

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

**ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД.
Элементы гидравлических систем**

Методическое пособие для студентов специальности
1-53 01 01-05 «Автоматизация технологических процессов
и производств (легкая промышленность)»

Витебск
2018

УДК 62.82 (075.8)

Составители:

В. И. Ольшанский, А. А. Котов, С. М. Кузьменков

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 7 от 28.09.2018.

Гидравлика и гидропневмопривод. Элементы гидравлических систем : методическое пособие / сост. В. И. Ольшанский, А. А. Котов, С. М. Кузьменков. – Витебск : УО «ВГТУ», 2018. – 48 с.

Методическое пособие предназначено для оказания помощи в изучении одного из разделов курса «Гидравлика и гидропневмопривод» студентами и магистрантами специальности 1-53 01 01-05 «Автоматизация технологических процессов и производств (легкая промышленность)».

УДК 62.82 (075.8)

© УО «ВГТУ», 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА	5
1.1 Последовательность расчета гидропривода	5
1.2 Исходные данные для проектирования	6
1.3 Выбор рабочей жидкости	7
1.4 Определение давления	9
1.5 Тепловой режим гидропривода	11
2 ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА	13
2.1 Гидравлические машины	13
2.1.1 Насосы	13
2.1.2 Гидравлические двигатели	21
2.2 Гидравлическая аппаратура	26
2.2.1 Регулирующие гидроаппараты	27
2.2.2 Направляющие гидроаппараты	36
2.3 Вспомогательные гидравлические устройства	40
2.3.1 Гидравлические емкости	40
2.3.2 Фильтры	45
2.3.3 Теплообменники	46
ЛИТЕРАТУРА	47
ПРИЛОЖЕНИЕ А	48

ВВЕДЕНИЕ

Объемным гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенная для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. Основным устройством гидропривода является объемный гидродвигатель, выходное звено которого непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом механизма или машиной (нагрузкой). Помимо объемного гидродвигателя в состав гидропривода могут входить: насосы с приводящими двигателями, гидроаппаратура, вспомогательные устройства (фильтры, теплообменники, гидроемкости) и гидролинии. Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции.

Гидравлические приводы находят широкое применение в современном технологическом оборудовании различных отраслей промышленности благодаря целому ряду преимуществ по сравнению с другими типами приводов.

Знание устройства и принципов работы гидравлических приводов в целом и отдельных их элементов, умение читать гидравлические схемы, проектировать и рассчитывать гидравлические системы является необходимым для квалифицированного инженера-машиностроителя вообще, а станкостроителя – особенно.

Настоящее пособие направлено на оказание помощи студентам специальности 1-53 01 01-05 «Автоматизация технологических процессов и производств (легкая промышленность)» при изучении дисциплины «Гидравлика и гидропневмопривод». Может быть использовано студентами и магистрантами специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» при изучении дисциплины «Механика жидкости и газа» и специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» при изучении дисциплины «Гидрогазодинамика», а также при выполнении ими расчетно-графических работ, курсовых работ и проектов. В пособии приведена методика и последовательность расчета объемного гидропривода как поступательного, так и вращательного движения. Материалы, помещенные в пособие, будут полезными при уяснении принципа работы различного гидравлического оборудования.

1 РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

1.1 Последовательность расчета гидропривода

Расчет объемного гидропривода следует проводить в два этапа:

I этап – предварительный расчет основных параметров и выбор номенклатуры применяемого гидрооборудования;

II этап – проверочный расчет основных параметров и характеристик гидропривода.

На первом этапе производятся предварительные расчеты по схеме:

1. Выбор гидравлической схемы гидропривода.
2. Выбор номинального давления гидросистемы из нормативного ряда.
3. Выбор рабочей жидкости.
4. Выбор типа и марки гидродвигателя (гидроцилиндра, гидромотора).
5. Выбор типа и марки насоса.
6. Выбор типа и марки гидроаппаратов.
7. Предварительный расчет мощности гидропривода.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры объемных гидромашин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу (если в них есть необходимость). По геометрическим, силовым и скоростным параметрам подбираются насосы и гидродвигатели из числа изготавливаемых промышленностью или проектируются специальные гидромашин для данного привода. После этого проводится предварительный расчет гидравлической системы, системы подпитки и охлаждения. Затем осуществляется общая компоновка гидропередачи, а также рассчитывается и конструируется система управления объемными гидромашин.

Основные параметры выбирают в соответствии с расчетом действующих моментов, сил и скоростей исполнительных механизмов машины. Полученные в результате расчета основные и дополнительные параметры объемного гидропривода машины используют затем для выбора соответствующего гидрооборудования, серийно выпускаемого промышленностью.

После предварительного расчета проводится проверочный расчет для уточнения основных параметров гидропривода и проверки соответствия параметров выбранного гидрооборудования необходимым условиям исходных данных и включает в себя:

1. Расчет трубопроводов.
2. Выбор фильтра и его типоразмера.
3. Расчет мощности и КПД гидропривода.
4. Тепловой расчет гидропривода.
5. Выбор двигателя для гидропривода.

Если параметры и характеристики гидропривода, полученные в результате проверочного расчета, не обеспечивают выполнение требований,

предъявляемых гидроприводу, то надо провести корректировку (например, уточнить типоразмер гидрооборудования и внутренние диаметры трубопроводов) и вновь выполнить проверочный расчет. Предложенная схема расчета объемного гидропривода является примерной и в каждом конкретном случае эта схема может быть упрощена или дополнена.

1.2 Исходные данные для проектирования

Проектирование начинается с технико-экономического обоснования и разработки технического задания. Техническое задание на разработку гидравлического привода составляют на основе технических характеристик проектируемой машины, нормативных документов отрасли и предприятия и научно-технического опыта.

Техническое задание на проектирование гидропривода должно содержать полные характеристики нагрузок механизма, его кинематические параметры, режимы работы, условия эксплуатации, требования охраны труда. В некоторых случаях регламентируют массу, климатические условия, ремонтпригодность и ресурс привода. Степень унификации и стандартизации рабочих параметров и элементов гидропривода регламентируется отраслевыми нормативными документами.

В процессе проектирования необходимо учитывать эргономические требования, предъявляемые к органам управления приводом, в частности требования, ограничивающие затраты энергии на управление машиной. Усилия на рукоятках не должны превышать 80 Н , а усилия на педалях – 150 Н . Рекомендуется, чтобы направления движения рукояток и педалей соответствовали направлению рабочего движения механизма. Расположение органов управления должно исключать возможность создания аварийной ситуации и обеспечивать максимальную концентрацию внимания оператора на выполнении технологического процесса. Средства сигнализации, контроля, блокировки и защиты должны надежно предотвращать возникновение аварийных отклонений от режима работы привода.

Исходя из технического задания, конструктор может выбрать тип и схему объемного гидропривода и приступить к его предварительному расчету.

Основными исходными данными для расчета простого объемного гидропривода являются:

- 1) техническая характеристика и кинематическая схема машины, принципиальная гидравлическая схема гидропривода;
- 2) нагрузки на выходное звено гидродвигателя:
 - в случае гидроцилиндров это усилия на штоках гидроцилиндров и скорости перемещения штоков;
 - в случае гидромоторов это крутящие моменты на валах гидромоторов и частоты их вращения;

– условия и режимы нагружения и эксплуатации: значения нагрузок и скоростей исполнительных механизмов машины, приводимых гидроприводом, а для машины циклического действия – диаграмма нагрузок и скоростей рабочих органов, то есть: номинальное усилие $F_{ном}$ (вращающий момент $M_{ном}$) на исполнительном органе, определенное для каждого направления его движения с учетом КПД привода при движении штока гидроцилиндра с требуемой скоростью или при частоте вращения вала гидромотора, а также дополнительные требования, предъявляемые к гидроприводу, в том числе: совмещение операций при выполнении технологического цикла машиной, диапазон регулирования скорости и др.;

– длины участков гидролиний, соединяющих гидроагрегаты и гидроаппараты;

– граничные эксплуатационные температуры, условия и особенности эксплуатации;

– система регулирования и др.

1.3 Выбор рабочей жидкости

Одним из основных элементов объемного гидропривода является рабочая жидкость, с помощью которой передается энергия от ведущего звена к ведомому. При работе гидропривода эта жидкость смазывает пары трения, а также предохраняет внутренние поверхности деталей гидросистемы от перегрева и коррозии. В процессе эксплуатации гидропривода изменяются такие параметры рабочей жидкости, как температура, давление, содержание примесей. Эти факторы необходимо учитывать при выборе рабочей жидкости, которая должна обеспечивать устойчивую работу всего гидропривода при поддержании энергетических показателей на предусмотренном уровне.

В качестве рабочих применяют жидкости на основе минеральных масел, водомасляные эмульсии, спиртоглицериновые смеси, жидкости на основе кремнийорганических соединений.

Наиболее широко используют жидкости на нефтяной основе. Они достаточно доступны и имеют невысокую стоимость. Для улучшения эксплуатационных свойств в состав рабочих жидкостей вводят антиокислительные, антиизносную, антикоррозионные и антипенные присадки.

Рабочие жидкости должны по возможности обладать следующими свойствами:

– хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам пар трения;

– малое изменение вязкости во всем диапазоне рабочих температур;

– антикоррозионное свойство по отношению к применяемым металлическим материалам;

- стабильность против окисления в течение длительного времени эксплуатации;
- большой модуль упругости;
- незначительная способность к растворению газа, взаимная нерастворимость с водой;
- хорошая теплопроводность, значительная удельная теплоемкость;
- низкое давление пара и высокая температура кипения;
- не быть токсичной и не иметь резкого запаха;
- не содержать веществ, выпадающих в осадок или вызывающих появление смолистых образований.

Основные параметры, характеризующие рабочие жидкости, следующие:

1. Вязкость – динамическая вязкость μ ($H \cdot c / m^2$), кинематическая вязкость ν (m^2 / c). Наиболее удобно на практике пользоваться величинами кинематической вязкости, выраженной в mm^2 / c . В справочных таблицах для характеристики рабочей жидкости обычно указывают значение ее кинематической вязкости при 50 или 100 °C. Вязкость применяемых в объемном гидроприводе масел при 50 °C составляет 10...25 mm^2 / c .

Вязкость жидкости зависит от химического состава и строения углеводородов, из которых она состоит, а также от температуры и давления. В наибольшей степени влияет на вязкость температура – с ее повышением вязкость уменьшается. Эта зависимость в диапазоне от 50 °C до температуры застывания описывается эмпирической формулой

$$\nu_T = \nu_{50} \cdot \exp \frac{A}{T^a}, \quad (1)$$

где ν_{50} – кинематическая вязкость при 50 °C; A и a – эмпирические коэффициенты, определяемые экспериментально для каждой жидкости. Зависимость вязкости от температуры характеризуется индексом вязкости (ИВ) – степенью постоянства вязкости с изменением температуры. Он изменяется от 0 до 100. Чем выше индекс вязкости, тем более пологой будет кривая зависимости вязкости от температуры.

Зависимость вязкости от давления характеризуется следующей эмпирической формулой

$$\nu_p = \nu_0 \cdot (1 + k \cdot p), \quad (2)$$

где ν_p – вязкость при рабочем давлении p в МПа; ν_0 – вязкость при атмосферном давлении; k – коэффициент пропорциональности, равный 0,02...0,03.

2. Сжимаемость (объемная упругость) масла существенно влияет на работу гидропривода при значительных рабочих давлениях и в тех случаях, когда объемы жидкости в магистральных трубопроводах и агрегатах большие. Это приводит к запаздыванию движения механизма, рывкам и ухудшению

энергетических показателей гидропривода, связанных с необходимостью дополнительных затрат энергии во время предварительного сжатия жидкости и невозможности рекуперации этой энергии при снятии нагрузки.

Уменьшение объема масла под действием рабочего давления можно определить по формуле

$$\Delta V = \frac{V \cdot \Delta p}{E}, \quad (3)$$

где V – первоначальный объем масла, находящегося под давлением, m^3 ; Δp – изменение давления в гидросистеме, $МПа$; E – модуль упругости масла, $МПа$.

3. Растворимость газов и воды. Интенсивность растворения газа в масле зависит от площади поверхности контакта. С понижением давления из масла в виде пузырьков выделяется избыток газа – при этом однородная жидкость превращается в газожидкостную смесь. В результате нарушается сплошность жидкостного потока и внутри в насосах, распределительных и регулирующих аппаратах возникает кавитация. Кавитация неблагоприятно отражается на работе гидропривода (вибрации, снижение объемного КПД, появление гидравлических ударов и так далее).

Содержание воды в масле (даже менее 0,1 %) способствует его помутнению и увеличению склонности к образованию стойких пен. Все это ведет к коррозии внутренних поверхностей системы и отложению на их стенках вязких включений.

Температура застывания масла характеризует нижний предел температуры, при котором возможен пуск гидросистемы в работу после ее длительного простоя, так как с увеличением вязкости при охлаждении жидкости происходит кавитация в насосе, эта температура должна быть ниже возможной температуры окружающего воздуха на 10–15 °С.

