

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреев, Ю. В. Сериков, С. М. Матвеев

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

КУРС ЛЕКЦИЙ

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

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2011

УДК 62-82(075.8)
ББК 34.447я73
А65

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 8 от 25.04.2011 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,
доц. *М. П. Кульгейко*

Андреев, Ю. А.

А65 Теория и проектирование гидропневмосистем : курс лекций по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреев, Ю. В. Сериков, С. М. Матвеевкова. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 101 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-027-0.

Изложены принципы построения и методы проекторочного расчета систем гидроприводов с внешним управлением и автоматизированных. Даны основные обозначения гидроаппаратов и гидромашин в гидравлических принципиальных схемах, основные рекомендации по выбору, расчету применению и монтажу гидромашин и гидроаппаратуры, а также методы и рекомендации при проектировании и проектировании гидростанций и гидроприводов различного назначения.

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

УДК 62-82(075.8)
ББК 34.447я73

ISBN 978-985-535-027-0

© Андреев Ю. А., Сериков Ю. В.,
Матвеевкова С. М., 2011
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Введение

Использование жидкости, находящейся под давлением, для передачи силы и управления сложными движениями является сравнительно новой областью, прошедшей наиболее быстрое развитие в течение последних 40–50 лет и занимающей значительное место в технике в связи с работами, проведенными в авиации.

Гидравлика и пневматика являются универсальными средствами для всей машиностроительной промышленности, они находятся в тройке наиболее важных средств для передачи усилия и управления им наряду с механической и электрической передачами.

«Текущая энергия» передается и управляется через среду, находящуюся под давлением, либо воздух (пневматическая передача), либо жидкость (гидравлическая передача).

Запасенная жидкость является одним из наиболее гибких средств управления и передачи силы. Она принимает точную форму объема, ограниченного стенками, и выдерживает их давление. Она может быть разделена на несколько потоков, которые, в зависимости от своего размера, могут совершать работу перед тем, как будут сведены снова в один поток для совершения дальнейшей работы. Можно заставить жидкость быстро работать в одной части системы и медленно в другой. Никакое другое средство передачи не сочетает в себе такую же степень надежности, точности и гибкости, сохраняя при этом способность передачи максимальной силы при минимальных объемах и массе устройства.

Качество управления при помощи жидкой среды может сравниться с точностью электронного микропроцессора. Однако для достижения максимального коэффициента использования при наивысшей эффективности и наименьшей вероятности сбоев, очень важно, чтобы гидросистема была правильно разработана, выполнена, запущена и обслужена.

Гидравлика дает методы расчета и проектирования различных гидротехнических сооружений, гидромашин, также других гидравлических устройств, применяемых во многих областях техники. Особенно велико значение гидравлики в машиностроении, где приходится сталкиваться с закрытыми руслами (трубы) и напорными течениями в них, т. е. с потоками без свободной поверхности, с давлением, отличным от атмосферного. Широкое применение находят гидропередачи (устройства для передачи гидравлической энергии и преобразования движения посредством жидкости) и гидроавтоматика.

Объемный гидропривод – совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры и других устройств, предназначенных для передачи механической энергии на расстояние посредством рабочей жидкости [1].

Всякий гидропривод состоит из источника (насос) и потребителя (гидродвигатель) гидравлической энергии, агрегатов управления, гидролиний и прочих гидроаппаратов.

По *характеру движения выходного* (по типу применяемого гидродвигателя) звена различают объемные гидроприводы вращательного, возвратно-поступательного и поворотного движения.

По *возможности регулирования* различают гидроприводы регулируемые и нерегулируемые. А по *типу регулирования* с дроссельным или объемным регулированием в зависимости от того, применяются ли дроссели как регуляторы расхода жидкости или регулируемые объемные гидромашин (насос или гидродвигатель).

Объемный гидропривод имеет достоинства, определяющие его широкое распространение в машиностроении:

- 1) передача больших усилий на малом пространстве;
- 2) высокая концентрация энергии;
- 3) возможность аккумулирования энергии;
- 4) малая масса и габариты, а следовательно, малая инерционность движущихся частей;
- 5) гидропривод легко управляется и автоматизируется, может создавать очень большие усилия и передаточные отношения;
- 6) гидропривод позволяет плавно и в широком диапазоне регулировать скорость движения рабочего органа и обеспечивать быстрый реверсивный режим;
- 7) возможность автоматизации всех видов движения с помощью управляющих распределителей и электрической передачи команды;
- 8) благодаря обильной и постоянной смазке гидропривод долговечен и надежен.

К недостаткам гидропривода относят:

- 1) потери энергии в трубопроводах и органах управления;
- 2) необходимость высокой герметичности гидромашин, гидроаппаратов и гидролиний, а следовательно, точности обработки деталей, что обуславливает их повышенную стоимость;
- 3) возможность нестабильной работы, вызываемой температурными колебаниями вязкости рабочей жидкости.

