}} \qquad (2.30)$$

При выборе материала корпуса гидроцилиндра (допустимого напряжения растяжения материала) можно руководствоваться таблицей 2.9.

Таблица 4.6 – Допустимые напряжения растяжения

Давление в гидроцилиндре,МПа	Материал корпуса гидрцилиндра	Допустимое напряжение на растяжение σ_P,Мпа
< 10	Алюминиевые трубы или литье из серого чугуна	25

<15	чугунное литье	40
<20	стальные трубы	60…80
>20	кованая сталь	100…120
0		

Следует также отметить, что при расчете гидроцилиндров на прочность при давлении до 30 МПа принимается запас прочности $n = 3$. Штоки и поршни гидроцилиндров изготавливают из стальных поковок.

4.2.3 Расчет гидроцилиндра на устойчивость

Гидроцилиндры в процессе эксплуатации под действием рабочего давления работают как сжато-изогнутые балки переменного сечения. Для обеспечения работоспособности цилиндра необходимо убедиться в устойчивости штока под действием нагрузки.

Для определения устойчивости гидроцилиндра при известном рабочем усилии на штоке гидроцилиндра можно воспользоваться следующей методикой.

По схемам (рис. 4.11) определяется фактор хода гидроцилиндра F_C в зависимости от способа крепления гидроцилиндра.

Далее определяется опорная длина штока гидроцилиндра L_0

$$L_0 = F_C \cdot S\,, \qquad (4.31)$$

где S – ход штока гидроцилиндра.

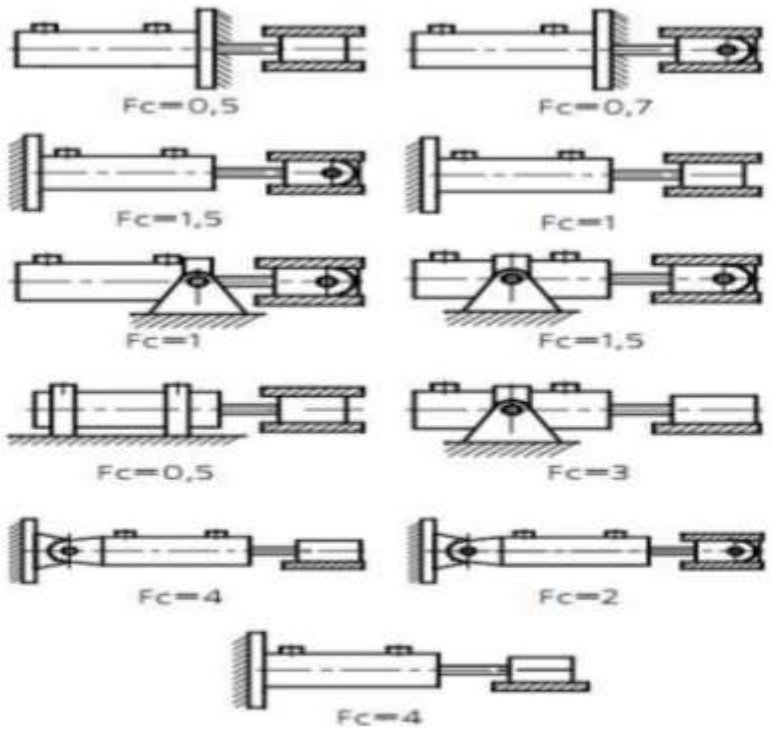


Рис. 4.11 – Способ крепления гидроцилиндра

Затем по графику (рис. 4.12) определяется максимально допустимая длина штока гидроцилиндра L_{max} и ее значение сравнивается с величиной L_0. При этом работоспособность гидроцилиндра (устойчивость штока) будет обеспечена в случае выполнения следующего условия:

$$L_0 \leq L_{max} . \qquad (4.32)$$

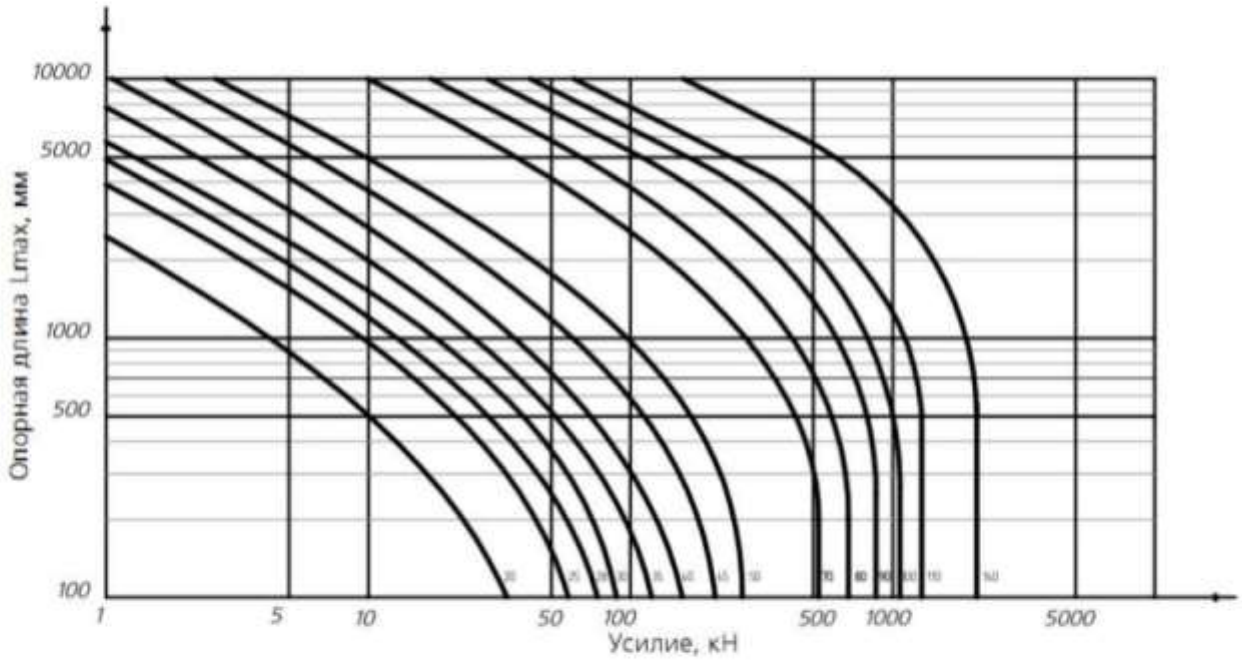


Рис. 4.12 – График зависимости опорной длины гидроцилиндра от усилия на штоке

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВАМ 1 – 2

1. Какие требования предъявляются к рабочим жидкостям?
2. Как влияет вязкость рабочей жидкости на потери давления в местных сопротивлениях?
3. Правила выбора рабочей жидкости.
4. Как выбирается рабочее давление?
5. На какие классы подразделяют гидродвигатели?
6. В каких случаях применяют гидроцилиндры с двухсторонним штоком?
7. На какие два типа подразделяются поворотные гидродвигатели?
8. В чем заключается смысл приближенного расчета силового гидроцилиндра?
9. Как определяется статическая нагрузка при уточнении диаметра силового гидроцилиндра?
10. На что влияет увеличение скорости перемещения штока гидроцилиндра?
11. В каком случае производится расчет гидроцилиндра на устойчивость?

4.3. Гидромоторы

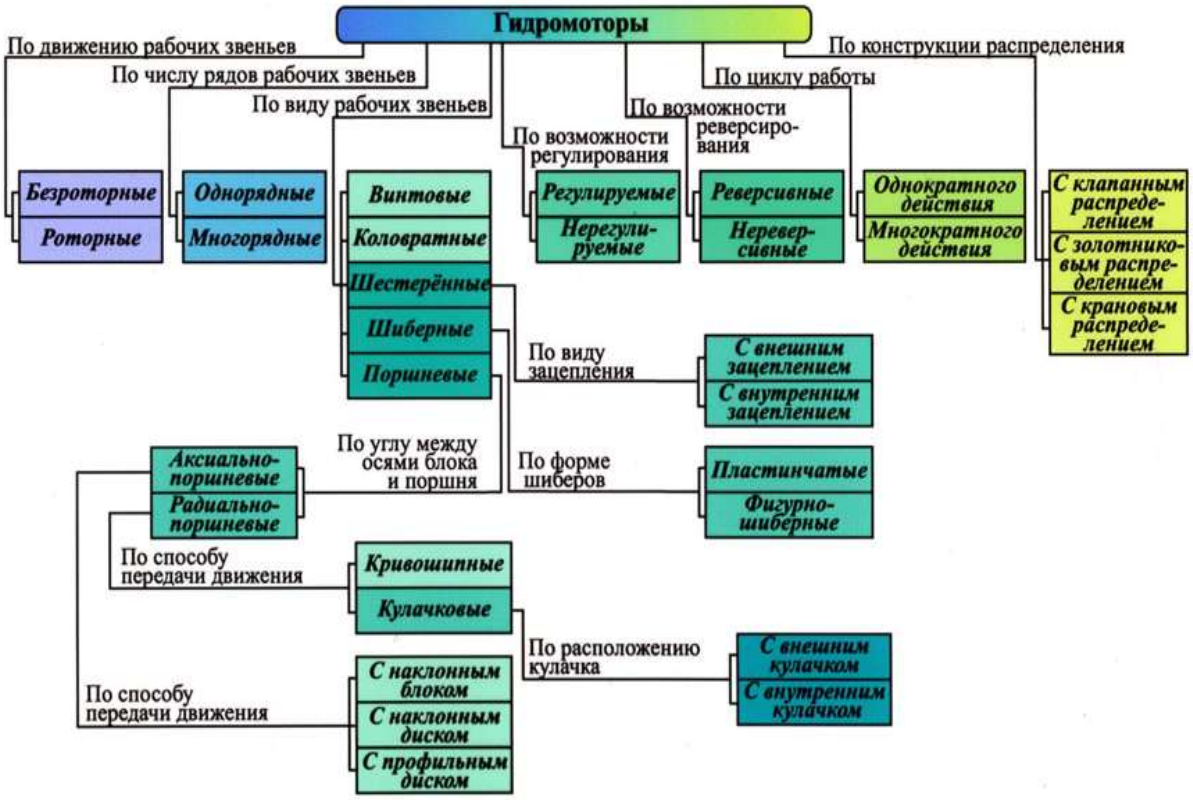
Гидромоторы служат для трансформации гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию вращательного движения выходного вала, используемую в различных машинах и механизмах. Ключевым критерием при подборе гидромотора является его способность обеспечивать требуемые значения крутящего момента (Мм) и частоты вращения (nм) исполнительного органа. Гидромотор может быть подключен к централизованной гидравлической системе или питаться от индивидуального насосного агрегата. Изменение направления вращения вала гидромотора (реверсирование) реализуется посредством переключения распределительного устройства или изменением направления подачи рабочей жидкости насосом.

Скорость вращения вала гидромотора можно контролировать двумя способами: изменяя объем жидкости, подаваемой в гидромотор, или изменяя рабочий объем самого гидромотора. Это следует из формулы, которая связывает эти параметры.

$$Q_M = q_M n_M , \qquad (4.33)$$

где $Q_м$ – расход жидкости через гидромотор, м^3 /с; $q_м$ – рабочий объем гидромотора, м^3 ; $n_м$ – частота вращения вала гидромотора, с$^{-1}$. Обычно в качестве гидромоторов используются объемные роторные гидромашины. Гидромоторы конструктивно мало отличаются от роторных насосов.

Схема классификации гидромоторов



Гидромоторы классифицируются по создаваемому крутящему моменту и скорости вращения вала на два основных типа: низкомоментные и высокомоментные.

Низкомоментные гидромоторы отличаются способностью развивать небольшой крутящий момент (в диапазоне от 10 до 60 Н·м) при высокой скорости вращения (от 60 до 3000 об/мин). В большинстве случаев в качестве низкомоментных гидромоторов применяются аксиально-поршневые конструкции, реже - шестеренные и пластинчатые.

Высокомоментные гидромоторы, напротив, генерируют значительный крутящий момент (от 500 до 100000 Н·м), но при относительно невысокой скорости вращения (до 400 об/мин). Основное назначение высокомоментных гидромоторов - прямое подключение к исполнительному механизму, без использования редуктора. Это позволяет уменьшить вес и габариты оборудования, а также улучшить динамические характеристики гидропривода. В качестве высокомоментных гидромоторов чаще всего используются радиально-поршневые и аксиально-поршневые конструкции.

Для разделения гидромоторов на низко- и высокомоментные часто используют специальный параметр, называемый коэффициентом быстроходности.

$$k_б = q_м / n_м , \qquad (4.34)$$

где $k_б$ – коэффициент быстроходности;

$q_м$ – рабочий объем, см3 ;

$n_м$ – номинальная частота вращения вала гидромотора, об/мин.

Гидромоторы с коэффициентом быстроходности (kб) больше единицы обычно классифицируются как низкомоментные, а с коэффициентом меньше единицы – как высокомоментные. Важно понимать, что коэффициент быстроходности – это скорее ориентировочный показатель.

Выбор между низкомоментным и высокомоментным гидромотором для конкретного привода вращательного движения зависит от специфических требований к этому приводу. Решение принимается индивидуально для каждой задачи.

Основные формулы, используемые при расчете гидромотора, включают (4.8), (4.9), (4.13) и (4.13). Если предположить отсутствие потерь мощности (КПД = 1,0), то рабочий объем гидромотора можно рассчитать на основе формул (4.8) и (4.9).

$$q_м = M_м 2\pi / \Delta p_м. \qquad (4.35)$$

Выбор гидромотора осуществляется на основе расчетного рабочего объема, номинального давления и прочих параметров, определяющих его функциональность. Разрешив уравнение (4.35) относительно крутящего момента, развиваемого гидромотором, мы приходим к следующему выражению:

$$M_м = \frac{q_м \Delta p_м}{2\pi} \qquad (4.36)$$

Формула (4.36) показывает, что крутящий момент, создаваемый гидромотором, прямо пропорционален перепаду давления (при неизменном рабочем объеме), что позволяет его регулировать. При этом, каждый тип

гидромотора – шестеренный, поршневой или пластинчатый – имеет свои сильные и слабые стороны, обусловленные его конструкцией.

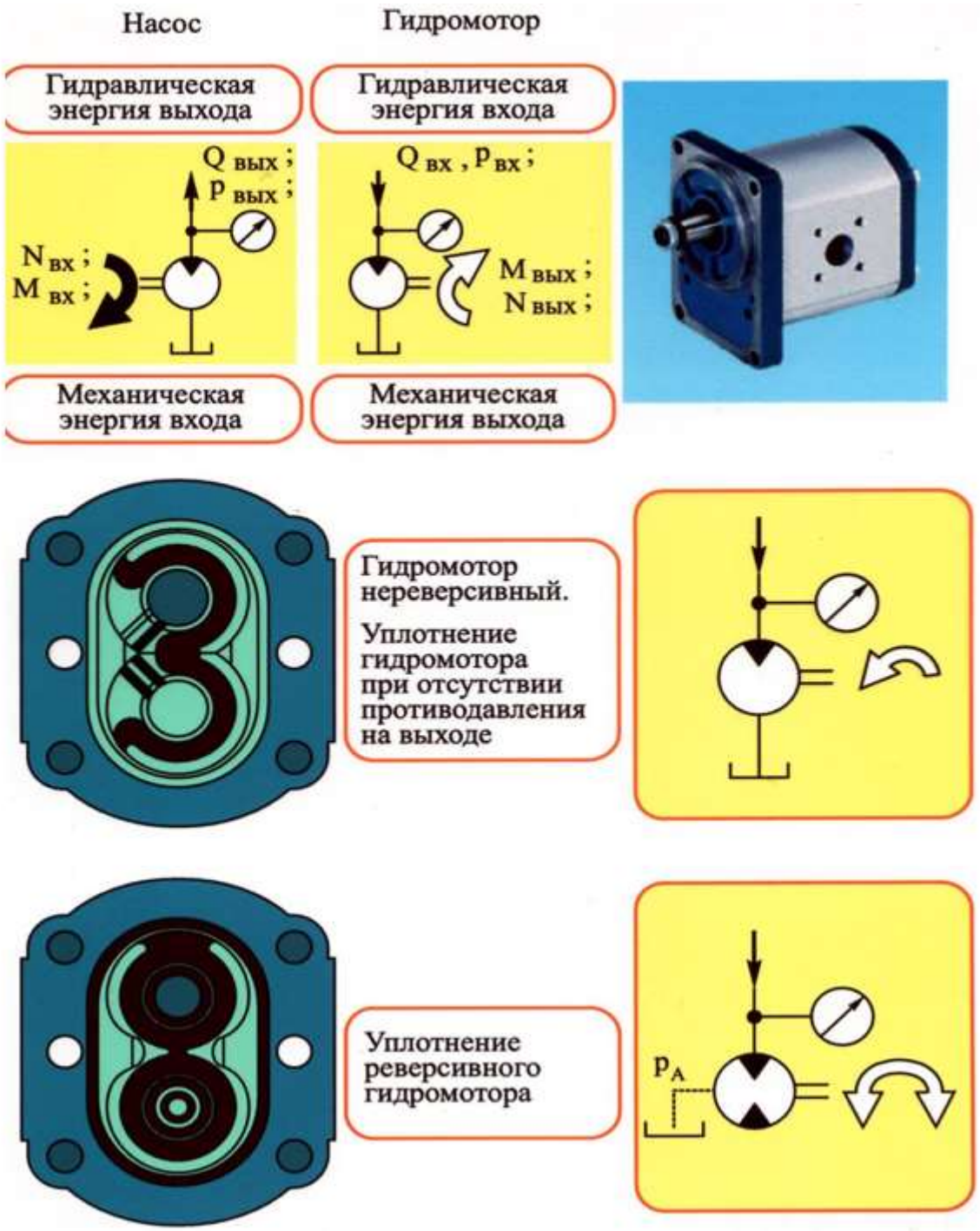


Рис.4.13.Шестеренные насосы-гидромоторы

Шестеренные гидромоторы:

Эти гидромоторы ценятся за простую конструкцию, легкость производства и хорошие показатели по весу и размеру. Они способны работать на высоких скоростях вращения (до 2400 об/мин). Шестеренные гидромоторы не предъявляют строгих требований к чистоте рабочей жидкости. Однако, у

них есть и недостатки: относительно низкий КПД (около 78-80%), значительные пусковые моменты, и узкий диапазон рабочих скоростей из-за высокого минимального значения (150-300 об/мин). В России производятся шестеренные гидромоторы марок ГМШ-32, ГМШ-50 и ГМШ-100.

Пластинчатые гидромоторы:

Несмотря на компактность, малый момент инерции и плавность работы, пластинчатые гидромоторы не получили широкого распространения. Это связано с ограничениями по рабочему давлению (до 6,3 МПа), высокой минимальной частотой вращения (100-150 об/мин) и невысоким КПД (около 80%). Низкий КПД обусловлен трением между основными элементами и сложностью обеспечения герметичности пластин.

Аксиально-поршневые гидромоторы:

Главное преимущество аксиально-поршневых гидромоторов – надежная герметизация рабочей камеры. Это позволяет им работать при высоком давлении (32 МПа и выше) и обеспечивать высокий КПД (более 90%).

Конструкция аксиально-поршневого регулируемого гидромотора (тип 303…):

Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа 303… состоит из вала (1), корпуса (13), блока цилиндров (ротора) (4), шатунов (2), поршней (вытеснителей) (3), цапфы (12) и торцевого сферического распределителя (11). К корпусу (13) прикреплен корпус регулятора (8) с крышкой (6), внутри которого находятся золотник (7), палец (9) и установочный поршень (10). Наклон блока цилиндров (4) регулируется перемещением торцевого сферического распределителя (11), на который опирается блок цилиндров (4) по сферической направляющей. Такая конструкция позволяет значительно уменьшить размеры регулируемого аксиально-поршневого гидромотора. Общий вид гидромотора этого типа представлен на рисунке 4.21.

Гидромоторы *MP*, предназначенные для работы в условиях высокого крутящего момента, обеспечивают эффективную передачу мощности (КПД > 0,85) при давлении до 25 МПа. Они находят применение в приводах вращающихся элементов (поворотные платформы экскаваторов и кранов), ходовых системах, рабочих органах и лебедочных механизмах строительной, дорожной, мелиоративной, коммунальной и другой специализированной техники.

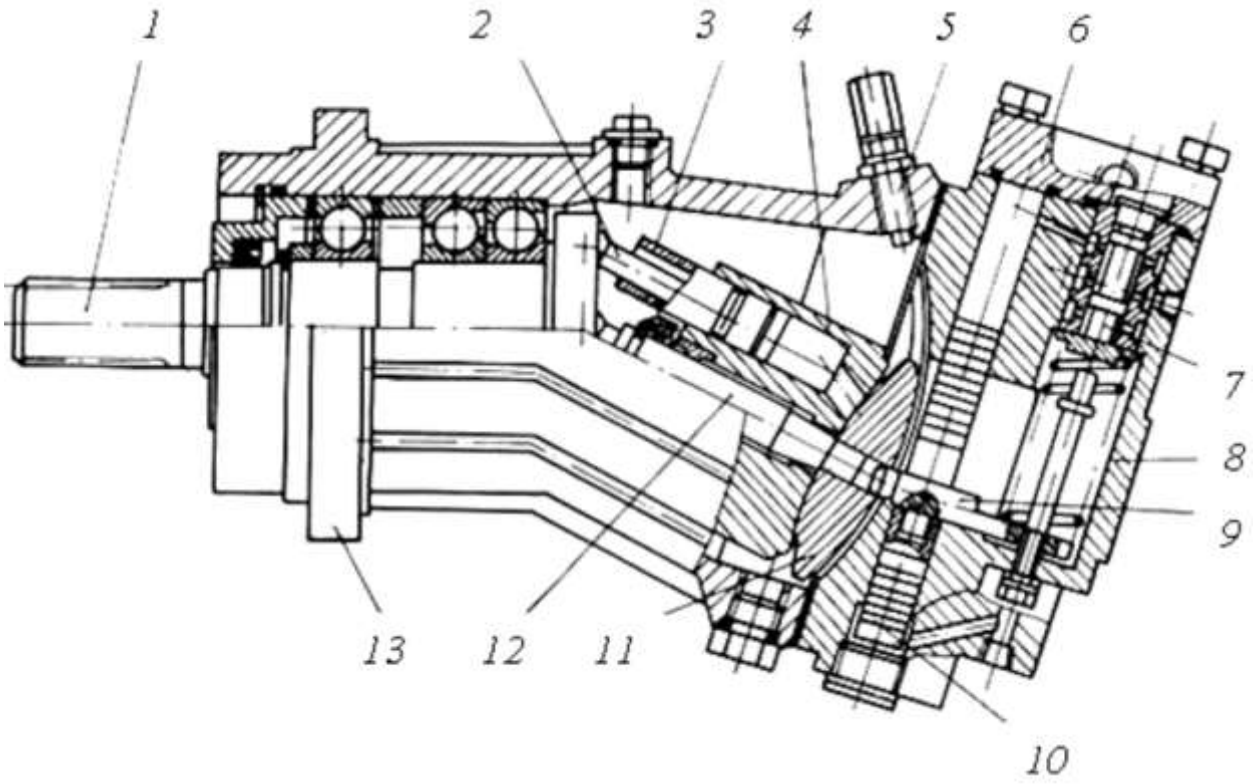


Рис. 4.14. Гидромотор аксиально-поршневой регулируемый типа 303…: 1 – вал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров (ротор); 5 – ограничительный винт; 6 – крышка; 7 – золотник; 8 – корпус регулятора; 9 – палец; 10 – установочный поршень; 11 – распределитель; 12 – цапфа; 13 – корпус



Рис. 4.15. Общий вид гидромотора типа 303….

Конструкция радиально-поршневого гидромотора МР (рис. 4.16) включает в себя: корпус (9), крышку (10), эксцентриковый вал (11) на подшипниках, пять полых поршней (2), цилиндры (1), сферические сегменты (3) и крышки цилиндров (4). Эксцентриковый вал, опираясь на поршни, приводит их в движение внутри цилиндров. Сферические сегменты, расположенные в крышках цилиндров, обеспечивают правильное положение поршней относительно вала. Направляющие стержни контролируют траекторию движения поршней.

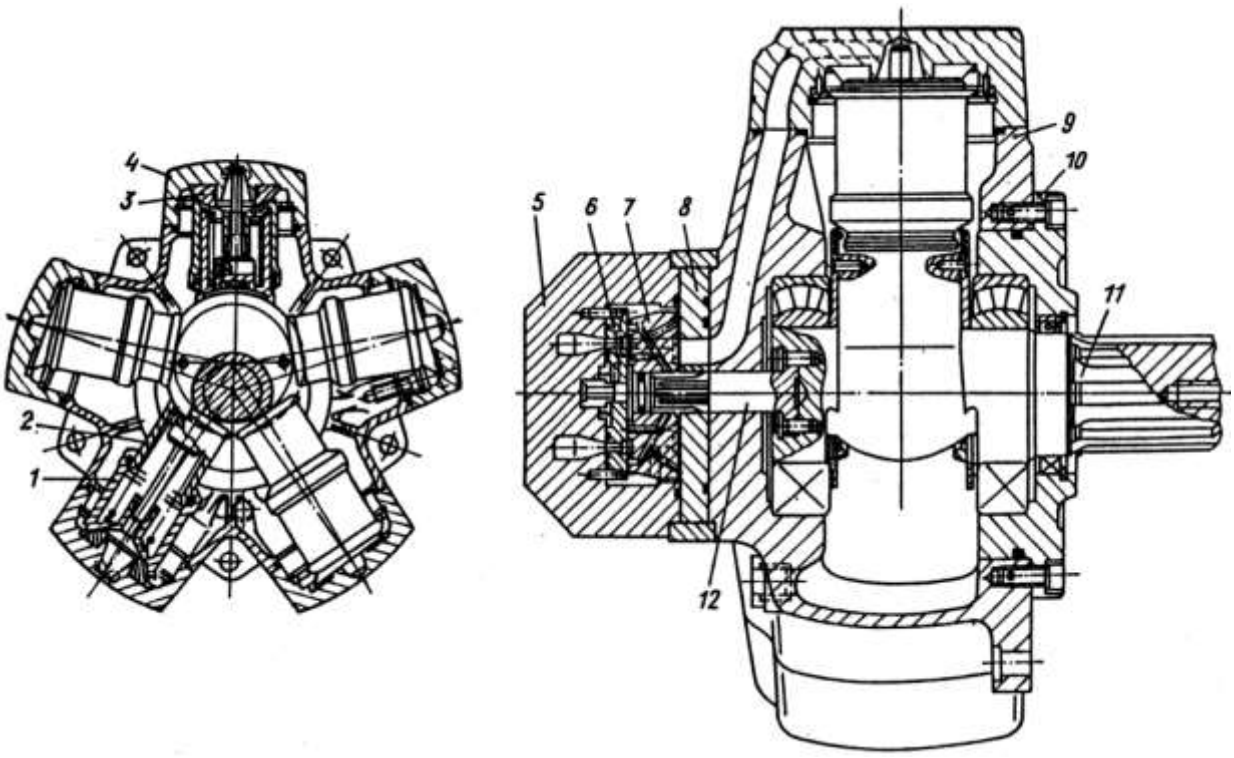


Рис. 4.16. Радиально-поршневой гидромотор типа МР: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – сегмент сферический; 4 – крышка цилиндра; 5 – крышка распределителя; 6 – кольцо упорное; 7 – распределитель; 8 – тарелка распределителя; 9 – корпус гидромотора; 10 – крышка; 11 – вал эксцентриковый; 12 – валик поводковый

1. Конструкция цилиндро-поршневой группы:

- Пружина обеспечивает плотное прилегание поршня и цилиндра к сферическим опорам.

- Герметичность между поршнем и цилиндром достигается за счет резинового уплотнительного кольца круглого сечения и антифрикционного кольца из ситаллофторопласта.
- Смещение цилиндро-поршневой группы ограничивается полукольцами, закрепленными в крышках цилиндров, и кольцами, которые скользят по рамкам поршня.

2. Распределительный узел:

- Распределительный узел расположен в крышке распределителя, которая крепится к корпусу гидромотора.
- Распределитель установлен на шлицах поводкового валика (соединенного с коленчатым валом) и зафиксирован между упорным кольцом и тарелкой распределителя.

3. Подача рабочей жидкости:

- Рабочая жидкость поступает в цилиндры через систему каналов, включающую каналы в крышке распределителя, отверстия упорного кольца, распределитель, каналы в корпусе гидромотора и крышках цилиндров.
- Распределение жидкости по цилиндрам осуществляется серповидными каналами на торце распределителя, который прилегает к тарелке распределителя.
- Давление жидкости передается непосредственно на сферическую поверхность коленчатого вала через отверстия в днищах цилиндра и поршня, создавая крутящий момент благодаря эксцентриситету вала.

4. Направление вращения:

- Направление вращения вала гидромотора зависит от того, к какому из двух отверстий подводится рабочая жидкость.

5. Преимущества гидромоторов:

- Хотя гидромоторы используются реже, чем электромоторы, они обладают рядом преимуществ.
- Гидромоторы значительно компактнее и легче электромоторов той же мощности (в среднем в 3 раза меньше по размерам и в 15 раз по массе).

- Диапазон регулирования частоты вращения вала гидромоторов гораздо шире: от 2500 об/мин до 20-30 об/мин, а в специальных моделях – до 1-4 об/мин и даже меньше, с возможностью плавной регулировки во всем диапазоне.
- Гидромоторы характеризуются быстрым разгоном и торможением (не более нескольких сотых долей секунды) и устойчивы к частым включениям/выключениям, реверсам и изменениям частоты вращения.

4.4.Элементы управления гидравлическими приводами (гидроаппараты)

Гидравлический аппарат – это компонент гидропривода, предназначенный для управления потоком рабочей жидкости. Он выполняет как минимум одну из следующих задач:

- Изменяет направление движения жидкости.
- Открывает или перекрывает поток.
- Регулирует параметры потока, такие как расход и давление, или поддерживает их на заданном уровне.

Ключевым элементом любого гидроаппарата является **запорно-регулирующий элемент** – подвижная деталь (например, клапан, золотник или кран), которая, перемещаясь, частично или полностью перекрывает проходное сечение для рабочей жидкости.

Согласно ГОСТ 17752-81, гидроаппараты классифицируются по нескольким признакам:

- **Конструкция запорно-регулирующего элемента:** золотниковые, крановые и клапанные.
- **Принцип действия:** клапаны и аппараты неклапанного типа.
- **Способ управления:** регулируемые и нерегулируемые.
- **Характер изменения проходного сечения:** регулирующие и направляющие.
- **Назначение:** распределители, дроссели, клапаны давления, обратные клапаны и т.д.

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента, гидроаппараты подразделяются на следующие типы (см. рис. 4.17):

- **Золотниковые:** с плоским (рис. 4.17, а) или цилиндрическим (рис. 4.17, б) золотником.
- **Крановые:** с плоским (рис. 4.17, в), цилиндрическим (рис. 4.17, г), коническим (рис. 4.17, д) или сферическим (рис. 4.17, е) краном.
- **Клапанные:** шариковые (рис. 4.17, ж), конические (рис. 4.17, з) или поршневые (рис. 4.17, и).

В **золотниковом гидроаппарате** (см. рис. 4.17, б) рабочее проходное сечение формируется между острыми краями цилиндрического отверстия в корпусе (2) и цилиндрической частью золотника (1). Площадь этого сечения изменяется при перемещении золотника вдоль оси корпуса.

В **крановом гидроаппарате** (см. рис. 4.17, г) проходное сечение образуется между острыми краями каналов в корпусе (2) и кране (1). Площадь сечения регулируется поворотом крана.

В **клапанном гидроаппарате** (см. рис. 4.17, ж) проходное сечение формируется между краями корпуса (2) и клапана (1), а его площадь изменяется при перемещении клапана вдоль оси.

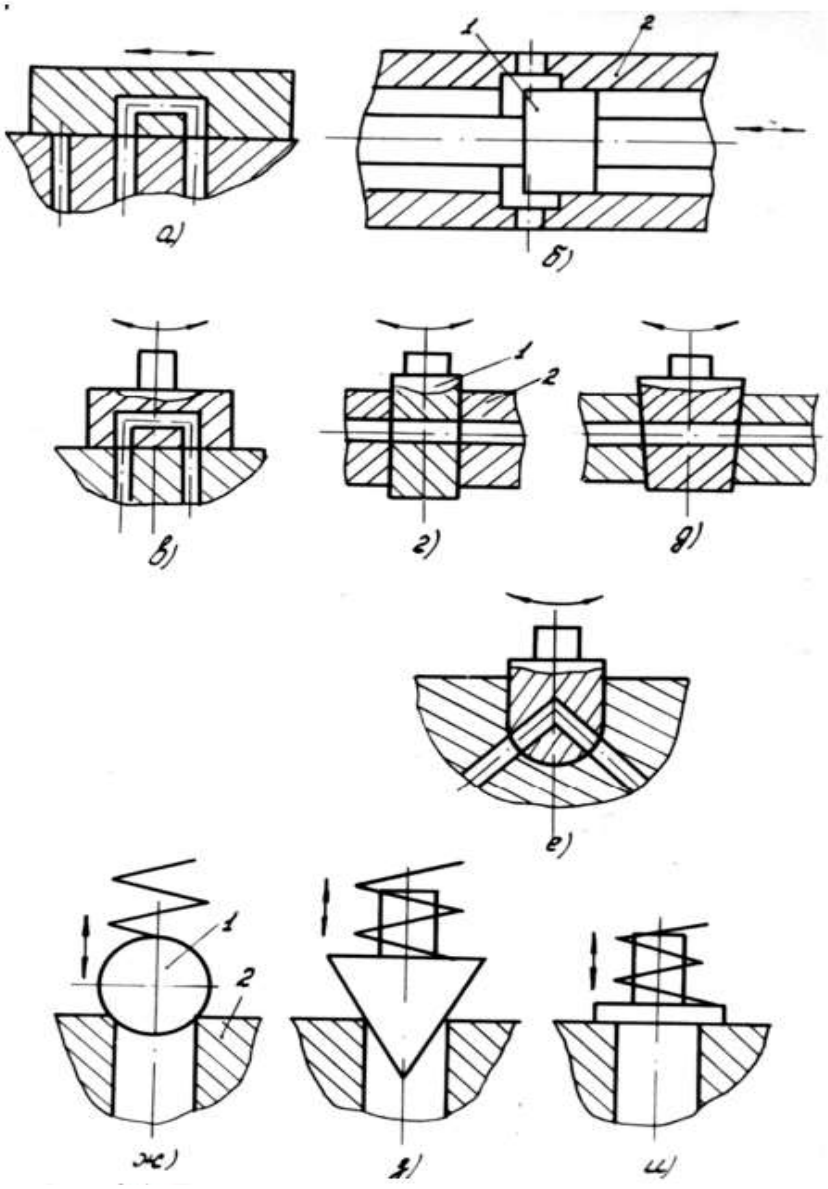


Рис. 4.17. Типы конструкций запорно-регулирующих элементов: а, б – золотниковые; в, г, д, е – крановые; ж, з, и – клапанные

Развитие эластомерных и композиционных материалов с улучшенными физико-механическими параметрами привело к созданию гидроаппаратов, в которых запорно-регулирование осуществляется за счет деформации упругих элементов (оболочек, мембран, колец, пластин). На рисунке 4.18 представлена принципиальная схема такого гидроаппарата. В корпусе (1) размещены упругий запорно-регулирующий элемент (4), управляющая полость (2) и каналы (3, 5, 6) для подключения к гидролиниям.

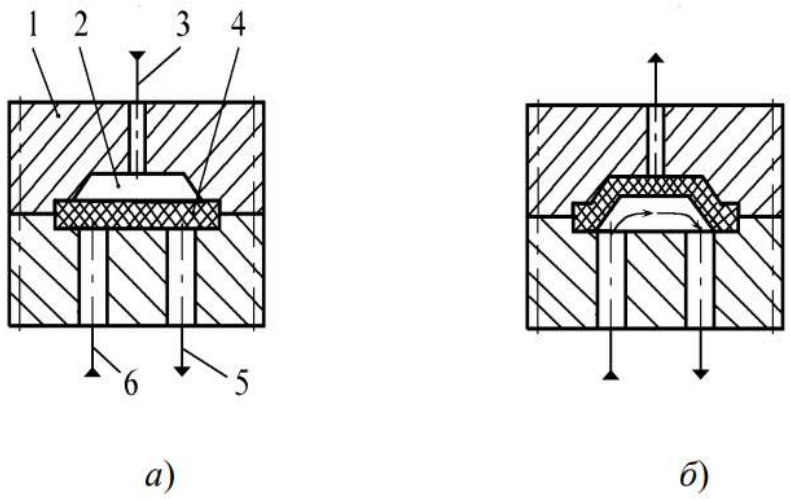


Рис. 4.18. Принцип действия гидроаппаратов с упругим запорно-регулирующим элементом: 1 – корпус; 2 – управляющая полость; 3 – гидролиния управляющей полости; 4 – упругий запорно-регулирующий элемент; 5 – отводящая гидролиния; 6 – подводящая гидролиния; а – в закрытом положении; б – в открытом положении

Описание работы упругого элемента:

- **Закрытое положение (рис. 4.18, а):** Когда жидкость под давлением поступает в управляющую полость 2, упругий элемент 4 перекрывает каналы 5 и 6, блокируя их соединение.
- **Открытое положение (рис. 4.18, б):** Если управляющая полость соединяется со сливом через канал 3, давление в ней снижается. Это приводит к деформации упругого элемента 4 и соединению каналов 5 и 6.