1.4 Определение давления

При предварительном расчете объемного гидропривода за основной параметр удобнее принимать мощность, потребляемую насосом, которую можно приблизительно определить по следующей формуле:

$$N_n = k_c \cdot k_y \cdot \Sigma N_o, \quad (4)$$

где $k_c = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса по скорости, учитывающий возможные утечки жидкости; $k_y = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса по усилию (моменту), учитывающий по заданным техническим условиям возможные потери давления; ΣN_o – суммарная мощность всех работающих одновременно гидродвигателей.

При этом мощность, потребляемая гидроцилиндром:

$$N_u = \frac{R \cdot v}{\eta_d}, \quad (5)$$

где R – усилие на штоке гидроцилиндра; v – относительная скорость перемещения поршня; η_d – КПД гидроцилиндра, который можно предварительно принять равным примерно 0,90.

Мощность гидромотора

$$N_m = \frac{M \cdot \omega}{\eta_d}, \quad (6)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора; ω – угловая скорость; η_d – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Необходимо иметь в виду, что давление рабочей жидкости p обеспечивает заданную силу R или момент M , а расход жидкости – заданную скорость v или заданное число оборотов n . При предварительном расчете гидропривода обычно задаются давлением рабочей жидкости. Номинальное рабочее давление в гидросистеме выбирают в зависимости от мощности гидропривода.

При увеличении давления уменьшается расход насоса, а, следовательно, его размеры, а также размеры гидросети и устройств управления, то есть гидропривод делается более компактным. В то же время увеличение давления требует более дорогих насосов, высокой герметичности соединений и приводит к повышению нагрузки в отдельных узлах гидропривода.

Уменьшение рабочего давления приводит к увеличению размеров элементов гидропривода, но уменьшает требование к герметичности соединений, повышает срок службы гидропривода, дает возможность применять более простые и более дешевые насосы.

Выбор конкретной величины номинального давления при проектировании гидропривода производится в соответствии с нормальным рядом давлений, установленным соответствующим стандартом. Рекомендуемые значения номинального давления приведены в таблице А.1 (приложение А). Номинальное рабочее давление определяет возможный длительный рабочий режим машины. На условное давление рассчитываются основные магистрали гидросети, а на пробное давление производится испытание гидропривода. При рабочих давлениях выше номинального без достаточно хорошего ухода может быть снижена надежность и долговечность гидропривода. Исследования показали, что работа гидропривода при превышении номинального давления в 1,75 раз снижает его срок службы в 5

раз, а при давлении в 0,8 от номинального срок службы гидропривода увеличивается в 4 раза.

1.5 Тепловой режим гидропривода

Для надежной и эффективной работы гидравлического привода необходимо, чтобы гидросистема в целом достигла оптимальной температуры, при которой соблюдалась неизменность основных рабочих характеристик. Известно, что с повышением температуры рабочей жидкости увеличиваются объемные потери вследствие увеличения утечек жидкости в гидрооборудовании. При этом нарушаются условия надежного смазывания сопряженных деталей и могут возникнуть локальный нагрев поверхностей трения, интенсивное изнашивание и даже «схватывание» сопряженных деталей. Кроме того, при повышении температуры активизируются окисление рабочей жидкости и выделение из нее смолистых осадков.

Причиной нагрева гидросистемы в процессе работы является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода, а также объемные и гидромеханические потери, имеющие место в гидрооборудовании и гидроаппаратах. Потери мощности в гидроприводе ΔN , переходящие в тепло, определяются по формуле

$$\Delta N = N_n \cdot (1 - \eta_{np}), \quad (7)$$

где N_n – мощность, потребляемая насосом, Вт; η_{np} – полный КПД гидропривода. Количество тепла E_{np} , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN .

Повышение температуры ΔT рабочей жидкости до установившегося значения $T_{жс}$ может быть подсчитано по формуле

$$\Delta T = T_{жс} - T_в = \frac{\Delta N}{\sum k_i \cdot F_i}, \quad (8)$$

где $T_в$ – температура окружающего воздуха, °С; k_i – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, Вт/м²·град; F_i – площадь внешней поверхности элементов гидропривода, м². Последняя формула применима при отсутствии дополнительного теплообменника.

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

$$\Delta T_{уст} \leq T_{жсmax} - T_{вmax},$$

где $\Delta T_{уст}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме, $T_{ж\ max}$ – максимально допустимая температура рабочей жидкости; $T_{в\ max}$ – максимальная температура окружающего воздуха. При невыполнении последнего соотношения необходимо устанавливать теплообменник или применять специальные меры, такие как, например, введение ребрения бака, использование принудительного охлаждения. Основными требованиями при выборе теплообменника являются наличие необходимой теплоотдающей поверхности и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике.

Для предварительного расчета в диапазоне скоростей обдува $v_в = 2-6\ м/с$ можно принять $k = 15-45\ Вт/м^2 \cdot град$ или определить приближенно: при $v_в \leq 5\ м/с$ $k = 6,15 + 4,17 \cdot v_в$; при $v_в > 5\ м/с$ $k = 7,5 \cdot v_в^{0,78}$

Средний коэффициент теплопередачи поверхности всего гидропривода можно определить по формуле

$$k = \sum_{i=1}^n \frac{k_i \cdot F_i}{F},$$

где k_i , F_i – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена i -го элемента гидропривода. Для большинства элементов гидропривода термическим сопротивлением со стороны рабочей жидкости и материала оборудования можно пренебречь, поэтому для практических расчетов, с достаточной степенью точности можно принять, что коэффициент теплопередачи равен коэффициенту теплоотдачи со стороны воздуха, то есть $k = \alpha_в$. Для гидрооборудования с малыми коэффициентами $\alpha_ж$, соответствующими скоростям движения жидкости (гидробаки, гидроцилиндры) не более $0,1\ м/с$, при работе на вязких жидкостях следует принимать $k_i = 0,7 \alpha_в$.

Основными способами уменьшения нагрева рабочей жидкости и элементов гидропривода являются:

- повышение общего КПД за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь в гидравлическом приводе, выбор оптимальной схемы гидропривода, предусматривающей уменьшение потерь мощности путем применения объемного регулирования, выбора насоса с минимально необходимой производительностью;

- выбор рациональной формы, объемов и конструкции гидробаков, обеспечивающих ограничение температуры путем интенсивной циркуляции нагретой жидкости и максимального отдаления всасывающих гидролиний от сливных;

- принудительное снижение температуры рабочей жидкости с помощью клапанов системы охлаждения, автоматически включающих и выключающих воздушно-масляные или водомасляные теплообменники при изменении вязкости рабочей жидкости.

2 ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

2.1 Гидравлические машины

2.1.1 Насосы

Роторные насосы, применяемые в объемных гидроприводах, предназначены для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии в гидравлическую. Рабочие процессы в роторных гидромашинах происходят в рабочих камерах – пространстве объемной гидромашины, ограниченном рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющем свой объем и попеременно сообщаемым с местами входа и выхода рабочей жидкости. В роторных насосах подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движения. Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель (вытеснитель). Ротор насоса вращается синхронно с валом приводящего двигателя. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора. Рабочий цикл в насосах состоит из процессов всасывания и вытеснения (нагнетания). Разделение рабочих процессов осуществляется посредством распределения рабочей жидкости.

На рисунке 1 представлены общие условные обозначения основных типов объемных насосов.

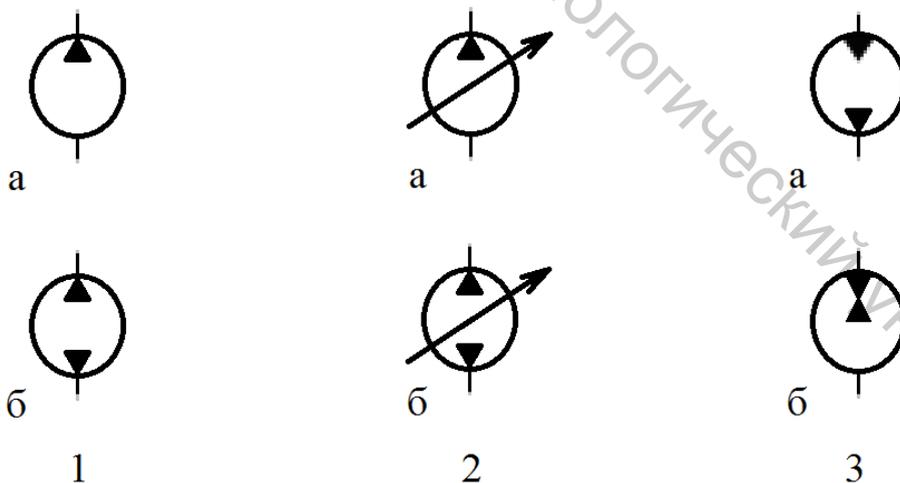


Рисунок 1 – Условные обозначения объемных насосов:

- 1 – насос постоянной подачи: а – с постоянным направлением потока, б – с реверсивным направлением потока; 2 – насос с регулируемой подачей: а – с постоянным направлением потока, б – с реверсивным направлением потока; 3 – насос-мотор нерегулируемый: а – при одном направлении потока, б – при различных направлениях потока

Шестеренным насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек. По виду зубчатого зацепления шестеренные насосы подразделяют на насосы с внешним и внутренним зацеплением. На рисунке 2 показана конструктивная схема и условное обозначение наиболее распространенного шестеренного насоса с внешним зацеплением. Ведущая и ведомая шестерни размещены в расточках корпуса, который имеет полости всасывания и нагнетания. Рабочая камера образуется ротором – ведущей шестерней с валом, статором-корпусом и боковыми крышками и замыкателем – ведомой шестерней с осью.

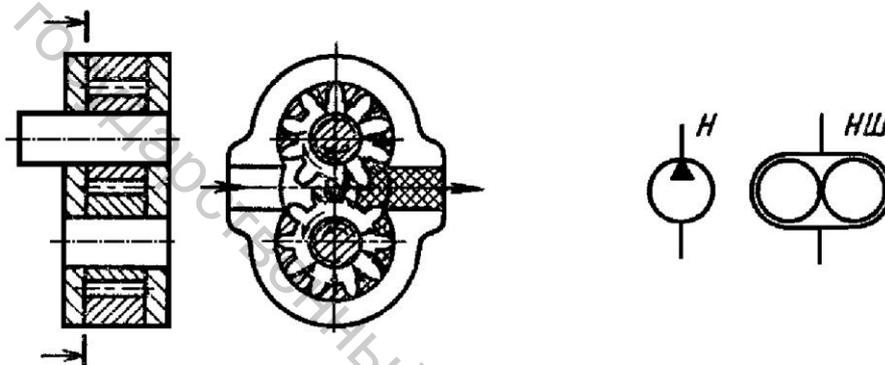


Рисунок 2 – Шестеренный насос

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении шестерен зубья выходят из зацепления в полости всасывания, и в ней создается вакуум, так как при выходе из зацепления объем полости увеличивается на удвоенный объем пространства между зубьями. Под действием разности давлений в баке и полости всасывания жидкость из бака поступает в полость всасывания и заполняет освободившееся пространство. Вращающиеся шестерни переносят эту рабочую жидкость в полость нагнетания. При входе зубьев в зацепление рабочая жидкость вытесняется зубьями и поступает в напорную линию.

Пластинчатый насос называется роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

На рисунке 3 показаны конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия и его условное графическое обозначение в схемах. Насос состоит из вала, статора и ротора, в пазах которого расположены пластины. Статор расположен эксцентрично ротору. На боковых крышках

корпуса имеются два окна: всасывающее и нагнетающее. Размер перемычки между окнами должен быть не больше углового размера между двумя соседними пластинами.

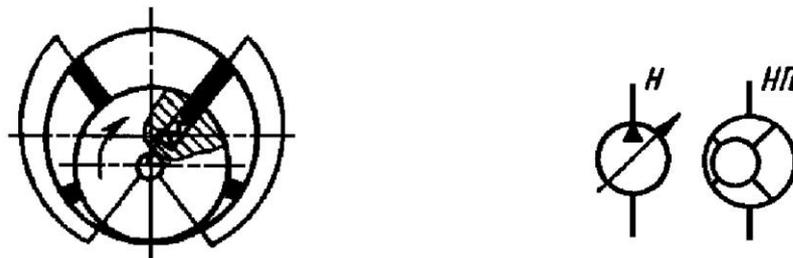


Рисунок 3 – Пластинчатый насос однократного действия

Принцип работы насоса заключается в следующем. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору при помощи пружин, а также центробежными силами. Из-за наличия эксцентриситета пластины при этом совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются со всасывающим окном. Их объемы увеличиваются, возникает вакуум, и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. В зоне перемычек между окнами объем рабочих камер не изменяется. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетающим окном. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через нагнетающее окно на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

Радиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° .

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рисунке 4. Статор расположен эксцентрично относительно ротора. В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся поршни, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора. Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфенным распределителем, в котором расположены

всасывающая и нагнетающая полости, разделенные перемычкой. Вал жестко соединен с ротором.