1. Основные этапы проектирования систем приводов

1.1. Нормативные технико-правовые акты, регламентирующие проектирование изделий машиностроения

К правовым актам, регламентирующим процесс проектирования изделия в машиностроении, постановку его на производство, изготовление и эксплуатацию, относят следующие:

- 1) законы, указы и постановления (Президента, Советов Министров, Министерства);
- 2) государственные стандарты (ГОСТ, СТБ);
- 3) регламентирующий документ Республики Беларусь (РД РБ);
- 4) технический кодекс установившейся практики (ТКП);
- 5) рекомендации (Р);
- 6) инструкции (ИН);
- 7) стандарты предприятия (СТП).

1.2. Основные этапы проектирования систем приводов

Основные положения разработки и постановки на производство продукции устанавливают: СТБ-972–2000; ГОСТ15.001–88; ГОСТ15.311–90.

Разработка и постановка продукции на производство в общем случае предусматривает следующие этапы [1]:

1. Разработка технического задания (правила оформления технического задания изложены в СТБ 972–2000), которое в первоначальном варианте обычно формируется заказчиком и содержит:

- а) достаточные сведения о рабочем органе механизма или машины;
- б) предварительную компоновку и требования к массе и габаритным размерам объемного привода;
- в) характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки;
- г) режимы движения выходного звена и работы привода в целом;
- д) требования к точности движения или позиционирования и к качеству переходного процесса;
- е) требования к КПД и ограничение по мощности;

ж) условия эксплуатации (температура, давление, влажность, запыленность, вибрации, перегрузки и т. д.);

з) требования к надежности, обслуживанию и ремонту привода;

и) специальные требования (уровень шума, способы контроля и диагностики, необходимые блокировки).

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

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

2. Разработка технической документации и нормативно-технической документации состоит из нескольких этапов:

2.1) техническое предложение – включает аналитический обзор патентной и технической литературы и выбор типа привода, с учетом номенклатуры комплектующих изделий, выпускаемых промышленностью;

2.2) эскизный проект – прорабатывают предварительные технические решения для обсуждения их с заказчиком и уточняют техническое задание;

2.3) технический проект – прорабатываются окончательные технические решения.

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

а) назначение привода, его предполагаемую техническую характеристику;

б) описание и обоснование выбранных схем и конструкций с соответствующими расчетами;

в) энергетический, гидравлический, тепловой, динамический и прочностной расчеты проектируемого привода;

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

3. Изготовление и испытание опытных образцов продукции, состоящие из:

3.1) изготовления опытного образца;

3.2) предварительных испытаний опытного образца, после которых составляется акт предварительных испытаний и при положительных результатах конструкторской документации присваивается литера «О»;

3.3) обязательных приемочных испытаний опытного образца. Проводятся приемочной комиссией. Утвержденный акт испытаний дает право на присвоение разработанной конструкторской документации литеры «О₁» и осуществление постановки продукции на производство.

4. Постановка продукции на производство включает в себя следующие работы:

4.1) разработка технологических процессов;

4.2) обеспечение предприятия технологическими и метрологическим средствами;

4.3) разработка и изготовление специальных средств технологического и метрологического оснащения для изготовления, контроля и испытаний продукции;

4.4) обучение персонала предприятия по наладке, испытаниям и сдаче продукции;

4.5) изготовление установочной серии или первой промышленной партии;

4.6) проведение обязательных квалификационных испытаний. Проводятся комиссией. Составляется акт квалификационных испытаний. Освоение производства считается завершенным при утверждении акта квалификационных испытаний и присвоении технической документации литеры «А».

2. Теоретические основы объемного гидропривода

Механическая энергия состоит из трех частей: энергии положения, потенциальной энергии давления и кинетической энергии. В объемных гидромашинах используется удельная потенциальная энергия давления, которая с помощью объемных гидравлических двигателей преобразовывается в механическую работу; остальными видами механической энергии обычно пренебрегают [2].

Принцип действия объемных гидроприводов основан на высоком объемном модуле упругости (не сжимаемости) жидкости и на законе Паскаля: всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся капельной жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в другие точки без изменения. Кроме закона Паскаля при расчетах объемного гидропривода обычно используют закон Архимеда и законы Ньютона.

Жидкость в гидравлике рассматривают как непрерывную среду, заполняющую пространство без пустот и промежутков. Силы, рас-

пределенные по поверхности, обусловлены воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел (твердых или газообразных), соприкасающихся с данной жидкостью. С такими же силами, но в противоположном направлении, жидкость действует на соседние с нею тела. В общем случае эти силы являются силами давления. Если сила давления F равномерно распределена на площади S , то среднее давление определяется по формуле

$$p = \frac{F}{S}, \text{ Па.}$$

За единицу давления в Международной системе единиц СИ принят Паскаль – давление, вызываемое силой 1Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м^2 .

Гидростатическое давление измеряется в Н/м^2 , кгс/см^2 , высотой столба жидкости (в м вод. ст., мм рт. ст. и т. д.) и, наконец, в атмосферах физических (атм) и технических (ат).