Преимущества гидроаппаратов с упругими элементами: Гидроаппараты, использующие упругие запорно-регулирующие элементы, имеют ряд преимуществ перед традиционными конструкциями. Они способны работать с жидкостями, качество которых не соответствует требованиям, устойчивы к загрязнениям рабочей жидкости, не подвержены залипанию или заклиниванию. Кроме того, они отличаются простотой изготовления и ремонта.

Определение клапана:

Клапан (рис. 4.19) – это гидроаппарат, в котором величина открытия проходного сечения изменяется под воздействием потока жидкости, проходящего через него. Клапан является автоматическим устройством,

поскольку не требует внешнего управления для изменения положения запорно-регулирующего элемента.

Типы клапанов:

В зависимости от способа воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент, клапаны делятся на клапаны прямого и непрямого действия. В клапанах прямого действия изменение проходного сечения происходит непосредственно под влиянием потока жидкости на запорно-регулирующий элемент.

Гидроаппараты неклапанного действия:

В отличие от клапанов, в гидроаппаратах неклапанного типа (например, распределителях и дросселях) степень открытия проходного сечения регулируется внешним воздействием на запорно-регулирующие элементы. Это может быть ручное перемещение золотника, распределителя или поворот крана.

Регулирующие гидроаппараты:

Регулирующие гидроаппараты предназначены для управления параметрами потока жидкости (давлением, расходом) и его направлением. Они частично открывают рабочее проходное сечение, изменяя таким образом мощность потока. Запорно-регулирующие элементы в таких аппаратах могут занимать множество промежуточных положений. К регулирующим гидроаппаратам относятся клапаны давления, дроссели, регуляторы потока, дросселирующие распределители и другие устройства.

Направляющие гидроаппараты управляют пуском, остановкой и направлением потока жидкости путём полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, практически не влияя на мощность потока. К этому типу гидроаппаратов относятся направляющие распределители, обратные клапаны, гидрозамки и т.д.

В регулируемых гидроаппаратах степень открытия рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить в процессе работы воздействием извне с целью получения заданного

давления или расхода жидкости, например, регулированием силы пружины в клапанах.

В настраиваемом гидроаппарате проходное сечение или силовое воздействие может быть изменено извне только в нерабочем состоянии гидроаппарата.

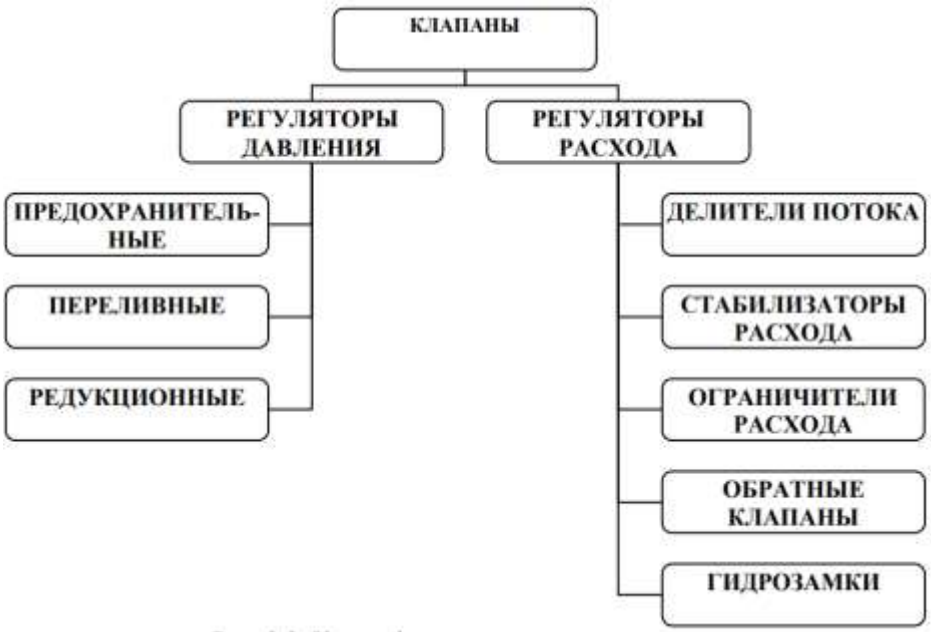


Рис. 4.19. Классификация клапанов

Условные графические обозначения гидравлических аппаратов, используемые в схемах, определены стандартом ГОСТ 2.782–96. Ключевыми параметрами, определяющими выбор гидроаппаратуры, являются условный проход (dy), номинальное давление ($p_{ном}$), номинальный расход ($Q_{ном}$) и площадь рабочего проходного сечения (S). Технические характеристики некоторых гидроаппаратов (например, распределителей и фильтров) содержат информацию о гидравлических потерях давления ($\Delta p_{ном}$) при номинальном ($Q_{ном}$) или максимальном (Q_{max}) расходе рабочей жидкости. Для определения потерь давления (Δp) при расходах (Q), отличных от номинальных или максимальных, используются формулы, основанные на линейной или квадратичной зависимости Δp от Q.

$$\Delta p = \Delta p_{ном} \frac{Q}{Q_{ном}}; \quad (4.37)$$

$$\Delta p = \Delta p_{ном} \left(\frac{Q}{Q_{ном}} \right)^2. \quad (4.38)$$

Условный проход (*dy*) представляет собой номинальный диаметр, выбираемый из стандартизированного ряда (ГОСТ 16516–80) и округленный до ближайшего значения. Он характеризует пропускную способность устройства или трубопровода, поскольку площадь круга с диаметром *dy* приблизительно равна площади фактического проходного сечения: 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм и др.

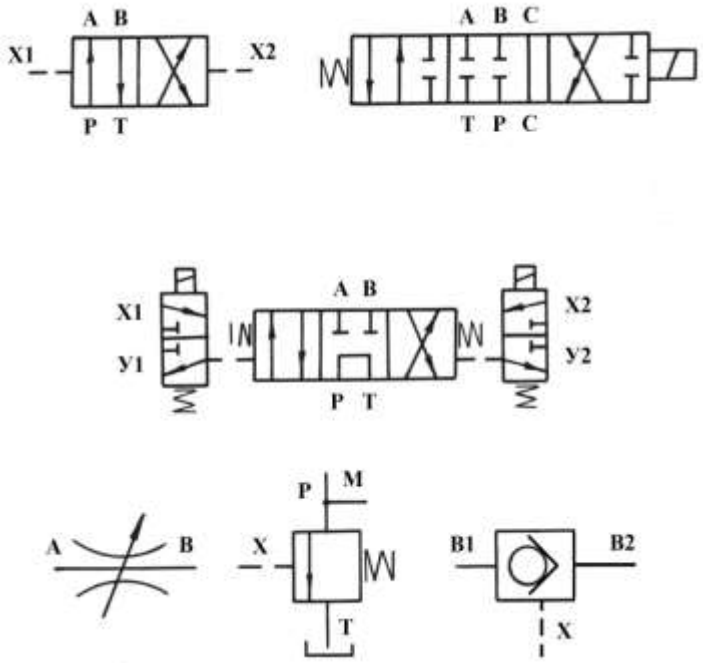


Рис. 4.20. Примеры обозначений присоединительных отверстий гидроаппаратов

Гидравлическая характеристика гидроаппарата – это математическое выражение, описывающее взаимосвязь между его ключевыми параметрами. Например, для дросселя основной характеристикой является зависимость расхода жидкости ($Q_{др}$) от разницы давления на входе и выходе ($\Delta p_{др}$), что записывается как $Q_{др} = f(\Delta p_{др})$.

Обозначения присоединительных отверстий гидроаппаратов стандартизированы ГОСТ 24242-80:

- **A, B, C, P, T** – для основного потока рабочей жидкости.

- **X, Y** – для потока управления.
- **M** – для подключения манометра.
- **L** – для дренажа.

Рекомендуемые обозначения для основного потока:

- **P** – входное отверстие для рабочей жидкости под давлением.
- **A, B** – выходные отверстия для соединения с другими гидравлическими устройствами.
- **T** – отверстие для слива рабочей жидкости в гидробак.
- **C** – отверстие проточного канала, используемое в специальных гидрораспределителях.

Примеры маркировки отверстий можно увидеть на рисунке 4.20. Если в гидроаппарате несколько отверстий с одинаковой функцией, к буквенному обозначению добавляется порядковый номер (например, A1, A2).

Технические характеристики

D_y — условный проход — диаметр условного отверстия, равного по площади максимальной площади проходного сечения устройства;

$P_{ном}$ — номинальное давление — наибольшее давление рабочей среды для работы в отведенный срок эксплуатации при сохранении характеристик в диапазоне установленных величин;

$Q_{ном}$ — номинальный расход — это расход рабочей жидкости определенной вязкости при выполнении аппаратом своих функций при сохранении характеристик в границах установленных величин.

Подбор гидравлического аппарата основывается на D_y, не забывая при этом о соответствии расчетных показателей максимального рабочего расхода жидкости и максимального рабочего давления паспортным показателям выбираемого устройства.

Клапаны регуляторы давления. Предохранительные клапаны.

Предохранительный клапан – это тип трубопроводной арматуры, предназначенный для автоматической защиты оборудования и трубопроводов от разрушения, вызванного превышением допустимого давления. Он

выполняет функцию сброса избыточного объема рабочей среды (жидкости, пара или газа) из системы, как только давление превышает заданное значение, и автоматически прекращает сброс при восстановлении нормального рабочего давления. Предохранительный клапан является арматурой прямого действия, то есть его работа определяется непосредственно давлением рабочей среды. Причины возникновения опасного избыточного давления могут быть как внешними (например, сбои в работе оборудования), так и внутренними (например, нештатные физические процессы). Предохранительные клапаны широко применяются для защиты различного оборудования, но особенно важны для сосудов, работающих под давлением. Несмотря на существование альтернативных решений, предохранительные клапаны остаются наиболее распространенным выбором благодаря своей простой конструкции, удобству настройки и широкому диапазону доступных исполнений.

На рисунке 4.21 показан типичный пружинный клапан прямого действия, который мы будем использовать для изучения его конструкции. Основные элементы любого предохранительного клапана прямого действия – это механизм запирания (затвор и седло) и устройство, которое создает усилие на этот механизм. В нашем примере затвором служит золотник, а усилие создает пружина.

Пружина настраивается винтом так, чтобы золотник плотно прижимался к седлу, не давая рабочей среде проходить через клапан.

В закрытом состоянии клапана давление в системе пытается открыть его, а пружина – удержать закрытым. Когда давление в системе повышается, сила прижатия золотника к седлу уменьшается. Как только сила давления сравняется с силой пружины, золотник начнет открываться. Если давление продолжит расти, клапан откроется полностью и сбросит избыток рабочей среды.

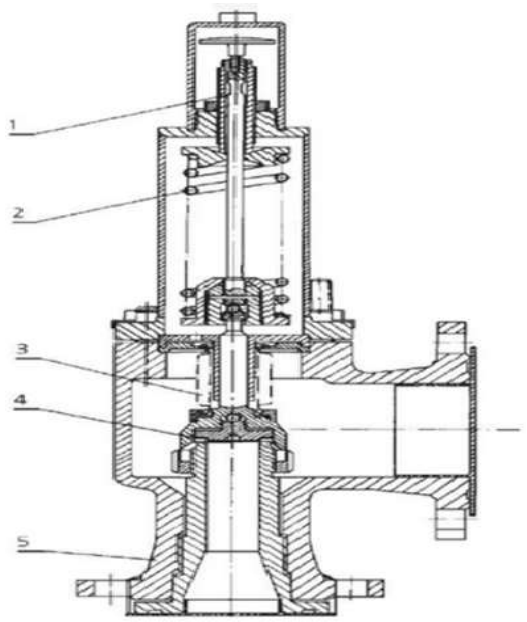


Рис.4.21.Пружинный клапан прямого действия: 1- винт для настройки; 2- пружина; 3- сильфон; 4-золотник; 5- корпус

При падении давления в защищаемой системе, обусловленном сбросом рабочей среды, прекращается воздействие внешних факторов. Запорный элемент клапана приводится в действие задатчиком, обеспечивая его закрытие. Давление закрытия, как правило, на 10-15% ниже рабочего давления. Эта разница обусловлена тем, что для достижения герметичности после срабатывания требуется значительно большее усилие, чем для поддержания герметичности в исходном состоянии. Необходимость преодоления сил адгезии молекул рабочей среды, проникающей в зазор между уплотнительными поверхностями, и её вытеснение, а также запаздывание закрытия, вызванное динамическим воздействием потока среды и силами трения, приводят к снижению давления закрытия.

Классификация предохранительных клапанов

По принципу действия:

- **Клапаны прямого действия (обычные предохранительные клапаны):** Эти клапаны срабатывают напрямую под воздействием давления жидкости или газа, который они контролируют. Когда давление превышает установленный предел, клапан открывается, выпуская избыток среды.

- **Клапаны непрямого действия (импульсные предохранительные устройства):** Эти клапаны используют внешний источник энергии (например, сжатый воздух или электричество) для управления открытием и закрытием. Они реагируют на изменение давления, но не открываются непосредственно под его воздействием.

По характеру подъёма замыкающего органа:

- клапаны пропорционального действия (используются на несжимаемых средах)
- клапаны двухпозиционного действия

По высоте подъёма замыкающего органа:

- малоподъёмные — клапаны, у которых ход запирающего элемента не превышает 1/20 от наименьшего диаметра седла
- среднеподъёмные — клапаны, у которых ход запирающего элемента составляет от 1/20 до 1/4 от наименьшего диаметра седла
- полноподъёмные — клапаны, у которых ход запирающего элемента составляет 1/4 и более от наименьшего диаметра седла

По виду нагрузки на золотник:

- грузовые или рычажно-грузовые
- пружинные
- рычажно-пружинные
- магнито-пружинные

Различия в конструкциях. Предохранительные клапаны как правило имеют угловой корпус, но могут иметь и проходной, независимо от этого клапаны устанавливаются вертикально так, чтобы при закрывании *шток* опускался вниз.

Большинство предохранительных клапанов изготавливаются с одним седлом в корпусе, но встречаются конструкции и с двумя сёдлами, установленными параллельно.

Малоподъемными называются предохранительные клапаны, у которых высота подъема запирающего элемента (золотника, тарелки) не превышает

1/20 диаметра седла, полноподъемными — клапаны, у которых высота подъема составляет 1/4 диаметра седла и более.

Существуют также клапаны с высотой подъема тарелки от 1/20 до 1/4, их обычно называют среднеподъемными. В малоподъемных и среднеподъемных клапанах подъем золотника над седлом *зависит* от давления среды, поэтому условно их называют клапанами *пропорционального действия*, хотя подъем не *пропорционален* давлению рабочей среды. Такие клапаны используются, как правило, для жидкостей, когда не требуется большая пропускная способность.

В полноподъемных клапанах открытие происходит сразу на полный ход тарелки, поэтому их называют клапанами *двухпозиционного действия*. Такие клапаны высокопроизводительны и применяются как на жидких, так и на газообразных средах.

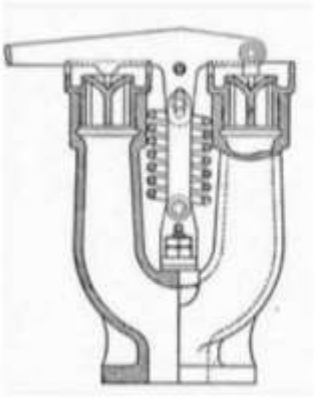


Рис.4.22. Предохранитель клапан двухсёдельная конструкция(двухпозиционного действия)

Наибольшие различия в конструкциях предохранительных клапанов заключаются в видах нагрузки на золотник.

Клапаны двойного(двухпозиционного) действия (ДД) являются важным элементом в различных системах управления потоками жидкостей и газов. Эти устройства предназначены для регулирования, направления и контроля потока рабочих сред в трубопроводах и оборудовании.

Описание конструкции клапанов двойного действия. Клапаны двойного действия (ДД) представляют собой важные элементы в различных системах управления потоками жидкостей и газов. Они обеспечивают

высокую надежность и точность в регулировании процессов, благодаря своей уникальной конструкции и принципу работы.

Основные компоненты и материалы. Конструкция клапанов ДД включает в себя несколько ключевых элементов, которые обеспечивают их функционирование. Основными компонентами являются корпус клапана, обычно изготовленный из нержавеющей стали или латуни для повышенной устойчивости к коррозии, седло клапана, выполненное из мягких или твердых материалов в зависимости от требований к герметичности, а также управляющий механизм, который может быть пневматическим, гидравлическим или электрическим. Дополнительно, в конструкцию входят пружины, уплотнения и исполнительные механизмы, которые обеспечивают движение запорного элемента и его возврат в исходное положение.

Отличия клапанов дд от клапанов прямого действия. Клапаны двойного действия отличаются от клапанов прямого действия тем, что для изменения состояния (открытия или закрытия) требуется внешняя энергия как для одного, так и для другого действия. В то время как клапаны прямого действия используют силу пружины или давление рабочей среды для возвращения в исходное положение, клапаны ДД нуждаются в постоянном подводе энергии для управления положением запорного элемента. Это позволяет клапанам двойного действия обеспечивать более точное и стабильное управление потоками, а также делает их более подходящими для использования в системах с высокими требованиями к безопасности и надежности.

Принцип работы клапанов ДД заключается в том, что управляющий сигнал (пневматический, гидравлический или электрический) поступает на исполнительный механизм, который в свою очередь перемещает запорный элемент, изменяя состояние клапана. При этом, для изменения состояния в обратную сторону необходимо подать сигнал противоположного действия. Такая конструкция позволяет клапанам ДД обеспечивать высокую точность и повторяемость в работе, что делает их незаменимыми в сложных промышленных приложениях.

Принцип работы клапанов двойного действия. Клапаны двойного действия (ДД) представляют собой важные элементы в системах управления потоками различных рабочих сред, таких как вода, газ, пар или масло. Они широко используются в самых разных отраслях промышленности благодаря своей надежности и эффективности. Рассмотрим, как именно работают эти устройства и каковы их преимущества.

Шаги работы клапана при подаче управляющего сигнала:

1. При поступлении управляющего сигнала в виде подачи сжатого воздуха клапан двойного действия начинает свою работу. Сигнал направляется в одну из двух камер, расположенных по обе стороны от управляющего элемента – золотника.

2. В зависимости от того, в какую камеру подается давление, золотник перемещается в противоположную сторону, открывая или закрывая проход для рабочей среды.

3. Когда управляющий сигнал прекращается, система не возвращается в исходное положение самопроизвольно, как это происходит в клапанах с одинарным действием. Вместо этого для изменения положения золотника необходимо подать сигнал в другую камеру.

4. Это двустороннее управление позволяет клапану оставаться в открытом или закрытом положении даже при отсутствии сигнала, обеспечивая таким образом высокую надежность в критических приложениях.

Особенности эксплуатации и преимущества использования клапанов ДД включают в себя:

- Возможность точного контроля потока рабочей среды благодаря двустороннему управлению.
- Высокую надежность в эксплуатации, так как клапан сохраняет заданное положение даже при сбоях в подаче управляющего сигнала.
- Длительный срок службы, обусловленный отсутствием необходимости в постоянной подаче энергии для поддержания клапана в заданном положении.

- Универсальность применения, поскольку клапаны ДД могут использоваться в различных системах автоматики, где требуется надежное управление потоками.

Клапаны двойного действия являются оптимальным решением для систем, где требуется высокая точность и надежность управления. Их конструкция и принцип работы обеспечивают стабильную и эффективную работу в широком спектре промышленных приложений.

Пружинные клапаны. В них давлению среды на золотник противодействует сила *сжатия* пружины. Один и тот же пружинный клапан может быть использован для различных пределов настройки давления срабатывания путём комплектации различными пружинами. Многие клапаны изготавливаются со специальным механизмом (рычагом, грибком и др.) ручного подрыва для контрольной продувки клапана.

Это делается с целью проверки *работоспособности* клапана, так как во время эксплуатации могут возникнуть различные проблемы, например прикипание, примерзание, прилипание золотника к седлу. Однако в некоторых *производствах* в условиях агрессивных и *токсичных* сред, высоких *температур* и давлений, контрольная продувка может быть очень опасной, поэтому для таких клапанов возможность ручной продувки не предусматривается и даже запрещается.



Рис.4.24.Пружинные клапаны(Хорошо видны рычаг и пружина)

Чаще всего пружины подвергаются воздействию рабочей среды, которая сбрасывается из трубопровода или ёмкости при срабатывании, для защиты от слабоагрессивных сред применяют специальные покрытия пружин. Уплотнение по штоку в таких клапанах отсутствует.

В случаях же работы с агрессивными средами в *химических* и некоторых других установках пружину изолируют от рабочей среды при помощи уплотнения по штоку *сальниковым устройством*, *сильфоном* или *эластичной* мембраной. Сильфонное уплотнение применяется также в тех случаях, когда утечка среды в *атмосферу* не допускается, например на *АЭС*.

Рычажно-грузовые клапаны. Исторически самая ранняя и самая простая конструкция клапана, появившаяся вместе с изобретением паровых машин. В таких клапанах усилию на золотник от давления рабочей среды противодействует *сила* от груза, передаваемая через *рычаг* на *шток* клапана. Настройка таких клапанов на давление открытия производится фиксацией груза определённой *массы* на плече рычага. Рычаги также используют для ручной продувки клапана. Такие устройства запрещено использовать на передвижных *сосудах*.

Для герметизации сёдел больших диаметров требуются значительные массы грузов на длинных рычагах, что может вызвать сильную *вибрацию* устройства, в этих случаях применяются корпуса, внутри которых сечение сброса среды образовано двумя параллельно расположенными сёдлами, которые перекрываются двумя золотниками при помощи двух рычагов с грузами.

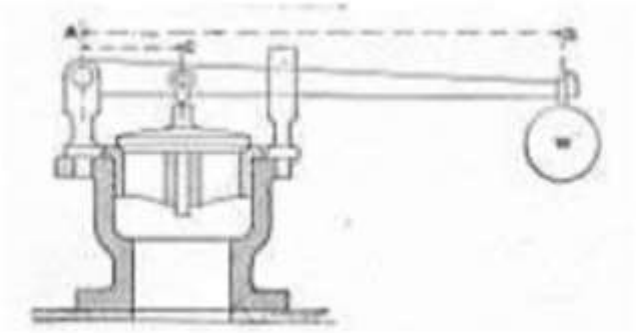


Рис.4.25.Конструкция рычажного-грузового клапана

Таким образом, в одном корпусе монтируются два параллельно работающих затвора, что позволяет уменьшить массы груза и длины рычагов, обеспечивая нормальную работу клапана.

Магнито-пружинные клапаны. В этих устройствах используется *электромагнитный привод*, то есть они не являются арматурой прямого действия. *Электромагниты* в них могут обеспечивать дополнительное прижатие золотника к седлу, в этом случае при достижении давления срабатывания по сигналу от *датчиков* электромагнит отключается и давлению противодействует лишь пружина, клапан начинает работать как обычный пружинный. Также электромагнит может создавать усилие открытия, то есть противодействовать пружине и принудительно открывать клапан.

Существуют клапаны, в которых электромагнитный привод осуществляет и дополнительное прижатие, и усилие открытия, в этом случае пружина служит для подстраховки на случай прекращения *электропитания*, при обесточении такие устройства начинают работать как пружинные клапаны прямого действия.

Магнито-пружинные клапаны применяются чаще всего в сложных *импульсных предохранительных устройствах* в качестве управляющих или импульсных клапанов.

Технические требования к предохранительным клапанам.

Ключевое требование к предохранительным клапанам – их **исключительная надежность**. Это подразумевает:

- **Гарантированное и оперативное срабатывание** при достижении установленного порога избыточного давления в системе.
- **Обеспечение необходимой пропускной способности** для сброса избыточного давления в открытом состоянии.
- **Быстрое и герметичное закрытие** после сброса давления, с сохранением герметичности при последующем повышении давления до рабочего уровня.

- **Стабильность характеристик** на протяжении всего срока службы, включая сохранение настроек и герметичности запорного элемента при рабочих давлениях и после многократных срабатываний.

Предохранительные клапаны должны регулярно проходить **проверку в специализированных организациях или испытания в рабочих условиях**. Обязательным является тестирование на **прочность, плотность и герметичность** как сальниковых соединений, так и уплотнительных поверхностей.

Переливные клапаны. Перепускной клапан (переливной клапан) — устройство, предназначенное для поддержания давления среды на требуемом уровне путём перепуска (слива в другой контур) рабочей среды через ответвление *трубопровода*.

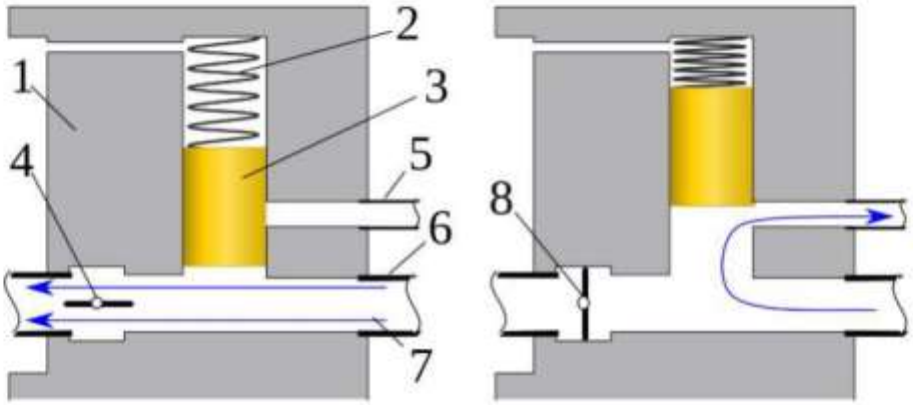


Рис.4.26.Устройство и принцип действия перепускного клапана: слева – клапан закрыт, справа-открыт.1-корпус; 2-пружина; 3-клапан; 4-задвижка открыта; 5-выходнойпатрубок; 6-входной патрубок; 7-поток жидкости или газа; 8- задвижка закрыта

Рабочая среда может быть жидкая или газообразная.

Перепускной клапан поддерживает *давление* в системе путём *непрерывного* отвода жидкости (газа), чем он отличается от *предохранительного клапана*, который ограничивает повышение давления в системе сверх заданного путём *однократного или периодического* отвода жидкости (газа) из системы.

Внешне и по принципу действия перепускной и предохранительный клапаны могут не отличаться друг от друга.

Также, как и *редукционный клапан*, перепускной клапан поддерживает постоянство давления в системе. Однако перепускной клапан поддерживает постоянным давление *на входе* в клапан («до себя»), а редукционный клапан поддерживает постоянство давления *на выходе* («после себя»).

Перепускной клапан и турбонаддув двигателя внутреннего сгорания. Перепускной клапан (blow-off) используется для сброса избыточного давления, создаваемого во впускном коллекторе, в атмосферу. Также, существует вариант сброса избыточного давления в начало тракта впуска (bypass).

Избыточное давление образуется вследствие работы *турбонаддува ДВС*.

Перепускной клапан в системе подачи топлива. Перепускной клапан в системе подачи топлива устанавливается рядом с *топливным насосом*, а иногда и объединяется с ним.

Он предназначается для слива избыточного *топлива*, подаваемого топливным насосом, обратно в *топливные баки*. Таким образом, перепускной клапан обеспечивает одинаковое давление в топливоподающей системе, независимо от режима работы двигателя.

Соленоидный клапан работает вместе с перепускным, перекрывая его, таким образом, герметизируя линию высокого давления.

Перепускной клапан в системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания. Перепускной клапан предназначен для возвращения жидкости из *расширительного бака* в *радиатор охлаждения* в поршневых *двигателях внутреннего сгорания*. Это необходимо, потому что при охлаждении *антифриз* уменьшается в объёме и в системе образуется разрежение.

Редукционные клапаны. Редукционный клапан — это автоматически действующий пневматический или *гидравлический дроссель*, предназначенный для поддержания на постоянном уровне давления на выходе. Сопротивление редукционного клапана в каждый момент

пропорционально разности между переменным давлением на входе и постоянным (редуцированным) давлением на выходе.

Виды редукционных клапанов:

- Редукционный клапан прямого действия (не требует внешнего источника питания).
- Клапаны, управляемые пневмо- или электроприводом.

Область применения

Эти клапаны применяются в *гидроприводе* в том случае, когда от одного источника гидравлической энергии (*насоса*) необходимо запитать несколько потребителей гидравлической энергии (*гидродвигателей*), работающих одновременно и имеющих разный характер нагрузки. Необходимость применения редукционного клапана обусловлена тем, что включение в работу одного из гидродвигателей приводит (при отсутствии данного редукционного клапана) к изменению давления на входе в остальные гидродвигатели, а следовательно, и к падению усилий на выходных звеньях гидродвигателей. Если гидродвигатели включаются в работу не одновременно или имеют одинаковые нагрузочные характеристики, то использование редукционных клапанов, как правило, не является обязательным. Например, *отвал* бульдозера приводится в движение обычно двумя *гидроцилиндрами*. Но поскольку оба гидроцилиндра приводят в движение один и тот же рабочий орган (то есть, отвал), то их характер нагрузки является одинаковым, и в гидросистемах *бульдозеров* редукционные клапаны, как правило, не применяются.

В *пневмоприводах* применение редукционных клапанов является обязательным, поскольку, вследствие сжимаемости воздуха, пневмосистемы склонны к значительным колебаниям давления.

Принцип действия

На рис. 4.27. показана конструктивная схема простейшего редукционного клапана. При увеличении входного давления $P_н$ возрастает

давление в полости Б, а также давление в полости В (редуцированное давление $P_{ред}$). Под действием возросшего редуцированного давления плунжер смещается влево,

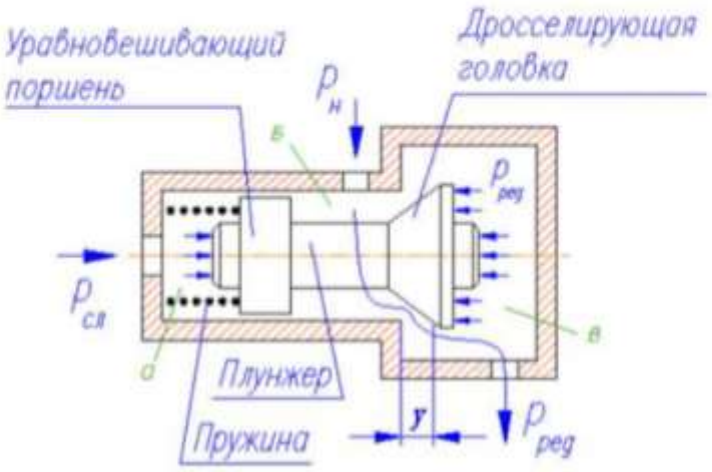


Рис. 4.27. Конструктивная схема простейшего редукционного клапана

тем самым уменьшая размер дроссельной щели *y*. При этом возрастает сопротивление потоку жидкости при прохождении её через дроссельную щель, а значит, возрастают и потери давления. Как следствие уменьшается значение редуцированного (выходного) давления $P_{ред}$. Таким образом обеспечивается устойчивость значения выходного давления при изменении входного давления.

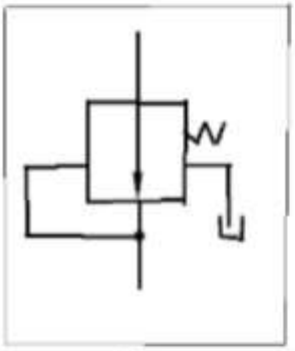


Рис. 4.28. Условное графическое обозначение редукционного клапана

В описанном процессе возросшее давление в полости Б не мешает перемещению плунжеров влево, так как это возросшее давление действует не только на дросселирующую конусную головку, но и на уравновешивающий поршень, и эти силовые воздействия уравновешивают друг друга.

Клапаны регуляторы расхода. Делители потока.

Делитель потока — дроссельный или объёмный *гидроаппарат*, делящий поток на две части в заданном соотношении.

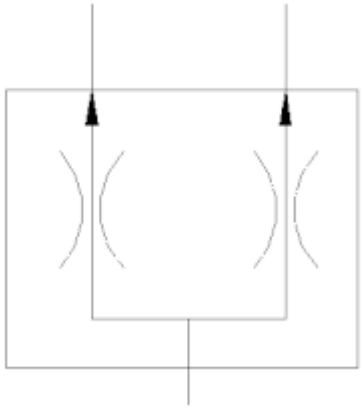


Рис. 4.29.Условное графическое обозначение дроссельного делителя потока

Делители потока применяются в том случае, если необходимо обеспечить заданное соотношение скоростей движения выходных звеньев *гидродвигателей*. Например, когда необходимо обеспечить выдвижение штоков двух *гидроцилиндров* с одинаковыми скоростями независимо от нагрузки на штоках (в частности, в подъёмных устройствах), тогда в гидросистему может быть установлен делитель потока, делящий входящий поток на две равные части: одна часть потока подаётся в один гидроцилиндр, а другая - во второй.

Дроссельные делители потока более дёшевы, чем *объёмные способы синхронизации*, однако их параметры зависят от свойств *рабочей жидкости.*

Стабилизаторы расхода

Для демпфирования пульсаций давления в гидросистемах применяются стабилизаторы, использующие упругие камеры. Простейший стабилизатор представляет собой участок трубопровода с эластичными стенками, присоединенный к основной магистрали. При колебаниях давления стенки деформируются, поглощая энергию пульсаций. Однако, такая конструкция может приводить к искажению геометрии трубопровода и, как следствие, к

ухудшению характеристик гидросистемы. Кроме того, эффективность демпфирования ограничена податливостью материала.

Более эффективная конструкция (рис. 4.30) состоит из центрального цилиндрического трубопровода (1), соединенного посредством распределенной перфорации (4) с коаксиальной упругой камерой эллиптического сечения, выполненной из пружинной стали. Такая конструкция позволяет избежать недостатков, присущих простейшим стабилизаторам.

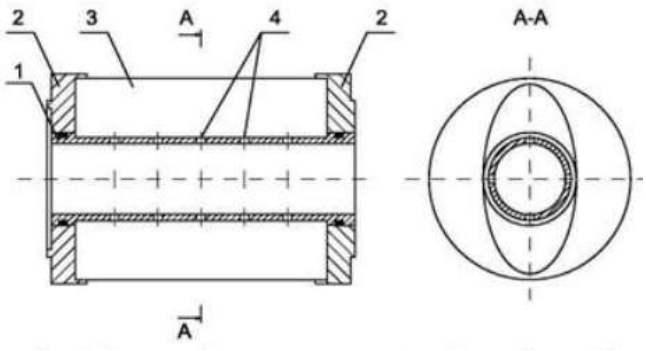


Рис.4.30. Схема стабилизатора давления с одной упругой камерой

Центральный трубопровод соединен с гидромагистралью с помощью фланцев 2. Длина коаксиального эллиптического участка выбирается в зависимости от требуемой степени коррекции динамических процессов гидросистемы.

Выбором параметров коаксиальной камеры и распределенной перфорации можно добиться необходимого уменьшения амплитуды колебаний давления и изменения собственной частоты системы.

На рис. 4.31 приведена схема стабилизатора, податливость которого можно регулировать с помощью изменения параметров упругих камер . Стабилизатор предназначен для обеспечения нормальной работоспособности установок в процессе их включения, остановки и регулирования, для предотвращения аварийных ситуаций при резонансных частотах, вызванных колебаниями давления жидкости в трубопроводах.

Стабилизатор представляет собой участок трубопровода 1 с закрепленными на нем упругими элементами 2, выполненными в виде герметичных цельнометаллических камер из пружинной стали, соединенных с трубопроводом посредством перфорации 3. В нерабочем положении (давление в трубопроводе отсутствует) упругие элементы имеют форму I.

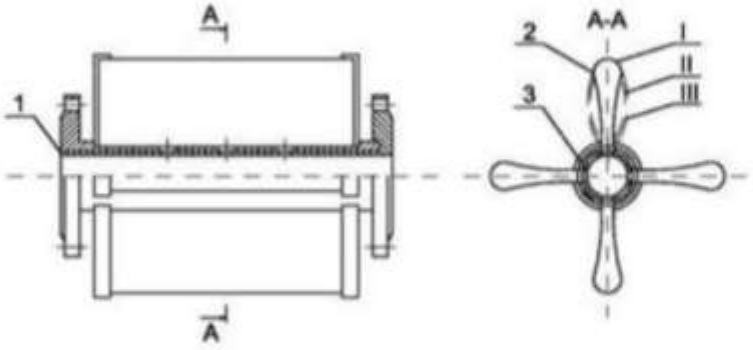


Рис.4.31.Схема стабилизатора давления с несколькими упругими элементами

В квазистатическом режиме жидкость, протекающая по трубопроводу через перфорацию, поступает в упругие камеры, которые при этом принимают форму II. Под действием волн давления, возникающих в трубопроводе, происходит перемещение упругих стенок цельнометаллических камер, которые принимают форму III. В случае понижения давления в трубопроводе часть жидкости через перфорацию поступает обратно в трубопровод, и упругие камеры принимают форму I.