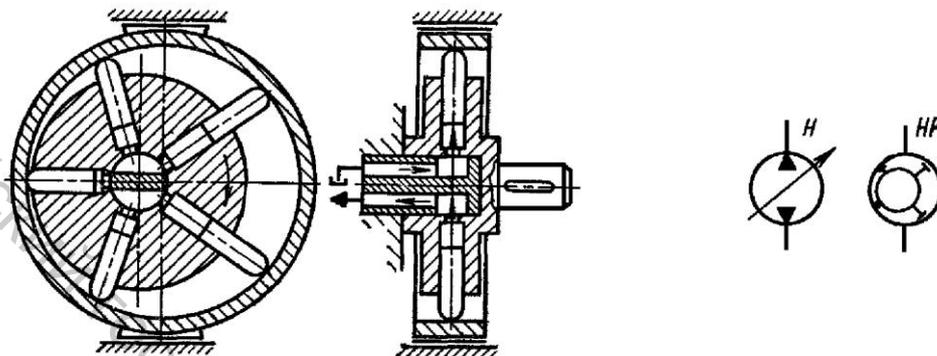


Рисунок 4 – Радиально-поршневой насос однократного действия

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение – они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей поверхностью статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости и, иногда, пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной линии, поршни перемещаются в направлении от цапфенного распределителя. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью. Так как объемы рабочих камер увеличиваются, то рабочая жидкость заполняет их объемы. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек цапфенного распределителя поршни не совершают поступательного движения и, следовательно, объем рабочих камер не изменяется. Рабочие камеры насоса, расположенные ниже горизонтальной линии, сообщаются с полостью нагнетания. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора подразделяют на насосы с наклонным диском и насосы с наклонным блоком.

Насосы с наклонным диском имеют наиболее простые схемы (рис. 5). У таких насосов оси ведущего звена и вращения ротора совпадают. Поршни связаны с наклонным диском точечным касанием или шарниром. Блок цилиндров с поршнями приводится во вращение от вала. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске выполнены два дугообразных окна всасывания и нагнетания. Для обеспечения движения поршней во время процесса всасывания применяются принудительное ведение поршней через шатун, а для поршней с точечным касанием – цилиндрические пружины или давление подпитки в полости низкого давления.

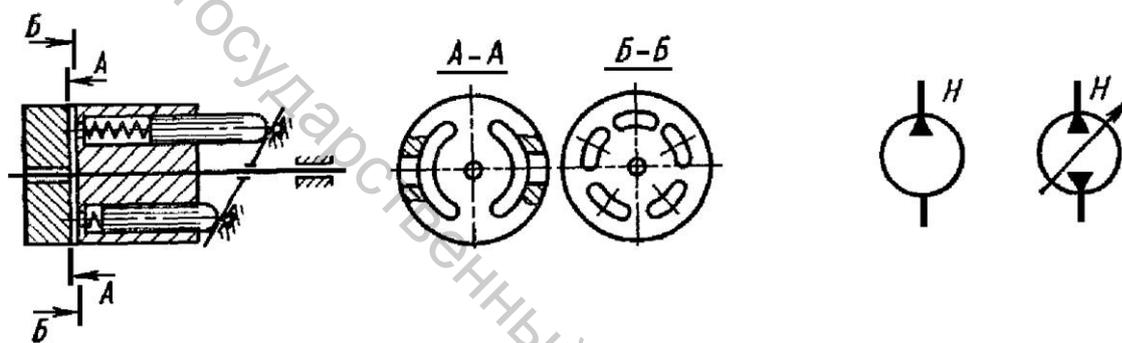


Рисунок 5 – Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят процессы всасывания и нагнетания. При направлении движения, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются со всасывающим окном. Поступательное движение поршней в этих камерах происходит в направлении от распределительного диска. В плоскости чертежа насоса поршни переносятся вращением блока параллельно оси снизу вверх. При этом объемы камер увеличиваются, жидкость под действием перепада давлений поступает в рабочую камеру. Так происходит процесс всасывания.

Рабочие камеры насоса, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются с нагнетающим окном. В плоскости чертежа поршни переносятся вращением блока параллельно оси сверху вниз. При этом поршни движутся в направлении к распределительному диску,

вытесняют жидкость из рабочих камер через распределительный диск на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком показан на рисунке 6. У насосов с наклонным блоком оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом. Поршни расположены в блоке цилиндров и шарнирно соединены шатунами с фланцем вала. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске выполнены два дугообразных окна всасывания и нагнетания. Карданный механизм осуществляет кинематическую связь вала с блоком цилиндров и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

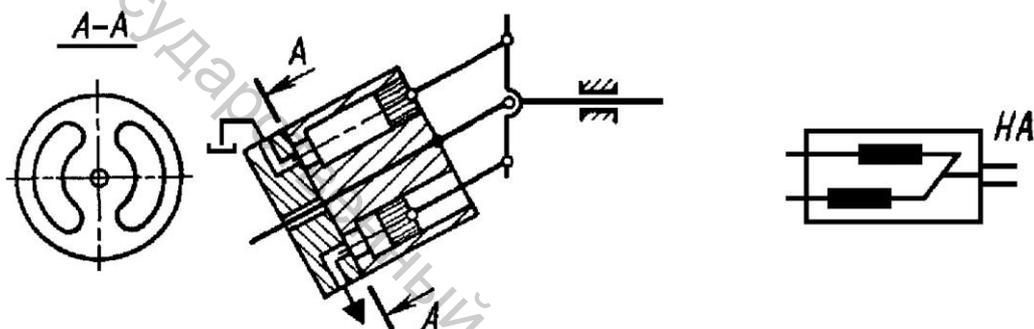


Рисунок 6 – Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

Принцип работы насоса с наклонным блоком заключается в следующем. При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение – они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно движутся возвратно-поступательно в цилиндрах блока, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания. При вращении блока цилиндров, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются со всасывающим окном. Поршни движутся в этих камерах в направлении от распределительного диска. В плоскости чертежа насоса поршни переносятся вращением блока параллельно оси снизу вверх. При этом объемы рабочих камер увеличиваются, жидкость под действием перепада давлений в рабочих камерах заполняет их.

Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются с нагнетательным окном. Поршни в этих камерах движутся в направлении распределительного диска и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход насоса.

Выбор марки и типоразмера насоса гидропривода производится в зависимости от необходимой подачи и номинального давления в гидросистеме с учетом особенностей, связанных с их использованием в гидроприводах:

1) предельные частота вращения, давление и подача определяют размеры и массу насоса;

2) конструктивная сложность существенно влияет на стоимость и надежность работы насоса;

3) эксплуатационные качества, а именно надежность, полный КПД, сложность ремонта и обслуживания определяют эффективность гидропривода и гидроприводной машины в целом;

4) возможность регулирования и реверсирования подачи насоса способствует повышению эффективности гидропривода.

Если требуются большая подача и давление насоса, нет необходимости в его регулировании и отсутствуют ограничения в габаритах машины, то рекомендуются использовать эксцентриковые поршневые насосы. В случае необходимости регулирования подачи – радиально-поршневые. Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, позволяют создать большое давление (до 32 МПа), но требуют более качественной очистки масла. В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелых и очень тяжелых режимов – аксиально- и радиально-поршневые насосы. Пластинчатые и шестеренные насосы создают меньшую подачу и давление, чем роторно-поршневые. Шестеренные насосы (они, как правило, нерегулируемые) применяются чаще всего на вспомогательных операциях.

В гидроприводах, где требуется небольшие скорости при рабочем ходе и относительно большие при нерабочем ходе, применяют наряду с основным – силовым, развивающий большое давление, также вспомогательный, развивающий небольшое давление и большие расходы. Часто оба эти насоса соединяются с одним валом приводного двигателя.

Если в гидросхеме несколько гидродвигателей, работающих не одновременно, то перед выбором насосов необходимо предварительно построить гистограмму расходов, определить число параллельно работающих насосов и установить необходимость использования гидроаккумуляторов. Затем определяют мощность насоса и выбирают приводной двигатель. Для расчета в качестве номинального давления $p_{ном}$, развиваемого насосом, используют предварительно выбранное номинальное давление в гидросистеме.

Обычно, приступая к определению параметров силового насоса, имеют заданные значения действительной подачи, частоты вращения и номинального давления в гидросистеме.

Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включаемых гидродвигателей

$$Q_n = \sum_{i=1}^n Q_{oi}, \quad (9)$$

где Q_{oi} – расходы одновременно работающих гидродвигателей.

При раздельной работе нескольких гидродвигателей подачу насоса необходимо определять по той группе одновременно включаемых гидродвигателей, для работы которой требуется наибольший расход.

По известным значениям Q_n и $p_{ном}$ предварительно выбирается насос. Для выбранного насоса вычисляется рабочий объем насоса q_n при заданной частоте вращения приводного двигателя n

$$q_n = \frac{Q_n}{i \cdot \eta_{но} \cdot n}, \quad (10)$$

где i – число насосов; $\eta_{но}$ – объемный КПД насоса. Значение $\eta_{но}$ выбирают предварительно в пределах 0,90...0,95 и затем уточняют с учетом типа принятого насоса.

Пользуясь справочной литературой, производят окончательный выбор насоса определенного типа, с необходимым рабочим объемом, рассчитанный на работу при частотах вращения n и на давление $p_{ном}$.

Технический уровень гидромашин оценивают по удельным показателям металлоемкости (в $кг/кВт$), энергоемкости (в $кВт/д.м^3$) и техническому ресурсу. Меньшие удельные показатели металлоемкости (0,14...6,8 $кг/кВт$) имеют пластинчатые, средние (0,2...13,6 $кг/кВт$) – шестеренные и большие (0,41...20,4 $кг/кВт$) – аксиально-поршневые гидромашин.

Кроме того, учитываются эксплуатационные свойства: работоспособность в широком интервале изменения температур окружающей среды, чувствительность к наличию загрязнителей рабочей жидкости и так далее. Максимальные давления и частота вращения зависят от рабочего объема гидромашин, что объясняется конструктивными особенностями насосов, прежде всего величиной зазоров сопрягаемых деталей и гидравлическими сопротивлениями всасывающих гидролиний.

Лучшей всасывающей способностью обладают пластинчатые и шестеренные насосы, кроме того, они могут работать на более вязких жидкостях. Вместе с тем зазоры, большие, чем в аксиально-поршневых насосах, способствуют уменьшению объемного КПД при уменьшении вязкости жидкости и повышении давления.

Аксиально-поршневые насосы имеют более высокий КПД по сравнению с шестеренными и пластинчатыми. Заметное снижение КПД у аксиально-поршневых насосов наблюдается только при вязкости жидкости менее 10 $мм^2/с$, в то время как у пластинчатых и шестеренных снижение КПД наблюдается при 80 $мм^2/с$.

2.1.2 Гидравлические двигатели

Гидродвигатели представляют собой гидравлические машины, которые предназначены для преобразования гидравлической энергии в механическую энергию выходного звена – вала или штока.

Гидромотором называют гидродвигатель, выходной вал которого совершает непрерывное вращательное движение. Роторные гидромашины могут быть обратимыми, то есть могут преобразовывать как механическую энергию в гидравлическую, так и наоборот, гидравлическую – в механическую. Такие гидромашины могут использоваться в качестве как насосов, так и гидромоторов. Условные обозначения основных типов гидромоторов представлены на рисунке 7.

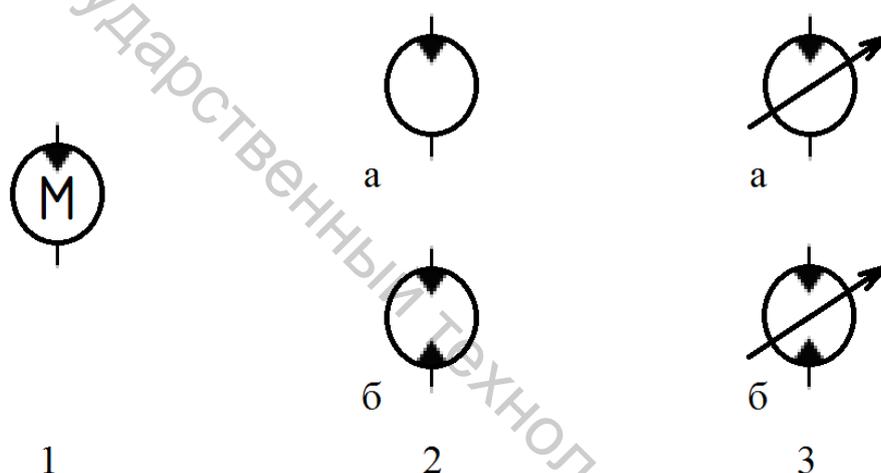


Рисунок 7 – Условные обозначения гидромоторов:

1 – гидромотор (общее обозначение); 2 – гидромотор с нерегулируемым рабочим объемом: а – с постоянным направлением вращения вала, б – с реверсивным направлением вращения вала; 3 – гидромотор с регулируемым рабочим объемом: а – с постоянным направлением вращения вала, б – с реверсивным направлением вращения вала

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_{\partial} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{\partial}}, \quad (11)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора, $H \cdot м$; ω – угловая скорость, (rad/c) ; η_{∂} – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Выбор марки гидромотора можно произвести по рабочему объему:

$$q_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{(p_{dв} - p_{dс}) \cdot \eta_{дм}}, \quad (12)$$

где M – заданный крутящий момент, $H \cdot м$; $p_{dв}$ – давление на входе в гидромотор, $МПа$; $p_{dс}$ – давление в сливной гидролинии после гидромотора, $МПа$; $\eta_{дм}$ – механический КПД гидромотора.