Таблица 2.1

Единицы измерения давления

Единица давления	Па	бар	кгс/м ²	кгс/см ²	мм рт. ст.	м вод. ст.	Атмосфера техническая, ат	Атмосфера физическая, атм
Па	1	0,00001	0,102	$1,02 \cdot 10^{-5}$	0,0075	$1,02 \cdot 10^{-4}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$1,054 \cdot 10^{-5}$
бар	100000	1	10200	1,02	750	10,2	1,02	1,054
кгс/м ²	9,81	0,0000981	1	0,0001	0,0735	0,001	0,0001	$1,033 \cdot 10^{-4}$
кгс/см ²	98100	0,981	10000	1	735,5	10	1	0,968
мм рт. ст.	133,32	0,00133	13,6	0,00136	1	0,0136	0,00136	0,00132
м вод. ст.	9810	0,0981	1000	0,100	73,556	1	0,1	0,0968
Атмосфера техническая, ат	98100	0,981	10000	1	736	10	1	0,968
Атмосфера физическая, атм	101325	1,01	10330	1,033	760	10,33	1,033	1

Пусть жидкость находится в сосуде (рис. 2.1) и на ее свободную поверхность действует давление p_0 . Найдем гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h .

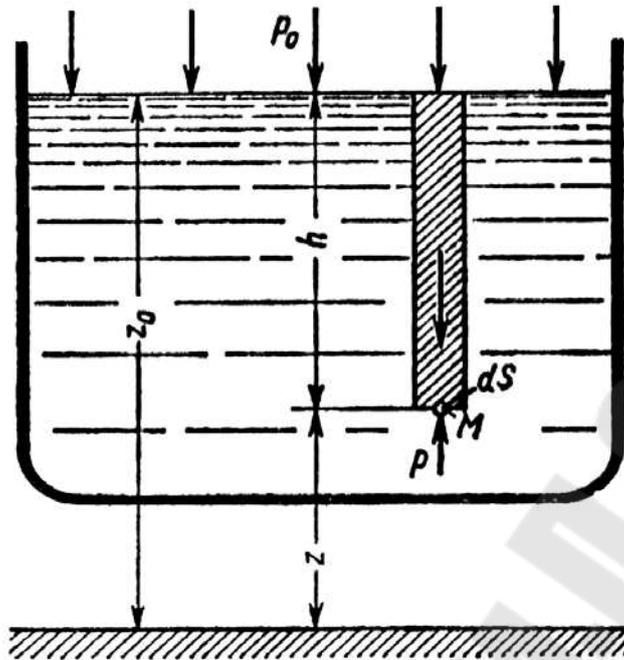


Рис. 2.1. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS . Сумма сил, действующих на рассматриваемый объем:

$$p \cdot dS - p_0 \cdot dS - \rho \cdot g \cdot h \cdot dS = 0 \quad \text{или} \quad p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h = p_0 + h \cdot \gamma.$$

Данное уравнение называют *основным уравнением гидростатики*; по нему можно определить давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление складывается из двух величин: давления p_0 – на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Если давление p отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным*, а если отсчитывают от атмосферного давления $p_{\text{атм}}$, то его называют *избыточным* $p_{\text{изб}}$, или *манометрическим*. Следовательно, абсолютное давление $p_{\text{абс}} = p_{\text{а}} + p_{\text{изб}}$. Абсолютное и избыточное давления, выраженные в атмосферах, обозначаются соответственно «ата» и «ати».

Вакуум – это недостаток давления до атмосферного давления:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}}.$$

Разность между абсолютным давлением $p_{\text{абс}}$ и атмосферным давлением $p_{\text{атм}}$ называется *избыточным давлением* и обозначается $p_{\text{изб}}$:

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

где h_n – пьезометрическая высота, которая является мерой избыточного давления.

Мультипликационный эффект объемного гидропривода. Гидропривод подобно механическому рычагу или зубчатой передаче может многократно увеличивать действующую силу [1]. Этот эффект обусловлен законом Паскаля для гидростатического давления жидкости.



Рис. 2.2. Схема простейшего объемного гидропривода

Если приложить силу F_n (рис. 2.2) к поршню с площадью S_n , то под поршнем будет создано давление $p = F_n/S_n$.

В соответствии с законом Паскаля данное давление передается во все точки замкнутого объема. Следовательно, на площадь S_d будет также действовать давление p с силой $F_d = p \cdot S_d$ или $F_d = F_n \cdot S_d/S_n$, где S_d/S_n – коэффициент мультипликации силы, т. к. $S_d \gg S_n$, то и $F_d \gg F_n$.

В реальном гидроприводе необходимо учитывать силы трения и потери давления при течении жидкости от насоса к гидродвигателю.

3. Объемные насосы и гидроцилиндры

3.1. Объемные насосы

Насос – это объемная гидромашина, которая создает поток рабочей жидкости под давлением.

Наибольшее распространение получили роторные насосы: пластинчатые, шестеренные, аксиально-поршневые, радиально-поршневые насосы.

3.1.1. Основные параметры насосов

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

Давление насоса на выходе, МПа (кгс/см²):

$p_{\text{ном}}$ – номинальное давление, часто указывается в маркировке насоса. Обязательно указывается в табличке, паспорте, каталоге;

p_{max} – максимальное давление – давление, которое может создавать насос без поломки. Работа на максимальном давлении в десятки раз сокращает ресурс насоса ($p_{\text{max}} \approx (1,1-2)p_{\text{ном}}$).

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

Частота вращения, с⁻¹ (об/мин): номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, которая обязательно указывается в табличке, паспорте, каталоге; максимально допустимая частота вращения n_{max} .