Процессы деформации упругих стенок характеризуются малыми постоянными времени, поэтому вследствие податливости происходит гашение колебаний давления. Изменяя геометрические параметры упругих камер и суммарную площадь перфораций, можно добиться максимального уменьшения уровня колебаний давления и «увода» собственной частоты системы из резонансной области.

Весьма перспективным является стабилизатор с разветвленной системой эллиптических трубок, применяемых в качестве упругих элементов, показанный на рис. 4.32.

Стабилизатор состоит из участка трубопровода 1 с перфорацией 5, равномерно распределенной по длине стабилизатора и соединяющей

магистраль через предкамеру 4 цилиндрической или эллиптической формы и коллекторы 2 с упругими демпфирующими элементами 3 эллиптического поперечного сечения.

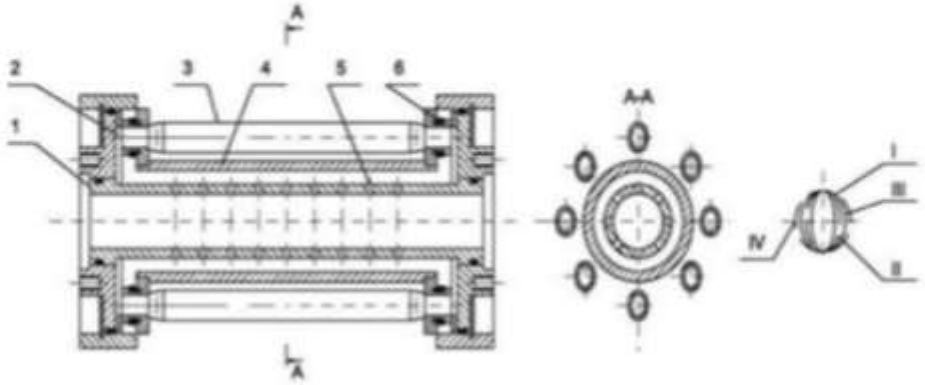


Рис.4.32. Схема стабилизатора с разветвленной системой эллиптических трубок

Демпфирующие элементы, симметрично и равномерно расположенные вокруг корпуса предкамеры, выполнены из пружинной стали и для обеспечения возможности разборки и переналадки на другой режим стабилизатора закреплены между коллекторами посредством уплотнительных втулок с резиновыми уплотнительными кольцами 6. Количество демпфирующих элементов и их геометрические параметры определяют на основе конкретных требований к динамике трубопровода и режимам работы нагнетательных установок.

Для обеспечения равномерной и симметричной податливости упругих стенок демпфирующих трубок их устанавливают так, чтобы большие оси эллипсов были параллельны между собой. Чтобы исключить влияние на податливость упругих стенок трубок собственной массы жидкости, находящейся в них, эти оси должны быть перпендикулярны горизонтальной оси трубопровода.

Корпус предкамеры расположен соосно с участком перфорированного трубопровода и образует с ним камеру для сообщения полости трубопровода через распределенную перфорацию и коллекторы с полостями упругих трубок.

Устройство работает следующим образом. Когда давление в трубопроводе отсутствует, демпфирующие трубки имеют форму I. При

квазистатическом режиме жидкость, протекающая по трубопроводу, через перфорацию, камеру и коллекторы поступает в демпфирующие трубки, которые принимают рабочую форму II.

В случае возникновения колебаний давления в трубопроводе происходит линейное перемещение упругих стенок, которые в зависимости от увеличения или уменьшения динамической составляющей давления могут принимать формы III или IV соответственно. Максимальные линейные перемещения стенок упругих трубок происходят в момент действия гидравлических ударов. При большой суммарной податливости упругих трубок и оптимальном варианте суммарной площади перфорации можно добиться максимального уменьшения уровня колебаний давления при гидроударах и вынужденных колебаниях, а следовательно, перемещения собственных частот колебаний системы из резонансной области.

Для стабилизации колебаний давления в трубопроводных системах высокого давления предложен стабилизатор, в котором упругие камеры помещены в демпфирующую среду. На рис. 4.33 изображен общий вид стабилизатора и варианты заполнения замкнутых полостей жидкостью и упругими резиновыми шариками.

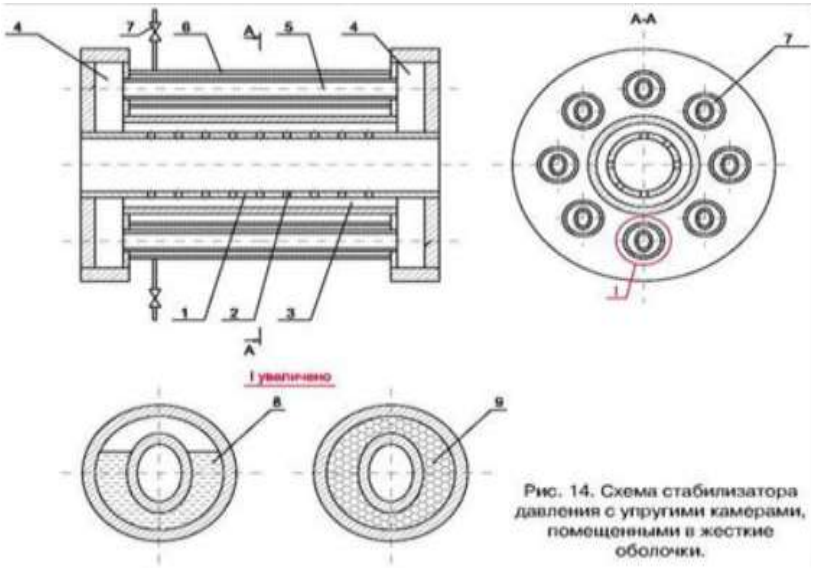


Рис. 4.33. Схема стабилизатора давления с упругими камерами, помещеннвыми в жесткие оболочки

Стабилизатор содержит перфорированный трубопровод 1 с распределенной по его длине перфорацией 2, предкамеру 3, коллекторы 4, упругие камеры 5 эллиптического поперечного сечения, охваченные жесткими цилиндрическими оболочками 6 и запорные элементы 7. Пространство между упругой и жесткой оболочкой заполняется жидкостью 8, с объемом, равным свободному объему деформации упругих элементов или упругими резиновыми шариками 9.

Стабилизатор работает следующим образом. Жидкость, протекающая по магистральному трубопроводу, поступает в перфорированный трубопровод 1, а далее через распределенную перфорацию 2 в предкамеру 3, имеющую цилиндрическую форму и коллекторы 4 с упругими демпфирующими камерами 5. При возникновении колебаний давления в трубопроводах возмущение жидкости гасится вследствие диссипации энергии колебаний на отверстиях перфорации 2, потерь при внезапном расширении потока и механической деформации эллиптических упругих камер 5.

Наиболее опасным для стабилизатора является гашение гидравлического удара, при котором деформация упругих камер 5 максимальна, т.к. это может привести к их повреждению. Для исключения разрыва или повреждения камер 5 они охвачены жесткими оболочками 6 с образованием замкнутой полости с демпфирующей средой, что повышает надежность работы стабилизатора.

Стабилизатор с упругой камерой, работающей от внешнего давления, показан на рис. 4.34. Он состоит из корпуса 4, центрального трубопровода 2 с распределенной по длине стабилизатора перфорацией 1. Демпфирующие элементы 3, выполненные из многослойных оболочек эллиптического поперечного сечения, закреплены концами на стенках 5 корпуса 4. Пространство между оболочками заполнено жидкостью 6 с объемом, равным суммарному свободному объему упругих деформаций камер 3.

Принцип работы устройства заключается в следующем: Жидкость, перемещаясь по основному трубопроводу, попадает в устройство

через отверстия (перфорацию) во внутренней трубе 2. Затем жидкость заполняет внутреннюю полость корпуса 4, где давление воздействует на демпфирующие элементы 3. Когда давление в системе колеблется, демпфирующие элементы изменяют свою форму.

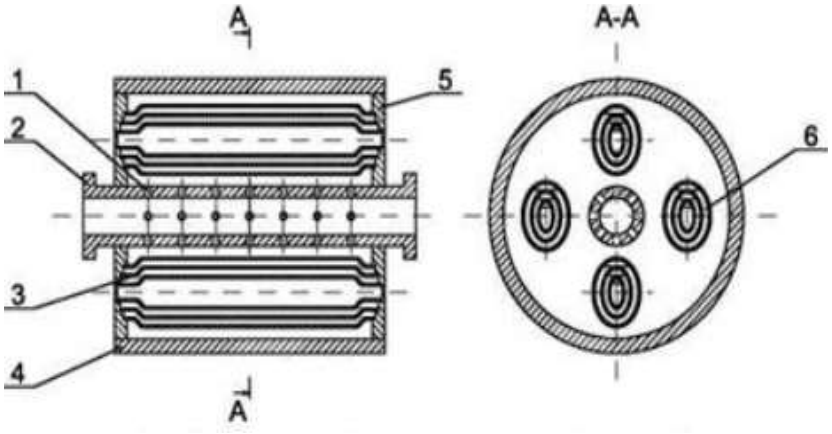


Рис.4.34. Схема стабилизатора с упругой камерой, работающего от внешнего давления

Гашение колебаний давления происходит за счет:

- Рассеивания энергии на перфорации, распределенной по всей длине устройства.
- Расширения потока жидкости внутри камеры.
- Поглощения энергии в упругих элементах.

В случае резкого скачка давления:

Упругие оболочки демпфирующего элемента, расположенные внутри корпуса 4, последовательно подвергаются нагрузке, начиная с внешней оболочки. Несжимаемая жидкость, находящаяся внутри этих оболочек, ограничивает их деформацию, позволяя им оставаться в пределах упругости.

Стабилизатор, изображенный на рис.4.35, состоит из корпуса 5, центрального трубопровода 2 с заглушками на концах, а также переднего 3, промежуточных 6 и заднего днищ 7. По периметру центральной трубы 2 на днищах расположены шесть упругих камер 4, состоящих из трех секций. Внутри упругих камер 4 установлены перфорированные трубы 1 с распределенной по длине перфорацией. Все три секции с помощью стержней 9 стянуты по длине. Стабилизатор в собранном виде устанавливают в корпус 5 и герметизируют по периметру уплотнительными кольцами 8.

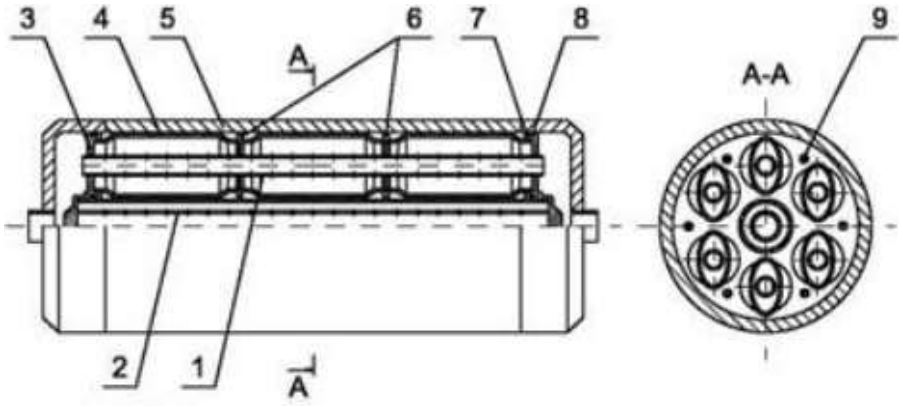


Рис.4.35. Схема стабилизатора давления с многосекционными упругими камерами

Стабилизатор работает следующим образом. При квазистатическом режиме течения жидкость через трубы с распределенной перфорацией 1 поступает в упругие камеры 4. Упругая камера представляет собой тонкостенную трубу из стали типа 30ХГСА, центральная часть которой имеет эллиптическое поперечное сечение.

При возникновении колебаний давления в магистрали происходит линейное перемещение стенок упругого элемента стабилизатора.

Гашение колебаний давления осуществляется вследствие расширения и распределения потока жидкости на несколько камер, диссипации энергии колебаний на распределенной по длине перфорации и демпфирования подлине упругой камеры.

На рис.4.36 показан общий вид устройства для гашения колебаний давления в магистральных трубопроводах большого диаметра.

Устройство содержит центральный трубопровод 1, включающий перфорированные участки 2, 7 и глухую часть 4. Снаружи центрального трубопровода 1 закреплен герметичный цилиндрический корпус 5. Внутри корпуса 5 установлены две перфорированные перегородки 3 и 6, которые разделяют его на три камеры: две крайние 8 и 12 и центральную 9. В центральной камере 9 расположен упругий элемент, выполненный в виде

пакета отработанных автомобильных шин 10, установленных на глухой части 4 центрального трубопровода 1 с радиальным зазором относительно боковой стенки цилиндрического корпуса 5. Автомобильные шины 10 наполнены микропористой резиной. В качестве наполнителя (в зависимости от физических свойств жидкой среды в трубопроводе 1- температуры и рабочего давления) могут также применяться следующие материалы: обрезки резинового или полиэтиленового шланга, пустые полиэтиленовые баллончики, слоистая прессованная пластмасса, металлическое волокно, алюминиевая вата.

Устройство устанавливают в магистральном трубопроводе большого диаметра в зоне, прилегающей к насосной станции, или вблизи задвижек, расположенных в разветвленной части трубопровода.

При пуске и остановке насосной станции, а также при открытии и закрытии задвижек в разветвленных участках трубопровода возникают колебания давления жидкости, причем в случае возникновения гидравлического удара амплитуда колебаний давления жидкости в трубопроводе, как правило, в несколько раз превышает величину рабочего давления. Колебания давления жидкости в трубопроводе приводят к разрушению стенок трубопровода и нарушению герметизации его соединений.

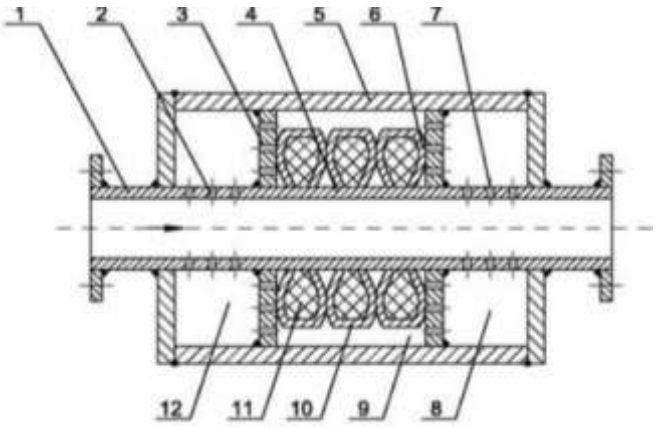


Рис.4.36. Схема стабилизатора пульсаций давления с упругими элементами, выполненными в виде пакета автомобильных шин.

Принцип действия устройства гашения колебаний:

Когда в трубопроводе возникают скачки давления, волна давления проходит через отверстия (перфорации) в стенках трубы и попадает в специальные камеры. Проходя через эти отверстия, часть энергии волны рассеивается, снижая её интенсивность. Из этих камер жидкость перетекает через другие отверстия в камеру, где находится упругий элемент – пакет из автомобильных шин, заполненных микропористой резиной. Этот пакет шин, благодаря своей эластичности, деформируется под воздействием давления жидкости и смещается вдоль глухой части трубопровода, тем самым поглощая энергию колебаний и стабилизируя давление в системе. Устройство эффективно гасит как прямые, так и отраженные волны давления.

Соответствие размеров шин диаметру трубопровода:

Для трубопроводов разного диаметра используются шины соответствующих размеров:

- Трубопроводы с наружным диаметром 330 мм: шины легковых автомобилей.
- Трубопроводы с наружным диаметром 508 мм: шины от ЗИЛ-131 или УРАЛ-375Д.
- Трубопроводы с наружным диаметром 533 мм: шины от КрАЗ-255Б.
- Трубопроводы с наружным диаметром от 635 до 1244 мм: шины различных моделей БелАЗ.

Это позволяет использовать устройство в широком диапазоне магистральных трубопроводов.

Другая конструкция стабилизатора давления:

На рисунке 4.37 представлен еще один вариант стабилизатора давления, также использующий пакет автомобильных шин с микропористой резиной в качестве упругого элемента. Этот стабилизатор предназначен для трубопроводов с внутренним диаметром 600 мм и более и является модифицированной версией устройства для трубопроводов меньшего диаметра (300 мм). Особенностью этой конструкции является разделение

потока жидкости из основного трубопровода (600 мм) на несколько меньших потоков. При этом важно соблюдать соотношение площадей поперечного сечения основного трубопровода (F) и малых ответвлений (f), а также учитывать количество этих ответвлений (n), чтобы обеспечить эффективное гашение колебаний.

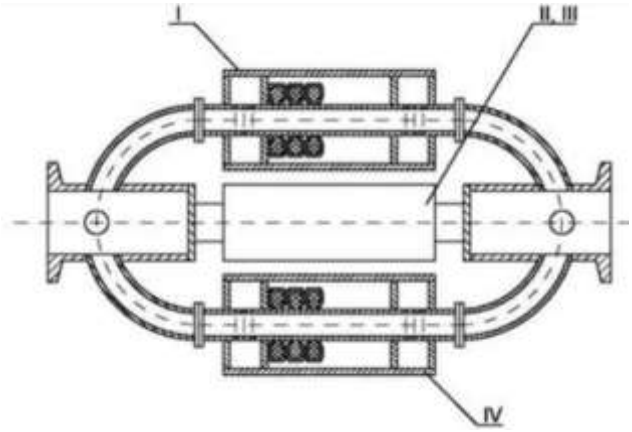


Рис.4.37. Пример размещения четырех стабилизаторов в магистральном трубопроводе

На рис. 4.38 представлена схема стабилизатора давления и расхода жидкости с упругими элементами в нескольких камерах.

Стабилизатор давления имеет цилиндрический корпус (1), внутри которого проходит центральный трубопровод (2). Между корпусом и трубопроводом образуется кольцевая расширительная камера. В стенках центрального трубопровода (2) проделаны отверстия (3).

Вокруг центрального трубопровода (2), параллельно ему и выше его осевой горизонтальной линии, располагаются как минимум три демпфирующие камеры (4). Каждая демпфирующая камера состоит из эластичной трубки (5), помещенной в жесткий кожух (6). Между трубкой и кожухом имеется кольцевой зазор, заполненный упругим материалом (7), обладающим демпфирующими свойствами. Внутри эластичной трубки (5) по центру проходит еще один трубопровод (8) с перфорацией (9). (Если стабилизатор предназначен для работы с агрессивными средами, трубка (5) изготавливается из маслостойкой резины).

Концы эластичной трубки (5) и внутреннего трубопровода (8) могут быть закреплены различными способами, например, с помощью колец (10) на наружной поверхности трубопровода (8) и колец (11) на внутренней поверхности кожуха (6).

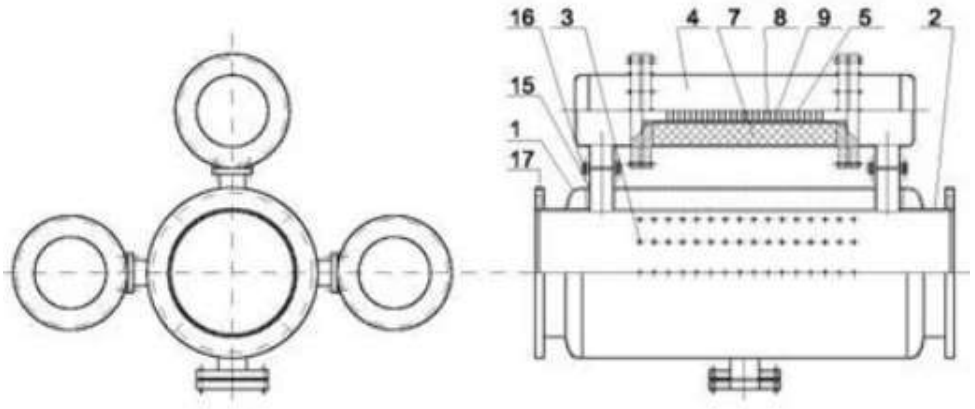


Рис.4.38. Схема стабилизатора давления и расхода жидкости с упругими элементами в нескольких камерах.

Трубка 5 плотно зафиксирована между коническими поверхностями колец 10 и 11. Зажимные винты 12 обеспечивают надежное соединение торцов трубки с этими кольцами. Чтобы избежать протечек рабочей жидкости, демпфирующая камера 4 герметично закрыта муфтами 13 и прокладками 14.

Демпфирующая камера 4 соединена с кольцевым пространством между корпусом 1 и центральным трубопроводом 2 посредством патрубков 15 и фланцев 16. Фланцы 17 служат для подключения стабилизатора к трубопроводной системе.

Принцип работы:

В начале работы, когда рабочая среда поступает в центральный трубопровод 2, она через отверстия 3 заполняет кольцевую предкамеру, образованную корпусом 1 и трубопроводом 2. Затем, через патрубки 15 и отверстия 9 в трубопроводе 8, среда попадает внутрь трубки 5.

При возникновении скачков давления (положительной волны), дополнительный объем рабочей среды перетекает через отверстия 3 в предкамеру, а затем через патрубки 15 в трубопровод 8 и через отверстия 9 в трубку 5. Колебания давления гасятся за счет рассеивания энергии при

прохождении через отверстия 3 и 9, а также благодаря упругости трубки 5 и упругодемпфирующего материала 7.

Регулировка параметров:

Диапазон подавляемых частот и степень снижения амплитуды колебаний регулируются путем изменения следующих параметров:

- Количество демпфирующих камер 4.
- Размеры и количество отверстий 3 и 9.
- Длина трубки 5.
- Жесткость материалов, из которых изготовлены трубка 5 и упругодемпфирующая набивка 7.

Ограничители расхода. Регулятор(ограничитель) расхода — регулируемый гидроаппарат предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Однако гидравлический дроссель — это регулируемый гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода рабочей жидкости в зависимости от перепада давлений на дросселе.

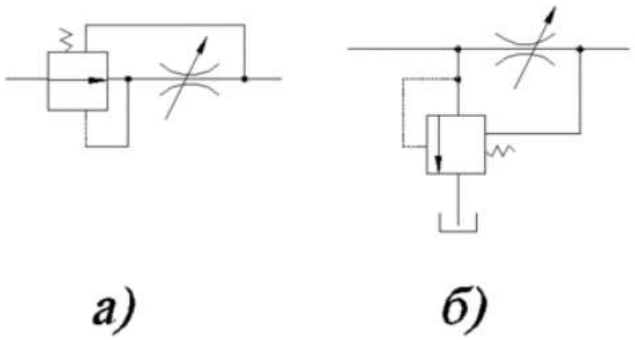


Рис.4.39. *Дроссельные регуляторы расхода*: **а)** на основе редукционного клапана и *дросселя*; **б)** на основе переливного *клапана* и дросселя.

Регуляторы расхода часто используют в объёмном *гидроприводе*, в системах стабилизации скорости движения вала *гидромотора* или штока *гидроцилиндра*. Например, будучи установленным в

сливной *гидролинии* он поддерживает на постоянном уровне слив из *гидродвигателя*, и таким образом поддерживает постоянной скорость движения рабочего органа. На практике, однако, из-за изменений свойств жидкости расход через регулятор расхода колеблется в пределах 10 %.

Принцип работы дроссельного регулятора расхода состоит в следующем. На гидродросселе при заданном расходе образуется перепад давлений. В случае увеличения или уменьшения расхода, соответственно, увеличивается или уменьшается перепад давлений. Один из каналов, управляющих движением запорно-регулирующего клапана, подключается ко входу дросселя, а второй канал — к выходу дросселя. При изменении перепада давлений на дросселе также изменяется и разница давлений в управляющих каналах клапана. При изменении разницы давлений запорно-регулирующий элемент смещается в ту или иную сторону, увеличивая или уменьшая проходное сечение клапана, и тем самым восстанавливая величину расхода.

Гидравлические обратные клапаны и гидрозамки. Обратные клапаны относятся к направляющим гидроаппаратам и предназначены для свободного пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и запирания в обратном направлении.

Основная задача обратного клапана - предотвращение реверса потока рабочей среды. Он должен обеспечивать надежное перекрытие в обратном направлении и минимальные гидравлические потери при движении жидкости в прямом направлении. В качестве запорно-регулирующих элементов могут использоваться различные конструкции, например, шарики или конусы (см. рис. 4.40). На рисунке 4.40, а показан пример обратного клапана, включающий корпус, шарик и пружину. При прямом направлении потока шарик отжимается от седла, обеспечивая проход жидкости с минимальным сопротивлением. При обратном потоке шарик прижимается к седлу, герметично перекрывая проход. Пружина служит для обеспечения надежной посадки запорного элемента на седло. Для минимизации перепада давления на клапане в прямом направлении (который не должен превышать 0,01…0,03 МПа), жесткость пружины

выбирается минимальной. Условное графическое обозначение обратных клапанов приведено на рис. 4.40, в.

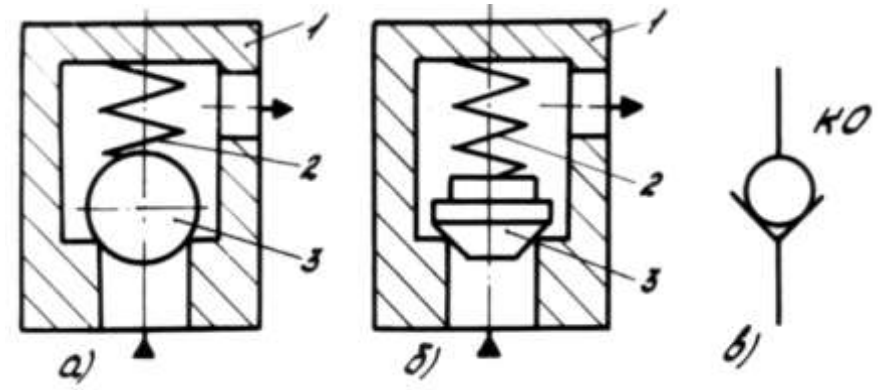


Рис. 4.40. Схемы обратных гидроклапанов: а – шарикового типа: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – шарик; б – конусного типа: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – конус; в – условное обозначение

Обратные клапаны могут изготавливаться как в отдельном исполнении, так и встроенными в узлы и агрегаты. На корпусах обратных клапанов наносят стрелку, указывающую направление движения рабочей жидкости через клапан. Общий вид обратного клапана 531.20.00 – на рис. 4.41.

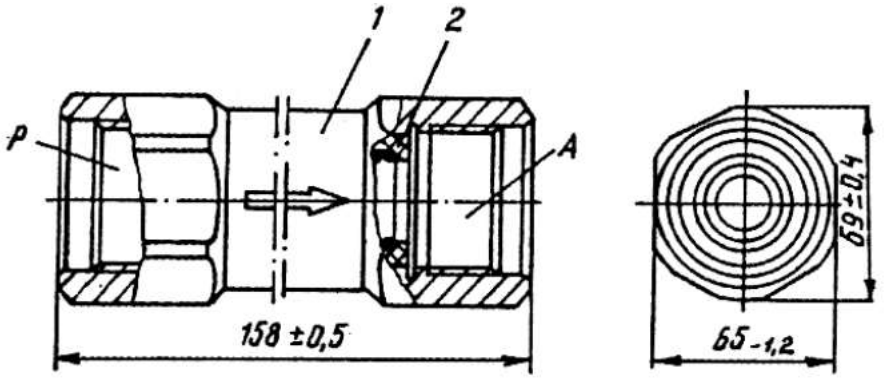


Рис. 4.41. Общий вид обратного клапана типа 531.20.00

Обратные клапаны используются в следующих случаях:

- гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости как подпиточные клапаны;
- гидроприводах, состоящих из нескольких насосов, для исключения взаимного влияния при их одновременной работе;

- блоках фильтрации, устанавливаемых в реверсивных гидролиниях, для обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении;
- гидролиниях, где требуется однонаправленное движение жидкости.

Гидравлическим замком называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении и запирания потока жидкости в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействиия, а при наличии управляющего воздействия – для пропускания жидкости в обоих направлениях.

Гидрозамки – важные компоненты гидравлических систем, используемые для надежной фиксации исполнительных механизмов (например, штоков цилиндров) в определенном положении. Они автоматически блокируют жидкость в полостях гидравлических двигателей, предотвращая их перемещение.

Существует несколько типов гидрозамков, классифицируемых по:

- **Количеству запорных элементов:** односторонние (блокируют поток в одном направлении) и двухсторонние (блокируют поток в обоих направлениях).
- **Типу запорного элемента:** шариковые и конусные.
- **Способу управления:** гидравлические (управление давлением жидкости), пневматические (управление давлением воздуха), электромагнитные (управление электромагнитом) и механические (управление механическим воздействием).

Принцип работы одностороннего гидрозамка (рис. 4.42, а):

Односторонний гидрозамок состоит из корпуса (1), в котором находится шарик (3), выполняющий роль запорного элемента. Пружина (2) прижимает шарик к седлу, обеспечивая герметичность. В корпусе также расположен плавающий поршень (6) с толкателем (5), подпружиненный пружиной (4) в крайнее положение, при котором толкатель не касается шарика.

Гидрозамок имеет три порта:

- **А:** для соединения с рабочей полостью гидродвигателя.

- **Б:** для соединения с линией подачи или слива жидкости.
- **В:** для подачи управляющего сигнала на поршень (6).

Когда управляющее давление в порте В отсутствует, гидрозамок функционирует как обратный клапан. Жидкость может свободно течь из порта Б в порт А, отжимая шарик от седла. Однако, при попытке обратного потока (из порта А в порт Б), шарик плотно прижимается к седлу, блокируя движение жидкости.

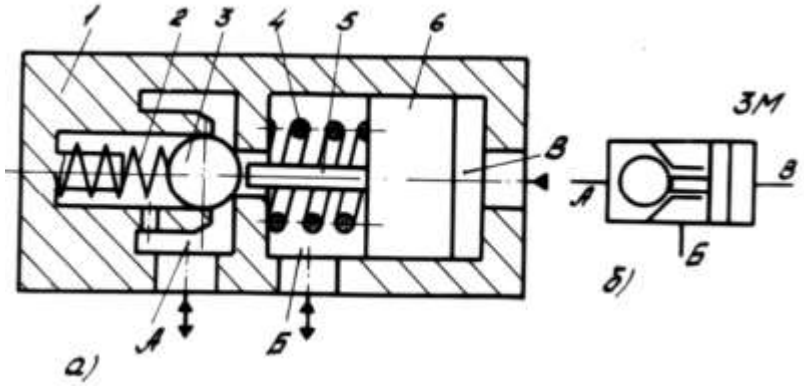


Рис. 4.42. Односторонний гидрозамок: а – схема: 1 – корпус; 2,4 – пружины; 3 – шарик; 5 – толкатель; 6 – поршень; б – упрощенное обозначение

Когда в полость В подается управляющее давление, поршень 6 вместе с толкателем 5 смещается влево. Толкатель 5, перемещаясь, всегда проходит через открытое рабочее окно, независимо от того, движется он вперед или назад. В этом режиме гидрозамок функционирует как клапанный распределитель, реагируя на управляющее воздействие. Принцип работы одностороннего гидрозамка схематично показан на рисунке 4.42, б, а его конструктивное исполнение для автомобильного крана - на рисунке 4.43.

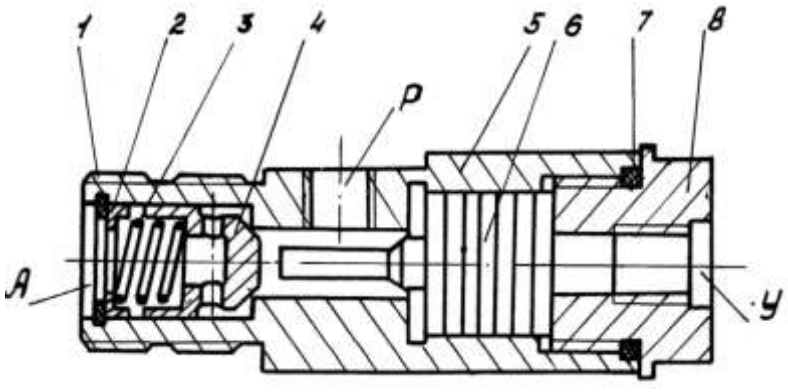


Рис. 4.43. Гидрозамок: 1 – стопорное кольцо; 2 –шайба; 3 – пружина; 4 – клапан; 5 – корпус; 6 – поршень; 7 – кольцо уплотнительное; 8 – штуцер; Р – подвод рабочей жидкости; А – отвод рабочей жидкости; У – управление

Двухсторонний гидрозамок, изображенный на рисунке 4.44, устроен следующим образом:

В корпусе (1) расположены два шариковых клапана (2 и 6), выполняющих роль запорно-регулирующих элементов. Пружины прижимают эти шарики к седлам, обеспечивая герметичность. Внутри корпуса также находится плавающий поршень (4) с двумя толкателями (3 и 5) и пружинами.

Гидрозамок имеет четыре гидравлические полости: А и Г, которые подключены к рабочим полостям гидродвигателя, и В и Б, соединенные с гидрораспределителем, который направляет жидкость либо из напорной, либо в сливную гидролинию.

В нейтральном состоянии, когда к полостям В и Б не подается и не отводится жидкость, поршень (4) удерживается пружинами в среднем положении. В этом состоянии клапаны (2 и 6) закрыты давлением жидкости в полостях А и Г, что блокирует сообщение между полостями А и Г гидрозамка и рабочими полостями гидродвигателя.

Когда полость Б соединяется с напорной гидролинией, а полость В – со сливной, поршень (4) смещается вправо, толкая толкатель (5) и открывая клапан (6). В этом случае клапан (2) функционирует как обратный клапан, пропуская жидкость только из полости Б в полость А. Клапан (6) работает как распределитель, соединяя полости Г и В.

При обратной ситуации, когда полость В соединяется с напорной гидролинией, а полость Б – со сливной, гидрозамок работает аналогично, но в противоположном направлении, обеспечивая управление потоком жидкости в другом направлении.

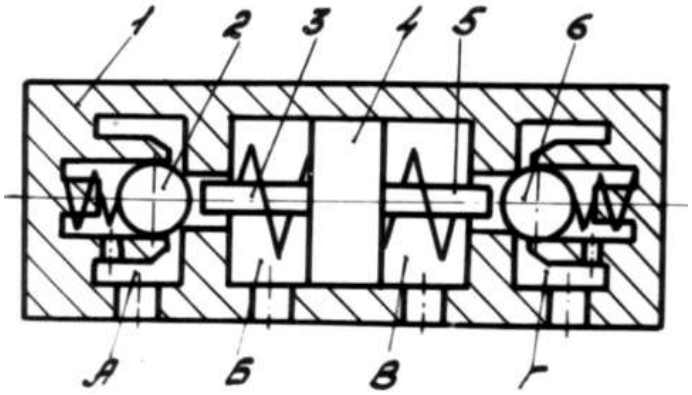


Рис. 4.44. Двухсторонний гидрозамок: 1 – корпус; 2,6 – шарики; 3,5 – толкатель; 4 – поршень;

Для обеспечения надежной фиксации и исключения нежелательного перемещения рабочих элементов оборудования, вызванного утечками масла в гидрораспределителе, гидрозамки обычно располагают между гидрораспределителем и гидроцилиндром.

Существует два основных типа гидрозамков:

- **Односторонние гидрозамки:** содержат один запорно-регулирующий элемент.
- **Двусторонние гидрозамки:** оснащены двумя запорно-регулирующими элементами.

Конструкция гидрозамков включает обратные клапаны и цилиндры управления, необходимые для принудительного открытия замка.

Односторонний гидрозамок блокирует только одну линию, соединяющую гидрораспределитель с гидроцилиндром, в то время как двусторонний гидрозамок перекрывает обе линии. В гидравлических системах мобильной техники наиболее распространены односторонние гидрозамки с номинальными проходными сечениями 16, 20, 25 и 32 мм.

Типичные схемы использования гидрозамков показаны на рисунке 4.45. Односторонние гидрозамки могут блокировать, например, линию, идущую к поршневой полости гидроцилиндра Ц (см. рис. 4.45, а), или линии, идущие к штоковым полостям гидроцилиндров Ц1 и Ц2 (см. рис. 4.45, б).