Давление на входе в гидродвигатель принимается предварительно равным $(0,8 \dots 0,9) p_{ном}$, чтобы учесть падение давления по пути от насоса до гидродвигателя. Давление в сливной гидролинии после гидродвигателя необходимо принять с учетом потерь на фильтре, если фильтр установлен на сливной линии. Эти потери зависят от типа фильтра и равняются $0,2 \dots 0,3 МПа$.

По заданному моменту M и принятому давлению $p_{ном}$ по уравнению (12) определяют расчетный рабочий объем q_d и округляют его до стандартного (по ГОСТ 13824-80) или по $p_{ном}$ и q_d выбирают серийно выпускаемый гидромотор. Затем по заданной частоте вращения n_d по формуле

$$Q_d = \frac{q_d \cdot n_d}{\eta_d} \quad (13)$$

определяют расход гидромотора Q_d , а по уравнению

$$N_d = \Delta p_d \cdot Q_d \cdot \eta_d \quad (14)$$

его мощность.

При большом заданном моменте ($M_d > 200 H \cdot м$) и малой частоте вращения вала ($n_d < 200 об/мин$) рекомендуются использовать, как правило, радиально-поршневые гидромоторы. При меньших моментах и частоте вращения вала, изменяющейся в большом диапазоне ($n_d = 20 \dots 1800 об/мин$), применяются аксиально-поршневые гидромоторы. Пластинчатые и шестеренные гидромоторы рекомендуются при частоте вращения не менее $300 об/мин$ и сравнительно малом моменте ($M_d < 200 H \cdot м$), причем, первые имеют несколько больший момент, чем вторые, но могут работать при давлении не более $6,3 МПа$.

Гидравлическим цилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. Наибольшее применение получили поршневые гидроцилиндры (рис. 8) благодаря простоте конструкции и высокой надежности.

Поршневым гидроцилиндром называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком. В цилиндрической расточке корпуса находится поршень, жестко соединенный со штоком. Шток выходит наружу корпуса. Цилиндр имеет две

полости: поршневую – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца.

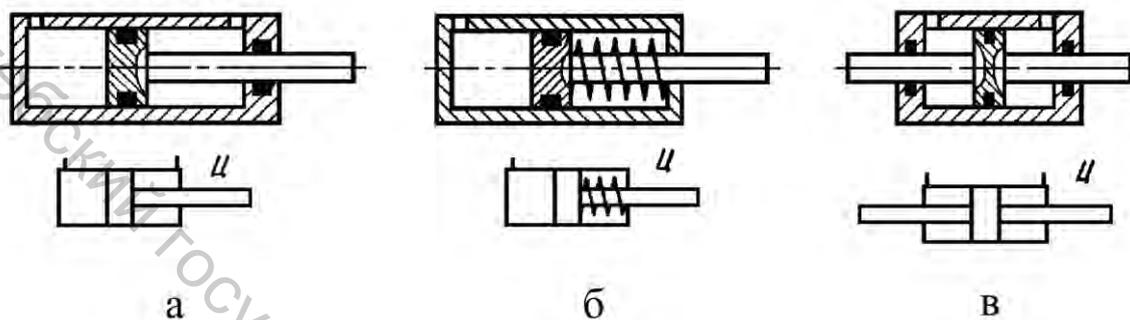


Рисунок 8 – Поршневые гидроцилиндры

Поршневые цилиндры подразделяют по следующим признакам: по направлению действия рабочей жидкости – одностороннего и двустороннего действия; по числу штоков – с односторонним и двусторонним штоком; по виду выходного звена – с подвижным штоком и подвижным корпусом.

Принцип работы поршневого гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком (рис. 8 а) заключается в следующем. При соединении поршневой полости с напорной линией поршень вместе со штоком под действием давления рабочей жидкости перемещается вправо. При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости. При подводе рабочей жидкости под давлением в штоковую полость поршень со штоком перемещается в противоположном направлении.

В цилиндре одностороннего действия (рис. 8 б) шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость, и движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. Движение поршня со штоком в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например силы пружины сжатия, силы тяжести (веса) и т. д.

В цилиндрах двустороннего действия с двусторонним штоком (рисунок 8, в) имеются две рабочие полости. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня.

Основными параметрами гидроцилиндров являются:

- 1) номинальное давление $p_{ном}$;
- 2) диаметр цилиндра (поршня) D ;

3) диаметр штока d ;

4) ход штока L .

Необходимая площадь поршня F гидроцилиндра определяется из соотношения

$$F = \frac{R}{(p_{\text{дв}} - p_{\text{дс}}) \cdot \eta_{\text{цм}}} = S, \quad (15)$$

где R – нагрузка на шток при выдвигании штока, H ; $p_{\text{дв}}$ – давление на входе в цилиндр, $p_{\text{дв}} = (0,8 \dots 0,9) p_{\text{ном}}$; $p_{\text{дс}}$ – давление в сливной линии, Па ; $\eta_{\text{цм}}$ – механический КПД гидроцилиндра, равный $0,93 \dots 0,97$; S – рабочая площадь, на которую воздействует давление, м^2 .

Тогда внутренний диаметр гидроцилиндра определяется из соотношения

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}. \quad (16)$$

Диаметр гидроцилиндра, а также диаметр его штока уточняется в соответствии со стандартом.

В случае создания давления в штоковом пространстве или гидроцилиндра с двусторонним штоком рабочая площадь будет

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (17)$$

где d – диаметр штока. Принимая во внимание, что

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2},$$

то

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S \cdot \varphi}{\pi}}. \quad (18)$$

Величина φ понимается равной 1,25; 1,33 или 1,6.

Поворотным гидродвигателем называют объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного звена (вала) ограничен. Угол поворота валов поворотных гидродвигателей не превышает 360° . По конструкции рабочих камер поворотные гидродвигатели подразделяют на пластинчатые и поршневые.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин подразделяют на одно-, двух- и трехпластинчатые. На рисунке 9 а показана конструктивная схема однопластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса, вала, пластины, жестко соединенной с валом, и боковых крышек. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в левую камеру пластина с валом поворачивается по часовой стрелке под действием создаваемого крутящего момента. Одновременно с поворотом пластина вытесняет рабочую жидкость из правой камеры в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подводить ее под давлением в правую камеру, то вал гидродвигателя будет поворачиваться против часовой стрелки.

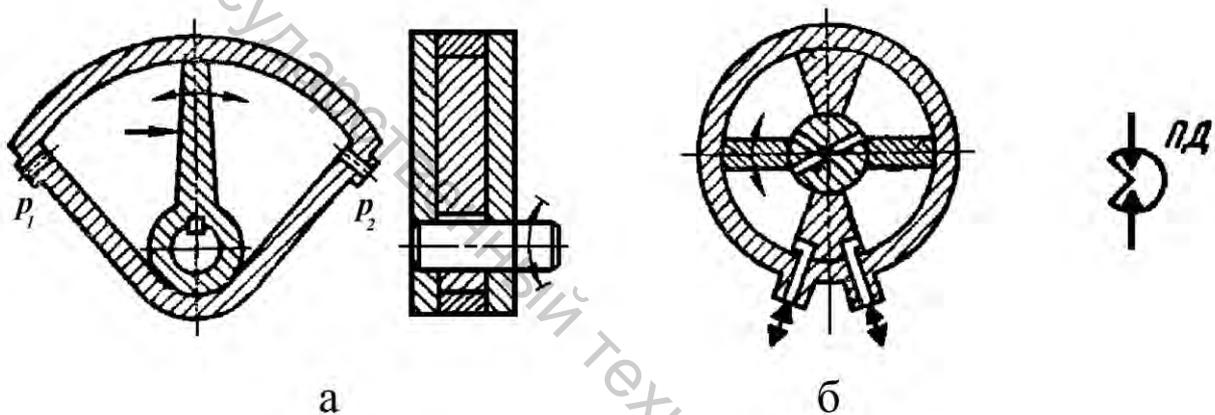


Рисунок 9 – Пластинчатые поворотные гидродвигатели

На рисунке 9 б показана конструктивная схема двухпластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса с неподвижными перегородками, вала и двух пластин. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры, которые соединены попарно каналами, выполненными в валу в разных плоскостях. При подводе рабочей жидкости под давлением, например в нижнюю левую камеру, она проходит также и в верхнюю правую камеру. В результате действия давления жидкости в этих камерах на пластины, возникает крутящий момент, под действием которого вал поворачивается по часовой стрелке.

Поршневые поворотные гидродвигатели имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями корпуса и поршня. На рисунке 10 показана конструктивная схема четырехпоршневого поворотного гидродвигателя с двумя реечно-зубчатыми передачами. Основными конструктивными элементами двигателя являются корпус и поршни, установленные в цилиндрических расточках корпуса. Поршни попарно жестко

соединены зубчатыми рейками, которые входят в зацепление с зубчатым колесом. Выходным звеном гидродвигателя является вал. Для выбора зазора и предохранения от поворота рейки вокруг продольной оси имеются два упора. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры (которые при работе гидродвигателя соединяются попарно: левая верхняя и правая нижняя, правая верхняя и левая нижняя).

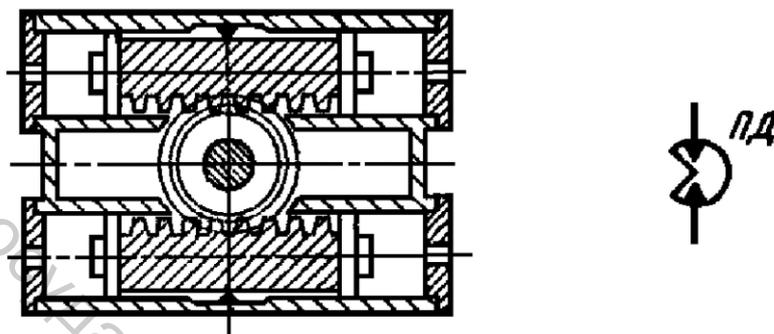


Рисунок 10 – Поршневой поворотный гидродвигатель

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в левую верхнюю и правую нижнюю рабочие камеры поршни, находящиеся в этих камерах, перемещаются в противоположные стороны. Вместе с поршнями перемещаются и рейки, которые поворачивают зубчатое колесо с валом по часовой стрелке. Одновременно при этом рабочая жидкость вытесняется поршнями из правой верхней и левой нижней камер в сливную линию гидросистемы. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в правую верхнюю и левую нижнюю рабочие камеры, то вал гидродвигателя повернется против часовой стрелки.

2.2 Гидравлическая аппаратура

Гидравлическими аппаратами (гидроаппаратурой) называют устройства гидропривода, которые выполняют хотя бы одну из функций управления: изменяют или ограничивают направление потока рабочей жидкости, открывают или перекрывают поток рабочей жидкости, изменяют параметры потока (расход или давление) рабочей жидкости или поддерживают их заданное значение. Различают регулирующие и направляющие гидравлические аппараты.

2.2.1 Регулирующие гидроаппараты

Регулирующая гидроаппаратура предназначена для регулирования давления и расхода рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения гидроаппарата, а также для осуществления управления этими параметрами. К этой аппаратуре относят клапаны давления, ограничивающие, поддерживающие или регулирующие давление в гидросистеме (предохранительные, переливные, редуционные клапаны, клапаны разности давлений); дроссели, регуляторы, клапаны соотношения расходов, поддерживающие заданный расход или соотношение расходов жидкости в гидросистеме.

Клапаном называют гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения (окна) изменяется под воздействием потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат. Клапан является автоматическим гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на его запорно-регулирующий элемент. В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В клапанах непрямого действия, представляющих собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного, рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидроприводов от давлений рабочей жидкости, превышающих установленные. Предохранительные клапаны относятся к клапанам эпизодического действия, при нормальных нагрузках гидроприводов они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное.

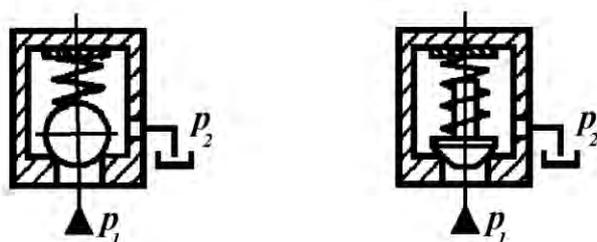


Рисунок 11 – Предохранительные клапаны прямого действия:
шариковый и конический

На рисунке 11 показаны конструктивные схемы предохранительных клапанов прямого действия, которые состоят из корпуса, запорно-регулирующего элемента (шарика или конуса), цилиндрической пружины и регулировочной шайбы. В корпусе каждого клапана имеются два отверстия: для подвода и отвода рабочей жидкости.

Принцип работы клапана основан на уравнивании силой пружины силы давления на запорно-регулирующий элемент. Когда давление жидкости на запорно-регулирующий элемент превысит силу пружины, клапан начнет открываться, преодолевая сопротивление пружины. При открытии клапана часть жидкости, нагнетаемой насосом, сливается в бак. Закрытие клапана происходит, когда сила пружины превышает силу давления жидкости на запорно-регулирующий элемент.

На рисунке 12 показана конструктивная схема предохранительного клапана непрямого действия. В корпусе кроме основного конического клапана имеется вспомогательный шариковый клапан с пружиной. Для уменьшения усилия пружины основного клапана полость внутри него соединена через дроссель с напорной (входной) полостью. Давление настройки вспомогательного клапана регулируется винтом. Полость вспомогательного клапана при помощи канала соединена со сливной (выходной) полостью.