Коэффициент полезного действия КПД насоса:

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

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

Подача насоса, м³/с (л/мин): теоретическая номинальная подача $Q_{\text{т.ном}} = V_0 \cdot n_{\text{ном}}$ и действительная номинальная подача $Q_{\text{ном}} = V_0 \cdot n_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{об}}$. Обязательно указывается в табличке паспорте; каталоге.

Мощность насоса, кВт: номинальная потребляемая мощность $N_{\text{ном.потр}} = M_{\text{ном}} \cdot \omega_{\text{ном}}$ и номинальная эффективная мощность $N_{\text{ном.эф}} = p_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}} \cdot \eta$.

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

Рекомендуемые параметры рабочей жидкости для оптимальной работы насоса:

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

Технические характеристики

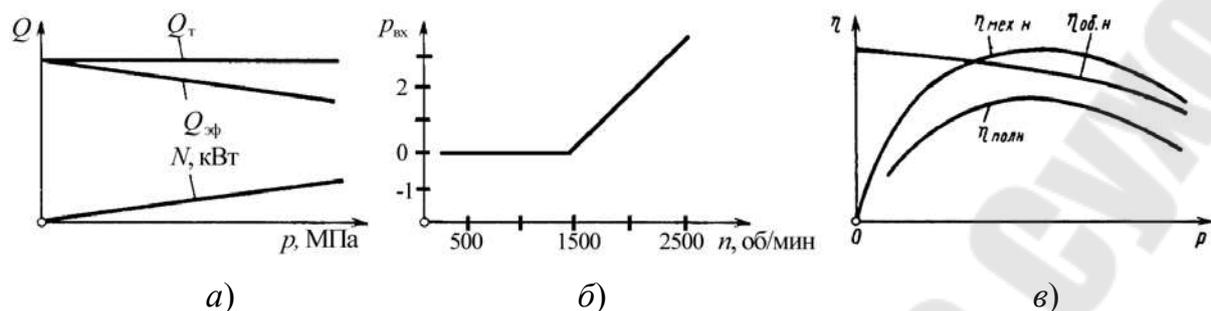


Рис. 3.1. Характеристики объемного насоса:

a – статическая; *б* – зависимость давления на входе от частоты вращения; *в* – зависимость КПД от давления насоса

Условные обозначения (ГОСТ 2.782–96 [3])

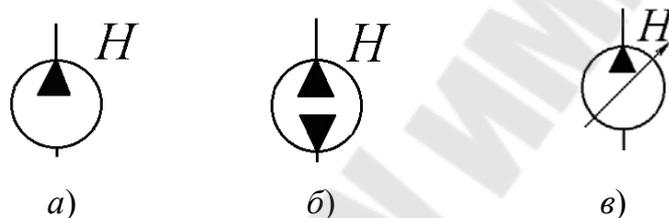


Рис. 3.2. Обозначение на гидравлических схемах:

a – обычный насос; *б* – реверсивный насос; *в* – регулируемый насос

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

3.1.2. Требования к монтажу насосов

К монтажу насосов предъявляют следующие требования:

1. Обеспечить удобный доступ к насосу. Замена насоса по возможности не должна вызывать демонтажа соседних узлов и элементов гидропривода.

2. Вал насоса соединяют с валом электродвигателя с помощью упругих муфт. Несоосность валов $\leq 0,2$ мм, а максимальный угол излома осей валов не должен превышать $30'$. В качестве эластичных муфт можно применять упругие втулочно-пальцевые муфты ГОСТ 21424–93 [4, с. 313–316]; упругие муфты со звездочкой ГОСТ 14084–93 [4, с. 328–335]; упругие с торообразной оболочкой ГОСТ 20884–93 [4, с. 335–338].

3. Радиальные и осевые нагрузки на приводной вал насоса не допускаются, если это не оговорено в руководстве по эксплуатации.

4. Всасывающий трубопровод, соединяющий насос с гидробаком, должен быть по возможности коротким, без изгибов и других местных сопротивлений. Диаметр всасывающего трубопровода должен быть равным или больше диаметра всасывающего отверстия насоса.

5. Вакуум внутри всасывающего трубопровода не должен вызывать его деформации (сужения проходного сечения). Величина вакуума при всасывании с учетом высоты расположения насоса над уровнем рабочей жидкости в баке не должен превышать допустимой величины вакуума, указанной в технических условиях на насос.

6. Перед первым пуском заполнить корпус насоса и все линии всасывания рабочей жидкостью через отверстие для отвода утечек.

7. Корпус насоса должен быть соединен с гидробаком дренажным трубопроводом. Давление в корпусе ($p_{\text{дренаж}}$) не должно превышать значений, указанных в паспорте (1–5 атм).

8. Верхняя точка изгиба дренажного трубопровода всегда должна находиться выше самой высокой части насоса.

9. Направление вращения насоса должно соответствовать стрелке на корпусе насоса, т. к. многие насосы не выдерживают работы при вращении в неправильном направлении.

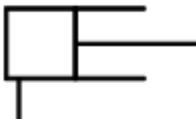
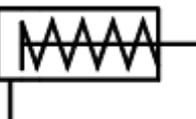
10. Все фланцы и резьбовые соединения должны быть затянуты.