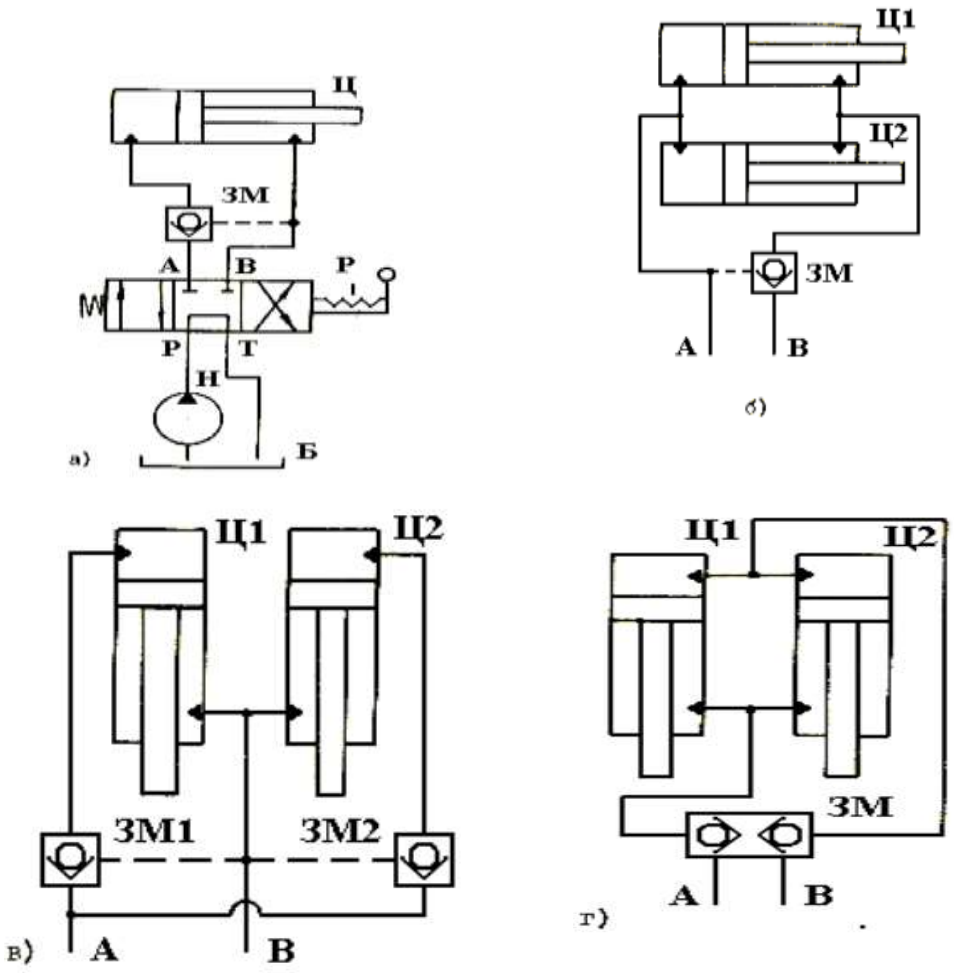


Рис. 4.45. Типовые схемы применения гидрозамков: а, б, в – одностороннего; г – двустороннего

Гидрозамки ЗМ1 и ЗМ2 (см. рис 4.45,в) установлены на поршневых полостях гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Двусторонние гидрозамки защищают две гидролинии (см. рис. 4.45,г).

Вопросы для самоконтроля

1. Как можно определить гидроаппарат?
2. Какова роль регулирующего и запорного механизма в гидроаппарате?
3. Какие типы запорно-регулирующих механизмов используются в гидроаппаратах?
4. На основании каких критериев классифицируют гидроаппараты?
5. Какой тип гидроаппарата называют клапаном?
6. Какие гидроаппараты предназначены для регулирования параметров рабочей жидкости?

7. Какие гидроаппараты отвечают за изменение направления потока рабочей жидкости?

8. Какие характеристики наиболее важны при описании гидроаппаратов?

9. Что подразумевается под термином "условный проход" в контексте гидроаппаратов?

10. Как обозначаются входные и выходные порты гидроаппаратов на схемах и в документации?

11. Какие задачи решает гидроаппаратура в гидравлической системе?

2. Приведите несколько примеров различных типов гидроаппаратов.

3. Какие основные характеристики учитываются при выборе подходящего гидроаппарата для конкретной задачи?

14. Каково назначение гидрораспределителя в гидравлической системе?

15. По каким критериям классифицируются гидрораспределители?

16. Какие преимущества и недостатки присущи золотниковым гидрораспределителям?

17. Какие факторы влияют на размеры золотника в гидрораспределителе?

18. Какие факторы определяют величину расхода рабочей жидкости, проходящей через гидрораспределитель?

19. В чем состоит принципиальное различие между направляющими и дросселирующими гидрораспределителями?

20. Как схематически изображается гидрораспределитель на гидравлических схемах?

21. Какова функция предохранительного клапана в гидравлической системе?

22. В чем заключается разница между предохранительным и переливным клапанами?

4.5.Регулирующие гидроклапаны.

Гидроклапан – это гидравлический аппарат, в котором положение запорно-регулирующего элемента, определяющее величину проходного сечения, изменяется под влиянием потока рабочей жидкости, проходящего через него. Различают направляющие и регулирующие гидроклапаны.

Гидроклапаны давления являются разновидностью регулирующих гидроклапанов и предназначены для управления давлением рабочей жидкости. К ним относятся напорные, редукционные, а также клапаны разности и соотношения давлений. В зависимости от способа передачи усилия от потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент, гидроклапаны давления классифицируются как клапаны прямого и непрямого действия.

В гидроклапанах прямого действия проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия контролируемого потока рабочей жидкости на запорно- регулирующий элемент клапана.

Гидроклапаны непрямого действия: Эти клапаны обычно состоят из двух частей: главного и вспомогательного клапанов. Открытие основного клапана регулируется потоком рабочей жидкости, воздействующим на регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Напорные гидроклапаны: Это гидроклапаны давления, которые используются для ограничения максимального давления в потоке рабочей жидкости. Примерами напорных гидроклапанов являются предохранительные и переливные клапаны.

Предохранительным гидроклапаном называется напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения элементов гидросистемы от давления, превышающего допустимое.

Предохранительные гидроклапаны являются неотъемлемой частью любой объемной гидросистемы. Их размещают вблизи насоса и в зонах, подверженных риску превышения допустимого давления. Работа предохранительного клапана носит, как правило, кратковременный характер. Конструкция предохранительного клапана прямого действия представлена на рисунке 4.46.

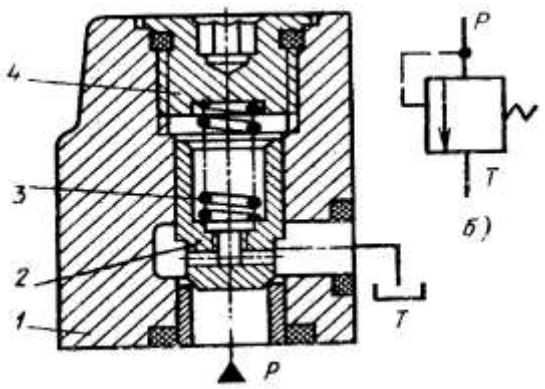


Рис. 4.46. Предохранительный клапан прямого действия

Предохранительный гидроклапан:

В этой конструкции конусный регулирующий элемент (2) прижимается к седлу в корпусе (1) пружиной (3). Давление срабатывания клапана (рк) настраивается регулировочным винтом (4), который изменяет силу сжатия пружины (3).

Переливной гидроклапан:

Переливной клапан – это клапан, предназначенный для поддержания стабильного давления на входе. Он делает это, непрерывно отводя часть потока рабочей жидкости, обеспечивая заданную точность поддержания давления.

В отличие от других типов клапанов, переливные клапаны работают в динамическом режиме. Чтобы избежать ударов регулирующего элемента о седло, в них обычно используются золотники.

Применение золотникового элемента в переливных клапанах также возможно благодаря менее строгим требованиям к герметичности.

На рисунке 4.47 показана схема переливного клапана прямого действия с золотником.

Главная задача переливного клапана – поддерживать заданное давление с высокой точностью в пределах рабочего диапазона расхода жидкости, проходящей через клапан.

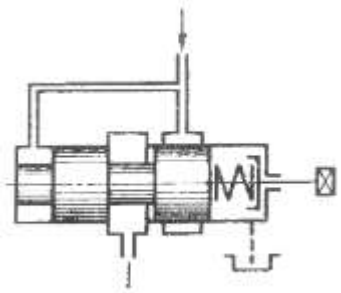


Рис. 4.47. Переливной клапан прямого действия

Переливные клапаны, используемые в системах, где расход регулируется дросселями, могут устанавливаться либо сразу после насоса, либо в сливной линии. В сливной линии они работают как клапаны, создающие подпор.

Важные характеристики напорных клапанов (по ГОСТ 16517-82): размер отверстия (D_y), нормальное рабочее давление ($p_{ном}$), диапазон, в котором можно регулировать давление, допустимое количество утечек внутри клапана (особенно важно для предохранительных клапанов), вес клапана (без масла) и то, как сильно меняется давление в зависимости от количества жидкости, проходящей через клапан.

Редукционный клапан (показан на рисунках 4.48 и 4.49) – это клапан, который поддерживает постоянное давление (p_2) на выходе, которое всегда ниже, чем давление (p_1) на входе. Он часто используется, когда один насос должен обеспечивать разное давление для разных устройств в системе.

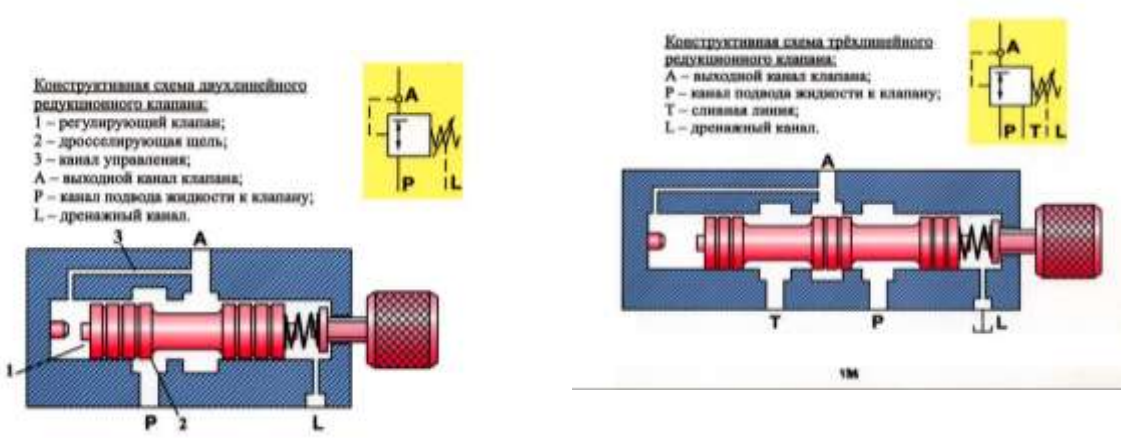


Рис. 4.48. Конструктивные схемы редукционных клапанов

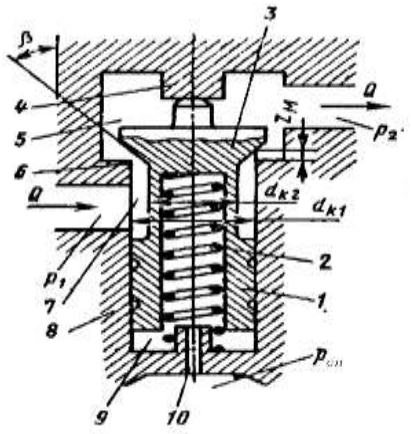


Рис. 4.49. Конструктивная схема редукционного клапана прямого действия

Редукционный клапан прямого действия (см. рис. 4.49) регулирует давление, используя встроенный механизм. Основными компонентами являются:

- **Запорно-регулирующий элемент (3)**, который соединен с **уравновешивающим поршнем (1)**.
- **Пружина (2)**, расположенная в корпусе (8), который также формирует **седло клапана (6)**.
- **Дроссель (10)**, соединяющий выходную полость (9) с линией слива, для уменьшения колебаний.

Принцип работы:

В отличие от предохранительных клапанов, редукционный клапан в исходном состоянии **открыт**. Это означает, что когда гидросистема не работает, запорно-регулирующий элемент полностью открыт под действием пружины. Это отображается на схеме клапана стрелкой, соединяющей вход и выход.

Пружина (2) стремится открыть клапан до упора (4). Давление на выходе (p_2) в полости (5) создает силу, которая пытается закрыть клапан.

В полости (7) силы, создаваемые входным давлением (p_1) на запорно-регулирующий элемент и уравновешивающий поршень, сбалансированы. Эти силы равны по величине и направлены в противоположные стороны, поэтому давление p_1 не оказывает прямого влияния на работу клапана.

Важно:

Для задач, требующих высокой точности поддержания давления, рекомендуется использовать редукционные клапаны непрямого действия (см. рис. 4.50 и 4.51).

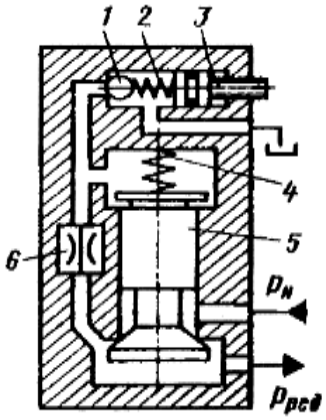


Рис. 4.50. Схема редукционного клапана непрямого действия

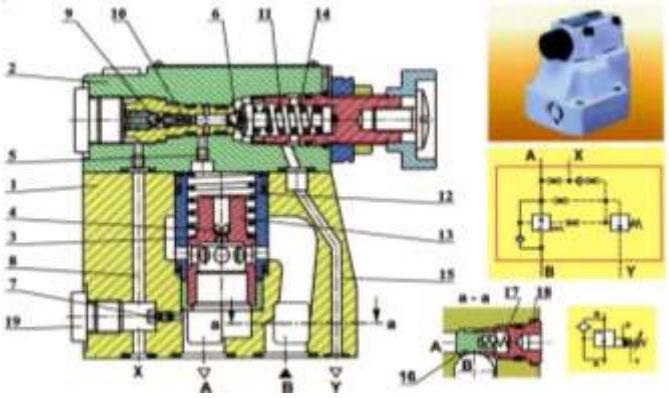


Рис. 4.51. Клапан редукционный непрямого действия

К основным параметрам редукционных клапанов(ГОСТ 16517-82) относятся условный проход *D*y; номинальное рабочее давление $p_{ном}$; рабочий диапазон регулирования редуцируемого давления; масса(без рабочей жидкости); зависимость редуцируемого давления от расхода через клапан, рабочий диапазон расходов через клапан.

Гидроклапан разности (перепада) давлений – это гидроклапан давления, предназначенный для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости илив одном из этих потоков и постороннем потоке.

Схема гидроклапана разности давлений, предназначенного для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости, приведена на рис. 4.52.

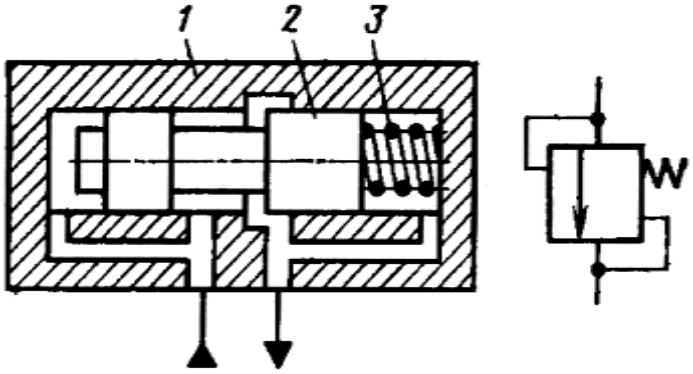


Рис. 4.52. Гидроклапан разности (перепада) давлений

Конструкция клапана включает корпус 1, в котором располагаются золотник 2, выполняющий функции запорно-регулирующего элемента, и пружина 3. Каналы соединяют торцевые поверхности золотника с линиями подачи и слива рабочей жидкости.

Основные характеристики клапанов разности давлений (согласно ГОСТ 16517-82) включают: номинальный диаметр проходного сечения (D_y); номинальное рабочее давление (рном); диапазон регулирования разности давлений; массу (без учета рабочей жидкости); зависимость разности давлений от расхода; и рабочий диапазон расходов через клапан.

Гидроклапан соотношения давлений – это клапан давления, который поддерживает заданное отношение между давлением в линиях подачи и слива рабочей жидкости, либо между давлением в одной из этих линий и давлением в стороннем потоке.

На рис. 4.53 и 4.54 приведены варианты конструктивных схем гидроклапана соотношения давлений, предназначенного для поддержания заданного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

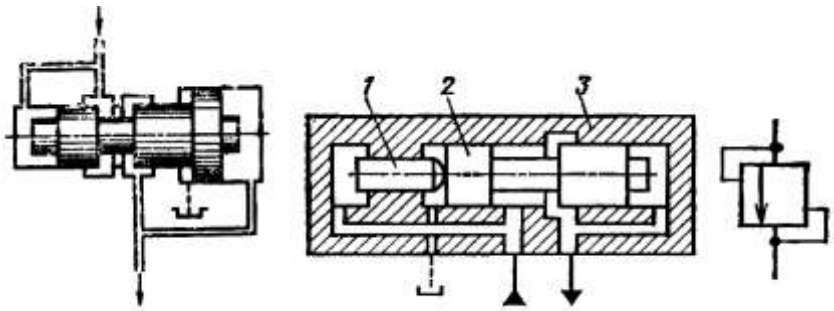


Рис. 4.53. Схемы гидроклапанов соотношения давлений

Оба варианта используют золотниковый запорно-регулирующий элемент 2, но с различной эффективной площадью сечения. Для достижения этой разницы применяются либо ступенчатые золотники (рис. 4.53), либо плунжеры-толкатели 1. С точки зрения технологичности, использование плунжера-толкателя предпочтительнее. Гидравлические каналы в корпусе 3 соединяют торцевые полости золотника 2 с линиями подвода и отвода рабочей жидкости.

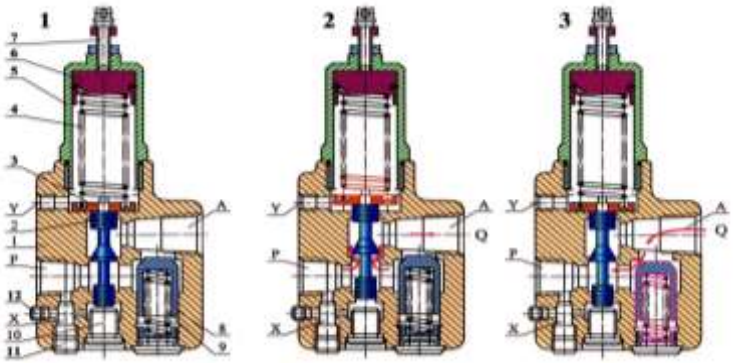


Рис. 4.54. Клапаны давления типа Г-66: А – выходной канал клапана; Р – канал подвода жидкости; Х и У – каналы управления

Клапаны соотношения давлений:

Если давление в одном из потоков изменяется, клапан соотношения давлений автоматически корректирует свое положение (с помощью запорно-регулирующего элемента 2 на рис. 4.53), чтобы восстановить заданное соотношение давлений. Это соотношение определяется отношением эффективных площадей запорно-регулирующего элемента 2 и обратно пропорционально ему.

Важнейшие характеристики клапанов соотношения давлений (согласно ГОСТ 16517-82): номинальный диаметр (D_y), максимальное рабочее давление ($p_{ном}$), поддерживаемое соотношение давлений, масса (без учета рабочей жидкости) и диапазон допустимых расходов жидкости через клапан.

4.6. Направляющие гидроклапаны

К этому типу относятся обратные клапаны, гидрозамки, клапаны последовательности, реле давления и клапаны выдержки времени.

Обратные гидроклапаны:

- Это клапаны, которые пропускают жидкость только в одном направлении. Они используются в системах, где необходимо обеспечить однонаправленный поток жидкости. На рисунке 4.55 показаны примеры конструкций обратных клапанов для трубного и стыкового монтажа.
- Основные требования к обратным клапанам:

1. Минимальное сопротивление потоку жидкости в разрешенном направлении.

2. Полная герметичность в обратном направлении.

- Пружина, прижимающая клапан к седлу, служит для обеспечения надежного закрытия клапана в момент смены направления потока. Жесткость пружины обычно минимальна, чтобы не создавать большого перепада давления (который должен быть в пределах 0,01–0,03 МПа) при прохождении жидкости в прямом направлении.
- В гидросистемах низкого давления, где требуется повышенная герметичность, седла клапанов могут быть оснащены эластичными уплотнениями.
- Основные параметры обратных гидроклапанов (согласно ГОСТ 16517-82): номинальный диаметр (D_y), максимальное рабочее давление ($p_{ном}$) и масса (без учета рабочей жидкости).

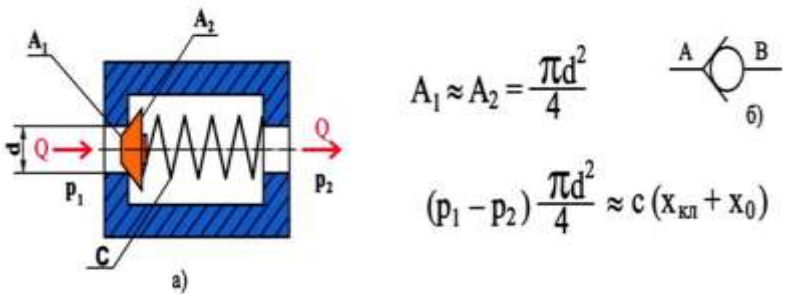


Рис.4.55. Конструктивная ссхема обратоного клап ана: а – принцип действия, б – условное обозначение обратного клапана

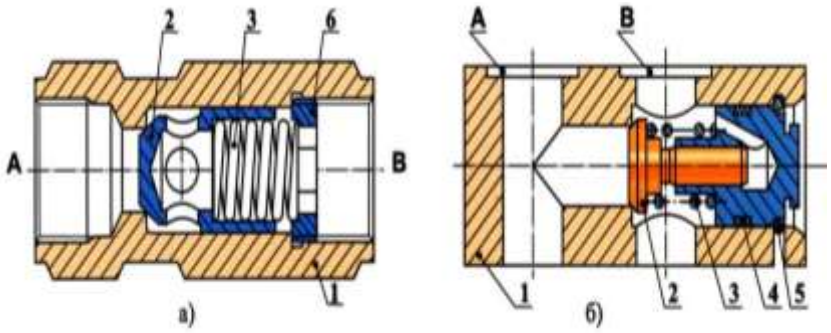


Рис.4.56. Конструкция обратного клапана трубного (а) и стыкового монтажа(б): 1-корпус: 2-запорный элемент; 3-пружина; 4-уполтнительное кольцо; 5-стопорное кольцо; 6-крышка

Одной из разновидностей обратного клапана является управляемый обратный клапан, или гидрозамок – это направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при наличии управляющего воздействия. Односторонние гидрозамки широко применяются в системах гидроавтоматики.

Конструкция одностороннего гидрозамка приведена на рис. 4.57. Он содержит элементы обратного клапана (седло и запорно-регулирующий элемент с пружиной), а также подпружиненный поршень с толкателем.

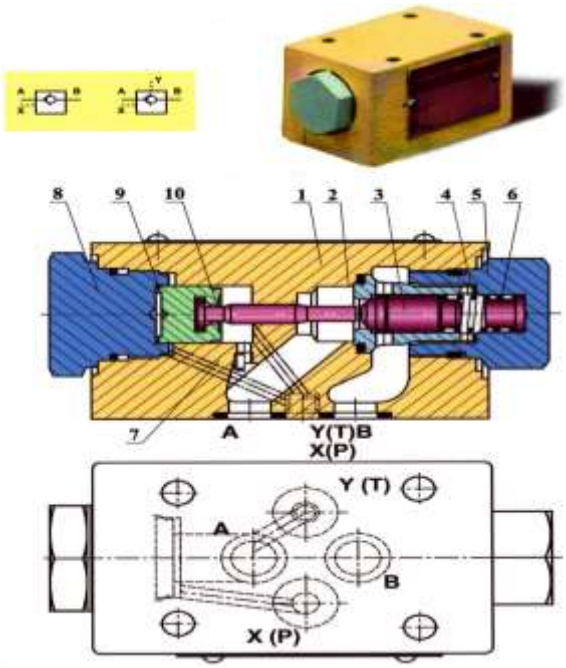


Рис. 4.57. Гидрозамок односторонний

Принцип работы гидрозамка:

Гидрозамок предназначен для блокировки движения жидкости в гидросистеме в определенных условиях.

- **Блокировка потока:** Если в управляющей гидролинии *X(P)* нет давления, то при попытке жидкости течь из гидролинии А в гидролинию В, клапан открывается, позволяя жидкости пройти. Однако, если направление потока меняется (из В в А), клапан закрывается, блокируя движение жидкости.
- **Разблокировка потока:** Если в гидролинию *X(P)* подается управляющее давление, поршень перемещается, открывая клапан. В этом случае жидкость может свободно течь в любом направлении (из А в В или из В в А).

Двусторонние гидрозамки и их применение:

Помимо односторонних гидрозамков, существуют двусторонние, которые используются для блокировки обеих полостей гидроцилиндра. Это особенно важно, когда на шток гидроцилиндра действует значительная нагрузка, которая может вызвать его самопроизвольное движение.

Почему необходим гидрозамок:

Обычный гидрораспределитель не всегда обеспечивает достаточную герметичность в нейтральном положении. Без гидрозамка внешняя нагрузка

на шток гидроцилиндра может привести к утечкам и нежелательному перемещению поршня. Гидрозамок гарантирует надежную блокировку и предотвращает самопроизвольное движение, что критически важно для безопасности.

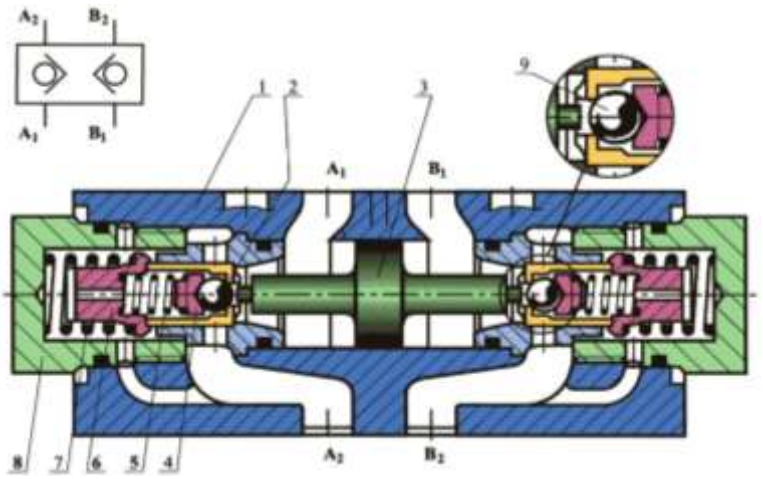


Рис. 4.58. Гидрозамок двусторонний

Гидрозамок (согласно ГОСТ 16517-82) характеризуется следующими ключевыми параметрами:

- Номинальный диаметр проходного сечения (D_y)
- Максимальное допустимое рабочее давление ($p_{ном}$)
- Давление, необходимое для управления (p_y)
- Потери давления при номинальном расходе рабочей жидкости
- Масса устройства (без учета рабочей жидкости)

Гидроклапан последовательности – это компонент гидросистемы, который управляет направлением потока рабочей жидкости. Он либо пропускает, либо блокирует поток в зависимости от достижения определенного значения давления. Это давление может измеряться непосредственно в управляемом потоке или в другом, стороннем потоке. Различные конструктивные решения для гидроклапанов последовательности, выполняющих эти функции, представлены на рисунке 4.59.

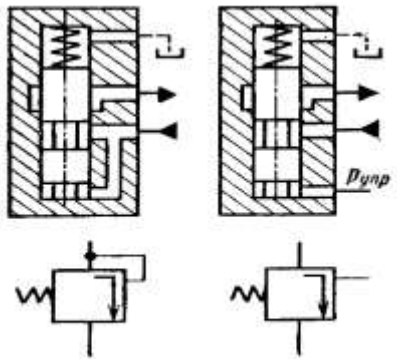


Рис. 4.59. Конструктивные схемы гидроклапанов последовательности

Гидроклапаны последовательности с управлением от давления:

Как правило, эти гидроклапаны используют золотник с пружиной в качестве основного регулирующего элемента (см. рис. 4.59). Пока давление управления (давление на входе или рупр) не достигнет установленного значения, пружина удерживает золотник в нижнем положении, блокируя поток жидкости на выходе.

Когда давление управления достигает заданного уровня, оно преодолевает сопротивление пружины, перемещая золотник вверх и открывая проход для рабочей жидкости на выходе клапана.

Для сброса давления из выходной гидролинии обратно во входную при снятии давления управления, гидроклапаны последовательности могут оснащаться обратным клапаном. Для снижения скорости перемещения золотника и предотвращения гидравлических ударов в системе, в канале, соединяющем управляющую полость золотника с входным потоком, может быть установлен гидродроссель.

Гидроклапан выдержки времени:

Этот тип гидроаппарата используется для задержки пропускания или блокировки потока рабочей жидкости в выходной гидролинии на определенное время после подачи управляющего сигнала. Например, он может быть использован для создания паузы между последовательными движениями исполнительных механизмов.

Простейшая конструкция гидроклапана выдержки времени с управлением от внешнего источника давления показана на рис. 4.60. В корпусе (4) находится запорно-регулирующий элемент (3), который пружина (5) удерживает в верхнем положении при отсутствии давления управления (рупр). При этом жидкость из верхней управляющей полости сливается через вспомогательный гидрораспределитель (1).

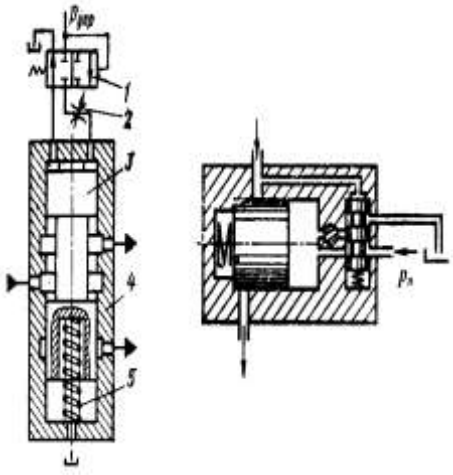


Рис. 4.60. Конструктивные схемы гидроклапанов выдержки времени

Принцип работы гидроклапана выдержки времени:

Когда на вспомогательный распределитель 1 подается управляющее давление (рупр), его золотник сдвигается, преодолевая сопротивление пружины. В результате, рабочая жидкость под тем же управляющим давлением (рупр) начинает поступать через регулируемый дроссель 2 в управляющую полость над запорно-регулирующим элементом 3. Поток жидкости давит на элемент 3, перемещая его вниз против усилия пружины 5.

Время, необходимое элементу 3 для перемещения из верхнего в нижнее положение, и есть время выдержки клапана. Когда элемент 3 достигает крайнего нижнего положения, поток жидкости перенаправляется: вместо гидролинии А он начинает поступать в гидролинию В. Таким образом, клапан выполняет свою функцию – обеспечивает задержку по времени.

При снятии управляющего давления (рупр) пружина возвращает распределитель 1 в исходное положение. Управляющая полость над

элементом 3 соединяется со сливом, и пружина 5 возвращает элемент 3 в верхнее положение. Клапан снова готов к работе.

Факторы, влияющие на время выдержки:

Время выдержки определяется объемом управляющей полости, деленным на расход жидкости через дроссель 2. Следовательно, время выдержки напрямую зависит от степени открытия дросселя.

Однако, точность установки времени выдержки у таких клапанов невысока. Это связано с несколькими факторами:

- Расход через дроссель меняется в зависимости от температуры рабочей жидкости.
- Перепад давления на дросселе не постоянен, а зависит от силы пружины 5, которая меняется по мере перемещения элемента 3.
- В начале движения элемента 3 его скорость выше, чем в конце, из-за возрастающего сопротивления пружины 5.
- На скорость движения элемента 3 также влияют силы трения в корпусе 4.

В простых гидроклапанах выдержки времени обычно не превышают 300 секунд, а минимальное время составляет 0,5-1 секунду. Чтобы увеличить возможные значения выдержки времени и сделать работу гидроклапанов более предсказуемой, нужно обеспечить стабильный поток рабочей жидкости через дроссель 2. Вместо обычных регулируемых дросселей для этой цели лучше использовать регуляторы расхода жидкости.

Повышение точности и диапазона выдержки времени:

Для увеличения диапазона выдержки времени и повышения точности срабатывания, необходимо стабилизировать расход жидкости через дроссель 2. Рекомендуется использовать гидравлические регуляторы расхода вместо обычных регулируемых дросселей.

4.7.Направляющие гидрораспределители

Гидрораспределителем называется гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

Гидрораспределители бывают *направляющими и дросселирующими.*

Направляющим гидрораспределителем называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Классификация гидрораспределителей:

Гидрораспределители, устройства для управления потоком жидкости в гидравлических системах, классифицируются по нескольким ключевым признакам:

- **Тип запорно-регулирующего элемента:** В зависимости от конструкции этого элемента, который перенаправляет поток, гидрораспределители бывают:
- **Золотниковые:** Используют цилиндрический или плоский золотник.
- **Крановые:** Используют вращающийся кран.
- **Клапанные:** Используют клапан.
- **Количество внешних гидролиний:** Определяется числом каналов, подключаемых к распределителю (например, двухлинейные, трехлинейные и т.д.).
- **Количество фиксированных положений:** Определяется числом устойчивых положений запорно-регулирующего элемента (например, двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.).
- **Тип управления:** Определяется способом воздействия на запорно-регулирующий элемент:
- Ручное
- Механическое

- Электрическое
- Гидравлическое
- И другие.
- **Количество ступеней:** Определяется количеством запорно-регулирующих элементов (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.).

Условные обозначения гидрораспределителей (согласно ГОСТ 2.871–68):

В схематических изображениях гидрораспределителей указываются:

- Положения запорно-регулирующего элемента.
- Внешние линии, подключенные к распределителю.
- Каналы (проходы) внутри распределителя.
- Элементы управления.

Детали условных обозначений:

- Каждое положение элемента управления изображается квадратом (или прямоугольником).
- Каналы изображаются линиями со стрелками, указывающими направление потока жидкости в каждом положении.
- Места соединения каналов обозначаются точками.
- Закрытый канал обозначается линией с поперечной чертой.
- Внешние линии подключаются только к исходному положению.
- Тип управления обозначается специальными символами, примыкающими к обозначению распределителя.

Важно: Условные графические обозначения унифицированы для всех типов гидрораспределителей (золотниковых, крановых, клапанных) и не отражают конструктивные особенности запорно-регулирующего элемента.

Направляющие гидрораспределители:

Направляющий гидрораспределитель предназначен для изменения направления потока жидкости, практически не влияя на давление и расход. В качестве примера приведена конструкция золотникового гидрораспределителя с ручным управлением (см. рис. 4.61).

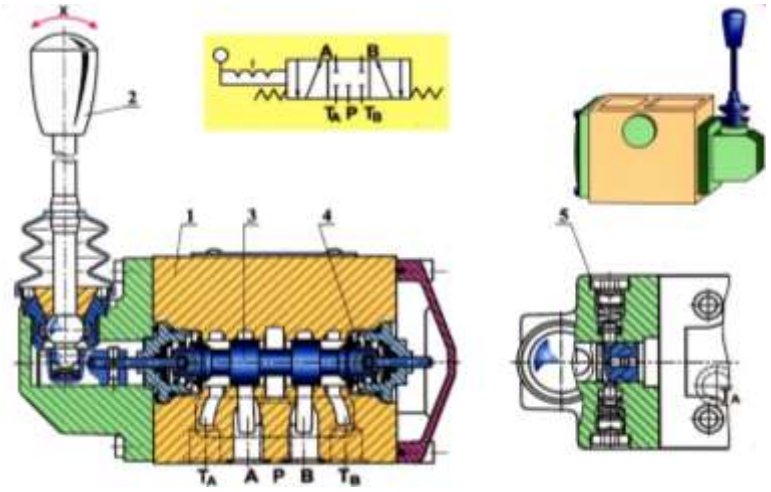


Рис. 4.61. Золотниковый гидрораспределитель с ручным управлением

Общее устройство:

Распределитель состоит из корпуса (1), внутри которого перемещается цилиндрический золотник (3). Управление золотником осуществляется рукояткой (2), соединенной с ним осью и пальцем. Конструкция также включает крышки и уплотнительные элементы.

Корпус и каналы:

Внутри корпуса (1) имеется центральное отверстие с пятью кольцевыми проточками. Эти проточки формируют полости:

- **P:** Полость подачи давления.
- **TA и TB:** Сливные полости.
- **A и B:** Рабочие полости, соединенные с потребителем.

Все эти полости связаны каналами с соответствующими входными отверстиями. Сливные полости TA и TB объединены общим каналом.

Золотник и фиксация:

Золотник (3) имеет три цилиндрических пояска, которые при перемещении перекрывают расточки в корпусе, направляя поток жидкости. Торцевые полости распределителя соединены с дренажной линией через

каналы в корпусе и крышках. Фиксация золотника в рабочих положениях обеспечивается шариком, прижимаемым пружиной к втулке.