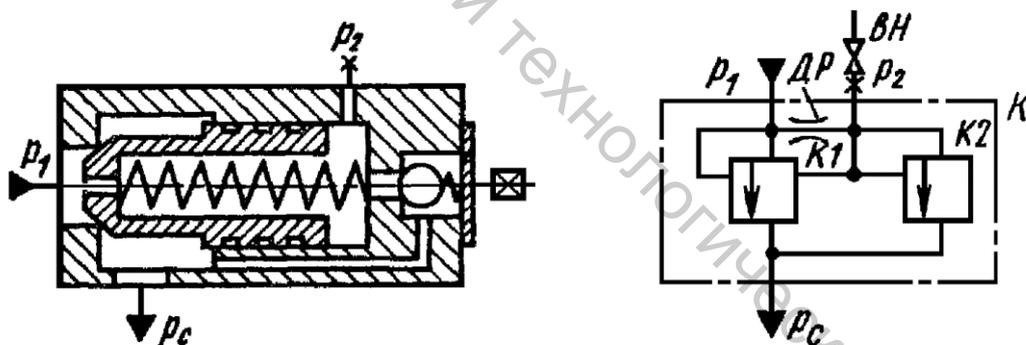


Рисунок 12 – Предохранительный клапан непрямого действия

Принцип работы клапана заключается в следующем. При допустимом давлении в напорной полости на основной клапан со стороны его внутренней полости действуют сила пружины и сила давления p_2 , которые прижимают клапан к седлу корпуса. Этот клапан закрыт до тех пор, пока закрыт вспомогательный клапан. При давлении рабочей жидкости в напорной полости p_1 больше допустимого увеличивается давление p_2 во внутренней полости основного клапана. При этом открывается вспомогательный шариковый

клапан, и рабочая жидкость из внутренней полости основного клапана поступает через вспомогательный клапан в его полость и по каналу в сливную полость. Давление во внутренней полости основного клапана уменьшается и под действием давления p_1 он смещается влево, открывая проход рабочей жидкости через основной клапан в сливную полость. Основной клапан может разгружаться также дистанционно. Для этого достаточно соединить боковой канал со сливной линией при помощи вентиля *ВН*.

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной линии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы. К переливным клапанам не предъявляют высоких требований к герметичности, поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников. На рисунке 13 показаны конструктивные схемы золотниковых переливных клапанов прямого действия. Основными элементами золотникового переливного клапана являются корпус, золотник и цилиндрическая пружина. Клапан на заданное давление регулируют при помощи регулировочного винта.

Принцип работы клапана заключается в следующем. При подводе к клапану рабочей жидкости под давлением золотник под действием разности сил давления жидкости и пружины перемещается вверх. При этом образуется рабочее проходное сечение (щель) между острыми кромками расточки корпуса и золотника. Чем больше расход рабочей жидкости, сливающейся из напорной линии, тем больше величина открытия клапана. Изменение давления в напорной линии будет при этом пропорционально подъему золотника и жесткости пружины.

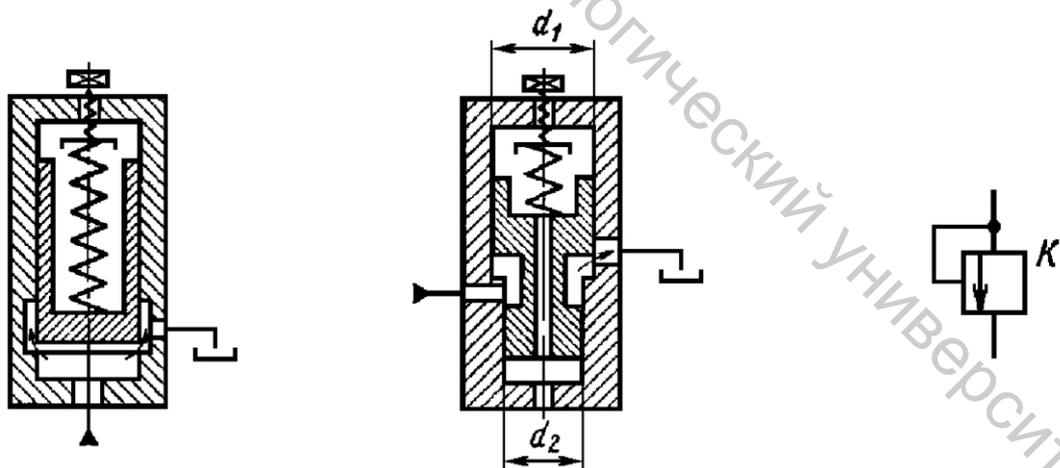


Рисунок 13 – Переливные клапаны прямого действия:
золотниковый и дифференциальный

Переливной клапан с дифференциальным золотником состоит из корпуса, золотника, цилиндрической пружины и регулировочного винта. Золотник имеет два цилиндрических пояска разных диаметров d_1 и d_2 . Пружина клапана воспринимает давление жидкости, действующее на эффективную площадь, равную разности площадей торцов золотника. Использование в клапане дифференциального золотника, работающего по принципу гидравлического уравнивания, позволяет уменьшить размеры пружины.

Редукционным клапаном называют клапан давления, предназначенный для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого, чем давление в подводимом потоке. Редукционные клапаны применяют в гидроприводах, в которых от одного источника питаются несколько потребителей, работающих при разных давлениях.

На рисунке 14 показана конструктивная схема редукционного клапана прямого действия. Основные элементы клапана: корпус, золотник, пружина и регулировочный винт. Клапан подключают в гидросеть последовательно.

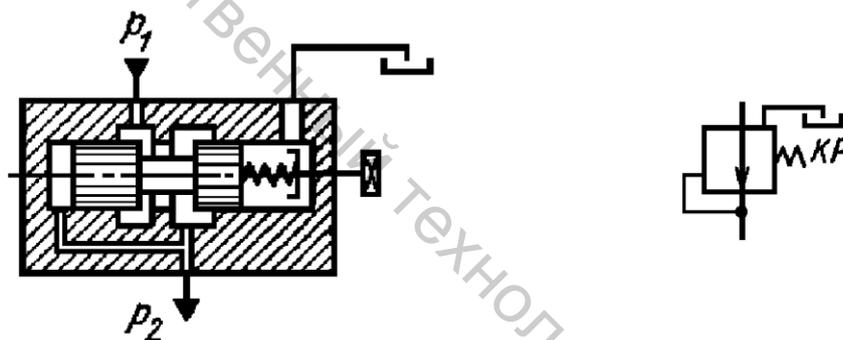


Рисунок 14 – Редукционный клапан прямого действия

Принцип работы редукционного клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением p_1 подводится во входную полость, затем дросселируется через рабочее проходное сечение клапана. Вследствие этого давление на выходе клапана p_2 (редуцированное давление) в выходной полости понижается и поддерживается в заданных пределах. При повышении редуцированного давления сверх расчетного золотник клапана автоматически перемещается вправо, сжимая пружину. При этом рабочее проходное сечение (дросселирующая щель) уменьшится, гидравлическое сопротивление увеличится и давление снизится до расчетного значения. При понижении редуцированного давления ниже расчетного значения золотник переместится влево под действием пружины. При этом рабочее проходное сечение

увеличится, гидравлическое сопротивление уменьшится и давление увеличится до расчетного значения.

Для повышения стабильности редуцированного давления применяют редуцирующие клапаны непрямого действия (рис.15). Клапан состоит из корпуса, в центральной расточке которого размещены золотник основного клапана и вспомогательный шариковый клапан. Усилие пружины регулируется винтом. Полость *A* соединена с полостью *Д* каналом, выполненным внутри золотника. Внизу этого канала установлен демпфер. Полости *A* и *Г* соединены с полостью *В* соответствующими каналами. Полость *Е* шарикового клапана имеет канал для слива жидкости в бак. Рабочее проходное сечение в основном клапане образуется кромками цилиндрической расточки корпуса и конического пояса золотника.

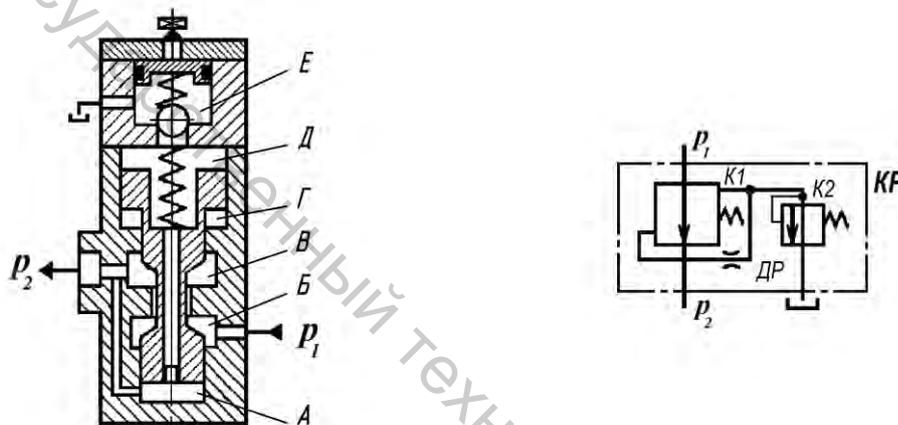


Рисунок 15 – Редуцирующий клапан непрямого действия

Принцип работы клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под высоким давлением p_1 поступает в полость *Б* и через рабочее проходное сечение попадает в полость *В*. При этом происходит дросселирование жидкости, в результате чего давление на выходе клапана понижается до установленного значения p_2 . Если давление на выходе станет больше расчетного, давление в полости *Д* также увеличится, шариковый клапан откроется и часть жидкости сольется в бак. Под действием давления жидкости в полостях *А*, *Г* и *Д* золотник перемещается вверх, рабочее проходное сечение при этом уменьшается. Вследствие этого давление в полости *В* уменьшается до первоначального значения. При понижении редуцированного давления золотник под действием силы пружины опускается, рабочее проходное сечение увеличивается, что вызывает увеличение выходного давления до установленного значения. Таким образом, давление p_2 автоматически

поддерживается постоянным независимо от изменения нагрузки на выходе клапана.

Клапаном разности давлений называют клапан давления, предназначенный для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постоянном потоке. На рисунке 16 показана конструктивная схема клапана разности давлений, состоящего из корпуса, запорно-регулирующего элемента (клапана), цилиндрические пружины и регулирующие прокладки. В клапане имеется отверстие для соединения входной полости с внутренней полостью клапана. Разность давлений на входе и выходе клапана остается постоянной и зависит от диаметра входного отверстия и силы давления пружины.

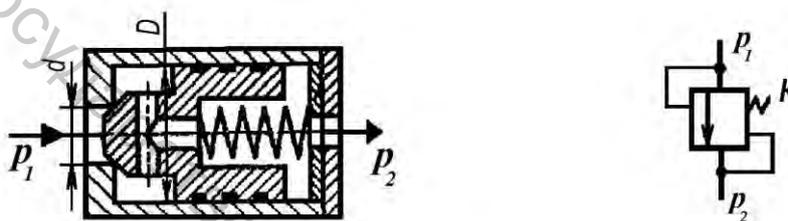


Рисунок 16 – Клапан разности давлений

Под гидравлическим дросселем понимают регулирующий гидроаппарат, устанавливающий определенную связь между перепадами давления на самом дросселе и расходом жидкости через него при создании гидравлического сопротивления движению потока жидкости. Дополнительное гидравлическое сопротивление создается за счет изменения проходного сечения потока. Изменением гидравлического сопротивления дросселя обеспечивается необходимый перепад давлений на тех или иных элементах гидросистем, а также изменяется величина потока жидкости, проходящего через дроссель. Дроссели разделяют на нерегулируемые и регулируемые.

В нерегулируемых дросселях используются местные гидравлические сопротивления в виде сужений, диафрагм и насадков, площадь поперечного сечения которых остается постоянной.

Регулируемый дроссель – это дроссель, у которого площадь его проходного сечения можно менять путем воздействия на его запорно-регулирующий элемент извне. Такие регулируемые дроссели применяют в гидроприводах для регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей, работающих в режимах постоянных нагрузок. Дроссели по конструкции запорно-регулирующих элементов подразделяют на золотниковые и крановые. На рисунке 17 а показана конструктивная схема золотникового

дресселя, в котором рабочее проходное сечение создается кромками расточки корпуса и золотника. Для изменения площади рабочего проходного сечения дресселя необходимо перемещать золотник в осевом направлении.