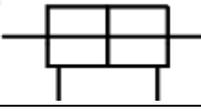
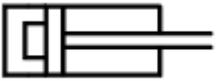
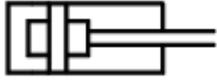
3.2. Гидроцилиндры

Гидроцилиндр – это объемная машина (гидродвигатель), которая преобразует энергию потока рабочей жидкости в энергию возвратно-поступательного движения выходного звена.

В объемном гидроприводе применяются гидроцилиндры одно- и двустороннего действия, поршневые и плунжерные, с односторонним и двусторонним штоком. Схематичное обозначение гидроцилиндров представлено в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Тип гидроцилиндра	Обозначение	
	детальное	упрощенное
Цилиндр одностороннего действия: – поршневой без указания способа возврата штока, пневматический		
– поршневой с возвратом штока пружиной, пневматический		

Тип гидроцилиндра	Обозначение	
	детальное	упрощенное
– поршневой с выдвиганием штока пружиной, гидравлический		
– плунжерный		
Цилиндр двухстороннего действия: – с односторонним штоком, гидравлический		
– с двухсторонним штоком, пневматический		
Цилиндр двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток: – с односторонним штоком		
– с двухсторонним штоком		
Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода: – со стороны поршня		
– с двух сторон		

3.2.1. Основные параметры гидроцилиндров

К основным параметрам гидроцилиндров относятся следующие:

1. Номинальное давление, МПа.

2. Основные размеры: диаметр поршня, мм;
диаметр штока, мм;
ход цилиндра, мм.

3. Соотношение рабочих площадей поршня и штока $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d_{шт}^2}$.

4. Номинальная сила цилиндра: толкающая и тянущая, кН.

5. Скорость поршня максимальная/минимальная, м/с.

6. КПД гидромеханический/общий.

7. Внутренние утечки рабочей жидкости через уплотнения, см³/мин.

3.2.2. Требования к монтажу гидроцилиндров

К монтажу гидроцилиндров предъявляют следующие требования:

1. Необходимо обеспечивать при работе минимальные радиальные нагрузки на шток.
2. Несоосность штока и соединенного с ним вала исполнительной машины 0,01 мм на длине 150 мм.
3. Для соединения штока гидроцилиндра с приводом нужно применять шарниры.
4. Величину рабочего хода гидроцилиндра следует выбирать больше максимального хода ведомого механизма во избежание удара штока о пружину.
5. Внутренний диаметр трубопровода для подключения в гидросистему должен быть выбран из условия обеспечения времени срабатывания на основе расчета или опытных данных.

4. Гидроаппаратура общего назначения

Для работы гидросистемы важно рационально выбирать управляющие устройства, обеспечивающие выполнение логических функций по осуществлению заданной последовательности действий исполнительных механизмов. Основными функциями являются управление движением и расходом жидкости (с помощью аппаратуры регулирования расхода и давления), изменение направления потока жидкости, включение и выключение отдельных исполнительных механизмов и т. д.

4.1. Направляющая гидроаппаратура

4.1.1. Реверсивные гидрораспределители

Предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости, а также для его остановки и пуска. Различают распределители золотниковые, крановые и клапанные. Наибольшее распространение получили золотниковые распределители [5].

Распределители имеют следующие основные параметры:

- 1) максимальное рабочее давление p_{\max} , как правило, равно 20 или 32 МПа;
- 2) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм;
- 3) расход номинальный и максимальный.

Каждому значению условного прохода соответствует определенная величина номинального расхода $Q_{\text{ном}}$ (табл. 4.1);

- 4) время срабатывания;
- 5) тип управления (табл. 4.2) [6];
- 6) исполнение по гидросхеме распределения потока рабочей жидкости [5, с. 90–93];
- 7) потери давления. Определяются по графику зависимости потерь давления от расхода для различных D_y и различных исполнений по гидросхеме [5];
- 8) рекомендуемые параметры рабочей жидкости для оптимальной работы гидрораспределителя: класс чистоты или тонкость фильтрации; кинематическая вязкость, диапазон значений; интервал температур окружающей среды.

Таблица 4.1

D_y , мм	6	10	16	20	32
$Q_{\text{НОМ}}$, л/мин	6,3	20	50	80	200

Таблица 4.2

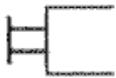
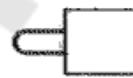
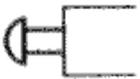
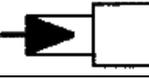
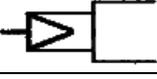
Условное обозначение	Описание	Условное обозначение	Описание
Управление мускульной силой		Управление механическим воздействием	
	без уточнения типа		от толкателя
	ручное с кнопкой		от ролика
	ручное рычагом		от ролика с ломающимся рычагом
	ручное рычагом с фиксацией		от пружины
	ручное с поворотной кнопкой	Управление давлением	
	ножное педалью		прямое гидравлическое нагружением
			прямое пневматическое нагружением
			прямое гидравлическое разгрузением

Таблица 4.3

Номер схемы	Схема	Номер схемы	Схема	Номер схемы	Схема
14		44		74	
24		54		94	
34		64		134	

4.1.2. Клапан обратный

Направляющий аппарат предназначен для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и запираии обратного потока.

Условное графическое обозначение приведено в табл. 4.4 [6].