Принцип работы:

- **Смещение золотника вправо:** Полость Р соединяется с полостью В, направляя поток жидкости под давлением к потребителю (например, в поршневую полость гидроцилиндра). Одновременно полость А соединяется с полостью ТА (сливом), обеспечивая слив жидкости из другой части потребителя (например, из штоковой полости гидроцилиндра).
- **Смещение золотника влево:** Поток жидкости меняет направление. Полость Р соединяется с полостью А, а полость В соединяется с полостью ТВ.

Электромагнитное управление (рис. 4.62):

Направляющие золотниковые гидрораспределители могут оснащаться электромагнитным управлением. Однако, из-за ограничений по тяговому усилию и ходу электромагнитов, такое управление обычно применяется в распределителях с условным проходом не более 10 мм.

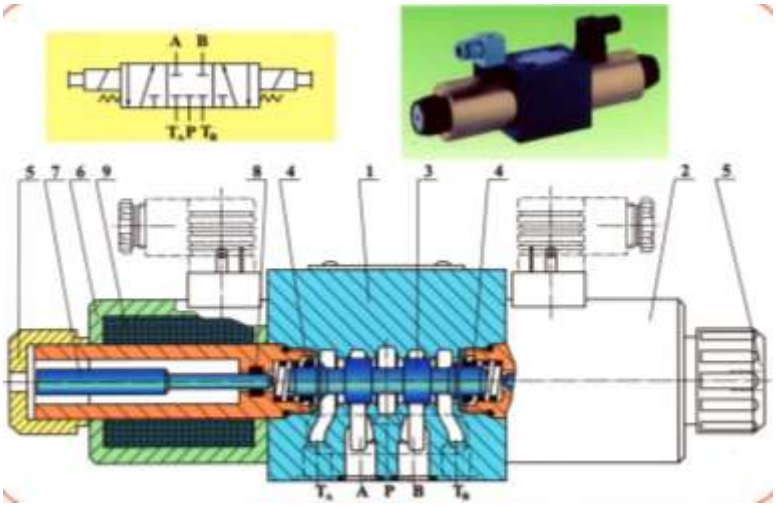


Рис. 4.62. Золотниковый гидрораспределитель с электромагнитным управлением

Для больших условных проходов необходимость электрического управления гидрораспределителями обеспечивается за счет их

двухступенчатой конструкции. В этом случае гидрораспределитель называется гидрораспределителем с электрогидравлическим управлением (рис. 4.63 и 4.64).

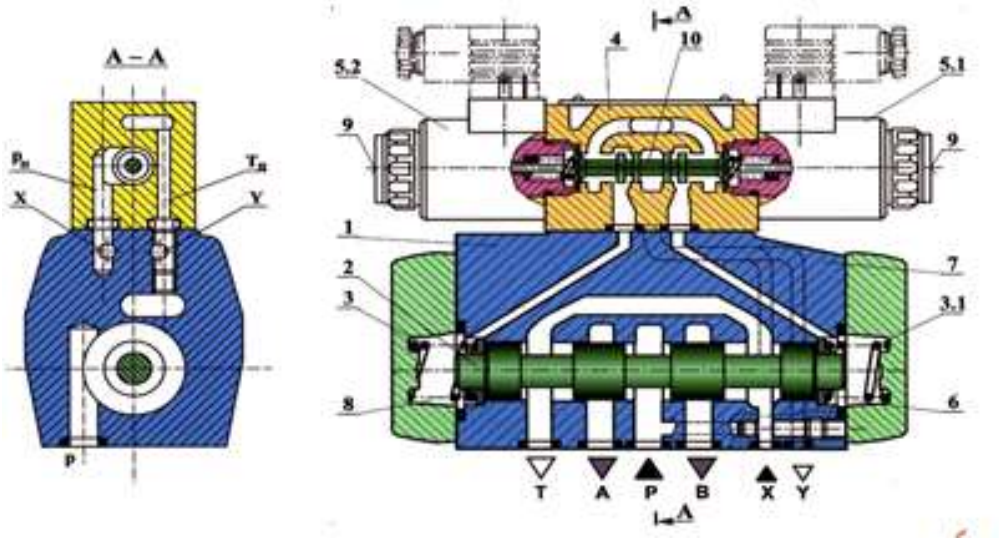


Рис. 4.63. Схема золотникового гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением

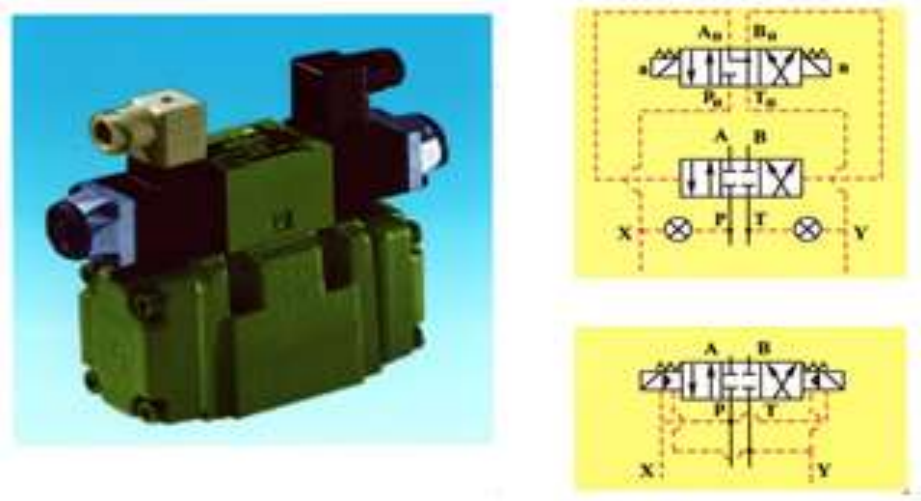


Рис. 4.64. Золотниковый гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

Распределитель типа Р – это двухступенчатая конструкция, состоящая из двух золотниковых гидрораспределителей. Первый – это пилотный распределитель (пилот 10), управляемый двумя электромагнитами (5.1 и 5.2). Второй – основной гидрораспределитель с гидравлическим управлением. Он включает в себя корпус (1) с портами Р, А, В, Т и каналами X и Y, золотник (2), центрирующие пружины (3 и 3.1) и боковые крышки. Каналы X и Y соединяют торцевые полости (6 и 8) основного распределителя с выходными портами А1 и В1 пилотного распределителя (10).

Принцип работы:

В исходном состоянии, когда электромагниты не активированы, золотники обоих распределителей удерживаются пружинами в нейтральном положении. В пилотном распределителе все каналы заблокированы. В основном распределителе все внешние линии (P, A, B, T) соединены между собой. Это позволяет снизить давление на входе в основной распределитель до уровня давления управления пилотным распределителем.

При подаче сигнала, например, на электромагнит 5.2, золотник пилотного распределителя (10) смещается вправо, переключая его в рабочее положение. Жидкость под давлением управления через канал X поступает в левую торцевую полость основного распределителя, а правая торцевая полость через канал Y соединяется со сливом. Возникающий перепад давления на торцах золотника (2) перемещает его вправо, переключая основной распределитель в рабочее положение. В этом положении соединяются линии P с B и A с T.

При снятии сигнала с электромагнита 5.2, пружины (3 и 3.1) возвращают золотники обоих распределителей в нейтральное положение.

Недостатки:

Основной недостаток золотниковых гидрораспределителей с цилиндрическими золотниками – утечки рабочей жидкости через зазор между золотником и корпусом. Этот зазор увеличивается со временем из-за износа прецизионной пары, что приводит к увеличению утечек. Эта проблема менее выражена в золотниковых гидрораспределителях с плоским золотником.

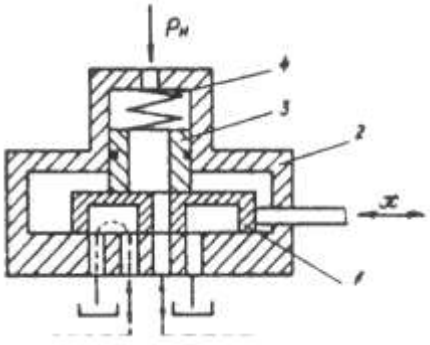


Рис. 4.65. Золотниковый гидрораспределитель с плоским золотником

Плоский золотник:

В крайнем правом положении золотника, напорная линия (Р) соединяется с линией В, а жидкость из линии А сливается через канал Т1. При смещении золотника влево, напорная линия (Р) соединяется с линией А, а жидкость из линии В сливается через канал Т2.

Герметичность распределителя обеспечивается пружиной (4), прижимающей золотник к основанию через втулку (3), а также давлением рабочей жидкости из напорной линии. Чем выше давление в системе, тем сильнее прижимается золотник, что уменьшает утечки.

Преимущества плоского золотника: простота изготовления и контроля точности прецизионной пары. Поэтому такие распределители применяются в системах с давлением свыше 20 МПа.

Крановый гидрораспределитель:

Крановые распределители используются при низких давлениях и расходах. Их запорный элемент имеет форму цилиндра или конуса. Наиболее распространены крановые распределители с коническим элементом и ручным управлением, где переключение осуществляется поворотом запорного элемента.

Пример конструкции:

Трехпозиционный крановый гидрораспределитель с ручным управлением состоит из корпуса (3), крана (4), крышек (2) с уплотнениями, рукоятки (1) с фиксатором и пружиной, а также крепежа. Корпус имеет резьбовые отверстия для подключения напорной (Р), сливной (Т), дренажной линий, а также линий (А и В) для подачи жидкости к другим устройствам.

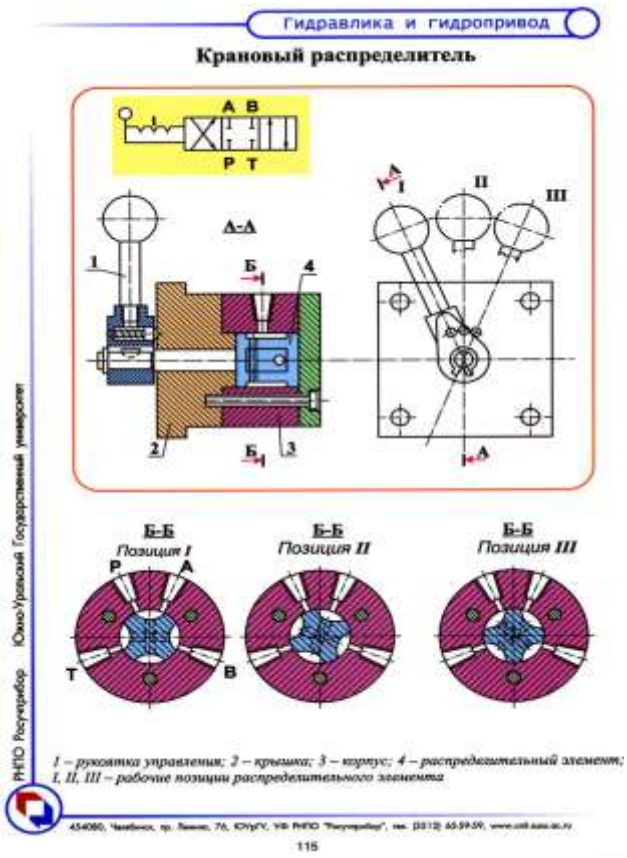


Рис. 4.66. Крановый гидрораспределитель

Принцип работы гидрораспределителя заключается в следующем: в позиции I крана 4 (см. рис. 4.66) обеспечивается соединение напорной магистрали Р с магистралью А, в то время как магистраль В соединяется со сливной магистралью Т. Для реверсирования направления потока рабочей жидкости в магистралях А и В необходимо осуществить поворот крана 4 на 45° по часовой стрелке. В результате этого напорная магистраль Р будет соединена с магистралью В, а магистраль А – со сливной магистралью Т.

Клапанные гидрораспределители классифицируются по типу запорно-регулирующего элемента (шариковые и конические) и по методу переключения (с ручным, электромагнитным или гидравлическим управлением). Конструкция клапанного гидрораспределителя с гидравлическим управлением представлена на рис. 4.67

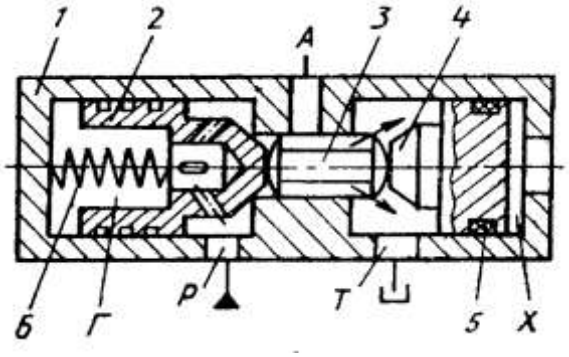


Рис. 4.67. Клапанный гидрораспределитель

Конструкция:

Внутри корпуса (1) распределителя находятся два конических клапана (2 и 4) и толкатель (3). Все эти элементы имеют сквозные каналы, позволяющие рабочей жидкости проходить через них. Клапан (4) оснащен уплотнительным кольцом (5) для герметизации. Клапан (2) постоянно поджимается к своему седлу в корпусе (1) цилиндрической пружиной (6).

Корпус (1) имеет несколько портов:

- **P:** Для подключения к напорной гидролинии (источнику давления).
- **T:** Для подключения к сливной гидролинии (возврату жидкости).
- **A:** Для подключения к потребителю рабочей жидкости (например, гидроцилиндру).
- **Г:** Торцевая полость.
- **X:** Полость управления.

Принцип работы:

- **Исходное состояние (нет сигнала управления):** В отсутствие давления в полости управления (X), порт A соединен со сливом (T). Клапан (2) плотно закрыт, прижат к седлу пружиной (6) и давлением жидкости в полости Г. Это блокирует поступление жидкости от напорной линии (P).
- **Подача сигнала управления:** При подаче давления в полость управления (X), клапан (4) и толкатель (3) сдвигаются влево под действием этого давления.

- **Переключение:** Сдвиг клапана (4) приводит к его посадке на седло, отсекая сливную линию (T). Одновременно толкатель (3) принудительно открывает клапан (2), соединяя напорную линию (P) с портом A, направляя жидкость к потребителю.

Дополнительно:

Рисунок 4.68 демонстрирует конструкцию клапанного гидрораспределителя с электромагнитным управлением.

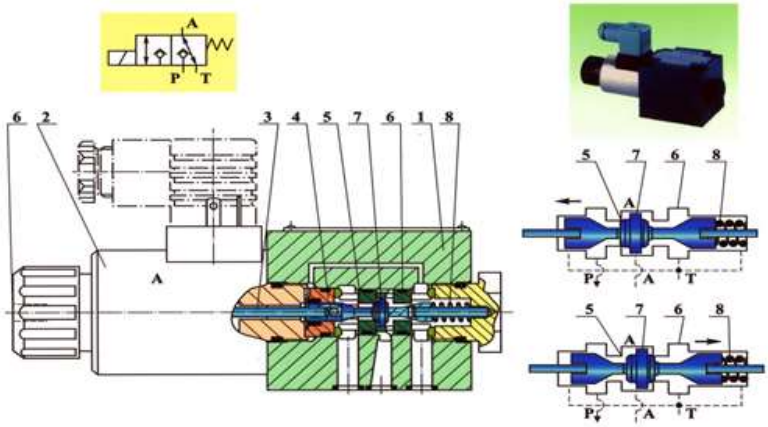


Рис. 4.68. Гидрораспределитель клапанного типа с электроуправлением

Клапанные гидрораспределители превосходят золотниковые благодаря своей исключительной герметичности, что делает их предпочтительными для гидросистем, работающих под высоким давлением.

Тем не менее, усилие, необходимое для переключения клапанного гидрораспределителя, напрямую зависит от рабочего давления, что ограничивает их применение. Поэтому в гидросистемах высокого давления чаще используются клапанные гидрораспределители с гидравлическим управлением.

Ключевые характеристики направляющих распределителей включают: условный проход (Dy), номинальное давление на входе (рном), номинальный и максимальный расход жидкости, допустимые внутренние утечки и массу (без учета рабочей жидкости).

4.8. Дросселирующие гидрораспределители

Дросселирующий гидрораспределитель – это устройство, которое одновременно перенаправляет поток жидкости в разные гидролинии и регулирует его расход в каждой из них, основываясь на внешнем управляющем сигнале.

В отличие от гидрораспределителей, которые просто переключают направление потока, **дросселирующий гидрораспределитель** может занимать любое промежуточное положение. Он выполняет двойную функцию: перенаправляет поток и создает сопротивление его движению, подобно регулируемому гидродросселю. Площадь проходного сечения в таком гидрораспределителе обычно изменяется в зависимости от силы управляющего сигнала.

По сути, **дросселирующий гидрораспределитель** объединяет в себе функции обычного гидрораспределителя и регулируемых гидродросселей, управляемых одним общим сигналом.

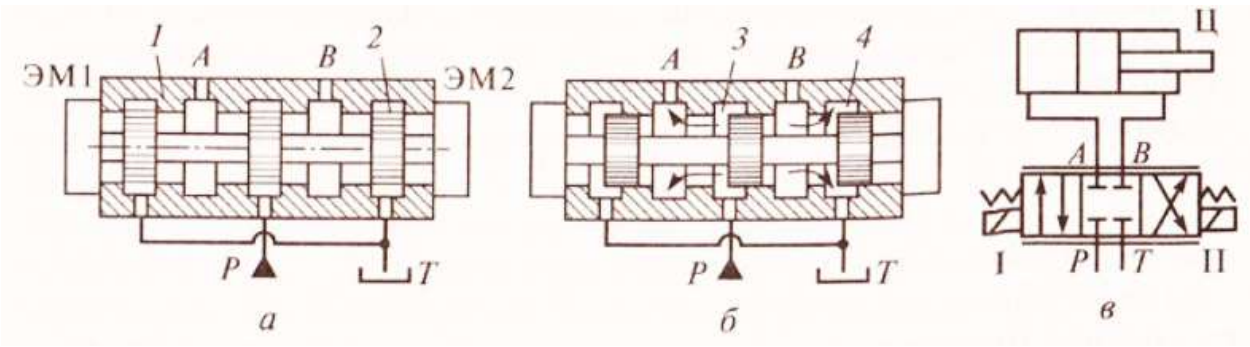


Рис.4.69.Дросселирующий гидрораспределитель:
а-в исходной (нейтральной) позиции; *б*- в позиции I; *в* – условное обозначение гидрораспределителя с подключенным гидроцилиндром; *1*- корпус; *2*-золотник; *3, 4*- дросселирующие щели

Описание работы и конструкции:

На рисунке 4.69, а представлен дросселирующий гидрораспределитель 4/3, управляемый золотником. Золотник (2) цилиндрической формы перемещается внутри корпуса (1) под воздействием электрических сигналов,

поступающих на электромагниты ЭМ1 и ЭМ2. Степень перемещения золотника пропорциональна мощности управляющего сигнала.

Корпус (1) имеет пять цилиндрических расточек с острыми краями, соединенных внутренними каналами. Центральная расточка соединена с линией подачи давления (Р), две крайние – с линией слива (Т), а две рабочие расточки (А и В) используются для подключения к потребителю, например, гидроцилиндру.

Золотник (2) имеет три цилиндрических пояска и установлен в корпусе (1) с небольшим радиальным зазором (4-10 мкм). Дросселирование потока жидкости происходит в щелях, образующихся между кромками расточек корпуса (1) и кромками поясков золотника (2) при его перемещении.

Принцип работы:

- **Нейтральное положение:** В отсутствие управляющих сигналов на электромагнитах золотник (2) находится в нейтральном положении, перекрывая все проходные сечения.
- **Управление потоком:** При подаче сигнала на один из электромагнитов (например, ЭМ1) золотник смещается (вправо, в позицию I на рис. 3, б, в). Рабочая жидкость из линии подачи (Р) поступает в линию (А) через дросселирующую щель (3). Расход жидкости через эту щель регулируется мощностью управляющего сигнала. Жидкость направляется в одну из полостей гидроцилиндра (Ц). Жидкость, вытесняемая из другой полости гидроцилиндра, возвращается в гидрораспределитель по линии (В), проходит через вторую дросселирующую щель (4) и сливается в линию (Т).
- **Изменение направления:** При подаче сигнала на электромагнит ЭМ2 золотник смещается влево, и процесс повторяется, но в обратном направлении.
- **Регулирование скорости и направления:** Обычно, сигналы на электромагниты ЭМ1 и ЭМ2 имеют противоположные знаки. Знак сигнала определяет направление движения поршня гидроцилиндра, а мощность сигнала – скорость его перемещения.

Условное обозначение:

Условные обозначения дросселирующих гидрораспределителей строятся по тем же правилам, что и для обычных направляющих гидрораспределителей, но с добавлением двух параллельных линий над и под обозначением (см. рис. 4.69, в). Квадраты в обозначении соответствуют различным положениям гидрораспределителя.

Преимущества и недостатки:

- **Преимущества:** Компактность конструкции и разгруженность золотника от осевых сил, что снижает усилие, необходимое для управления.
- **Недостатки:** Чувствительность к загрязнению рабочих зазоров между золотником и корпусом.

Для решения проблемы заедания золотников в автоматических системах управления, им придают высокочастотные (свыше 50 Гц) колебания малой амплитуды (от 10 до 100 мкм). Это достигается использованием механических вибраторов или электромеханических устройств.

Помимо золотниковых гидрораспределителей, существуют струйные гидрораспределители, которые часто применяются в качестве предварительной ступени управления в многоступенчатых гидрораспределителях.

Гидрораспределители с электрическим управлением обычно используются при небольших диаметрах условного прохода (D_y <10 мм) из-за ограничений по усилию и ходу управляющих электромагнитов. Для больших диаметров применяют двухступенчатую конструкцию, где первая ступень представляет собой гидравлический усилитель, увеличивающий мощность входного управляющего сигнала. Такие гидрораспределители также называют гидрораспределителями с электрогидравлическим управлением, а дросселирующие варианты – электрогидравлическими усилителями (ЭГУ). ЭГУ преобразует входной электрический сигнал в поток рабочей жидкости с параметрами (расход или давление), пропорциональными мощности входного

сигнала. Направление потока и знак перепада давления соответствуют знаку входного электрического сигнала.

ЭГУ состоит из электромеханического преобразователя, который преобразует электрический сигнал в механическое перемещение (поворот вала или перемещение толкателя), и гидравлического усилителя мощности.

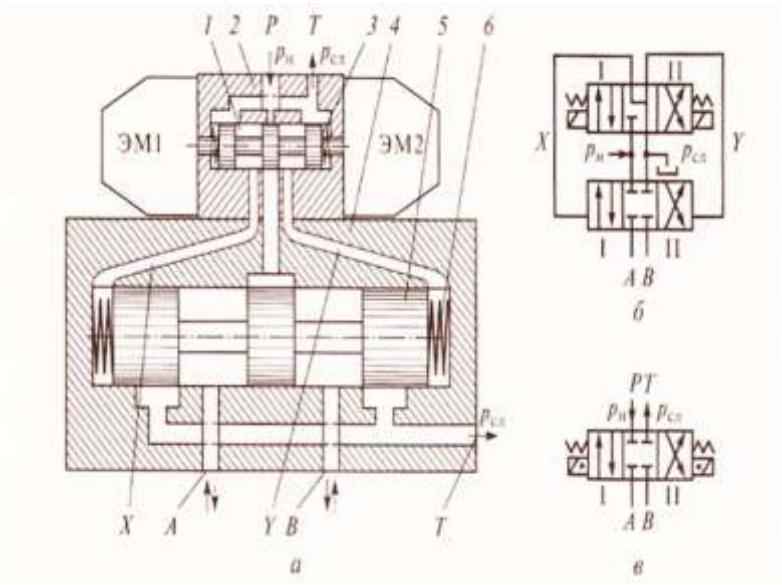


Рис.4.70. Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением:
а-конструктивная схема; *б*- условное обозначение подробное; *в* –то же упрощённое; *1, 5*- золотники корпус; *2, 4*- корпус золотников -; *3, 6*- пружины

Двухступенчатый гидрораспределитель (пример на рис. 4.70, а) состоит из двух последовательно соединенных золотниковых распределителей. Первая ступень управляется электромагнитами (ЭМ1 и ЭМ2) и включает в себя корпус, золотник и центрирующие пружины. Вторая ступень управляется гидравлически и также состоит из корпуса, золотника и центрирующих пружин. Гидрораспределитель имеет порты для подключения: P (давление), T (слив), A и B (рабочие линии). Первая ступень управляет второй, направляя поток жидкости в торцевые полости золотника второй ступени через каналы X и Y.

В нейтральном положении, когда электромагниты не активны, оба золотника удерживаются пружинами в центре. Первая ступень соединяет

торцевые полости второй ступени со сливом, а вторая ступень блокирует все соединения между портами.

При активации электромагнита ЭМ1, золотник первой ступени смещается, направляя поток жидкости под давлением через канал X в левую торцевую полость второй ступени. Правая торцевая полость при этом соединяется со сливом через канал Y. Разница давлений на торцах золотника второй ступени приводит к его смещению, соединяя линии P с A и B с T.

При активации электромагнита ЭМ2, процесс происходит аналогично, но в обратном направлении, соединяя линии P с B и A с T.

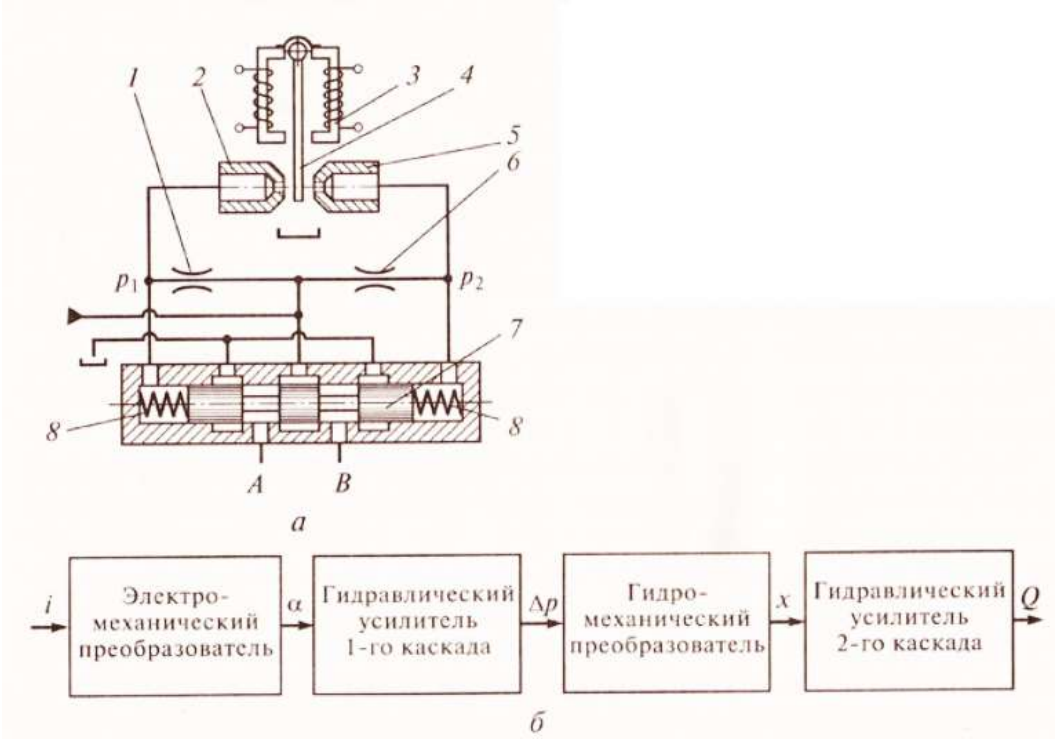


Рис.4.71. Двухлроссельный гидроусилитель

Этот электрогидравлический усилитель (ЭГУ) работает в два этапа. Первый этап усиления обеспечивается гидравлическим усилителем типа "сопло-заслонка". Он состоит из двух регулируемых дросселей "сопло-заслонка" и двух постоянных дросселей, обеспечивающих баланс. Электрический сигнал управления (i) поступает на электромеханический преобразователь, который поворачивает заслонку на угол (Δ), пропорциональный силе тока. Этот поворот заслонки изменяет

гидравлическое сопротивление регулируемых дросселей, создавая перепад давления (Δp) между ними. Таким образом, входным сигналом для первого каскада является угол поворота заслонки (Δ), а выходным – перепад давления (Δp).

Перепад давления (Δp), созданный первым каскадом, используется для управления вторым каскадом усиления – дросселирующим гидрораспределителем. Давления (p1 и p2) подводятся к торцам золотника гидрораспределителя, создавая усилие, пропорциональное Δp, которое смещает золотник (7) из нейтрального положения на расстояние (x). Смещение золотника ограничивается центрирующими пружинами (8), жесткость которых определяет величину смещения (x) в зависимости от перепада давления (Δp). Фактически, пружины и торцы золотника преобразуют перепад давления в смещение.

Смещение золотника (x) открывает проходные сечения гидрораспределителя, соединяя, например, гидролинию А с напорной линией, а гидролинию В – со сливной. Это приводит к потоку рабочей жидкости (Q) через открывшиеся дросселирующие окна, причем расход (Q) пропорционален смещению золотника (x). Следовательно, для второго каскада усиления, входным сигналом является смещение золотника (x), а выходным – расход рабочей жидкости (Q), направляемый к исполнительному механизму.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И ОБСУЖДЕНИЯ ПО IV – РАЗДЕЛУ

1. Что называется гидроаппаратом?
2. Для чего служит запорно-регулирующий элемент в гидроаппарате?
3. Какими бывают запорно-регулирующие элементы в гидроаппаратах?
4. По каким признакам подразделяются гидроаппараты?
5. Какой гидроаппарат называется клапаном?
6. Какие гидроаппараты относятся к регулирующим?
7. Какие гидроаппараты относятся к направляющим?

8. Какие параметры являются основными для гидроаппаратов?

9. Что понимается под условным проходом?

10. Какие обозначения имеют присоединительные отверстия гидроаппаратов?

11. Какие функции выполняет гидроаппаратура?

12. Назовите примеры гидроаппаратов.

13. По каким основным параметрам выбирается гидроаппарат?

14. Для чего предназначен гидрораспределитель?

15. По каким признакам подразделяются гидрораспределители?

16. Какими преимуществами и недостатками обладают золотниковые гидрораспределители?

17. От каких параметров зависят размеры золотника?

18. От каких параметров зависит расход рабочей жидкости в гидрораспределителе?

19. В чем разница между направляющими и дросселирующими гидрораспределителями?

20. Как изображается на гидравлических схемах гидрораспределитель?

21. Для чего предназначен предохранительный клапан?

22. В чем отличие предохранительного клапана от переливного?

23. Для чего предназначен обратный клапан?

24. Для чего предназначен гидрозамок?

25. Как изображается на гидравлических схемах обратный клапан?

26. Как изображается на гидравлических схемах дроссель?

27. Как изображается на гидравлических схемах гидрозамок.

28.Устройство направляющие и дросселирующие гидрораспределители.

V – РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДАХ

5.1. Пневмоприводы, назначение и их классификация

Пневмопривод представляет собой систему, использующую энергию сжатого воздуха для приведения в действие исполнительных механизмов. Он функционирует как "пневматический интерфейс" между приводным двигателем и нагрузкой, выполняя те же задачи, что и механические передачи, такие как редукторы или кривошипно-шатунные механизмы. Основная функция пневмопривода заключается в преобразовании механических характеристик двигателя в соответствии с потребностями нагрузки, включая изменение типа движения, его параметров, а также обеспечение регулирования и защиты от перегрузок. Обязательными элементами системы являются компрессор, обеспечивающий генерацию сжатого воздуха, и пневмодвигатель, преобразующий энергию сжатого воздуха в механическую работу.



Рис.5.1. Классификация объёмного пневмопривода

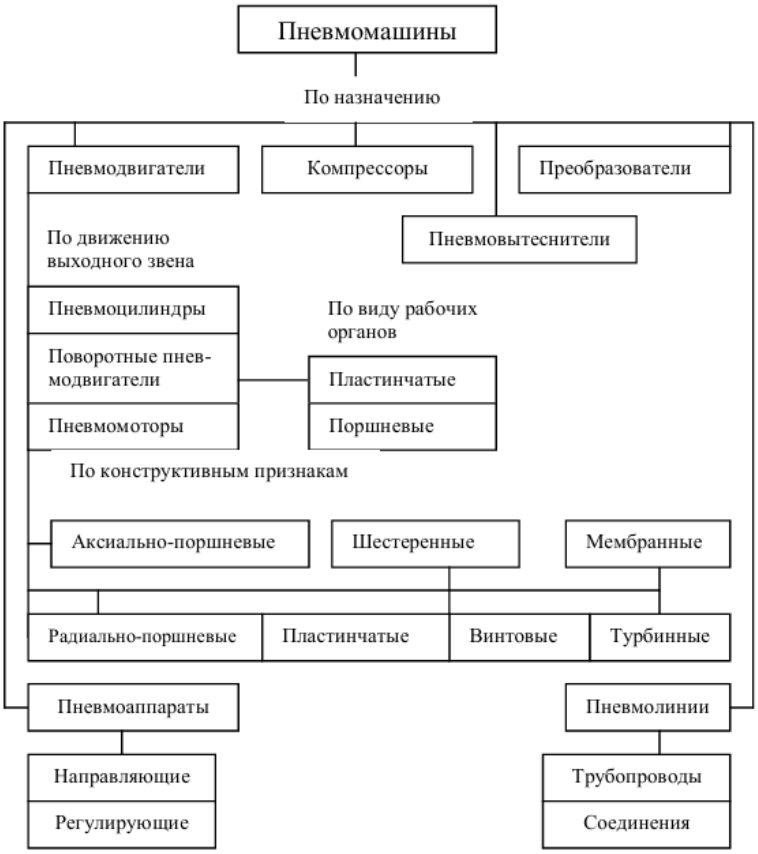


Рис.5.2. Классификация объёмных пневмомашин

Пневмоприводы классифицируются по типу движения их выходного элемента: вращательное (вал пневмомотора) или поступательное (шток пневмоцилиндра). Соответственно, и рабочий орган пневмопривода совершает вращательное или поступательное движение. Приводы с поступательным движением наиболее часто используются в различных технических областях.

Принцип работы пневматических систем:

В основе работы пневмопривода лежит передача энергии сжатого воздуха. Этот процесс можно описать следующим образом:

1. Двигатель приводит в действие компрессор, который сжимает воздух, тем самым увеличивая его энергию.

2. Сжатый воздух, пройдя систему подготовки и регулирования, поступает в пневмодвигатель. Внутри двигателя энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию, приводящую в движение рабочий орган.

3. В отличие от гидравлических систем, где рабочая жидкость возвращается в бак или к насосу, отработанный воздух в пневмоприводе выпускается в атмосферу.

Многие пневматические устройства имеют аналоги в гидравлических системах. Например, широко применяются аксиально-поршневые пневмомоторы и компрессоры, шестеренчатые и пластинчатые пневмомоторы, а также пневмоцилиндры.

Типичная схема пневмопривода включает следующие элементы:

- **Воздухозаборник:** Обеспечивает поступление воздуха в систему.
- **Фильтр:** Очищает воздух от загрязнений, предотвращая повреждение и износ компонентов привода.
- **Компрессор:** Сжимает воздух до необходимого давления.
- **Теплообменник (холодильник):** Охлаждает сжатый воздух, который нагревается в процессе сжатия (согласно закону Шарля), перед его подачей к потребителям, таким как пневмодвигатели.

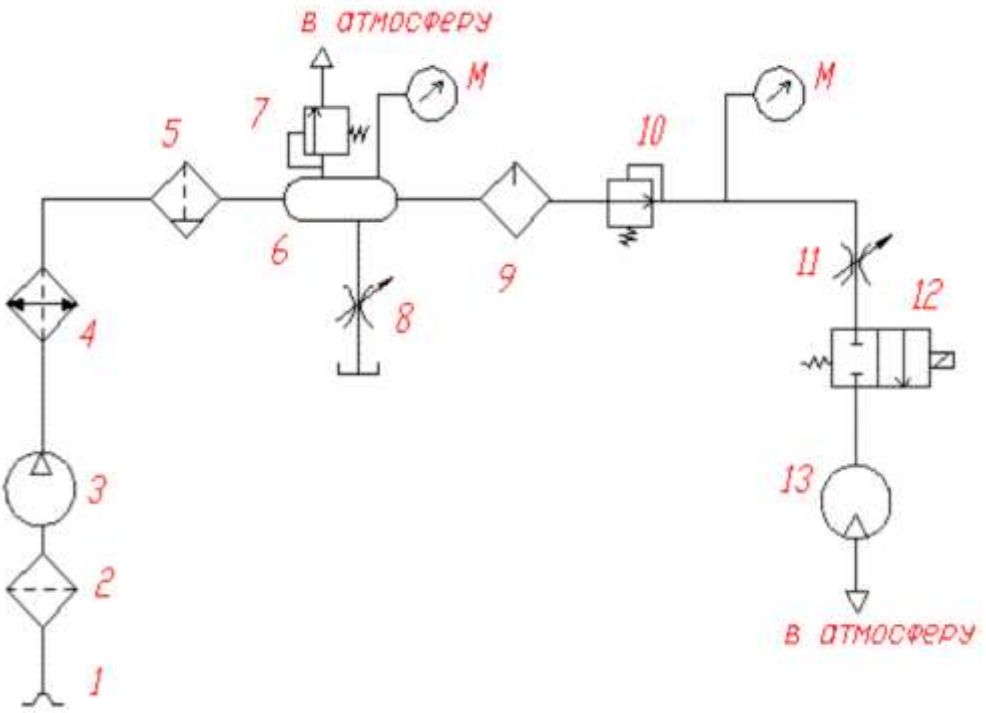


Рис.5.3.Типовая *схема* пневмопривода: 1 — *воздухозаборник*; 2 — фильтр; 3 — *компрессор*; 4 — *теплообменник* (холодильник); 5 — *влагоотделитель*; 6 — *воздухосборник* (ресивер); 7 — *предохранительный клапан*; 8- Дроссель;

9 — *маслораспылитель*; 10 — *редукционный клапан*; 11 — дроссель; 12 — *распределитель*; 13 *пневмомотор*; М — *манометр*.