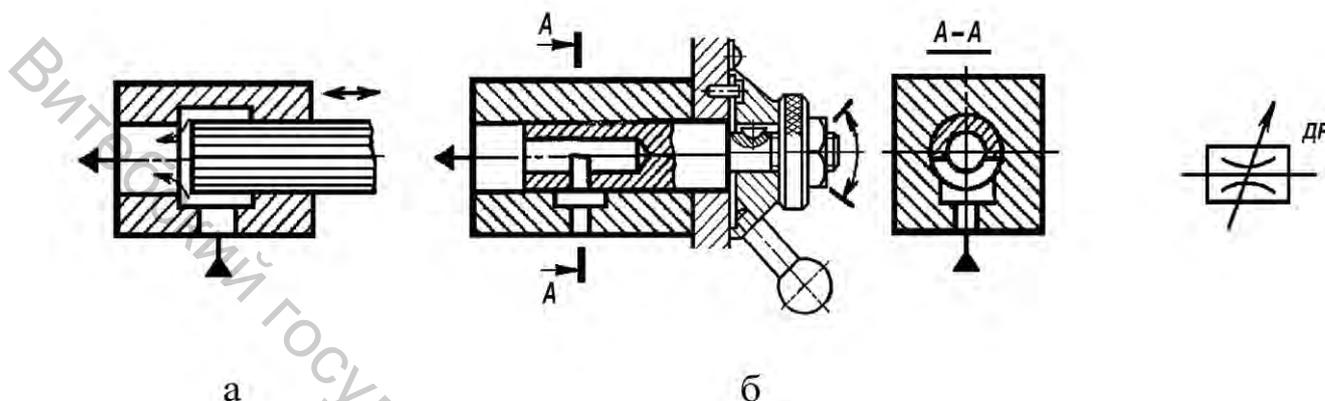


Рисунок 17 – Регулируемые дрессели

На рисунке 17 б показана конструктивная схема кранового дресселя, в котором рабочее проходное сечение создается между расточкой корпуса и узкой щелью, выполненной в полем кране. Кран с лимбом и рукояткой установлен в корпусе, закрытом крышками. Для изменения площади рабочего проходного сечения дресселя необходимо повернуть кран в ту или иную сторону. Принцип работы дресселя заключается в следующем. Рабочая жидкость подводится во входной канал и, проходя через щель, поступает в канал на выход из дресселя. Расход рабочей жидкости через дрессель зависит от площади рабочего проходного сечения щели, которое изменяется при повороте крана. Чем больше угол поворота крана, тем больше расход через дрессель.

При прочих равных условиях расход жидкости через дрессель зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давлений.

Регулятором потока называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы потока представляют собой модули, состоящие из регулируемого дресселя и клапана. Клапаны, входящие в состав регуляторов потока, могут быть включены с дресселем как последовательно, так и параллельно.

На рисунке 18 показана конструктивная схема регулятора потока с последовательным включением клапана. В корпусе регулятора размещены регулируемый дрессель и золотник редукционного клапана с цилиндрической

пружиной. Полость **Б** клапана соединена каналом с выходом из регулятора, а полости **В** и **Г** соединены каналами с полостью **А**.

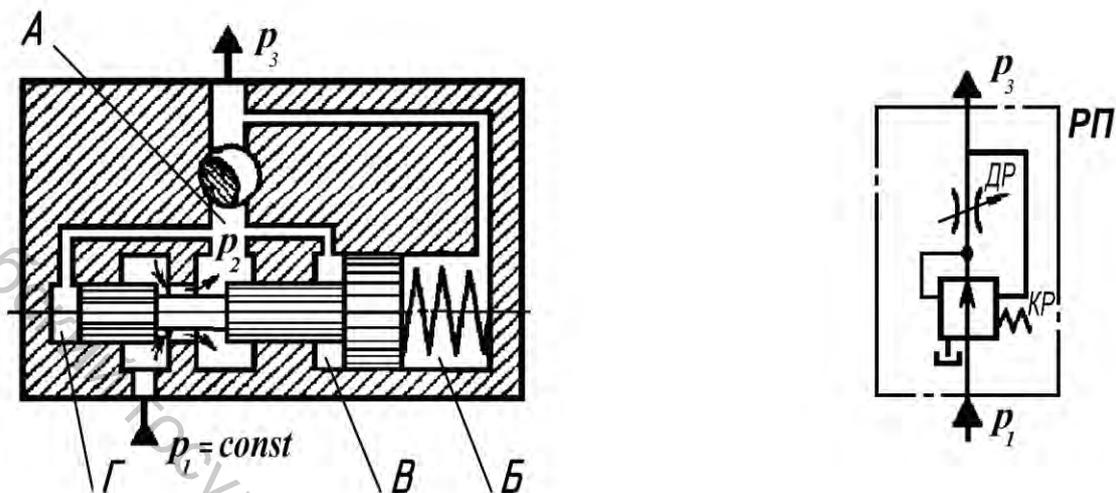


Рисунок 18 – Регулятор потока с последовательным включением редукционного клапана

Принцип работы регулятора заключается в следующем. Рабочая жидкость под постоянным давлением p_1 поступает через редукционный клапан в полость **А**, давление в которой равно p_2 , а затем через дроссель поступает на выход регулятора под давлением p_3 . В полостях **В** и **Г** на золотник клапана действует давление p_2 , а в полости **Б** – сила пружины и давление p_3 , зависящее от нагрузки. Если давление p_3 увеличится, то перепад давлений на дросселе уменьшится. В этом случае вследствие увеличения давления в полости **Б** золотник редукционного клапана автоматически перемещается влево, увеличивая при этом рабочее проходное сечение. В результате этого расход и давление p_2 также увеличиваются. Таким образом, прежний перепад давлений на дросселе восстанавливается. При уменьшении давления p_3 золотник клапана перемещается вправо, уменьшая при этом рабочее проходное сечение, в результате чего давление p_2 уменьшается. И в этом случае перепад давлений на дросселе также восстанавливается.

Клапаны соотношения расходов предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках. Необходимость в этом возникает в гидроприводах, в которых от одного насоса питаются два или более гидродвигателей и при этом необходимо обеспечить синхронизацию движения их выходных звеньев независимо от изменения нагрузки. В зависимости от места их установки в гидросистемах, клапаны соотношения расходов подразделяют на делители и сумматоры потоков. Делители потоков, предназначенные для разделения одного потока рабочей жидкости на два, устанавливают последовательно в

напорной линии. Сумматоры потоков устанавливают в гидросистемах для соединения двух сливных линий гидродвигателей в один поток.

На рисунке 19 показана конструктивная схема делителя потоков, подключенного к двум гидроцилиндрам **Ц1** и **Ц2**. В центральной расточке корпуса расположен плавающий цилиндрический золотник, имеющий каналы, в которых установлены одинаковые постоянные дроссели. Корпус имеет напорную полость и две торцевые камеры.

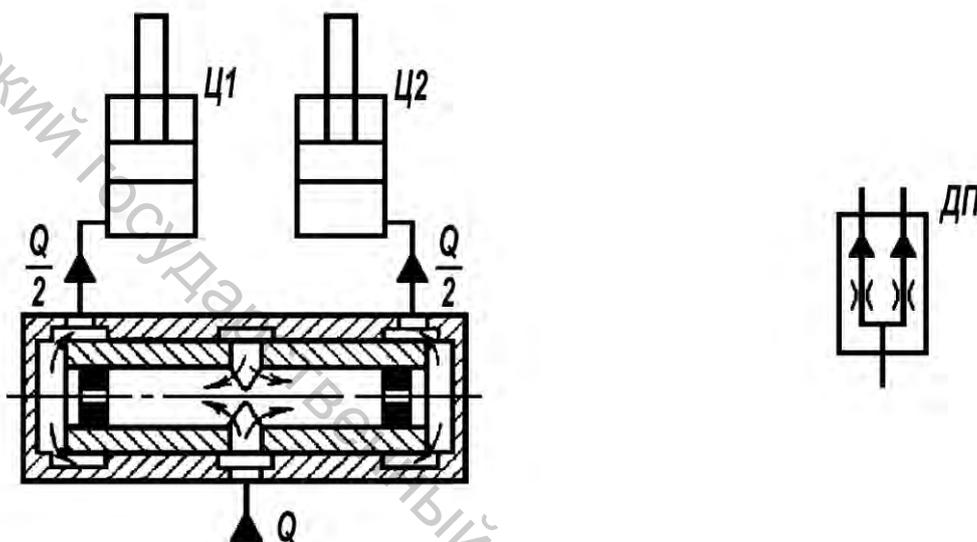


Рисунок 19 – Делитель потоков

Принцип работы делителя потоков заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением поступает в напорную полость, затем поток делится на два потока, и жидкость через дроссели перемещается в торцевые камеры и далее через рабочие проходные сечения к цилиндрам **Ц1** и **Ц2**. При равенстве давления жидкости в торцевых камерах золотник делителя находится в равновесии (в среднем положении). В результате этого рабочие проходные сечения дросселирующих щелей в обеих торцевых камерах одинаковы, следовательно, одинаковы и расходы жидкости в обоих отводах делителя потоков. При изменении нагрузки в одном из двух цилиндров, например в цилиндре **Ц2**, немедленно уменьшается расход через правую дросселирующую щель. При этом давление в правой торцевой камере увеличивается. Под действием перепада давлений золотник перемещается влево. При этом уменьшается рабочее проходное сечение левой дросселирующей щели, и расход в левой ветви становится равным расходу в правой ветви делителя потоков. При выравнивании давлений в торцевых камерах золотник возвращается в среднее положение.

2.2.1 Направляющие гидроаппараты

Направляющая гидроаппаратура предназначена для изменения направления потока рабочей жидкости в гидросистеме, что достигается путем открытия или закрытия рабочего проходного сечения гидроаппарата. Она делится на гидрораспределители, обратные клапаны и гидрозамки.

Гидравлическим распределителем называют гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего воздействия. Основными конструктивными элементами распределителя являются корпус и запорно-регулирующий элемент. Распределители подразделяют по следующим признакам: по конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные; по числу внешних гидролиний – двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и так далее; по числу позиций запорно-регулирующего элемента – двухпозиционные, трехпозиционные и так далее; по виду управления – с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением; по способу открытия рабочего проходного сечения – направляющие и дросселирующие. Установлены также цифровые обозначения распределителей дробью: в числителе указывают число внешних линий распределителя, в знаменателе – число рабочих позиций. Так, четырехлинейный трехпозиционный распределитель обозначают $4/3$.

На рисунке 20 показаны условные графические обозначения распределителей: а – направляющего двухлинейного двухпозиционного распределителя $2/2$ с ручным управлением; б – направляющего двухлинейного двухпозиционного распределителя $2/2$ с гидравлическим управлением; в – направляющего трехлинейного двухпозиционного распределителя $3/2$ с управлением от кулачка и пружинным возвратом; г – дросселирующего четырехлинейного трехпозиционного распределителя $4/3$ с управлением от двух электромагнитов; д – направляющего четырехлинейного трехпозиционного распределителя $4/3$ с электрогидравлическим управлением.

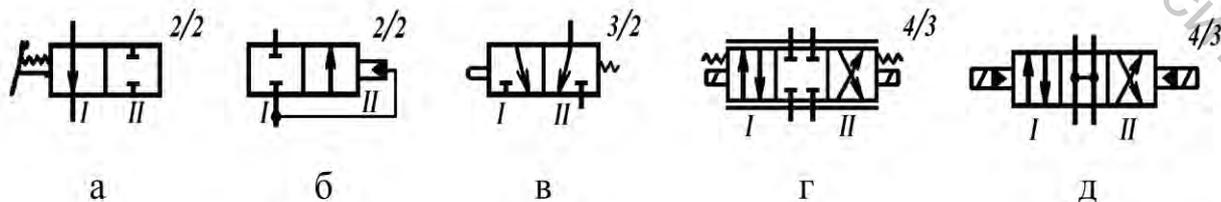


Рисунок 20 – Условные обозначения различных типов распределителей

На рисунке 21 показана конструктивная схема дросселирующего четырехлинейного трехпозиционного распределителя с цилиндрическим золотником. На схеме распределитель подключен к цилиндру Ц. В корпус распределителя запрессована втулка, в цилиндрическую расточку которой вставлен цилиндрический золотник с радиальным зазором 4–10 мкм. Золотник имеет три цилиндрических пояска с острыми кромками, а втулка – пять цилиндрических расточек с острыми кромками. Рабочие проходные сечения в распределителе возникают между кромками цилиндрических расточек втулки и цилиндрическими поясками золотника. При положении золотника в исходной позиции напорная и сливная линии, а также обе полости цилиндра перекрыты. При перемещении золотника из исходной позиции вправо напорная полость распределителя через рабочее проходное сечение соединяется с левой полостью цилиндра Ц и под действием давления его поршень перемещается вправо. При этом рабочая жидкость вытесняется из правой полости цилиндра через второе рабочее проходное сечение распределителя в бак. При перемещении золотника из исходной позиции влево (позиция II) рабочая жидкость под давлением подводится в правую полость цилиндра, а из левой полости – через распределитель вытесняется в бак.