Таблица 4.4

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

Клапаны обратные имеют следующие основные параметры [5]:

- 1) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм;
- 2) давление номинальное и максимальное;

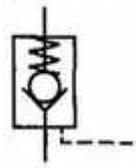
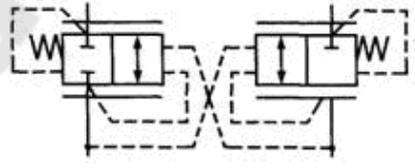
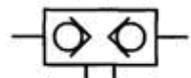
- 3) давление открывания (от 0,05 МПа до 1 МПа);
- 4) расход рабочей жидкости номинальный/максимальный;
- 5) максимальные внутренние утечки;
- 6) в большинстве случаев при номинальном расходе клапан создает сопротивление потоку 0,05 МПа. По заказу потребителей клапана снабжают усиленной пружиной. Сопротивление потоку может составлять до 1 МПа.

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

4.1.3. Гидрозамок

Гидрозамок – это направляющий аппарат (табл. 4.5), предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении и запираания обратного потока при отсутствии управляющего давления, а при его наличии пропускание потока в обоих направлениях [6].

Таблица 4.5

Наименование	Обозначение	
	детальное	упрощенное
Гидрозамок односторонний		
Гидрозамок двухсторонний		

Гидрозамки имеют следующие основные параметры [5]:

- 1) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм;
- 2) расход рабочей жидкости номинальный/максимальный;
- 3) давление в рабочих полостях номинальное/максимальное;
- 4) давление управления минимальное/максимальное;
- 5) максимальные внутренние утечки.

Обычно гидрозамки устанавливаются между распределителем P (рис. 4.1) и гидроцилиндром для надежной фиксации и предотвращения самопроизвольного движения рабочих органов машины.

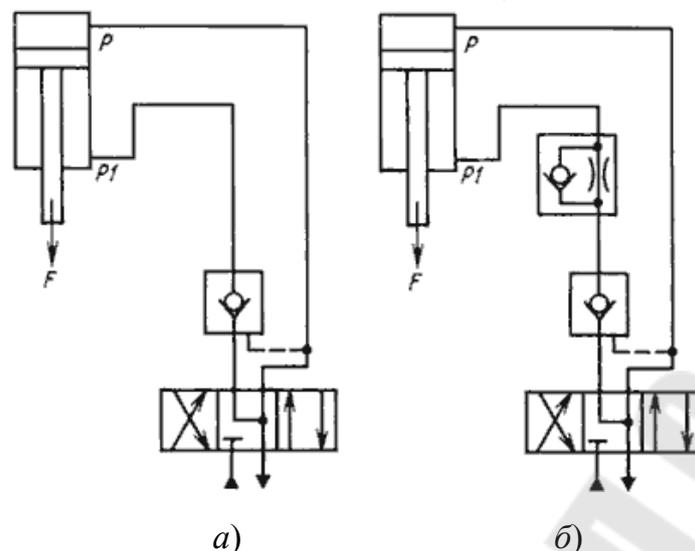


Рис. 4.1. Схема установки одностороннего гидрозамка:
а – без дросселя с обратным клапаном;
б – дросселем и обратным клапаном

4.1.4. Делитель потока

Делители потока предназначены для деления потока жидкости на две части (рис. 4.2) с целью синхронизации движения исполнительных органов независимо от значений действующих на них нагрузок.

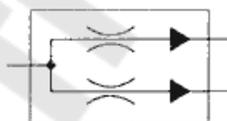


Рис. 4.2. Обозначение на гидравлических схемах

Делители потока имеют следующие основные параметры [5]:

- 1) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм;
- 2) диапазон расходов на входе;
- 3) номинальное давление;
- 4) потери давления при максимальном расходе Q ;
- 5) погрешность деления.

4.2. Регулирующая аппаратура

4.2.1. Клапан предохранительный (переливной)

Для ограничения или поддержания давления в гидролиниях путем непрерывного или эпизодического слива рабочей жидкости служат напорные клапаны. В зависимости от функционального назначе-

ния их принято делить на предохранительные и переливные клапаны, несмотря на идентичность конструкций.

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

Переливной клапан предназначен для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

По конструктивному признаку различают клапаны прямого действия, клапаны непрямого действия [5].

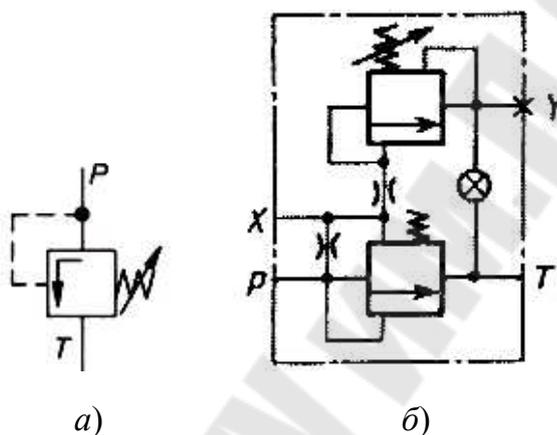


Рис. 4.3. Обозначение на гидравлических схемах:
а – прямого действия; б – непрямого действия с дистанционным управлением

Основные параметры предохранительных клапанов:

- 1) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм.
- 2) расход рабочей жидкости номинальный/максимальный/минимальный;
- 3) давление на входе номинальное/максимальное/минимальное;
- 4) максимальные внутренние утечки;
- 5) максимальное превышение номинального давления настройки при мгновенном возрастании давления, МПа (кгс/см^2);
- 6) зависимость изменения давления настройки от расхода $p = f(Q)$.