Для защиты пневмодвигателей от обледенения, вызванного расширением воздуха, и для снижения коррозии компонентов, в пневматических системах используется влагоотделитель.

Ресивер предназначен для накопления запаса сжатого воздуха и стабилизации давления в пневмосистеме. Он компенсирует колебания давления, возникающие из-за прерывистой подачи воздуха объёмными компрессорами, такими как поршневые.

Маслораспылитель добавляет смазку в сжатый воздух, что снижает трение между движущимися частями пневмопривода и предотвращает их заедание.

Редукционный клапан является обязательным элементом пневмопривода, он поддерживает постоянное давление сжатого воздуха, поступающего к пневмодвигателям.

Распределитель контролирует перемещение рабочих элементов пневмодвигателя.

Пневмодвигатель (пневмомотор или пневмоцилиндр) преобразует энергию сжатого воздуха в механическую работу.

5.2. Преимущество и недостатки пневматических приводов

Преимущества пневмопривода:

- **Простота конструкции и обслуживания:** В отличие от гидравлических систем, пневмопривод не требует возврата воздуха к компрессору.
- **Легкость:** Пневматические компоненты и рабочая среда (воздух) легче, чем в гидравлических и электрических системах, что особенно важно в аэрокосмической отрасли.
- **Автономность:** Пневмосистемы могут работать от баллонов со сжатым газом, что упрощает конструкцию и позволяет использовать их в качестве альтернативы пиропатронам.

Экономичность: Воздух как рабочая среда дешев и доступен.

- **Высокая скорость:** Пневмомоторы отличаются быстрым срабатыванием и высокой частотой вращения.
- **Безопасность:** Пневмопривод пожаробезопасен и использует нейтральную рабочую среду, что позволяет применять его в опасных средах, таких как шахты и химические производства.
- **Дальность передачи энергии:** Пневматическую энергию можно передавать на значительные расстояния, что делает пневмопривод подходящим для магистральных систем в шахтах и рудниках.
- **Устойчивость к температуре:** Пневмопривод менее чувствителен к изменениям температуры окружающей среды, чем гидропривод, благодаря меньшей зависимости КПД от утечек и изменения вязкости рабочей среды. Это делает его пригодным для использования в условиях высоких температур, например, в металлургических цехах.

Недостатки пневмопривода:

- **Термодинамические эффекты:** Сжатие и расширение воздуха приводят к его нагреву и охлаждению, что может вызывать обмерзание системы и конденсацию влаги, требующую осушения воздуха.
- **Высокая стоимость энергии:** Пневматическая энергия обходится дороже электрической.
- **Низкий КПД:** Пневмопривод имеет более низкий КПД по сравнению с гидравлическим и электрическим приводами.
- **Ограниченная точность и плавность:** Пневмопривод уступает в точности срабатывания и плавности хода.
- **Ограниченное давление и усилие:** Из-за риска взрывов и травм в промышленных пневмосистемах используются относительно низкие давления, что ограничивает усилие на рабочих органах. Исключение составляют системы, где безопасность не является критическим фактором (например, в ракетах) или системы небольшого размера.

- **Сложность регулирования:** Для точного управления положением штока привода требуются дорогостоящие позиционеры.

Что делает пневматический привод?

Пневматический привод представляет собой механическое устройство, используемое для управления и перемещения механического компонента или системы с использованием сжатого газа, обычно сжатого воздуха. Он преобразует энергию сжатого газа в механическое движение, что позволяет ему выполнять множество задач, таких как открытие и закрытие клапанов, перемещение механических частей или обеспечение линейного или вращательного движения для широкого спектра промышленных, коммерческих и потребительских приложений. Пневматические приводы часто используются там, где требуется точное управление, высокое усилие и быстрая реакция. Они также используются там, где электроэнергия недоступна или нецелесообразна, поскольку для работы им не нужен источник электроэнергии.

Принцип работ пневматического привода

Пневматический привод представляет собой устройство, преобразующее энергию сжатого воздуха в механическое движение. Он состоит из цилиндра или штока, запаянного с обоих концов и заполненного сжатым воздухом. Когда давление воздуха на одной стороне привода увеличивается, он давит на шток или цилиндр, заставляя его двигаться. Движение штока или цилиндра можно использовать для выполнения различных задач, таких как открытие и закрытие клапанов, перемещение рычагов и вращение шестерен. Пневматические приводы широко используются в таких отраслях, как производство, автомобилестроение и строительство благодаря их надежности и простоте использования.

Типы пневматических приводов.

Пневматические приводы — это устройства, которые используют сжатый воздух для создания движения. Они широко используются в системах промышленной автоматизации для приведения в действие клапанов,

ползунков и других механических компонентов. Существует несколько различных типов пневматических приводов, в том числе:

- **Пневматический привод двойного действия:** этот тип привода создает линейное движение, используя сжатый воздух для выдвижения и втягивания поршня.
- **Пневматический привод одностороннего действия:** этот тип привода использует сжатый воздух для выдвижения поршня, но использует пружину для возврата поршня в исходное положение.
- **Поворотный привод:** этот тип привода преобразует линейное движение во вращательное, позволяя ему вращать клапан или другой компонент.
- **Мембранный привод:** Этот тип привода использует гибкую диафрагму для создания движения. Он широко используется в приложениях, где необходимо избегать загрязнения или утечки.
- **Привод лезвия:** Этот тип привода использует скользящую лопасть для создания линейного движения. Он обычно используется в приложениях, где требуется высокая сила.
- **Винтовой привод:** Этот тип привода использует вращающийся винт для создания линейного движения. Он широко используется в приложениях, где требуется точное управление движением привода.

Пневматический привод одинарного действия.

Пневматический привод одностороннего действия представляет собой устройство, преобразующее сжатый воздух в механическое движение. Он состоит из цилиндра и поршня, при этом сжатый воздух перемещается с одной стороны поршня для перемещения поршня. Пневматические приводы одностороннего действия обычно используются в промышленности, где требуется автоматическое управление клапанами, заслонками и другими механическими компонентами. Они относительно просты и недороги в эксплуатации и могут использоваться для создания самых разных сил и перемещений в зависимости от размера и конструкции привода. Кроме того,

его относительно легко обслуживать, так как в нем мало движущихся частей, которые могут изнашиваться или требовать частой смазки.

Пневматический привод двойного действия.

Пневматический привод двойного действия представляет собой устройство, преобразующее энергию сжатого воздуха в механическое движение. Он состоит из цилиндра и поршня, который перемещается в цилиндре вперед и назад. Движение поршня управляется потоком сжатого воздуха в цилиндр и из него. Приводы двойного действия имеют порты на обоих концах цилиндра, которые позволяют подавать воздух к обоим концам поршня. Это позволяет приводу совершать движение в обоих направлениях, что делает его универсальным и широко используемым типом привода в пневматических системах.

Использование пневматические приводы.

Пневматические приводы — это устройства, использующие сжатый воздух для создания движения. Они используются в самых разных областях, включая производство, автомобилестроение, аэрокосмическую промышленность, строительство и другие.

Некоторые конкретные примеры, где могут использоваться пневматические приводы, включают:

- На производственных предприятиях пневматические приводы могут использоваться для управления клапанами, задвижками и другими механизмами управления.
- В автомобильной и аэрокосмической промышленности пневматические приводы могут использоваться для управления тормозами, системами подвески и другими механическими компонентами.
- В строительной и землеройной технике пневматические приводы могут использоваться для управления гидравлическими насосами, стрелой и другой тяжелой техникой.

- В области медицины пневматические приводы могут использоваться в больничных койках, лифтах для пациентов и другом медицинском оборудовании.
- Как правило, пневматические приводы представляют собой универсальные устройства, которые можно использовать в самых разных областях, где использование электроэнергии нецелесообразно или требуется высокая выходная мощность.

Пневматические приводы, обеспечивающие линейное перемещение рабочего органа, классифицируются по нескольким признакам:

1. По характеру перемещения рабочего органа:

- **Двухпозиционные:** Они перемещают рабочий орган только между двумя фиксированными крайними точками.
- **Многопозиционные:** Они позволяют перемещать рабочий орган в различные промежуточные положения.

2. По принципу работы:

- **Одностороннего действия:** Движение в одну сторону осуществляется сжатым воздухом, а возврат в исходное положение обеспечивается механической пружиной.
- **Двухстороннего действия:** Движение в обоих направлениях (прямое и обратное) осуществляется за счет подачи сжатого воздуха.

3. По конструкции:

- **Поршневые:** Состоят из цилиндра и поршня, который перемещается под действием сжатого воздуха или пружины.

Односторонние поршневые:* Рабочий ход выполняется сжатым воздухом, возврат - пружиной.

Двухсторонние поршневые:* И прямой, и обратный ход выполняются сжатым воздухом.

- **Мембранные:** Используют герметичную камеру, разделенную мембраной. Сжатый воздух воздействует на мембрану, перемещая связанный с ней рабочий орган. Также бывают одно- и двухстороннего действия.

- **Сильфонные:** Применяются реже. Как правило, они одностороннего действия, а возвратное усилие обеспечивается либо упругостью самого сильфона, либо дополнительной пружиной.

4. Специальные типы:

- **Вибрационные пневмоприводы релейного типа:** Используются в случаях, когда требуется очень высокая скорость срабатывания.

Пневматический инструмент. Пневмодвигатели применяются для привода различных *инструментов*: *дрелей*, *гайковёртов*, *отбойных молотков*, *шлифо-вальных* головок. Также *пневматический пресс*.

Подобный инструмент обеспечивает безопасность работы во *взрывоопасных* местах (со скоплением газа, угольной пыли), в среде с *повышенным содержанием влаги*.

Отбойный молоток — механический ручной инструмент ударного действия, предназначенный для разрыхления и раскалывания не очень крепких *материалов*, например: *осадочных горных пород*, *асфальта*, *бетонных* конструкций. Рабочим органом обычно является *металлическое долото* или *пика*.

Механизация инструмента заключается в воздействии на исполнительный орган серии *механических импульсов* от *бойка*, который приводится в движение каким либо *приводом*. *Частота* воздействия составляет 16…25 *Гц*. При сообщении зубилу ударного импульса со стороны бойковой части (затыльника) режущая кромка зубила воздействует на обрабатываемый материал, разрезая его или раскалывая.

По типу привода отбойные молотки подразделяются на:

- пневматические — с приводом сжатым воздухом от *компрессора*;
- электрические — работающие через преобразование электрической энергии в механическую;
- бензиновые — использующие *двигатель внутреннего сгорания*, встроенный в корпус молотка.

- *гидравлические* и пр.

Первый станковый вариант отбойного молотка был изобретён *инженером Жерменом Соммейе* в конце *1850*-х годов.

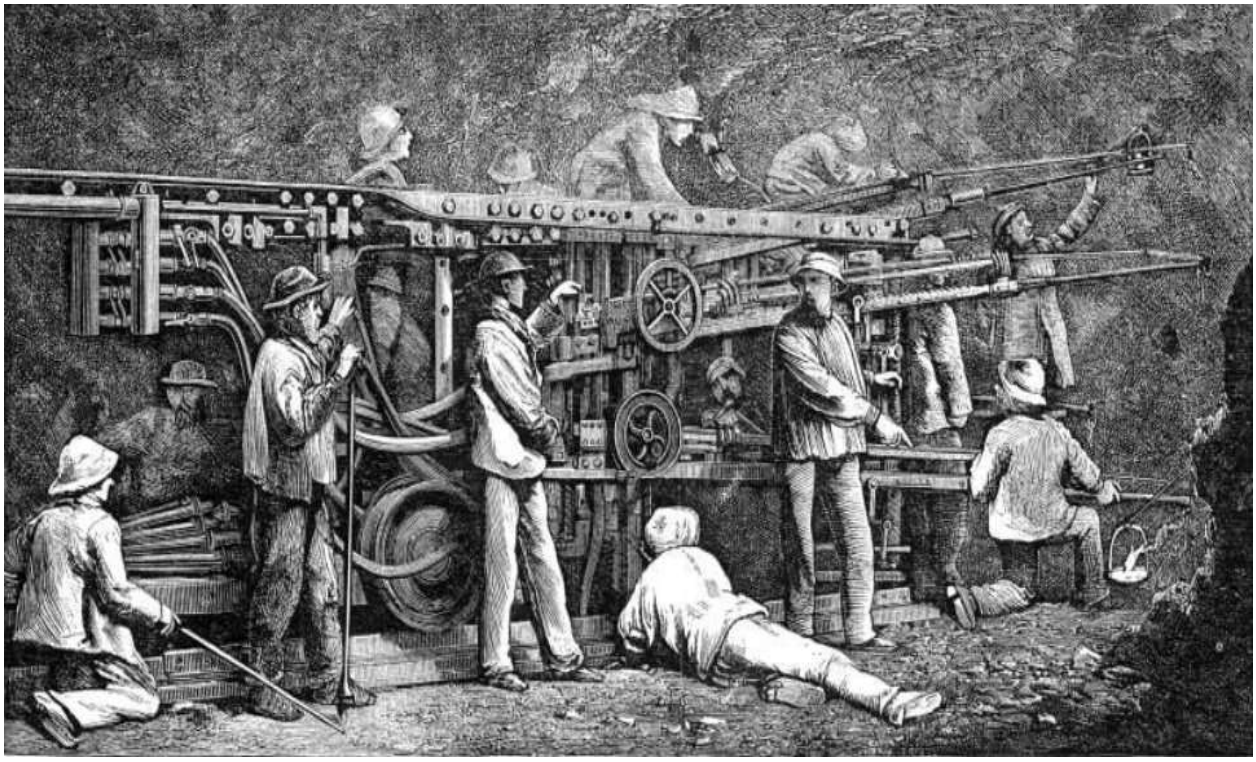


Рис.5.4. Пневматический отбойный молоток Соммейе

Первый отбойный молоток был изобретён в *1897 году* инженером Георгом Лейнером.

*30 января 1894*года в *Детройте* американец Чарльз Кинг запатентовал станковой пневматический перфоратор (отбойный молоток).

5.3.Установки объемного пневмоприводаосновные элементы систем пневмопривода

Установки с объемным пневмоприводом (ОПП) представляют собой системы, аналогичные гидравлическим, но использующие сжатый газ вместо жидкости. В состав ОПП входят: источники сжатого газа (компрессоры, ресиверы), исполнительные механизмы (пневмоцилиндры и пневмомоторы), устройства управления и регулирования (пневмоаппаратура и пневмоавтоматика), а также вспомогательное оборудование (системы подготовки газа, глушители, маслораспылители). Главное отличие ОПП от

гидропривода заключается в использовании газа в качестве рабочей среды, что обуславливает уникальные теоретические, технологические и эксплуатационные характеристики.

Движение газа в трубопроводах – сложный процесс, характеризующийся изменением скорости, плотности и температуры по длине. Однако, в протяженных трубопроводах температура и вязкость газа могут считаться постоянными. В этом случае, основным уравнением для расчета трубопроводов будет... (далее следует уравнение).

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho_{cp} g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}, \qquad (5.1)$$

где p_1, p_2 — давления на входе и выходе трубопровода, $\rho_{ср} = (\rho_1 + \rho_2)/2$ — средняя плотность газа; l, d — длина и диаметр трубы; v — средняя скорость течения, определяемая по массовому расходу: $v = 4Q_m/\rho_{ср} g \pi d^2$; λ — коэффициент линейных потерь, определяемый по универсальной формуле для турбулентного течения:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} \qquad (5.2)$$

Скорость газа в промышленных трубопроводах составляет 10…40м/с, что соответствует числам Рейнольдса $R_e = 10^4 \ldots 5 \cdot 10^4$; $\Delta = 0{,}1 \ldots 0{,}5$ мм. Если в трубопроводе имеются местные сопротивления с коэффициентами ζi , то расчет производится по эквивалентным длинам $l_{экв}$, определяемым по зависимости

$$l_{экв} = (\varsigma/\lambda)d \qquad (5.3)$$

Тогда общая расчетная длина трубы определяется как $L = l + \sum l_{экві}$. Значения эквивалентных длин для типовых технических гидросопротивлений (трубопроводной арматуры — вентилей, клапанов, задвижек, поворотов и др.) приведены в справочных данных.

5.4. Пневматические энергомашины

Пневматические энергомашины – это устройства, которые работают со сжатым газом, включая компрессоры (для сжатия газа) и пневмодвигатели (для использования энергии сжатого газа).

Компрессоры – это машины, которые сжимают газ и подают его под давлением. Они преобразуют энергию, поступающую от привода, в энергию сжатого газа.

Существует два основных типа компрессоров по принципу работы: **динамические** и **объемные**.

В **динамических (лопастных) компрессорах** газ получает энергию, проходя через каналы рабочего колеса. Лопасти колеса воздействуют на газ, заставляя его двигаться. В зависимости от направления движения газа относительно оси вращения, выделяют **осевые** и **центробежные** компрессоры. Они могут быть **одноступенчатыми** (с одним рабочим колесом, создают небольшое давление, до 2-3 атмосфер) или **многоступенчатыми** (с несколькими рабочими колесами, создают более высокое давление, до 10 МПа).

Объемные компрессоры – это **поршневые** (одно- и двухступенчатые) и **роторные** (пластинчатые и другие) компрессоры. Они обеспечивают подачу воздуха до 20 000 кубических метров в час и давление до 10 МПа.

Важно отметить, что при сжатии воздух в компрессоре нагревается (до 100 градусов Цельсия), и в таком виде его нельзя сразу использовать в пневмодвигателях. Поэтому перед использованием сжатый воздух необходимо подготовить: уменьшить пульсации давления, охладить, осушить и очистить от загрязнений. Для этого используются специальные системы подготовки воздуха, включающие различные устройства и элементы, которые обеспечивают требуемое качество газа.

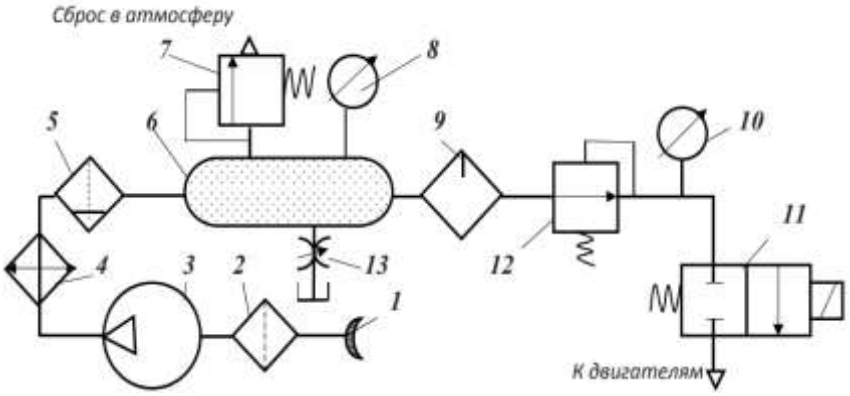


Рис. 5.5. Система подготовки воздуха в схемах пневмоприводов

Работа пневматической системы:

Воздух поступает в систему через воздухозаборник и очищается фильтром. Компрессор сжимает воздух, который затем охлаждается в теплообменнике до необходимой температуры. Влагоотделитель удаляет конденсат, образующийся при охлаждении. Сжатый и осушенный воздух накапливается в ресивере (воздухосборнике), который также стабилизирует давление, особенно в системах с поршневыми компрессорами. Предохранительный клапан ресивера предотвращает превышение допустимого давления, контролируемого электроконтактным манометром, который управляет работой компрессора. Распределитель направляет сжатый воздух к пневмодвигателям. Для обеспечения смазки подвижных частей, маслораспылитель добавляет в поток воздуха масляный туман, который оседает на деталях. Давление воздуха, поступающего в пневмосистему, контролируется манометром.

Особенности пневмоцилиндров:

В отличие от гидравлических цилиндров, пневмоцилиндры используют сжатый воздух, который обладает высокой сжимаемостью. Это приводит к накоплению энергии и, как следствие, к рывкам и ударам при движении. Поэтому пневмоцилиндры не всегда подходят для задач, требующих плавного перемещения, и могут нуждаться в дополнительных устройствах для торможения (например, пневмодемпферах). Однако, пневмоцилиндры,

особенно ударные, эффективны в операциях, где необходимо ударное воздействие, например, при штамповке.

Характеристики и типы пневмоцилиндров:

Пневмоцилиндры, используемые в технологическом оборудовании, имеют широкий диапазон характеристик:

- Диаметр поршня: от 2,5 до 320 мм.
- Длина хода: от 1 до 2000 мм.
- Скорость движения: от 0,02 до 1,5 м/с.
- Развиваемое усилие: от 2 до 50 000 Н.

Хотя основные типы пневмо- и гидроцилиндров схожи (одно- и двухштоковые, телескопические), в промышленном оборудовании также используются специальные конструкции пневмоцилиндров, такие как сдвоенные, с гибким штоком, мембранные и сильфонные.

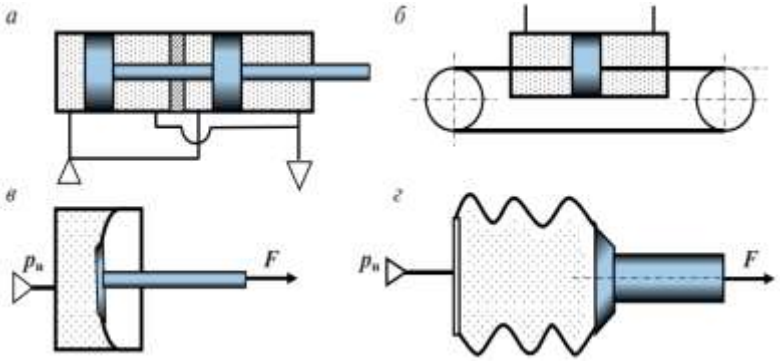


Рис. 5.6. Схемы пневмоцилиндров специальных конструкций

Если по ходу движения ПЦ необходимо останавливать и фиксировать в нескольких позициях, применяются многопозиционные ПЦ (пневматические позиционеры). Принципиальная схема такого аппарата дана на рис. 5.7.

Поршень зафиксирован и неподвижен, если силы справа и слева равны, что имеет место в случае равенства давлений в камерах «А» и «В». Это состояние и показано на рис. 7.3.

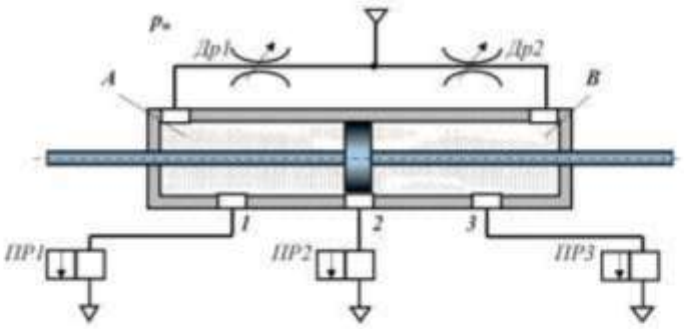


Рис. 5.7. Принципиальная схема трехпозиционного пневмоцилиндра

Ударный пневмоцилиндр. В операциях, где требуется ударное воздействие, применяют пневмоцилиндр, имеющий три рабочих полости (рис. 5.8).

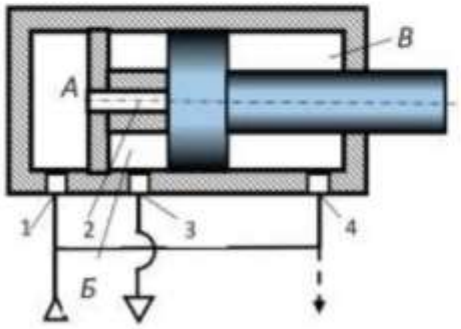


Рис. 5.8. Схема ударного пневмоцилиндра

Полость А, выполняющая роль ресивера, через канал 1 соединена с напорной линией. В исходном положении полость Б через канал 3 соединена с выхлопом, а полость В через канал 4 — с напорной линией. Поршень прижат к выступу камеры Б и не движется. При увеличении давления в камере А поршень наносит удар и сразу возвращается назад из-за высокого давления в камере В.

Пример 5.1 Рассмотрим простейшую схему подключения пневмоцилиндра к магистрали с давлением $p_н$ (рис. 5.9) и рассчитаем требуемые рабочие параметры. Дано: диаметр поршня цилиндра D = 125 мм; диаметр и длина воздуховода: d = 10 мм, l = 30 м, шероховатость трубы Δ = 0,01 мм; $\zeta_в$ = 4; $\zeta_р$= 18; общее усилие, которое должен создать поршень, равно F = 950 Н; давление $p_н$ = 50 кПа, температура воздуха 20 °С. Определить скорость поршня u.

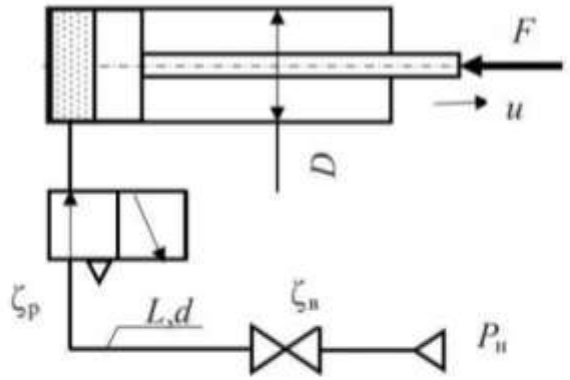


Рис. 5.9. Схема подключения пневмоцилиндра к магистрали

Решение: Скорость поршня находим из величины массового расхода газа, поступающего в цилиндр: $Q_m = \rho S u$, где ρ — плотность воздуха при данной температуре, S — площадь поршня. Рассчитаем эти параметры: из уравнения состояния при условии изотермического процесса ($k = 1$) находим:

$$\rho = p/RT = (p_{атм} + F/S)/RT = 177 \cdot 10^3/(287 \cdot 293) = 2{,}1 \text{ кг/м}^3;$$

где $S = \pi D^2/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}125^2/4 = 0{,}0123 \text{ м}^2$.

Массовый расход вычислим по закону истечения через трубопровод:

$$Q_m = \omega_{тр}\sqrt{\frac{p_н^2 - p^2}{RT[\zeta_{сист} - 2\ln(p/p_н)]}} \qquad (5.4)$$

где $\zeta_{сист} = \lambda\ (l/d) + \zeta_в + \zeta_р = 0{,}02\ (30/0{,}01) + 4 + 18 = 80{,}8$ — коэффициент сопротивления трубопроводной системы; $p = 177$ кПа — давление в цилиндре; коэффициент $\lambda = 0{,}11\ (\Delta/d)0{,}25 = 0{,}02$. Подставив полученные величины в исходную формулу, получим: $Q_m = 0{,}0138$ кг/с; $u = 0{,}535$ м/с.

Поворотные пневмодвигатели (ППД). Поворотные пневмодвигатели, как и гидравлические, обеспечивают возвратно-поворотное движение рабочих органов с угловой скоростью ω и создают крутящий момент $M_{кр}$. Они также подразделяются на *поступательно-поворотные*, преобразующие поступательное движение в поворотное, и *лопастные*. Для оценки стабильности режима работы пневмодвигателей используется *критерий инерционности* $K_{ин}$, определяемый:

- для двигателей поступательного движения:

$$K_{ин} = u\sqrt{m/Fs} \qquad (5.5)$$

где u, s — скорость движения и ход поршня; m — масса поршня и связанных с ним деталей; F — результирующая сила;

- для лопастных ППД (рис. 5.10, *б*):

$$K_{ин} = \omega_{ср}\sqrt{J} / \sqrt{M_{кр}\varphi} \qquad (5.6)$$

где $\omega_{ср}$ — средняя угловая скорость поворота лопасти; J — приведенный момент инерции масс деталей, присоединенных к двигателю; $M_{кр}$ — крутящий момент, создаваемый ППД; φ — угол поворота пластины.

Стабильность рабочего режима обеспечивается при условии:

$K_{ин} \le K_{пр}$, где $K_{пр}$ — предельное значение критерия. Режимы в диапазоне $0{,}25 < K_{ин} < 0{,}6$ являются переходными между равномерным и равноускоренным движением. Равноускоренное движение происходит в интервале $K_{ин} = 0{,}6–1{,}0$. Если $K_{ин} \le 0{,}25$, то характер движения можно считать установившимся. При этом предельное значение критерия инерционности для поршневых и поворотных пневмодвигателей одинаково.

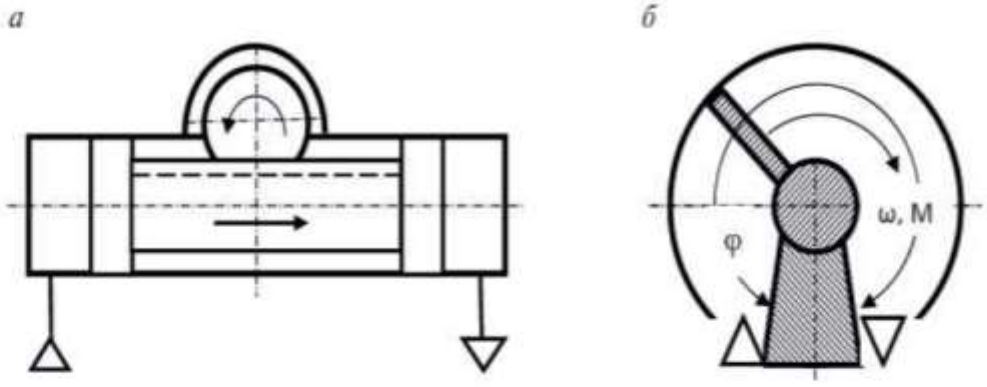


Рис. 5.10. Схемы поворотных пневмодвигателей: *а* — шестеренно-поршневой; *б* — лопастной

Пневмомоторы. Пневмодвигатели вращательного движения - пневмомоторы - это роторные машины, работающие на том же принципе, что и гидромоторы. Наиболее широко в пневмоприводах используются пластинчатые, турбинные и шестеренные машины. Их применяют для приводов сверлильных станков, лебедок, ручного пневмоинструмента и др.

5.5. Распределительно-направляющая пневмоаппаратура

Пневматические аппараты контролируют движение газа в системе, направляя его к нужным участкам и потребителям, перекрывая или меняя направление потока. Ключевыми элементами являются пневмораспределители, пневмоклапаны и запорные устройства.

По конструкции и принципу работы пневмораспределители схожи с гидравлическими, и теоретически гидрораспределитель можно использовать в пневмосистеме. Однако на практике это неэффективно из-за различий в свойствах рабочей среды (газ против жидкости), рабочих давлениях, типах уплотнений и смазки.

Пневмораспределители отличаются большим разнообразием конструкций (золотниковые, клапанные и т.д.) и способов управления (ручное, пневматическое, электромагнитное и т.д.).

Условные обозначения пневмораспределителей на схемах в основном совпадают с обозначениями гидравлических распределителей. Клапанные распределители, обеспечивающие лучшую герметичность, получили широкое распространение. Примеры обозначений пневмораспределителей (ПР) на схемах представлены на рисунке 5.11.

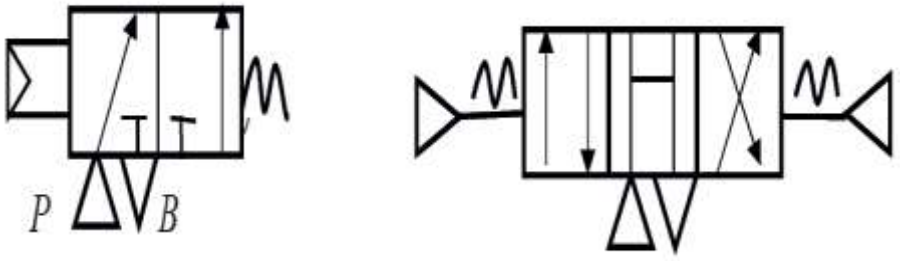


Рис. 5.11. Обозначения пневмораспределителей

Пневматические обратные клапаны (ПОК) аналогичны гидравлическим, но отличаются разнообразием конструктивных решений. Весьма широко применяются управляемые ОК (см. рис. 5.12), в которых проход газа в

обратном направлении открывается принудительно — механически или пневматически.

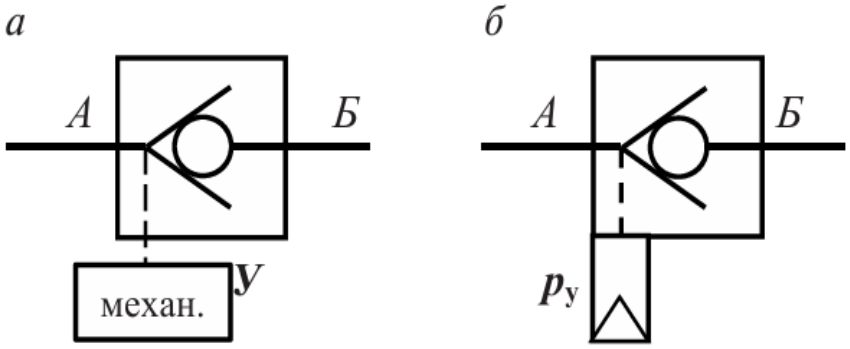


Рис. 5.12. Схемы управляемых ПОК: а- с механическим управлением б - с пневматическим управлением

На таком же принципе управления работают клапаны быстрого выхлопа. Они соединяют опорожняемую полость пневмодвигателя с атмосферой и разгружают машину от рабочего давления (рис. 5.13).

Происходит это следующим образом. По команде системы управления p_y пневмораспределитель 4 занимает позицию **«а»** и подключает нагне тательную линию к диафрагме А клапана. Для выполнения рабочего хода ПР 4 переводят в поз. **«б»;** сжатым воздухом клапан 2 отжимается и пропускает газ через канал Б в цилиндр 1.

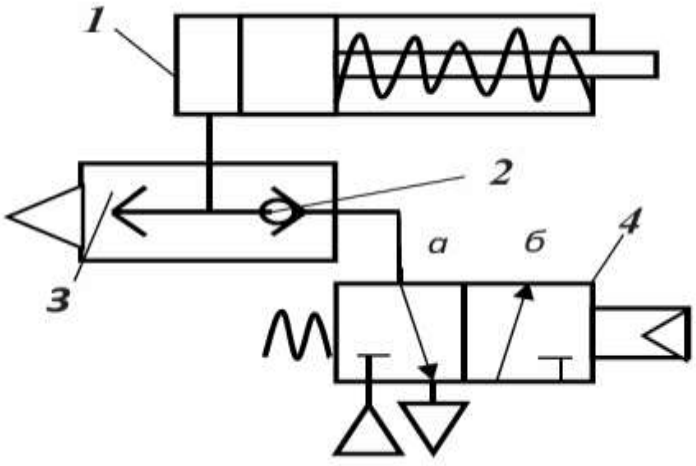


Рис. 5.13. Клапан быстрого выхлопа

Когда команда управления p_y снимается, то распределитель 4 занимает поз. «а», при этом линия давления p перекрывается и клапан 3 соединяется с атмосферой. Поршень возвращается в исходное положение.

5.6. Контрольно-регулирующая пневмоаппаратура

В данную категорию входят устройства, контролирующие объем (скорость) и давление газового потока. Регулировка расхода осуществляется пневматическими дросселями, которые изменяют площадь отверстия, через которое проходит газ. Существует множество конструкций дросселей, включая игольчатые, винтовые и диафрагменные.

Конструкция дросселей адаптируется к особенностям пневматических систем. Например, игольчатый пневмодроссель с обратным клапаном позволяет регулировать подачу газа только в одном направлении, обеспечивая свободный проход в обратном направлении.

В пневмоприводах часто используется тормозной пневмодроссель, который усиливает торможение двигателей в конце быстрых перемещений. Торможение обычно достигается путем механического воздействия на золотник.