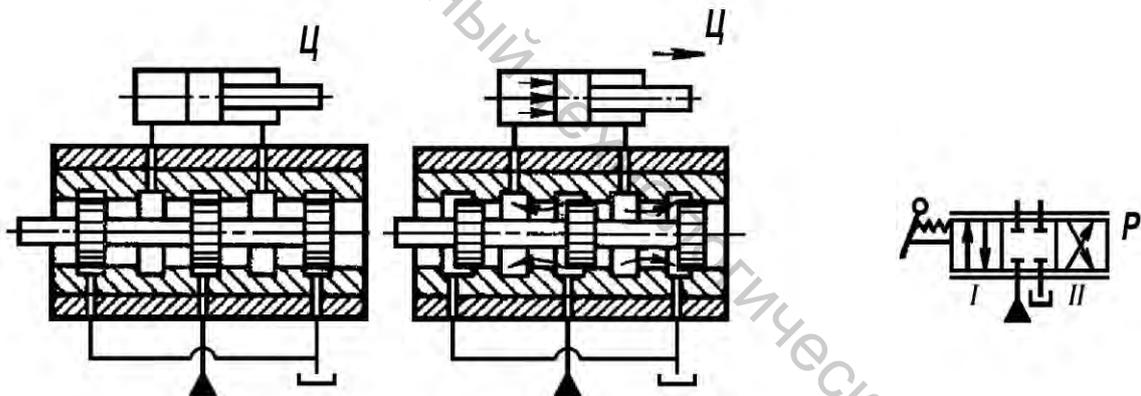


Рисунок 21 – Дросселирующий распределитель 4/3 с цилиндрическим золотником в исходной и рабочей позиции

На рисунке 22 показана конструктивная схема направляющего трехлинейного двухпозиционного золотникового распределителя, подключенного к цилиндру Ц. При положении золотника в исходной позиции I напорная линия соединена через корпус с поршневой полостью цилиндра, в результате чего поршень перемещается вправо и сжимает пружину. Сливная линия при этом перекрыта правым цилиндрическим пояском золотника. При перемещении золотника вправо в рабочую позицию II полость цилиндра

соединяется через корпус 1 со сливной линией и поршень цилиндра под действием силы пружины перемещается влево. Напорная линия при этом перекрыта.

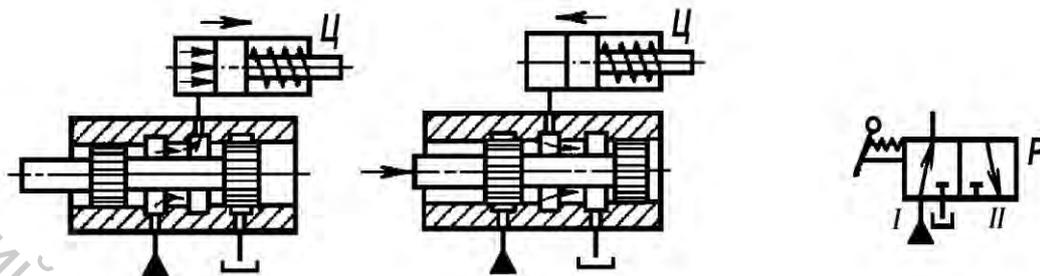


Рисунок 22 – Направляющий распределитель 3/2 с цилиндрическим золотником в положениях I, II

Обратные клапаны предназначены для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении. Обратный клапан конструктивно подобен предохранительному клапану с той лишь разницей, что в нем применяется пружина с малым усилием, предназначенная лишь для преодоления сил трения при посадке запорного элемента на седло. Применяют обратные клапаны с шариковыми и конусными запорными элементами. На рисунке 23 показана конструктивная схема конического обратного клапана, состоящего из корпуса, конического клапана, цилиндрической пружины, седла и крышки с уплотнительным кольцом.

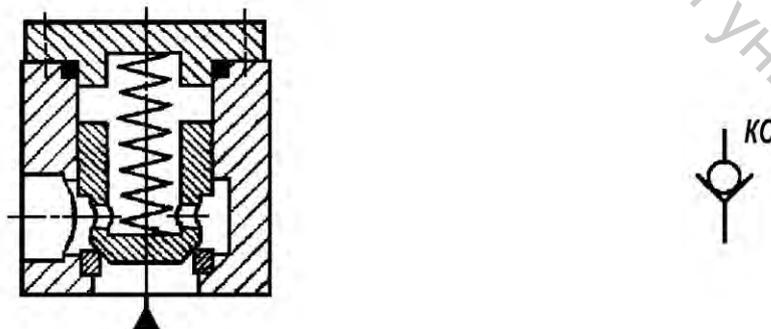


Рисунок 23 – Обратный клапан

Принцип работы обратного клапана заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости во входную полость клапан отходит от седла и обеспечивает движение жидкости в выходную полость и далее в гидрولينию. При обратном направлении потока рабочей жидкости клапан под действием давления жидкости плотно прижимается к седлу и перекрывает проход жидкости. На корпусах обратных клапанов наносят стрелку, указывающую направление движения рабочей жидкости через клапан.

Гидравлическим замком называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости в одном направлении и запираания потока жидкости в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – в обоих направлениях. Гидрозамки подразделяют по следующим признакам: по числу запорных элементов – на односторонние и двухсторонние; по конструкции запорных элементов – с шариковыми и коническими клапанами; по виду управляющего воздействия – с механическим, гидравлическим, пневматическим и электромагнитным управлением. На рисунке 24 показаны конструктивная схема одностороннего гидрозамка и схема его включения в гидросистему. Основной запорный элемент гидрозамка выполнен в виде конического клапана. Клапан поджат пружиной к седлу. В левой цилиндрической расточке корпуса размещен плавающий поршень с толкателем. Под действием силы пружины поршень находится в крайнем левом положении и толкатель не касается клапана. Корпус гидрозамка имеет левую полость управления – для создания управляющего воздействия на поршень, среднюю полость – для соединения с напорной или со сливной линиями и правую полость – для соединения с рабочей полостью гидродвигателя.

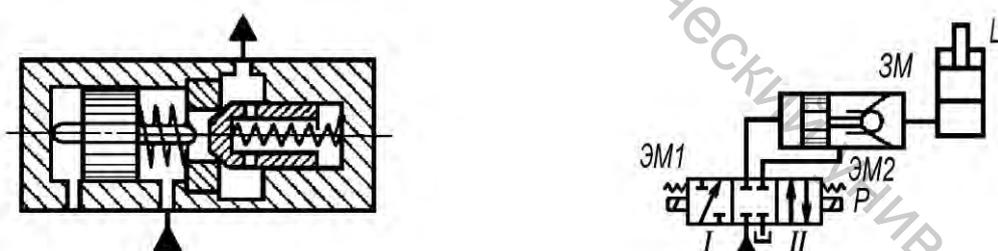


Рисунок 24 – Гидрозамок односторонний

Принцип работы одностороннего гидрозамка заключается в следующем. При отсутствии управляющего воздействия на поршень (оба электромагнита обесточены, исходная позиция распределителя *P*) гидрозамок работает в режиме обратного клапана. Под действием давления жидкости клапан

закрывается, правая полость гидрозамка и рабочая полость цилиндра Ц оказываются запертыми. При этом поршень цилиндра застопорен в заданном положении (режим фиксирования). При соединении средней полости гидрозамка с напорной линией (включен электромагнит ЭМ1, позиция I распределителя) клапан под действием давления автоматически открывается и рабочая жидкость через щель клапана поступает сначала в среднюю полость гидрозамка, а затем в рабочую полость цилиндра Ц. В результате этого происходит подъем поршня цилиндра. При наличии управляющего воздействия гидрозамок работает в режиме клапанного распределителя. При соединении полости управления с напорной линией, а средней полости со сливной (включен электромагнит ЭМ2, позиция II распределителя) поршень с толкателем под действием давления жидкости, преодолевая усилие пружины и давление жидкости в правой полости, перемещается вправо. При этом толкатель открывает клапан, обеспечивая пропускание рабочей жидкости в обратном направлении – из правой полости в среднюю полость и далее к сливной линии. В результате этого поршень гидроцилиндра Ц опускается под действием силы тяжести. После прекращения управляющего воздействия (полость управления соединяется со сливной линией) поршень с толкателем под действием силы пружины возвращается в левое крайнее положение. При этом клапан автоматически закрывается и правая полость снова запирается.

2.3 Вспомогательные гидравлические устройства

Вспомогательные устройства гидросистем обеспечивают надежную работу насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры и всего гидропривода в целом. К вспомогательным устройствам относятся: гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы), фильтры, теплообменники для рабочей жидкости и тому подобное.

2.3.1 Гидравлические емкости

Гидроемкостью называют устройство, предназначенное для содержания в нем рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода. К гидроемкостям относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробак – гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать охлаждение рабочей жидкости, удаление из нее пузырьков воздуха, осаждение загрязнений и температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости. Гидробаки могут находиться под атмосферным и под избыточным давлением.

На рисунке 25 показаны конструктивная схема и условное графическое изображение гидробака, предназначенного для работы под атмосферным давлением. Основными элементами бака являются корпус (сварной или литой) и крышка. Герметизацию их соединения обеспечивает уплотнительная прокладка. В крышке установлен сапун – устройство для сообщения внутренней полости бака с атмосферой. Сапун обычно состоит из пневматического клапана и воздушного фильтра. Заливная горловина с фильтром предназначена для заполнения бака рабочей жидкостью. Для слива рабочей жидкости из бака и удобства его промывки в самом низком месте корпуса для полного опорожнения бака имеется сливная пробка. Пробку выполняют в виде магнитного уловителя. Для улучшения отстоя рабочей жидкости корпус разделен на отсеки перегородками. Всасывающий и сливной патрубки расположены в крышке на максимальном расстоянии друг от друга в разных отсеках корпуса, что также улучшает условия отстоя рабочей жидкости в баке. В начале всасывающего патрубка установлен сетчатый фильтр грубой очистки. Сливной патрубок оканчивается закрытым диффузором. Радиус диффузора и высоту щели выбирают из условия обеспечения минимальной скорости жидкости на выходе в бак, при которой визуально не наблюдается выделения мелких пузырьков газа в жидкости. Для контроля уровня рабочей жидкости в корпусе имеется смотровая щель, закрытая прозрачным стеклом. С этой же целью внутри бака устанавливают поплавковое реле уровня жидкости, предназначенное для подачи сигнала при достижении заданного наименьшего уровня рабочей жидкости. В корпусе бака установлен водяной охладитель, теплообменная труба которого выполнена в виде змеевика.

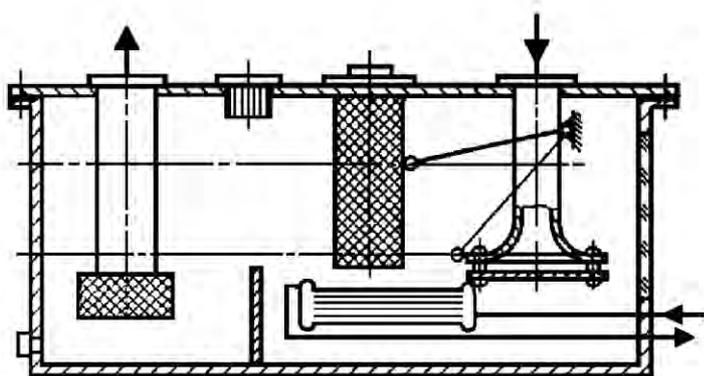


Рисунок 25 – Гидробак, работающий под атмосферным давлением

На рисунке 26 показана конструктивная схема гидробака, предназначенного для работы под избыточным давлением. Между корпусом и крышкой установлена мембрана, которая отделяет рабочую жидкость от сжатого воздуха (газа). Принцип работы бака следующий. При подводе сжатого воздуха в газовую полость бака мембрана деформируется и передает давление на рабочую жидкость. Под давлением жидкость движется из полости бака в напорную линию. Давление в сливной линии в данном случае равно давлению в напорной линии. Для компенсации температурного расширения рабочей жидкости к баку подсоединяют сифонные или поршневые термокомпенсаторы.

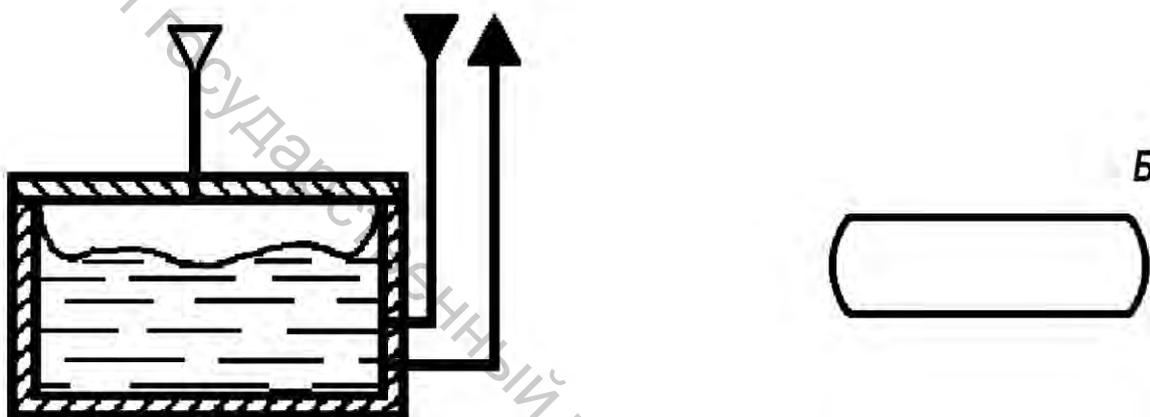


Рисунок 26 – Гидробак, работающий под избыточным давлением

Гидравлическим аккумулятором называют гидроемкость, предназначенную для накопления (аккумулирования) и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Аккумулирование энергии рабочей жидкости происходит во время зарядки аккумулятора, а возврат энергии – во время его разрядки. В зависимости от способа накопления энергии гидроаккумуляторы подразделяют на аккумуляторы с упругим корпусом, пружинные и пневмогидроаккумуляторы. В аккумуляторах с упругим корпусом аккумулялирование и возврат энергии рабочей жидкости происходят в результате упругих деформаций корпусов, в пружинных аккумуляторах – в результате упругих деформаций пружин, а в пневмогидроаккумуляторах – в результате сжатия и расширения газа.