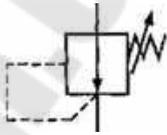
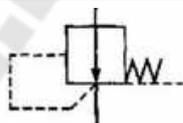
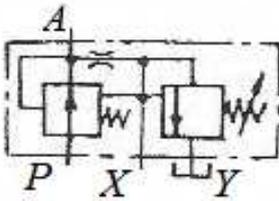
4.2.2. Клапан редуционный

Редуционный клапан (табл. 4.6) предназначен для поддержания установленного давления, сниженного по отношению к давлению, создаваемого насосом [5], [6]. Применяются в том случае, если от одного насоса питается несколько потребителей, требующих разное давление.

Основные параметры редуционных клапанов:

- 1) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм;
- 2) расход рабочей жидкости номинальный/ максимальный;
- 3) давление на входе номинальное/минимальное;
- 4) редуцированное давление номинальное/минимальное;
- 5) минимальная разница между давлением на входе и редуцированным давлением, МПа.

Таблица 4.6

Описание	Обозначение
Клапан редуционный: – прямого действия, нагруженный пружиной	
– с дистанционным управлением	
– непрямого действия с дистанционным управлением	

4.2.3. Клапаны давления

Гидроклапаны последовательности (рис. 4.4, а). Предназначены для пропускания потока рабочей жидкости при достижении в нем заданной величины давления [5].

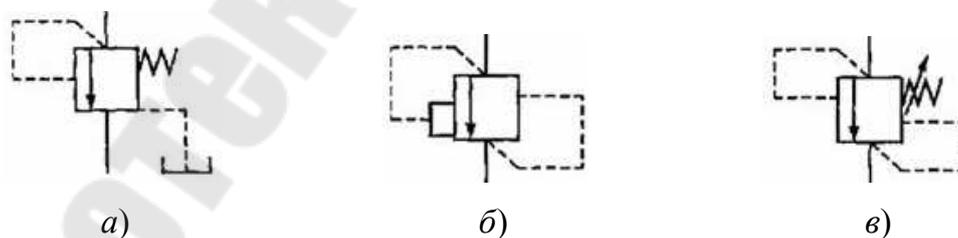


Рис. 4.4. Клапаны давления:

- а – последовательности, одноступенчатый, нагруженный пружиной;
б – соотношения давления; в – разности давления

Гидроклапаны соотношения давления (рис. 4.4, б). Предназначены для поддержания постоянного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках.

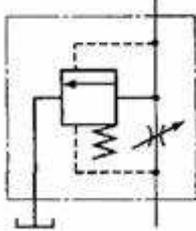
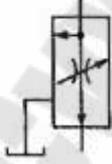
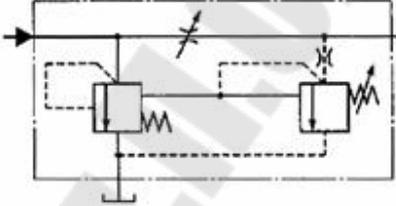
Гидроклапаны разности давления (рис. 4.4, в). Предназначены для поддержания постоянной разности давлений в подводимом и отводимом потоках.

4.2.4. Дроссели и регуляторы расхода (потока)

Дроссель (вентиль, кран) – регулирующий аппарат, предназначенный для изменения давления потока рабочей жидкости при прохождении через местное сопротивление [5].

Таблица 4.7

Описание	Обозначение	
	детальное	упрощенное
<i>Дроссель регулируемый.</i> Без указания метода регулирования или положения запорно-регулирующего элемента, обычно без полностью закрытой позиции		
<i>Вентиль.</i> Без указания метода регулирования или положения запорно-регулирующего элемента, но обычно с одной, полностью закрытой позицией		
<i>Дроссель с обратным клапаном.</i> С переменным дросселированием, со свободным проходом потока в одном направлении, но дросселированием потока в другом направлении		
Регуляторы расхода:		
– регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе		
– регулятор расхода двухлинейный, с изменяемым расходом на выходе и со стабилизацией по температуре		

Описание	Обозначение	
	детальное	упрощенное
– регулятор расхода трехлинейный с изменяемым расходом на выходе, со сливом избыточного расхода в бак		
– регулятор расхода трехлинейный с предохранительным клапаном		

Известны два основных типа дросселей, конструктивные различия которых приводят к двум различным режимам течения жидкости: ламинарному и турбулентному [1]. *Ламинарный дроссель* представляет собой длинный канал с относительно малым проходным сечением (цилиндрическая щель, винтовая канавка и др.). Зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости через ламинарный дроссель близка к линейной. *Турбулентный дроссель* представляет собой местное сопротивление в виде короткого и весьма малого по площади отверстия круглой, кольцевой или прямоугольной формы. Течение жидкости в таком отверстии, как правило, турбулентное, зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости – квадратичная.