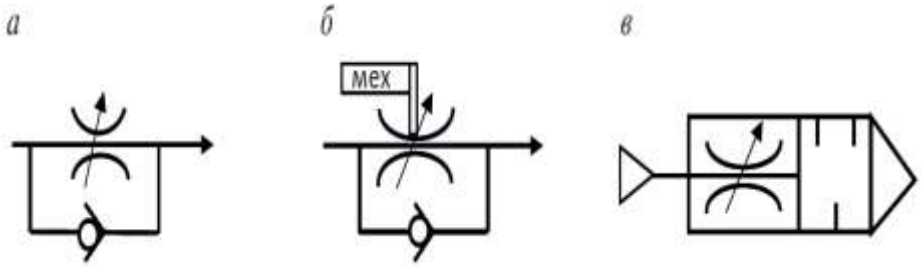


Рис. 5.14. Схемы пневматических дросселей.

Выброс сжатого газа в атмосферу неизбежно создает громкий шум, что противоречит экологическим требованиям и нормам безопасности эксплуатации. Для решения этой проблемы пневматические системы оснащаются шумоглушителями (см. рис. 5.14, в). В них сжатый воздух, проходя через дросселирующее устройство, попадает в камеру, где рассеивается сеткой. Это уменьшает скорость потока и, следовательно, снижает уровень шума.

Для контроля и поддержания необходимого давления используются предохранительные и редукционные клапаны (см. рис. 5.15). Принцип их работы уже обсуждался ранее. В качестве примера рассмотрим предохранительный клапан со встроенным глушителем (см. рис. 5.15, а). В случае, если давление в системе превышает установленный предел, клапан 1 открывается и выпускает избыточный сжатый воздух в атмосферу через глушитель 2, обеспечивая снижение уровня шума.

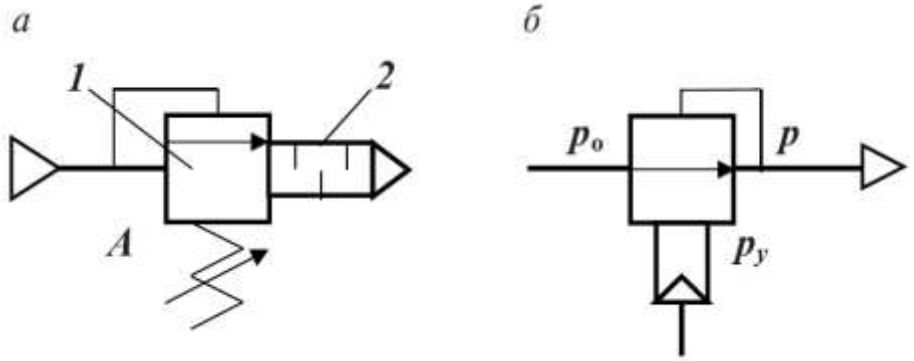


Рис. 5.15. Пневмоклапаны давления: *а* — предохранительный; *б* — редукционный

На рис. 5.15, *б* показан *редукционный клапан с дистанционным управлением.* Газ под давлением p_0 проходит корпус клапана с запорно-регулирующим элементом и выходит в линию с пониженным давлением p. Давление управления pу поддерживает необходимую разность $\Delta p = p_0 - p$.

5.7.Пневмогидравлические и пневмоэлектрические приводы

Пневмогидравлический привод — это комбинированный тип привода, в котором первоначальным видом энергии является давление сжатого воздуха (0,4…0,6 МПа). Управление приводом осуществляется двух ступенчатым пневмогидрораспределителем — ПГ-распределителем (см. рис. 5.16). Основной распределитель *2* управляется пневмоаппаратами *1* и *3*, которые подключены к распределителю *4* с электромагнитным управлением. В пневмогидравлических системах используются также *пневмогидравлические преобразователи* (ПГП) — мультипликаторы давления прямого (одинарного) и последовательного (двойного) действия. Наибольшее распространение получили ПГП прямого действия, как самые простые (рис. 5.16).

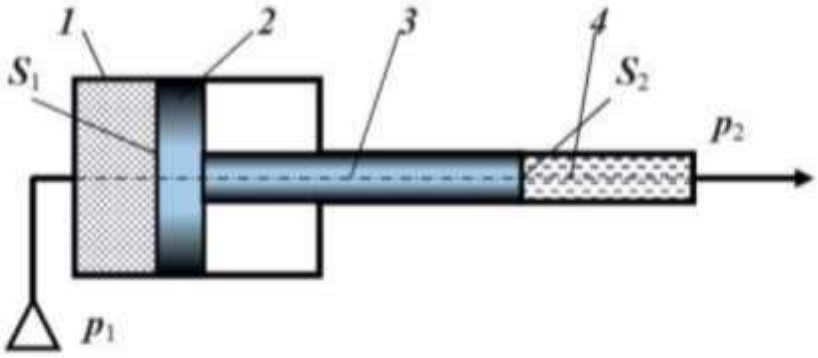


Рис. 5.16. Схема ПГП прямого действия

Пневмогидравлический преобразователь прямого действия состоит из пневмоцилиндра *1*, в котором перемещается поршень *2* со шток- плунжером *3*, и гидроцилиндра *4*. Давление *p*2, создаваемое в гидроцилиндре будет равно:

$$p_2 = K_{тр}\, p_1 (S_1/S_2) \qquad (5.7)$$

где $K_{тр}$ = 0,85…0,9 — коэффициент, учитывающий трение в уплотнениях.

Давления, создаваемые на выходе из ПГП (в гидролинии) *p*2, находятся в диапазоне 6…15 МПа. ПГП изготавливаются разных типоразмеров с расходами масла высокого давления 50, 100 и 200 см^3. Диаметры поршня и плунжера обычно находятся в пропорции 4/1 и равны: *D* = 120, 160, 200 мм; *d* = 30, 40, 50, 80 мм.

В ОПП часто используются двухступенчатые пневмогидрораспределители (рис. 5.17). В них: первая ступень *1* — ПР с пневматическим управлением, вторая *3* — ГР с электромагнитным управлением.

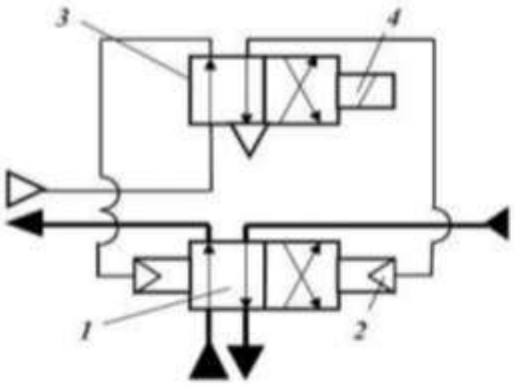


Рис. 5.17. Пневмогидравлический распределитель

Пневмоэлектрический привод – это система, в которой для выполнения работы используются пневматические устройства (например,

цилиндры), а управление этими устройствами осуществляется с помощью электрических и электронных компонентов. Такие системы часто применяются в промышленных роботах.

Пример пневмоэлектрического привода робота:

На рисунке 5.18 показана схема привода, где два двигателя работают параллельно. Электрический двигатель (1) через редуктор (2) вращает колесо (3), которое приводит в движение зубчатую рейку (4). Рейка соединена со штоком пневмоцилиндра (5). Управление цилиндром осуществляется распределителем (6) с электронной системой управления (7).

Принцип работы:

Система управления (СУ) отслеживает ток, потребляемый электродвигателем. Если ток увеличивается, распределитель (6) открывается больше, увеличивая давление и расход воздуха. Это приводит к более быстрому перемещению штока цилиндра (5) и рейки (4), тем самым снижая нагрузку на электродвигатель (1). Если шток движется слишком быстро, происходит торможение: меняется направление тока в двигателе, и система управления дает команду на закрытие распределителя (6), замедляя движение поршня.

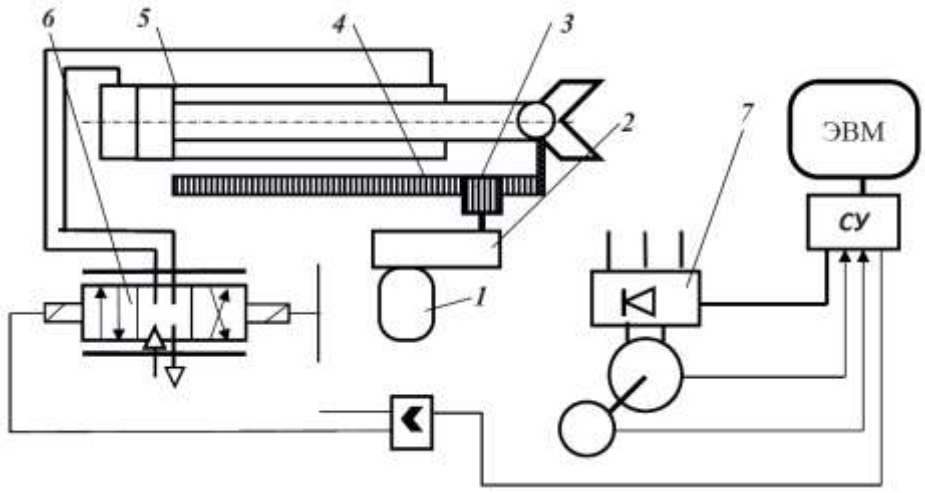
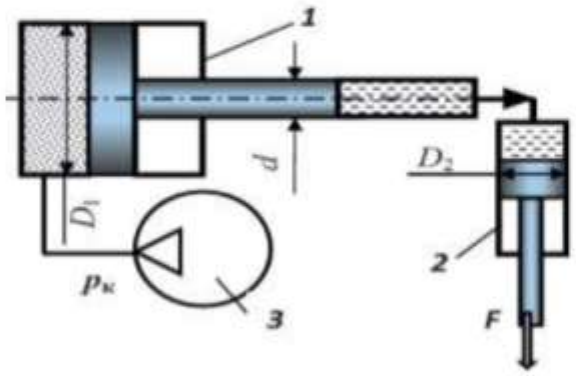


Рис. 5.18. Схема установки пневмоэлектрического привода

Пример 5.2

Пневмогидравлический усилитель *1* питает вертикальный пресс *2* на усилие сжатия F = 400 кН. Давление компрессора *3* равно pк = 400 кПа, диаметр D_1 = 500 мм.

Какой диаметр штока d должен иметь усилитель *1*, если диаметр D_2 = 200 мм?



Расчеты.

1. Из усилия сжатия находим необходимое давление в камере ГЦ *2*:

$p = F/(\pi D_2^2/4) = 400 \cdot 10^3/(3{,}14 \cdot 0{,}2^2/4) = 12{,}74$ МПа.

2. Усилие, создаваемое на штоке поршня ГЦ *1*, определится как

$F_o = p\,(\pi d^2/4) = p_к\,(\pi D_1^2/4)$, откуда значение диаметра штока будет равно:

$$d = D_1\sqrt{p_к / p} = 0{,}5\sqrt{400/12{,}74 \cdot 10^3} = 177{,}2 \cdot 0{,}5 = 88{,}6 \text{ мм}$$

или по ГОСТу принимаем d = 80 мм.

Управление циклами в установках пневмопривода

Установки пневмоприводов обычно являются автоматизированными, реализующими определенные рабочие циклы. По характеру управления и типу функционально-операционной схемы УПП подразделяются на установки:

· с контролем и регулированием по координате рабочего органа;

· с контролем и регулированием по давлению (нагрузке);

· с контролем по выдержке во времени.

Управление УПП по координате рабочего органа. Этот вид управления обычно осуществляется путем использования пневмоаппаратов в качестве путевых или конечных выключателей.

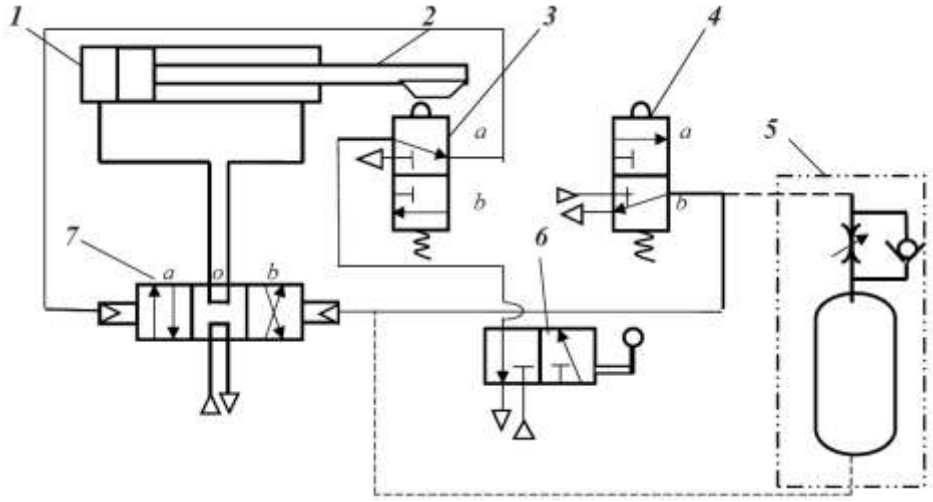


Рис. 5.19. Схема УПП с управлением по координате рабочего органа

Описание пневматической системы (Рис. 5.19):

На схеме пневмопривода (рис. 5.19) концевые выключатели реализованы с помощью пневмораспределителей 3 и 4, имеющих три порта и два положения (3/2) с механическим управлением. Изначально, когда шток цилиндра 2 находится в исходном положении, выступ на штоке воздействует на распределитель 3, удерживая его в положении "a".

При активации переключателя 6, сжатый воздух поступает к пневмораспределителю 7, который переключается в положение "b". Это приводит к подаче воздуха в силовой цилиндр 1, вызывая выдвижение штока. При этом распределитель 3 освобождается от воздействия выступа. Выдвижение штока продолжается до тех пор, пока выступ не нажмет на распределитель 4, что инициирует обратный ход поршня. Для реализации задержки времени в крайнем правом положении штока в схему добавляется клапан выдержки времени 5.

Реализация двухскоростных циклов (Рис. 5.20):

В пневматических системах двухскоростные циклы также реализуются путем переключения скорости с использованием концевых выключателей и электромагнитных клапанов. На схеме (рис. 5.20) изменение скорости поршня

4 происходит, когда выступ на штоке нажимает на распределитель 3, переводя его в положение "а".

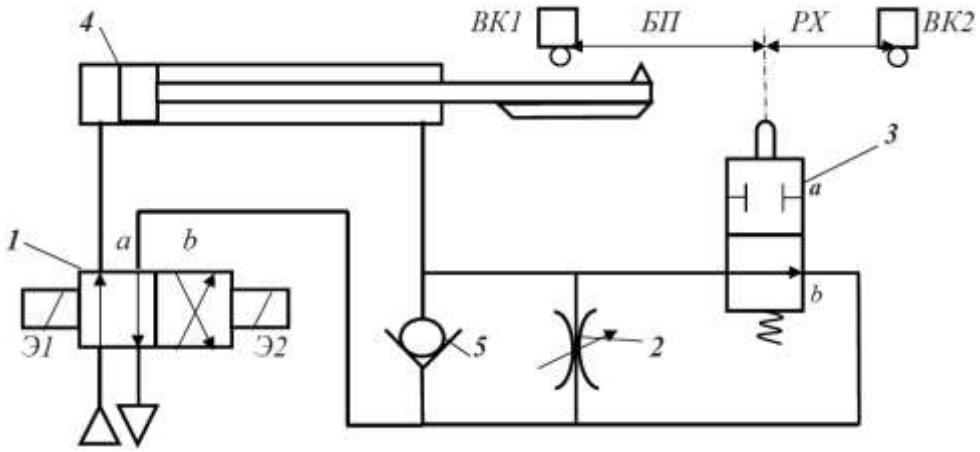


Рис. 5.20. Схема УПП с двухскоростным циклом

Быстрый подвод поршня производится при полной подаче из линии нагнетания, рабочий ход — при выходе газа из штоковой полости через дроссель *2*. Главный распределитель *1* при этом находится в поз. ≪*а*≫; при переводе его с помощью электромагнита *Э2* в поз. ≪*б*≫ осуществляется обратный ход поршня.

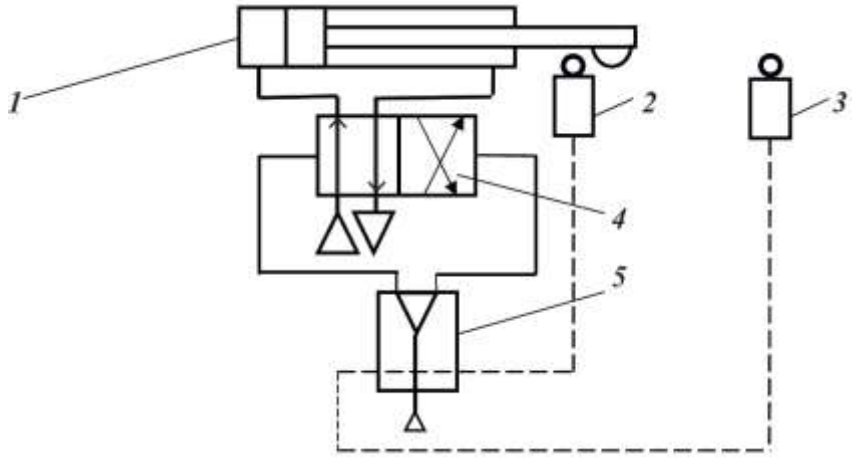


Рис. 5.21. Схема УПП с триггером

Схема управления пневмоприводом с запоминанием состояния:

В схеме, представленной на рисунке 5.21, используется триггер (элемент памяти 5) для фиксации сигналов, поступающих от переключателей 2 и 3. Это позволяет распределителю 4 оставаться в заданном положении, а рабочее давление в цилиндре 1 – поддерживаться на протяжении всей фазы цикла. Триггер, таким образом, "запоминает" состояние системы.

Управление пневмоприводом по давлению:

Управление "по давлению" применяется, когда:

- Необходимо изменить направление движения рабочего органа при достижении определенного давления в системе (например, в прессах или зажимных устройствах).
- Управление "по координате" невозможно из-за очень малого хода исполнительного механизма.
- Длина хода исполнительного механизма варьируется в зависимости от выполняемой операции.

В таких схемах используются клапаны давления и реле давления, часто в комбинации с реле времени. Рисунок 5.22 демонстрирует схему управления пневмоприводом по давлению с использованием клапана последовательности.

Описание схемы управления по давлению (рис. 5.22):

Схема состоит из пневмоцилиндра 1, концевого переключателя 2, пускателя с ручным управлением 3, главного распределителя с пневматическим управлением 4 и клапана последовательности 5. Клапан последовательности 5 подключен к обеим полостям пневмоцилиндра 1 и активируется при достижении определенной разницы давлений между ними. При срабатывании клапана последовательности происходит переключение распределителя 4, что приводит к изменению направления движения поршня. Концевой переключатель 2 фиксирует поршень в начальном положении.

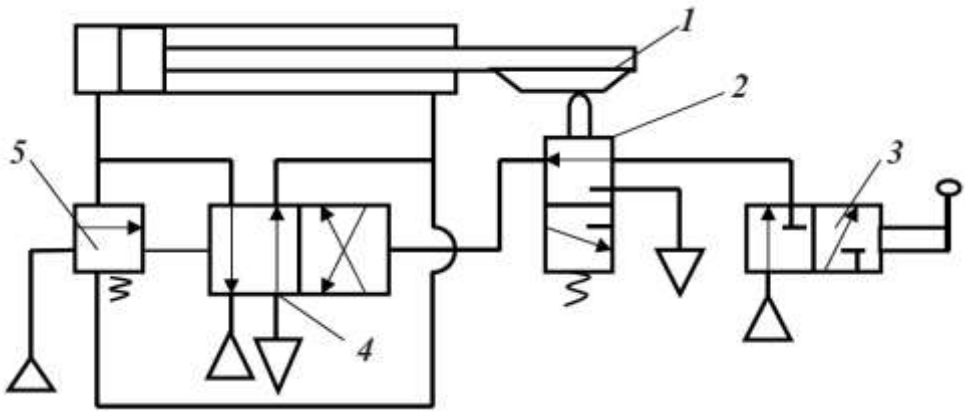


Рис. 5.22. Схема УПП с управлением ≪по давлению≫

Управление по давлению в зажимных устройствах. Цель данной установки — это поддержание необходимого давления в рабочей полости пневмодвигателя и обеспечение нужного усилия прижатия деталей. На рис. 5.23 показана схема УПП, управляемой по давлению с помощью двух клапанов *1* и *3*, подключенных к поршневой и штоковой полостям цилиндра *2.*

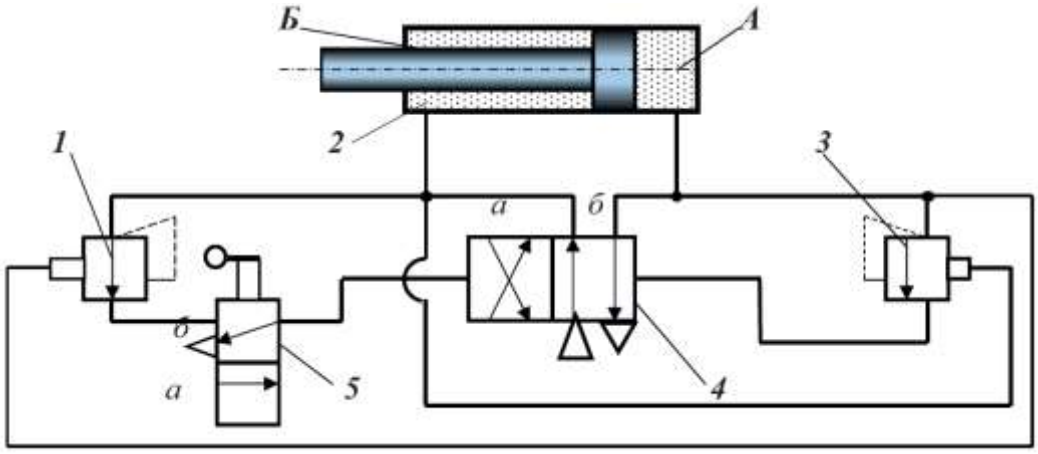


Рис. 5.23. Схема УПП, управляемой по давлению

Первая часть (описание работы схемы):

Когда распределитель 5 переключается в положение "а", давление в штоковой полости цилиндра растет. Как только это давление достигает определенного уровня, клапан 1 открывается и отправляет сигнал управления на главный распределитель 4. Распределитель 4 переходит в положение "а", направляя сжатый воздух в полость А цилиндра. Этот процесс продолжается до тех пор, пока давление в полости А не достигнет заданного значения. В этот момент клапан 3 открывается, посылая импульс давления в правую часть распределителя 4, возвращая его в исходное положение.

Вторая часть (описание схемы управления с временной задержкой):

В некоторых пневматических схемах управления (УПП) требуется задержка между сигналами переключения. Примером такой схемы является схема, включающая: пусковой тумблер 3, главный распределитель 2, пневмоцилиндр с пружинным возвратом 1, дроссель с обратным клапаном 4 и двухпозиционный двухлинейный распределитель 5. Эта схема позволяет реализовать управление с контролем времени выдержки.

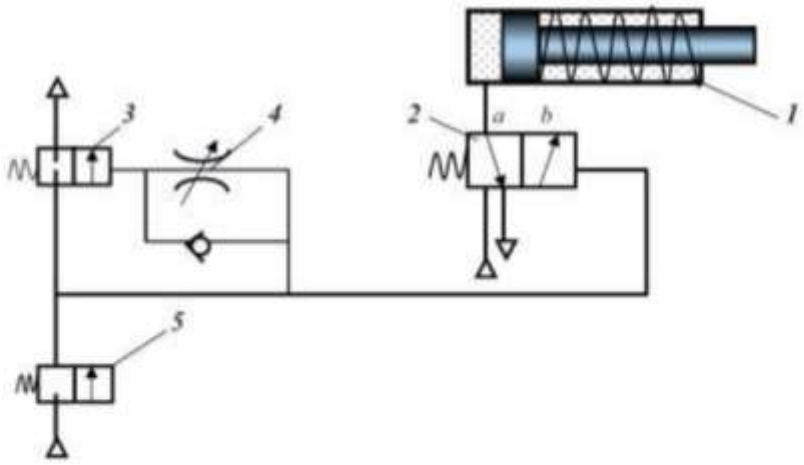


Рис. 5.24. Схема УПП с управлением по времени выдержки

При включении тумблера в поз. ≪*a*≫ сигнал поступает к распределителю *2*, переключающемуся в поз. ≪*a*≫, и газ подается в цилиндр: поршень перемещается вправо и находится в крайнем положении в течение времени заполнения газом полости управления распределителя *5* через дроссель *4*. Этот интервал времени и определяет продолжительность выдержки.

5.8.Расчеты и проектирование элементов и схем УПП

Рассмотрим особенности расчета рабочих параметров силовых элементов установок пневмопривода, а также основные принципы их компоновки и проектирования.

Расчет рабочих характеристик пневмодвигателей. Особенности измене-ния рабочих параметров пневматических двигателей рассмотрим на примере пневмоцилиндра одностороннего действия с пружинным возвратом (рис. 5.25). При расчете определяются усилия на штоке при движении и торможении, устанавливаются закономерности движения поршня во времени при выполнении рабочего цикла при прямом и обратном ходах.

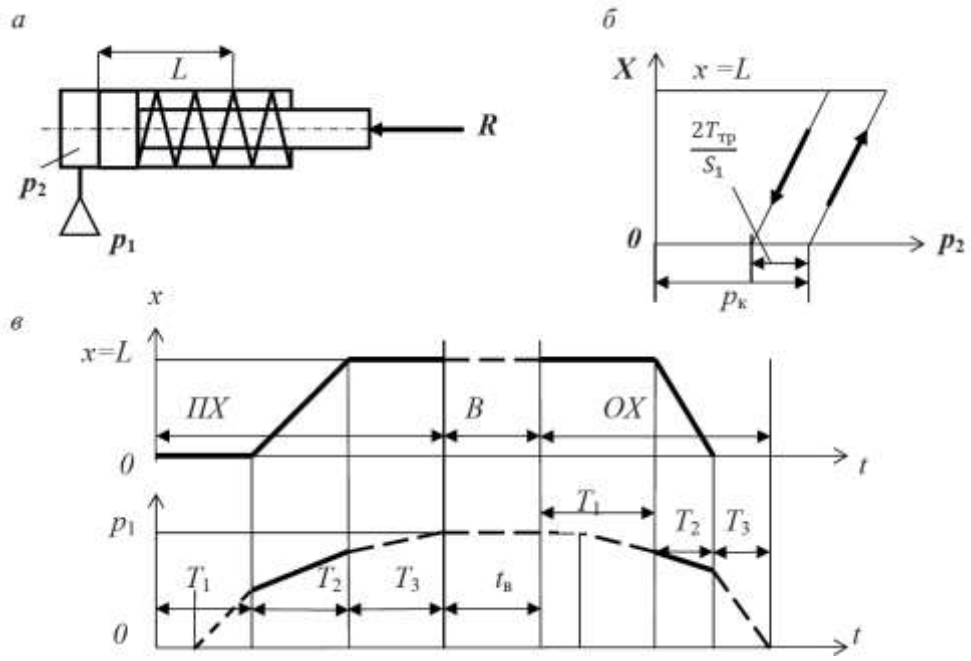


Рис. 5.25. К расчету пневматического цилиндра

При срабатывании управляющего распределителя *2* (см. рис. 5.24.) газ поступает в поршневую полость цилиндра под давлением p_1; в камере давление становится равным p_2 из-за расширения в переменном объеме полости. Баланс сил, действующих на шток, запишется (для рабочего хода) как

$$(p_2 - p_a)\, S_1 = F_{по} + c_п \Delta x + R + T_{тр} \qquad (5.8)$$

где p_a — атмосферное (барометрическое) давление; S_1 — площадь поршня; $F_{по}$ — сила начального сжатия пружины; $c_п$, Δx — жесткость и смещение пружины; R — усилие внешней нагрузки; $T_{тр}$ — сила трения в уплотнениях.

Время от момента подачи сигнала на пусковое устройство до начала движения поршня (T_1) называется подготовительным периодом. Он состоит из времени открытия распределителя (t_o) и времени нарастания давления (t_p) в камере до значения p_2, необходимого для преодоления сил сопротивления и начала движения поршня. Поскольку время открытия распределителя значительно меньше времени нарастания давления ($t_o << t_p$), можно считать, что подготовительный период приблизительно равен времени нарастания давления (tp ≈ T1).

$$T_{пх} = T_1 + T_2 + T_3 \qquad (5.9)$$

Время прямого хода поршня (см. рис. 5.25, в) определяется уравнением (5.9).

После завершения прямого хода и выдержки времени (tв), управляющее устройство открывает выпускное отверстие, соединяя цилиндр с атмосферой. Под действием пружины поршень начинает двигаться в обратном направлении, вытесняя газ из цилиндра через распределитель. Процесс обратного хода аналогичен прямому и может быть разбит на схожие временные интервалы.

Упрощающие допущения для расчета:

Для упрощения анализа процесса движения поршня принимаются следующие допущения:

- Температура газа во всех частях системы и на протяжении всего цикла работы привода остается постоянной.
- Процесс течения газа через дроссели и элементы пневматической системы считается адиабатическим из-за высокой скорости потока и малых размеров каналов. Коэффициенты расхода (μ) считаются постоянными.
- Давления p_1 (давление источника) и p_a (атмосферное давление) считаются постоянными. Давление p_2 определяет режим истечения газа (докритический или сверхкритический).
- Время заполнения поршневой полости до начала движения поршня рассчитывается по формулам заполнения замкнутого объема (V_o = *const*).Обозначим $\pi = p_2/p_1$; тогда для сверхкритического истечения ($\pi_1 < 0{,}528$) время до начала движения будет равно:

$$T_1 = \frac{V_o}{\mu_o \omega_o}(\pi_1 - \pi_2)\sqrt{\frac{2}{RT}} \qquad (5.10)$$

где V_o — начальный объем поршневой полости при $x = 0$; ω_o — площадь проходного сечения для газа; $\pi_2 = p_1/p_2 \geq 0{,}528$ — для докритического течения; R, T — газовая постоянная и абсолютная температура газа в камере. Давление газа в камере, при котором начнется движение поршня, равно:

$$p_{кам} = (F_п + R + T_{тр})/S_1, \qquad (5.11)$$

Рабочий ход поршня происходит при переменном объеме камеры, заполняемой газом, причем одновременно изменяется и сила воздействия пружины, а при ускоренном движении появляются силы инерции и торможения. Тогда баланс сил, действующих на поршень, запишется, как

$$(p_2 - p_a)S_1 = m\ddot{x} + \beta\dot{x} + c_{пр}x + (F_п + R + T_{тр}) \qquad (5.12)$$

В уравнении состояния газа в полости нужно учитывать изменение объема. Тогда изменение массы газа в поршневой полости с течением времени получается с учетом массового расхода газа, а изменение объема полости рассчитывается по уравнению:

$$\frac{RT}{S_1}Q_m = \left(\frac{V_o}{S_1} + x\right)\frac{dp_1}{dt} + p_2\frac{dx}{dt} \qquad (5.13)$$

При совместном решении двух последних уравнений (5.12) и (5.13), кроме времени T_2 движения поршня, можно определить и характер изменения давления в камере при перемещении поршня.

На заключительном этапе время изменения давления от достигнутого в конце хода поршня до p_1 или давления до момента начала обратного хода T_3 рассчитывается так же, как на подготовительном этапе. За начальные условия принимают параметры, соответствующие концу фазы перемещения поршня. Так, начальный объем принимается равным $V_o + LS_1$, а за начальное давление можно принять давление в рабочей камере цилиндра, которое будет достигнуто в момент времени, когда $x = L$.

При обратном ходе поршня рабочая полость превращается в емкость с противодавлением, которая через управляющее устройство соединяется с

линией выхлопа. Время $T_{1пд}$, в течение которого давление в полости противодавления падает до значения, при котором начинается движение поршня в обратном направлении, определяют по формуле при сверхкритическом режиме истечения, когда $\pi_1 = p_a/p_1$:

$$T_{1пд} = \frac{V_0 + LS_1}{\mu_0 \omega_0} \ln\left(\frac{1}{\pi_1} - \frac{1}{\pi_2}\right)\sqrt{\frac{2}{RT}} \qquad (5.14)$$

Уравнение изменения давления в полости опорожнения выводят аналогично, как и для полости наполнения. С учетом нового исходного положения поршня и изменения направления движения его можно записать как

$$-\frac{RT}{S_1} Q_m = \left(\frac{V_0}{S_1} + L - x\right) - p_2 \frac{dx}{dt} \qquad (5.15)$$

Знак минус в левой части означает, что расход из полости приводит к умень-шению количества газа в ней.

Расчет следящего гидропневмопривода. Следящие гидропневмоприводы используются для обеспечения определенного закона изменения скорости. На рис. 5.26 дана упрощенная схема гидропневмопривода управления скоростью оплавления электрода в сварочной машине; для обеспечения высокого качества сварных соединений скорость подачи электрода и оплавления должна поддерживаться постоянной. Схема включает пневмоцилиндр *2* и гидроцилиндр *3*, общий шток которых соединен с подвижной плитой *1* с укрепленной на ней рейкой *5*. Угол наклона рейки связан с величиной открытия дросселя. В процессе оплавления жидкость перетекает через дроссель *4* из одной полости цилиндра *3* в другую. Определим скорость перемещения поршня цилиндра *3* в процессе оплавления электрода, для чего запишем уравнение расхода:

$$uS_п = Q_0 + k_д x. \qquad (5.16)$$

где u, $S_п$ — скорость и эффективная площадь поршня *3*; Q_0 — расход газа через дроссель *4*, находящийся в исходном положении; $k_д$ — коэффициент

возрастания расхода через дроссель при перемещении поршня; x — перемещение поршня в процессе оплавления электрода.

Выражение для скорости поршня будет:

$$u = \frac{Q_0}{S} + \frac{k_д x}{S} = u_0 + \frac{k_д x}{S} \qquad (5.17)$$

где u_0 — начальная скорость поршня.

Выразив $u = dx/dt$, получаем основное уравнение:

$$u_0 = \frac{dx}{dt} - \frac{k_д}{S} x \qquad (5.18)$$

Выражение (5.18) представляет собой неоднородное линейное дифференциальное уравнение, решением которого является общее решение однородного линейного уравнения плюс частное решение неоднородного уравнения.

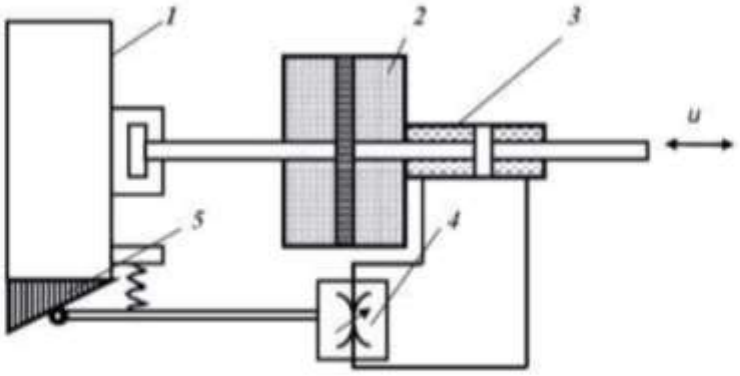


Рис. 5.26. Схема следящего гидропневмопривода

Найдем решение однородного уравнения (при $u_0 = 0$):

$$\frac{dx}{dt} - \frac{k_д}{S} x = 0$$

и, разделив переменные $dx/dt = k_д/S\,dt$, после интегрирования получаем:

$$\ln x = \frac{k_д}{S} t + C; \quad x = Ce^{(k_д t/S)} \qquad (5.19)$$

Очевидно, что частным решением исходного уравнения может быть выражение: $x = -u_0 S/k_д$. Тогда общее решение его будет:

$$x = Ce^{(k_д t/S)} - \frac{u_0}{k_д} S. \qquad (5.20)$$

При $t = 0$ и $x = 0$ $C = u_o S/k_д$. Тогда

$$x = \frac{u_o S}{k_д}(e^{(k_д t/S)} - 1) \qquad (5.21)$$

а скорость оплавления будет изменяться по показательному закону вида

$$u = u_o e^{(k_д t/S)}. \qquad (5.22)$$

О движении поршня при горизонтальном положении рейки:

Из уравнения (5.22) следует, что когда рейка находится в горизонтальном положении ($k_\partial = 0$), скорость поршня остается постоянной и равняется его начальной скорости (u_o). Предел функции, описанный в уравнении (5.21), показывает, что перемещение поршня (x) линейно зависит от времени (t) и определяется как $\boldsymbol{x = u_o t}$. Это означает, что при горизонтальном положении рейки привод обеспечивает равномерное движение поршня.

Общие сведения об установках пневмопривода (УПП):

Пневмоприводы, используемые в транспортно-технологических машинах, как и любые другие приводы, предназначены для передачи энергии от источника к рабочему органу машины (например, инструменту, колесам или подъемнику). Любая установка пневмопривода состоит из двух основных частей:

- **Энергосиловая подсистема:** отвечает за процессы, связанные с энергией, включая ее преобразование и передачу.
- **Управляющая подсистема:** выполняет функции управления, контроля, регулирования, логические операции и вычисления.