Аккумуляторы с упругим корпусом применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости. На рисунке 27 а показан гидроаккумулятор с упругим корпусом, выполненный в виде металлического сифона. Гидравлическую полость аккумулятора при

монтаже подсоединяют к гидросистеме. Во время зарядки аккумулятора происходит растяжение корпуса сильфона, а во время разрядки рабочая жидкость вытесняется из полости под действием сил деформации корпуса сильфона. Аккумуляторы с упругим корпусом могут применяться совместно, например, с гидробаками как термокомпенсаторы.

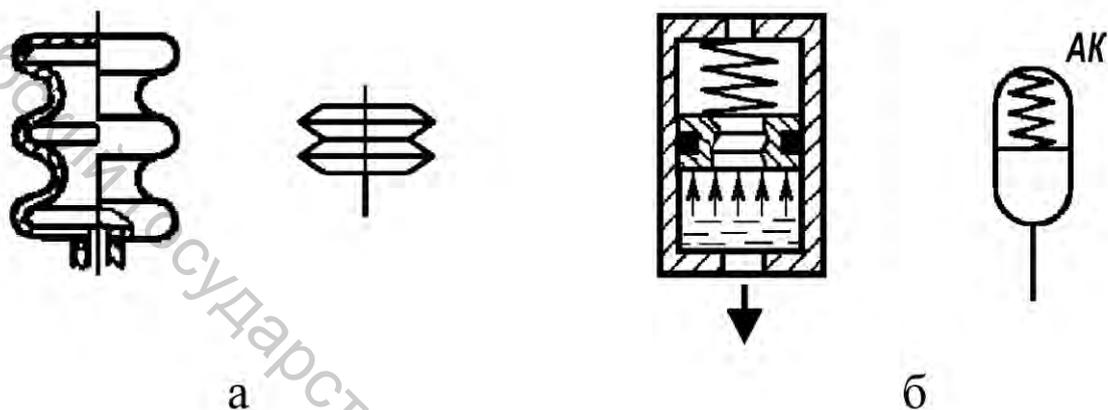


Рисунок 27 – Гидроаккумуляторы: с упругим корпусом (сильфонный) (а) и пружинный (б)

Пружинные гидроаккумуляторы применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости. На рисунке 27 б показана конструктивная схема пружинного гидроаккумулятора, состоящего из корпуса, поршня с уплотнительным кольцом и пружины. Гидравлическую полость аккумулятора при монтаже подсоединяют к напорной линии гидросистемы. Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в напорной линии поршень аккумулятора перемещается вверх и сжимает пружину. Таким образом происходит зарядка аккумулятора. Если давление рабочей жидкости в напорной линии по какой-либо причине уменьшится, то происходит разрядка аккумулятора, при которой поршень аккумулятора под действием силы пружины перемещается вниз и вытесняет рабочую жидкость под давлением из полости гидроаккумулятора в линию гидросистемы.

Пневмогидроаккумуляторы подразделяют по следующим признакам: по наличию деления сред – на аккумуляторы без разделителя и с разделителем; по конструкции разделителя – на поршневые, мембранные и баллонные; по форме корпусов – на цилиндрические и сферические.

На рисунке 28 а показана конструктивная схема поршневого пневмоаккумулятора, который состоит из цилиндрического корпуса и поршня с уплотнительным кольцом. Пневматическая полость аккумулятора заполняется

сжатым газом (воздухом или азотом) под некоторым начальным давлением. Гидравлическая полость аккумулятора подсоединяется к гидросети. Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. Зарядка аккумулятора происходит при увеличении давления рабочей жидкости в гидросети. При этом поршень аккумулятора под действием давления жидкости перемещается вверх и сжимает газ в пневматической полости. При уменьшении давления рабочей жидкости в гидросети аккумулятор разряжается: поршень под действием давления газа перемещается вниз и вытесняет рабочую жидкость из гидравлической полости аккумулятора.

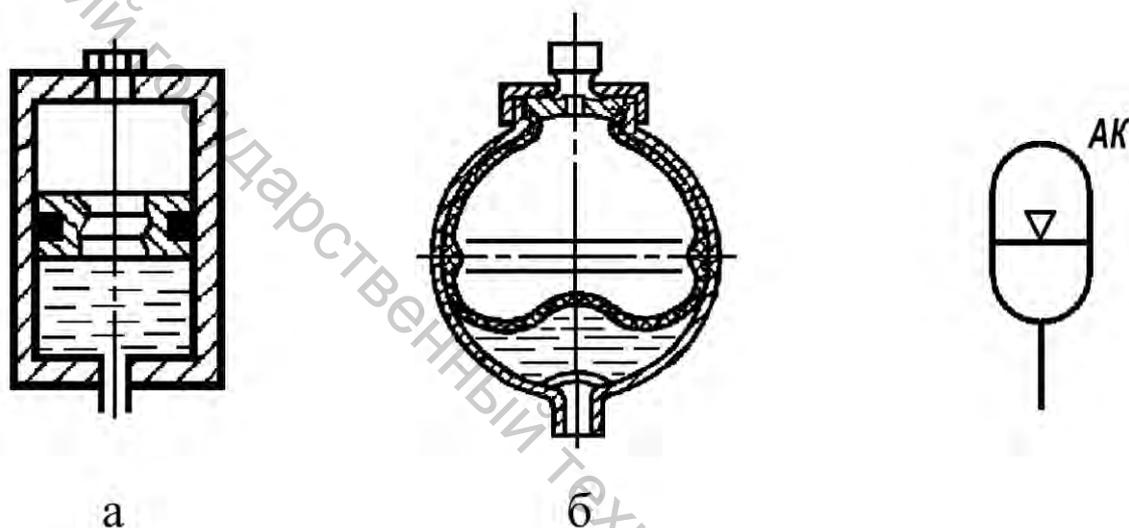


Рисунок 28 – Пневмогидроаккумуляторы: поршневой (а) и мембранный (б)

На рисунке 28 б показана конструктивная схема сферического мембранного пневмогидроаккумулятора, который состоит из корпуса, резиновой мембраны, крышки и накидной гайки. Крышка имеет штуцер для заправки пневматической полости аккумулятора газом. Сферический корпус в верхней части имеет посадочное место для размещения герметизирующей кромки мембраны, а в нижней – штуцер для подсоединения гидравлической полости аккумулятора к гидросети. Мембрана имеет утолщение, которое стабилизирует положение деформированной мембраны. Сферические аккумуляторы имеют более совершенную форму, они отличаются компактностью и меньшей массой. Поскольку сопротивление деформации мембраны незначительно, то мембранные аккумуляторы практически безынерционны.

2.3.2 Фильтры

Гидравлическим фильтром называют аппарат для разделения жидких неоднородных смесей методом фильтрования. В основе метода фильтрования лежит процесс, при котором жидкость преднамеренно пропускают через пористую среду или поверхность. При этом взвешенные частицы задерживаются пористой средой. Основными составными частями конструкции фильтра являются его корпус и фильтрующий элемент. В зависимости от конструкции фильтрующие элементы подразделяют на щелевые, сетчатые и пористые.

Щелевые фильтры – фильтры, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через щели в фильтрующем пакете. В зависимости от конструкции фильтрующего элемента или пакета различают пластинчатые и проволочные щелевые фильтры.

На рисунке 29 *а* показана конструкция пластинчатого фильтрующего элемента, который представляет собой набор основных и промежуточных пластин, закрепленных на оси. Размер щели определяется толщиной промежуточной пластины. Для прохода рабочей жидкости в основных пластинах сделаны вырезы в виде круговых секторов. Принцип работы фильтрующего элемента заключается в следующем. При подводе с внешней стороны рабочая жидкость поступает через щели во внутренние полости пакета. При этом загрязняющие частицы остаются на внешней поверхности пакета. Отфильтрованная жидкость выходит из фильтроэлемента через выходное отверстие.

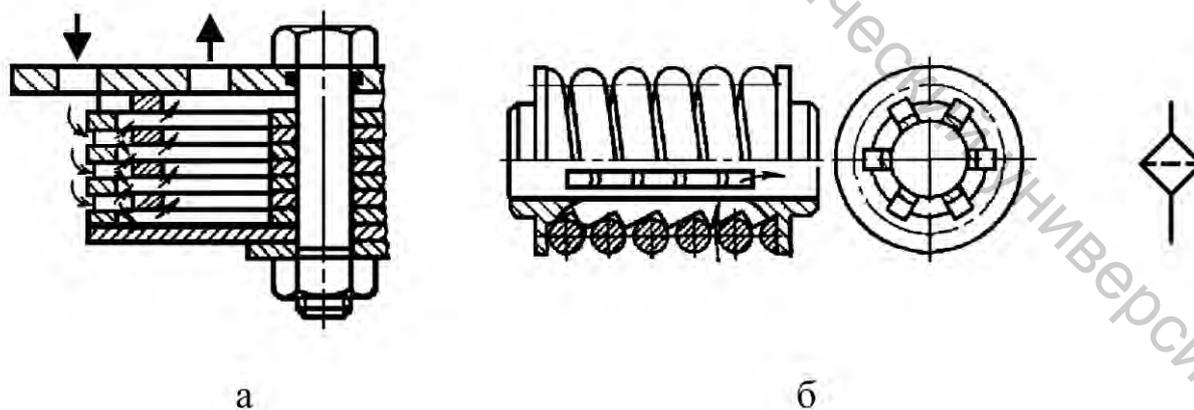


Рисунок 29 – Фильтры: пластинчатый (а) и проволочный (б)

Проволочный фильтрующий элемент (рисунок 29 б) получают намоткой проволоки из нержавеющей стали на корпус фильтроэлемента, имеющий продольные сквозные пазы. Для улучшения намотки проволоки на корпусе нарезана мелкая резьба.

В сетчатых фильтрах фильтрование происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки (как правило, металлической) фильтрующего элемента.

В пористых фильтрах очистка рабочей жидкости осуществляется при прохождении ее через поры фильтрующего элемента.

2.3.3 Теплообменники

Теплообменники, или теплообменные аппараты – устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. По назначению теплообменники подразделяют на охладители и нагреватели жидкости. Как правило, в гидроприводах используются охладители жидкости, так как при нагреве ухудшаются характеристики рабочей жидкости, что приводит к снижению рабочих и эксплуатационных характеристик гидроприводов. В зависимости от вида хладагента охладители гидроприводов подразделяют на воздушные, водяные и др.

Конструктивная схема водяного охладителя показана на рисунке 30. Водяной охладитель состоит из корпуса, теплообменника, выполненного в виде змеевика, перегородок, приваренных к корпусу для лучшей теплоотдачи. На корпусе смонтированы штуцеры, предназначенные для подвода рабочей жидкости к теплообменной трубе, для подвода воды в межтрубное пространство в корпусе холодильника, а также для отвода рабочей жидкости и воды соответственно.

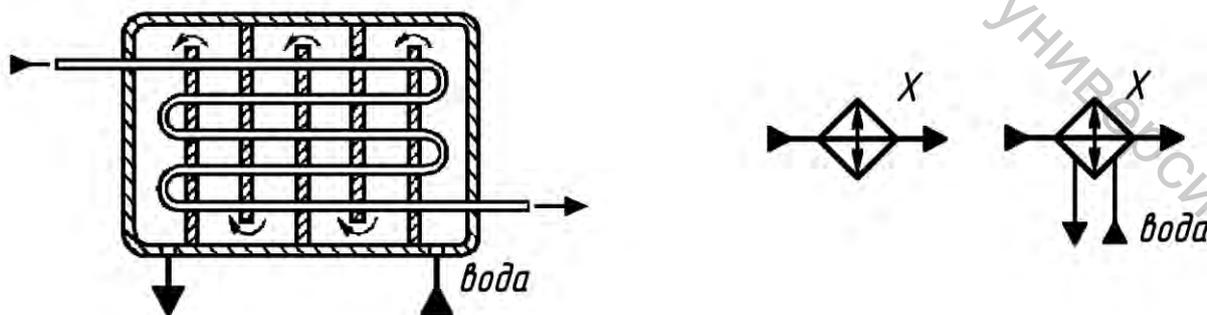


Рисунок 30 – Охладитель водяной

Литература

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

2. Ольшанский, В. И. Расчет гидравлических и пневматических систем : учебное пособие для вузов / В. И. Ольшанский. – Витебск: УО «ВГТУ», 2001. – 77 с.

Витебский государственный технологический университет

Приложение А

Таблица А.1 – Зависимость номинального давления от мощности гидропривода

Мощность, <i>кВт</i>	< 0,1	0,1–1	1–5	5–20	> 20
Номинальное давление, <i>МПа</i>	1	1–6,3	6,3–10	10–16	16–25

Учебное издание

**Гидравлика и гидропневмопривод.
Элементы гидравлических систем**

Методическое пособие

Составители:

Ольшанский Валерий Иосифович
Котов Алексей Анатольевич
Кузьменков Сергей Михайлович

Редактор *Н. В. Медведева*
Корректор *Н. В. Медведева*
Компьютерная верстка *Т. Г. Трусова*

Подписано к печати 02.11.2018. Формат 60x90¹/₁₆. Усл. печ. листов 3.
Уч.-изд. листов 3,5. Тираж 50 экз. Заказ № 312.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.