Различные компоненты УПП относятся к той или иной подсистеме в зависимости от их функционального назначения.

5.9.Энергосиловое оборудование УПП

Основным элементом энергосиловой подсистемы является система подготовки рабочего газа, которая включает в себя: компрессоры, фильтры, осушители воздуха, маслораспылители и ресиверы (см. рис. 5.18).

Компрессорные установки:

Компрессорные установки являются источником сжатого воздуха, который используется в качестве рабочего тела в пневмосистемах. Они могут быть стационарными (расположенными в отдельном помещении) или передвижными (установленными на транспортном средстве). Компрессорные установки могут быть централизованными (питающими несколько потребителей) или индивидуальными (обеспечивающими одного потребителя, например, тормозную систему автомобиля (см. рис. 5.17)).

В состав компрессорной установки входят: компрессор, устройства контроля и регулирования, а также оборудование для обработки воздуха.

Фильтрация воздуха:

Воздух, забираемый компрессором из окружающей среды, содержит пыль и абразивные частицы, которые могут вызвать износ деталей компрессора. Поэтому на входе в компрессор устанавливаются фильтры для очистки воздуха. В качестве фильтрующих элементов используются сетки или ткани, которые необходимо регулярно заменять по мере загрязнения. Установка фильтров является обязательным требованием техники безопасности.

Охлаждение и осушка воздуха:

После сжатия воздух нагревается и пропускается через охладитель (воздушно-радиаторный или водяной), который обычно входит в комплект компрессорного агрегата. Охлаждение приводит к конденсации водяного пара и паров масла, используемого для смазки компрессора. Для удаления влаги из воздуха используются специальные осушители, оборудованные штуцером для слива конденсата.

Рекомендуется использовать влагоотделители с автоматическим отводом конденсата, чтобы предотвратить попадание влаги в пневмосистему.

Удаление масла:

Наибольшую сложность представляет удаление из воздуха компрессорного масла, которое находится в нем в виде аэрозоля с очень мелкими частицами (0,01…1 мкм).

Для удаления влаги из сжатого воздуха используется химический осушитель. В нем воздух пропускается через адсорбент (активированный уголь, силикагель или оксид алюминия), который поглощает аэрозольные частицы. Осушенный воздух затем поступает в ресивер, выполняющий следующие задачи:

- Создание запаса сжатого воздуха для компенсации пиковых нагрузок.
- Сглаживание пульсаций, возникающих при работе поршневых компрессоров или при неравномерном потреблении воздуха.
- Отделение конденсата, образующегося при расширении воздуха.

Объем ресивера подбирается в зависимости от режима работы компрессора и должен быть не меньше половины объема воздуха, который компрессор всасывает за минуту. Для контроля и безопасной работы ресивер оснащается манометром, предохранительным клапаном и устройством для удаления конденсата. Отбор сжатого воздуха осуществляется из верхней части ресивера, чтобы избежать попадания конденсата в систему. Большие ресиверы имеют люки для периодической очистки.

Из ресивера сжатый воздух поступает в две линии пневмосистемы: силовую и линию управления.

Силовая линия, работающая под давлением 0,5-0,6 МПа, обеспечивает питание пневмодвигателей, выполняющих различные операции (подъем, прессование, зажим и т.д.). В этой линии воздух проходит через маслораспылитель, который добавляет в поток масляный туман для смазки движущихся частей пневмодвигателей. Наиболее распространены

эжекторные распылители, в которых масло подается за счет разницы давлений.

Для небольших потребителей могут использоваться другие типы распылителей, в том числе одноразовые.

Для подачи масла на расстояние до 30 метров применяются распылители двухступенчатого типа. В них распыленное масло сначала попадает в промежуточную емкость, откуда в выходной канал поступают только частицы определенного размера (не менее 3 мкм). Такие распылители обычно используются в сложных пневмосистемах с большим количеством потребителей.

Маслораспылители:

- Выбор маслораспылителя основывается на четырёх ключевых параметрах: номинальный расход (объём масла, распыляемый за единицу времени), рабочее давление, вместимость масляного резервуара и габариты устройства.
- Тип и требуемый расход масла (обычно минерального с вязкостью до 35 сСт при 50°С и расходом 1-10 капель на кубический метр сжатого воздуха) указываются в инструкции по эксплуатации конкретного оборудования.
- Маслораспылители устанавливаются в линию подготовки воздуха после фильтров-влагоотделителей и редукционных клапанов, образуя единый блок.
- Если требуется подача масла для внешней смазки (например, для приводов), перед маслораспылителем устанавливается модуль отвода масла.

Глушители и шум пневмосистем:

- Отработанный воздух из пневмодвигателей выпускается в атмосферу через глушитель, который снижает шум, возникающий при работе двигателя.
- Шум в пневмосистемах бывает двух видов: механический и аэродинамический.

- Механический шум возникает из-за ударов движущихся частей (например, поршня о крышку цилиндра) и вибрации. Обычно он не требует специальных мер по снижению, так как не превышает шум другого оборудования.
- Аэродинамический шум, возникающий при выхлопе сжатого воздуха, значительно сильнее механического. В системах высокого давления скорость выходящего воздуха близка к скорости звука, а интенсивность шума пропорциональна скорости в высокой степени. Уровень шума может достигать 95-120 дБ, что вредно для здоровья.
- Для снижения аэродинамического шума используются активные глушители, в которых поток воздуха проходит через пористые материалы, теряя скорость. Однако такие глушители могут пропускать частицы масла из маслораспылителей, загрязняя воздух и представляя опасность для здоровья.

Контроль и регулирование давления:

- Воздух из ресивера подается также к устройствам контроля и регулирования.
- Для поддержания низкого давления (0,05-0,2 МПа) в линиях управления используются редукционные клапаны, которые понижают давление из магистрали и поддерживают его стабильным. Это необходимо для обеспечения стабильности параметров газа, зависящих от температуры и давления.

В пневматических системах сжатый воздух транспортируется по трубопроводам, конструкция и материал которых подбираются в зависимости от рабочего давления. На схемах пневмоприводов, как на монтажных, так и на принципиальных, рядом с условными обозначениями труб указываются буквенно-цифровые коды, содержащие информацию о материале и диаметре конкретного участка трубопровода.

Для магистральных трубопроводов высокого давления обычно используются металлические трубы: стальные, алюминиевые, медные, латунные или из сплавов. Медные трубы и трубы из сплавов отличаются

гибкостью и удобны для коротких участков со сложной геометрией, особенно при небольших диаметрах (до 20-25 мм). Трубы между пневматическими устройствами следует прокладывать по возможности кратчайшим путем, избегая лишних изгибов и пересечений. При монтаже металлических труб необходимо учитывать температурное расширение, особенно при значительных перепадах температур (менее 30°С для стали и более 20°С для меди). Повороты труб (колена) служат компенсаторами температурных изменений.

При монтаже трубопроводов важно обеспечить не только прочность и герметичность соединений, но и возможность их продувки, просушки и удаления влаги и загрязнений. Для этого в трубопроводах предусматриваются сервисные участки длиной не менее 0,25 м с фланцами на концах. Эти участки удобно располагать в местах, где наиболее вероятно скопление масляных отложений, а также на труднопромываемых участках (вертикальных и в местах замедления потока воздуха). Первый сервисный участок располагается у компрессора, второй – на расстоянии 5-7 м от него, а последующие – через каждые 10-15 м. Для предотвращения скопления воды и загрязнений магистральные трубопроводы рекомендуется прокладывать с небольшим уклоном (1-3°) в направлении движения воздуха. Отводы от магистрали лучше делать сверху, чтобы избежать попадания конденсата в пневмодвигатели.

Для обеспечения стабильного и бесперебойного газоснабжения потребителей, основные газопроводы часто проектируют в виде замкнутых систем (колец). Такое решение позволяет снизить потери энергии и проводить ремонтные работы на отдельных участках без полного отключения подачи газа.

При прокладке кольцевых газопроводов необходимо избегать создания низин и углублений, где могут скапливаться конденсат, масло и другие загрязнения. Если избежать этого не удается, в самых низких точках устанавливают специальные устройства для сбора и удаления этих загрязнений.

Для изготовления труб большого диаметра, используемых в магистральных газопроводах, применяют углеродистую сталь. Чтобы предотвратить коррозию, стальные трубы покрывают защитным слоем цинка, меди или другого антикоррозийного материала. Трубы из пластмассы, латуни и меди, как правило, не нуждаются в дополнительной антикоррозийной защите.

Гибкие трубопроводы (шланги и рукава) используют для подвода газа к подвижным механизмам и устройствам. Их изготавливают из синтетических материалов (полиамида, полиуретана, полихлорвинила и т.д.) или прорезиненных тканей. Преимущества гибких трубопроводов – низкая стоимость, устойчивость к коррозии, простота монтажа. Важно помнить, что гибкие рукава рассчитаны только на изгиб и не допускают скручивания. При установке необходимо исключить трение рукавов о другие детали, так как они обладают низкой устойчивостью к истиранию.

Скорость потока газа в магистральных трубопроводах обычно составляет 10–15 м/с. Потери давления в системе не должны превышать 5–10% от рабочего давления. Часть масла, добавляемого в газ, оседает на стенках труб, образуя нагар после испарения летучих компонентов. Этот нагар необходимо периодически удалять. Существуют два способа очистки:

1. **Механическая очистка:** промывка водой с последующей продувкой воздухом.

2. **Химическая очистка:** промывка специальными растворами.

Промывку водой проводят при скорости потока 15–20 м/с, после чего трубопровод продувают сжатым воздухом не менее 10 минут. Химическая очистка с использованием синтетических моющих средств (например, ОП-7, ОП-10, сульфанол) более эффективна, но и более затратна.

Для соединения отдельных участков пневматической системы используются два основных типа соединений: **разборные** и **неразборные**.

Неразборные соединения, такие как сварка или пайка, применяются преимущественно в магистральных линиях, где не планируется их дальнейшая разборка.

Разборные соединения, в свою очередь, позволяют соединять трубы между собой и подключать их к пневматическим устройствам. Они делятся на два основных вида:

- **Резьбовые соединения:** Используются для труб диаметром до 40 мм. Существует множество конструкций резьбовых соединений, учитывающих материал трубы, тип соединения (труба-труба, труба-устройство), необходимость подвижности, а также тип резьбы (внутренняя или внешняя). Для герметичности часто применяются резиновые или пластиковые уплотнительные кольца. В некоторых случаях, например, при использовании резьбы с тефлоновым покрытием или полимерной намоткой, уплотнители не требуются.
- **Фланцевые соединения:** Применяются для труб большего диаметра. Они проще в изготовлении и монтаже, не имеют ограничений по диаметру труб и допускают многократную сборку и разборку. Фланцы могут быть приварными (жестко закрепленными на трубе) или накидными (одеваются на трубу с ниппелем). Герметичность обеспечивается уплотнениями (кольцами, прокладками, сальниками), которые необходимо защищать от повреждений.

Для тонкостенных металлических труб часто используются соединения с **развальцовкой торца** или с **врезающимся кольцом**. Они позволяют многократно (до 15-20 раз) собирать и разбирать соединение без потери герметичности.

- **Соединение с развальцовкой:** Требует расширения торца трубы в форме раструба, который надевается на коническую часть штуцера. Ниппель и штуцер стягиваются накидной гайкой, обеспечивая герметичность и жесткость.

- **Соединение с врезающимся кольцом:** Не требует расширения торца трубы. Резиновое кольцо, расположенное между штуцером и накидной гайкой, деформируется и врезается в поверхность трубы при затягивании гайки, обеспечивая герметичность. К точности размеров и качеству поверхности трубы предъявляются повышенные требования.

Монтаж гибких трубопроводов (рукавов) зависит от их размера, давления и условий эксплуатации. Для удобства прокладки могут использоваться соединения, позволяющие проворачивать одну часть относительно другой. Для герметизации подвижных соединений применяются уплотнительные резиновые кольца.

Многосекционные коллекторы используются для организации удобного подключения нескольких трубопроводов, идущих в разных направлениях, от единой точки. Количество секций в коллекторе определяется числом подключаемых трубопроводных линий. Секции соединяются друг с другом с помощью пустотелых болтов, которые одновременно служат и элементами крепления, и присоединительными штуцерами. Конструкция позволяет поворачивать секции вокруг оси болта, что обеспечивает возможность направления трубопроводов в требуемые стороны. Для быстрого разъединения трубопровода без нарушения герметичности основной линии используются быстроразъемные соединения.

В заключение, подведем итоги, рассмотрев основные плюсы и минусы пневматических приводов (УПП).

Преимущества пневмопривода (по сравнению с гидроприводом):

- Экономичность и доступность воздуха как рабочей среды.
- Возможность запасания энергии.
- Меньшие потери энергии на трение в трубопроводах.
- Безопасность в эксплуатации.
- Более экологичное оборудование.

Недостатки пневмопривода:

- Нестабильность характеристик воздуха из-за его высокой сжимаемости, что затрудняет обеспечение плавности работы без дополнительных устройств.
- Более низкий коэффициент полезного действия (КПД).
- Высокий уровень шума при работе.
- Необходимость в специальной системе подготовки воздуха.
- Возможность образования конденсата и обмерзания трубопроводов.

Несмотря на недостатки, наблюдается тенденция к увеличению производства и использования пневматических приводов, особенно в комбинации с электронными и гидравлическими системами.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И ОБСУЖДЕНИЯ ПО V – РАЗДЕЛУ

1.Устройство пневмоприводы, назначение и их классификация.

2. Классификация объёмного пневмопривода.

3. Классификация объёмных пневмомашин.

4. Преимущество и недостатки пневматических приводов.

5. Принцип работ пневматического привода.

6. Типы пневматических приводов.

7. Использование пневматические приводы.

8. Устройство пневмоцилиндры.

9. Устройство распределительно-направляющая пневмоаппаратура.

10. Пневмогидравлические и пневмоэлектрические приводы.

VI – РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ ПОНЯТИИ ОБ АВТОМАТИКИ

6.1.Задачи автоматики и управление

Автоматика, как раздел кибернетики, изучает общие закономерности управления в системах различной природы. Управление определяется как целенаправленное воздействие на объект с целью изменения его состояния. Задача автоматики – разработка теоретических основ и технических средств для управления техническими объектами.

Технический объект, требующий управляющего воздействия для эффективного функционирования и взаимодействия с внешней средой, определяется как объект управления (ОУ). Для целенаправленного управления ОУ необходимы:

- **Алгоритм управления:** совокупность правил, обеспечивающих достижение цели управления в различных условиях.
- **Автоматическое управляющее устройство (АУУ):** устройство, реализующее алгоритм управления и формирующее управляющее воздействие.

Система автоматического управления (САУ) представляет собой совокупность объекта управления и автоматического управляющего устройства, функционирующих совместно для достижения заданной цели управления. Структурная схема САУ представлена на рис. 6.1.

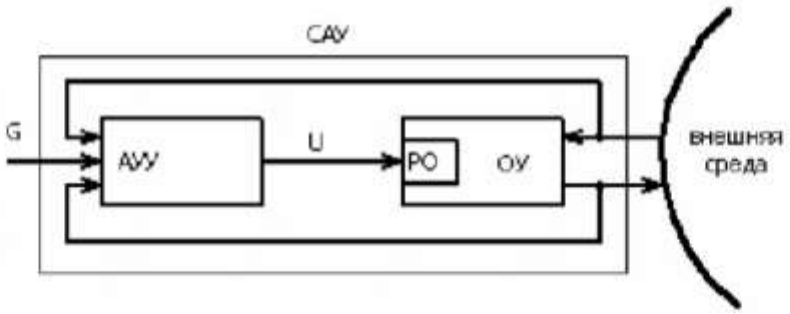


Рис.6.1 Структурная схема система автоматического управления

Объект управления ***(ОУ)*** изменяет окружающую среду, создавая **управляемую величину** ***(У)***, которая отражает желаемое состояние или положение *(0У)*. В большинстве систем автоматического управления *(САУ)*

информация о текущем значении *У* используется для формирования **управляющего воздействия *(U)*** на *ОУ*. Поэтому данные о *У* поступают в автоматическое устройство управления *(АУУ)*. *ОУ* может воздействовать на внешнюю среду одновременно по нескольким параметрам. На работу *ОУ* также влияет **возмущающее воздействие *(F)*** со стороны внешней среды, которое может нарушить его нормальное функционирование.

Информация о *F* может быть использована *АУУ* для корректировки *U*. Кроме того, на вход *АУУ* подается **задающее воздействие *(G)***, которое определяет цель управления, то есть требуемое значение *У*. В *САУ* управляющее воздействие *U* формируется на основе обработки информации о текущем значении *У*, задающем воздействии *G* и возмущающем воздействии *F*.

Возможно создание *САУ*, которые используют только часть этой информации, например, только задающее воздействие *G*, которое в этом случае представляет собой команды программы. Такое управление называется **жестким**, поскольку оно не учитывает фактические значения *У* и *F* (предполагается, что параметры *САУ* и *F* постоянны). Жесткое управление обеспечивает приемлемое качество только при высокой стабильности параметров системы, внешней среды и невысоких требованиях к точности.

По своей структуре такие *САУ* являются **разомкнутыми**, так как не имеют обратной связи по управляемой величине *У* и не образуют замкнутый контур управления. Существуют также разомкнутые *САУ*, которые управляют только на основе возмущающего воздействия *F*, или на основе задающего воздействия *G* и возмущающего воздействия *F*.

В **гибких** или **замкнутых** *САУ* используется информация об управляемой величине *У* и задающем воздействии *G*. Управляющее воздействие *U* формируется в зависимости от отклонения *У* от заданного значения *G*, независимо от причин, вызвавших это отклонение.

В системе автоматического управления *(САУ)* информация об управляемом объекте *(У)* поступает в автоматическое управляющее устройство *(АУУ),* формируя основную цепь управления. Благодаря обратной связи, информация о фактическом значении управляемой величины с выхода объекта управления возвращается на вход управляющего устройства. Это позволяет системе управлять процессом, компенсируя любые отклонения управляемой величины от заданного значения, независимо от причины этих отклонений – будь то изменение заданного значения или воздействие внешних возмущений.

Система, таким образом, реагирует на любое отклонение, стремясь его минимизировать. Использование обратной связи значительно повышает точность управления. В *САУ*, работающих по принципу отклонения, главная обратная связь, охватывающая всю систему, является ключевым элементом. Для дополнительной коррекции могут использоваться локальные обратные связи, контролирующие отдельные компоненты или группы компонентов системы.

Существуют два типа обратной связи: положительная и отрицательная. Положительная обратная связь усиливает выходной сигнал, что приводит к увеличению чувствительности системы, но часто снижает её устойчивость, вызывая колебания, которые могут нарастать. В замкнутых системах управления обычно используется отрицательная обратная связь, которая ослабляет выходной сигнал, повышает устойчивость системы, улучшает переходные процессы и снижает чувствительность к помехам.

Комбинированные *САУ*, использующие информацию о задающем воздействии *(G),* управляемой величине *(У)* и возмущающем воздействии *(F),* обеспечивают более высокое качество управления по сравнению с системами, работающими только по отклонению. Информация о возмущающем воздействии позволяет *АУУ* начать компенсацию внешних помех до того, как отклонение станет значительным. Еще более продвинутыми являются

адаптивные *САУ*, которые способны приспосабливаться к изменяющимся условиям работы.

Автоматическое управляющее устройство состоит из отдельных элементов, соединенных определенным образом для формирования управляющего сигнала. Эти элементы характеризуются однонаправленным потоком информации от входа к выходу и, с точки зрения энергии, являются преобразователями энергии. Элементы автоматики отличаются большим разнообразием по конструкции, принципам работы, характеристикам, физической природе преобразуемых сигналов и функциям, которые они выполняют в системах автоматического управления. Пассивные элементы, такие как редукторы, преобразуют входной сигнал *(X)* в выходной сигнал *(U)* за счет энергии самого входного сигнала.

6.2.Основные элементы автоматических управлений

В системах автоматического управления используются различные элементы, каждый из которых выполняет свою специфическую функцию. Активные элементы, такие как усилители, требуют дополнительного источника питания для своей работы. В зависимости от типа энергии, используемой на входе и выходе, элементы автоматики классифицируются как электрические, гидравлические, пневматические, механические или комбинированные. По функциональному назначению выделяют датчики, усилители, исполнительные устройства, реле, вычислительные элементы, а также согласующие и вспомогательные компоненты.

Датчики

Датчики, также известные как первичные преобразователи, служат для сбора информации об управляемой величине. Они преобразуют эту информацию в форму, пригодную для дальнейшей обработки в системе автоматического управления. Чаще всего датчики преобразуют неэлектрический входной сигнал в электрический выходной сигнал. Классификация датчиков проводится по типу входного сигнала: механические

(измеряют перемещение, скорость, ускорение), тепловые, гидравлические, оптические и другие.

Усилители

Усилители – это элементы, которые увеличивают мощность входного сигнала за счет энергии от дополнительного источника. Этот процесс усиления может сопровождаться изменением природы сигнала, например, преобразованием перемещения в изменение давления в гидравлических или пневматических системах. Усилители классифицируются по типу энергии, которую они получают от вспомогательного источника: электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные (например, электрогидравлические или электропневматические).

Исполнительные устройства

Исполнительные устройства отвечают за создание управляющего воздействия на объект управления. Они изменяют положение или состояние регулирующего органа объекта, чтобы управляемый параметр соответствовал заданному значению.

Реле

Реле – это элементы, в которых выходной сигнал изменяется скачкообразно, когда входной сигнал достигает определенного порогового значения, называемого уровнем срабатывания. Мощность входного сигнала, необходимого для срабатывания реле, значительно меньше мощности, которой оно может управлять. Поэтому реле можно рассматривать как усилитель и как исполнительное устройство.

Вычислительные элементы

Вычислительные элементы выполняют математические операции над входными сигналами для реализации заданного алгоритма работы системы. В простых случаях они могут выполнять отдельные операции, такие как сложение, вычитание, дифференцирование, интегрирование, логические операции и умножение.

Для оптимизации работы и расширения функционала основных компонентов системы автоматического управления используются дополнительные и согласующие элементы. Каждый элемент автоматики характеризуется набором параметров, определяющих его метрологические свойства, динамику, надежность и технологичность. Эти характеристики позволяют оценить целесообразность применения конкретного элемента в конкретной системе автоматического управления.

Статическая характеристика, выражаемая формулой y=f(x), является ключевым показателем работы элемента автоматики. Она описывает зависимость выходного сигнала (y) от входного сигнала (x) в стабильном, установившемся режиме, когда сигналы либо постоянны, либо изменяются с постоянной скоростью. Статическая характеристика может быть линейной, нелинейной с возможностью линеаризации (приближения к линейной зависимости), либо существенно нелинейной, как, например, релейная характеристика, которую нельзя представить в виде линейной аппроксимации.

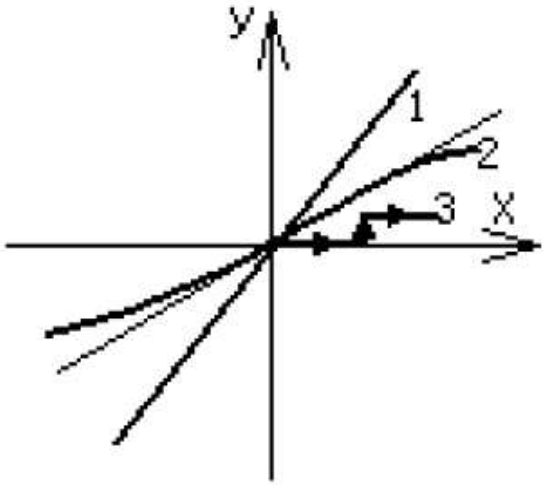


Рис.6.2. Статическая характеристика элемента автоматики

Основные характеристики элементов автоматики включают коэффициент передачи (или преобразования), который можно оценить, анализируя статическую характеристику элемента.

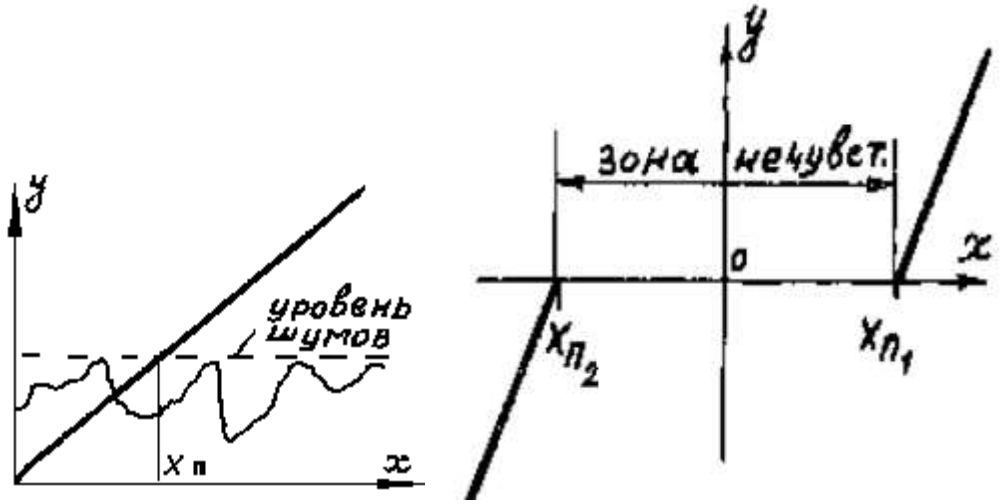
- Для элементов с линейной статической характеристикой коэффициент передачи (кст) определяется как отношение выходного сигнала *(y)* к входному сигналу *(x): $к_{ст} = y/x$.*
- В случае нелинейной характеристики используется дифференциальный коэффициент передачи *($к_{диср}$),* который представляет собой отношение изменения выходного сигнала (Δy) к изменению входного сигнала *(Δx): $к_{диср} = Δy/Δx$.*

Коэффициент передачи отражает физические свойства элемента. Например, для усилителей это коэффициент усиления, а для датчиков – чувствительность или крутизна характеристики.

Многие элементы автоматики обладают зоной нечувствительности из-за таких факторов, как сухое трение, люфты в соединениях, гистерезис и шумы. Это означает, что изменение выходного сигнала становится заметным только после того, как входной сигнал достигнет определенного уровня, называемого порогом чувствительности *(Xn).* До достижения этого порога элемент не реагирует на изменения входного сигнала.

Динамический режим работы характеризуется изменением входных и/или выходных сигналов во времени. Для оценки работы элемента в динамическом режиме используются параметры его динамической характеристики.

Особое значение имеет переходная характеристика инерционного элемента. Она описывает зависимость выходного сигнала *(У)* от времени (t) при резком (скачкообразном) изменении входного сигнала *(X): У = f(t).*



а) б)

Рис.6.3. Характеристика инерционного элемента

По переходной характеристике инерционного элемента (рис.6.4) можно пределить время переходного процесса $t_{пер}$ (длительность динамического режима), постоянную времени T, динамическую погрешность в любой момент времени $\Delta y_{дин}$, вид переходного процесса. Постоянная времени T характеризует быстродействие элемента и численно равна времени, за которое выходной сигнал $У$ достигает уровня $0{,}63У_{уст}$.

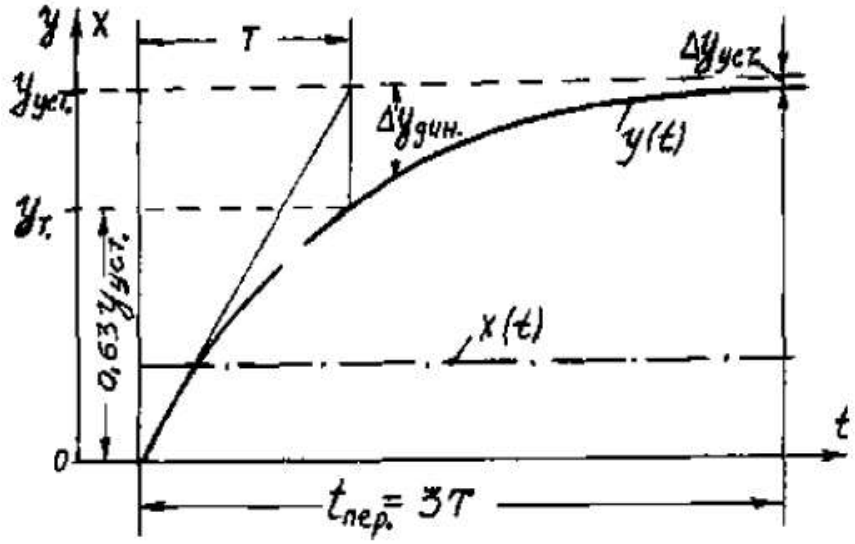


Рис.6.4. Переходной характеристике инерционного элемента

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И ОБСУЖДЕНИЯ ПО VI – РАЗДЕЛУ

1.Задачи автоматики и управление.

2.Элементы системы автоматики.

3. Основные элементы автоматических управлений.

4. Статическая характеристика элемента автоматики.

5.Что такое динамические режимы работы аппаратуры.

Список использованной литературы

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, шдромашины и гидроприводы. -М., Машиностроение, 1982.
2. Гидравлика, шдромашины и гидропневмопривод: учебное пособие для вузов / под ред. СД.Стесина. - 2-е изд.стер. - Москва: Академия, 2006. - 334 [1] с.: ил. - (Высшее профессиональное образование.)
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики: учебное пособие для вузов / А.Ф. Андреев [и др.] - Минск: ВУЗ - ЮНИТИ БГПА - ИСН, 1998. - 224с.: ил.
7. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. -М., Машиностроение, 1997,
8.Дорошенко В. А. Объемный гидро- и пневмопривод, Екатеринбург Издательство Уральского университета, 2019.
9.Н.С. Галдин. Гидравлические машины, объемный гидропривод Учебное пособие. Омск СибАДИ 2009.
10.В.П. Корпачев, А.А. Андрияс, А.А. Пережилин. Основы проектирования объемного гидропривода. Учеб.пособия. Красноярск, 2012г.
11. Кирилловский Ю.Л., Подвидз Л.Г. Рабочий процесс и основы расчёта струйных насосов: Труды ВИГМ. Исследования гидромашин, 1960. Вып. 26. – С. 96–135.
12. Сазонов Ю.А., Сазонова Р.В. Расчёты струйных насосов: Учебное пособие. – М.: ГАНГ, 1997. – 52 с.
13.Сазонов Ю.А.Конструирование струйных аппаратов.Учебное пособие.М.: 2016г.
14. А.Г.Азизов, А,М. Рагимов, М.Г.Азизов. Гидродинамические передачи. Учебное пособие. БАКУ – 2005.152с.
15.С.П.Матяш, С.В.Речкин.Пневмопривод.Краткий курс лекций. Новосибирск. 2010.164стр.
16.***Источник : https://www.youtube.com/watch?v=JSIPeiHeM2U&t=3s***
17.https://www.hydro-pnevmo.ru/topic.php?ID=76
18.https://www.hydro-pnevmo.ru/topic.php?ID=27

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....**Ошибка! Закладка не определена.**

I – РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ.....8

1.1. Введение. Общие сведения о гидроприводах 8

1.2 История развития гидропривода.....**Ошибка! Закладка не определена.**

1.4.1 Определение жидкости .....**Ошибка! Закладка не определена.**

1.4.2 Физические свойства жидкостей. Единицы измерения..... **Ошибка! Закладка не определена.**

1.4.3 Характеристика рабочих жидкостей .....**Ошибка! Закладка не определена.**

1.5. Гидро и пневмоприводы металлообрабатывающих станков 29

1.5.1. Пневматический привод 32

1.5.1.1. Общие сведения о применении газов в технике.....32

1.5.1.2 Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки .... **Ошибка! Закладка не определена.**

1.5.2.Пневмоцилиндры.....45

1.6. Гидроцилиндры 54

1.7.1.Гидроприводы станочных приспособлений и технологической оснастки.....71

1.7.2.Классификация станочных приспособлений. Элементы станочных приспособлений. Проектирование станочных приспособлений. 76

1.8. Применение гидро и пневмоприводов для средств комплексной механизации и автоматизации технологических процессов 98

1.9.1.Гидро и пневмоприводы и гидросистемы, обеспечивающие рабочий процесс при изготовлении и обработке деталей 104

1.9.2. Центробежное литье. Суть способа. Основные операции и область использования.....106

1.9.3.Размерная электрохимическая и комбинированные методы обработки. 113

II – раздел.ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ.....124

2.1.Гидромашины, их общая классификация и основные параметры 124

2.2. Динамические насосы: основные сведения, классификация**Ошибка! Закладка не определена.**

2.3. Центробежный насос.....147

2.4. Вихревой насос .....**Ошибка! Закладка не определена.**

2.5.Струйный насос 173

III – РАЗДЕЛ. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ 185

3.1.Гидродинамические передачи. Общие сведения. Классификация и основные параметры.....185

3.1.1 Динамические гидроприводы.....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.2.Устройство и рабочий процесс гидромуфты ....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.2. 1. Основные параметры гидромуфт.....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.2.3.Характеристики гидромуфт.....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.1. Внешняя характеристика гидромуфты.....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.2. Приведённая характеристика гидромуфты.....210

3.3.3. Универсальная характеристика гидромуфты**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.4. Характеристика гифомуфты при переменном заполнении**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.5.Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора.....216

3.3.6. Блокировка гидротрансформатора .....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.7. Условия включения и выключения блокировки гидротрансформатора. **Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.8. Гидротрансформаторы с двумя статорами ...**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.9. Многоступенчатые гидротрансформаторы...**Ошибка! Закладка не определена.**

3.3.10. Особенности технического обслуживания и диагностики гидротрансформаторов 233

3.4. Характеристики гидротрансформаторов.....235

3.4.1. Внешняя характеристика 235

3.4.2. Универсальная характеристика.....236

3.4.3. Приведенная характеристика 237

3.5. Прозрачность характеристики гидротрансформатора.....238

3.6. Достоинства и недостатки гидротрансформаторов 240

3.7. Общие сведения об объемных гидроприводах**Ошибка! Закладка не определена.**

3.7.1. Основные понятия и принцип действия.....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.7.2. Классификация объемного гидропривода ....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.7.3. Выполнение гидравлических схем 252

3.7.4. Основные параметры объемного гидропривода ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.7.5. Достоинства и недостатки объемных гидроприводов.....259

3.7.6. Области применения объемных гидроприводов..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.8.Общие свойства и классификация роторных насосов ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

3.9. Шестеренные насосы 270

3.10. Пластинчатые насосы.....280

3.11. Роторно-поршневые насосы .....**Ошибка! Закладка не определена.**

3.12.Характеристики роторных насосов и насосных установок.....307

IV – РАЗДЕЛ. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ . **Ошибка! Закладка не определена.**

4.1. Объемные гидравлические двигатели. Общие сведения..... **Ошибка! Закладка не определена.**

4.1.2. Гидроцилиндры .....**Ошибка! Закладка не определена.**

4.1.3 Конструкции гидроцилиндров .....**Ошибка! Закладка не определена.**

4.1.4. Поворотные гидродвигатели .....**Ошибка! Закладка не определена.**

4.2. Основы расчета гидроцилиндров.....**Ошибка! Закладка не определена.**

4.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра **Ошибка! Закладка не определена.**

4.2.2 Уточненный расчет основных параметров гидроцилиндра**Ошибка! Закладка не определена.**

4.2.3 Расчет гидроцилиндра на устойчивость.....**Ошибка! Закладка не определена.**

4.3. Гидромоторы.....334

4.4.Элементы управления гидравлическими приводами (гидроаппараты)..... **Ошибка! Закладка не определена.**

4.6. Направляющие гидроклапаны.....**Ошибка! Закладка не определена.**

4.7.Направляющие гидрораспределители 399

4.8. Дросселирующие гидрораспределители 409

V – РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДАХ 416

5.1. Пневмоприводы, назначение и их классификация 416

5.2. Преимущество и недостатки пневматических приводов ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

5.3.Установки объемного пневмоприводаосновные элементы систем пневмопривода 426

5.4. Пневматические энергомашины 427

5.5. Распределительно-направляющая пневмоаппаратура.....433

5.6. Контрольно-регулирующая пневмоаппаратура 436

5.7.Пневмогидравлические и пневмоэлектрические приводы.....437

5.8.Расчеты и проектирование элементов и схем УПП ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

5.9.Энергосиловое оборудование УПП.....**Ошибка! Закладка не определена.**

VI – РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ ПОНЯТИИ ОБ АВТОМАТИКИ ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

6.1.Задачи автоматики и управление.....**Ошибка! Закладка не определена.**

6.2.Основные элементы автоматических управлений ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

Список использованной литературы 470

МАДАЛИЕВ ШУХРАТ БАХТИЕРОВИЧ
УСМОНОВ ТОХИР УСМОНОВИЧ
МАМАЖОНОВ БАХОДИР МАМАЖОНОВИЧ

ГИДРО-ПНЕВМОПРИВОД И ГИДРО-ПНЕВМОАВТОМАТИКА

(Учебник дл студентов вузов обучающихся по специальностям направлений “Технология машиностроения, оборудование и автоматизация машиностроительных производств”)