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

Конструктивное исполнение регулируемых дросселей зависит от условий применения. Известны регулирующие элементы гидродресселей в виде конических деталей, поворотных кранов с прорезями, золотников с поясками и др.

Условное изображение дросселей представлено в табл. 4.7.

Дроссели позволяют изменять расход рабочей жидкости, проходящей через гидролинию [5]. В гидроприводе (рис. 4.5, а) масло от нерегулируемого насоса через дроссель и распределитель поступает в рабочую полость цилиндра, а из противоположной полости сливается в бак. Скорость движения штока цилиндра регулируется с помощью дросселя, который ограничивает расход масла, поступающего в цилиндр, причем оставшееся масло сливается в бак через предохранительный клапан. Последний настроен на давление, достаточное для преодоления нагрузки F на штоке цилиндра. Так как через клапан постоянно проходит часть потока масла, насос постоянно работает под максимальным давлением независимо от нагрузки F .

Кроме описанной выше схемы установки дросселя на входе в гидродвигатель, возможны также схемы установки на выходе или параллельно (рис. 4.5, б, в). В случае установки дросселя параллельно снижаются энергетические потери в гидроприводе (масло через предохранительный клапан может проходить лишь при перегрузке или остановке гидроцилиндра на упоре, если дроссель не пропускает всего потока масла, нагнетаемого насосом, при давлении настройки предохранительного клапана).

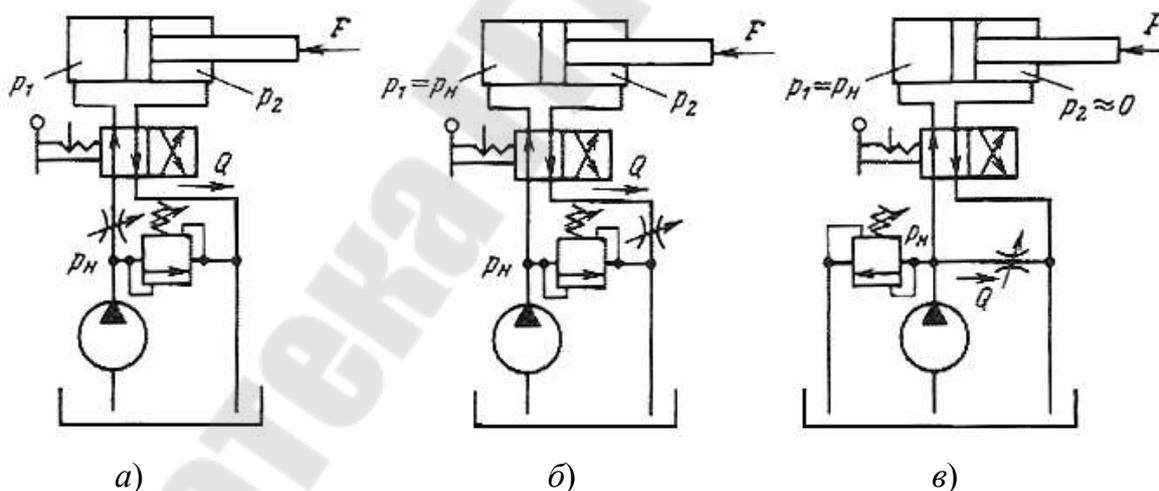


Рис. 4.5. Типовые схемы установки дросселей:

а – последовательно в напорной линии; б – последовательно в сливной линии; в – параллельно

Основные параметры дросселей:

- 1) условный проход: 6, 10, 16, 20, 32 мм;
- 2) расход рабочей жидкости номинальный/максимальный/минимальный;

- 3) давление на входе номинальное/максимальное;
- 4) перепад давления на гидродросселе, МПа, или график зависимости перепада давления от расхода при полностью открытом дросселе.

Регуляторы расхода представляют собой совокупность дросселя и редуционного клапана, поддерживающего постоянный перепад на дросселирующей щели (табл. 4.7). Значение расхода на выходе стабилизируется вне зависимости от изменения температуры и/или давления на входе (стрелка на линии потока в упрощенном обозначении обозначает стабилизацию расхода по давлению). Схемы установки и основные параметры такие же, как и у дросселей.

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

4.3. Конструктивные варианты исполнения гидроаппаратуры

Промышленностью изготавливается гидроаппаратура различного исполнения – трубного, стыкового, модульного, встраиваемого.

4.3.1. Трубный (резьбовой) способ монтажа

При трубном (резьбовом) способе монтажа аппараты соединяют между собой с помощью многочисленных трубных соединений.

Недостатки данного способа монтажа:

- трудность монтажа и демонтажа определенных аппаратов;
- большие габариты гидроприводов, т. к. между аппаратами должно быть значительное расстояние для размещения труб и трубных соединений;
- большой ассортимент применяемых труб, резьб, концевых, угловых и промежуточных соединений;
- различные соединения являются местными сопротивлениями для протекания рабочей жидкости;
- вибрации трубопроводов увеличивают шум, создаваемый насосной установкой.

4.3.2. Стыковой способ монтажа

При стыковом способе монтажа гидроаппараты устанавливаются на панель или монтажную плиту. Расстояние между гидроаппаратами определяется удобством сверления отверстий в панели и удобством разводки труб с концевыми соединениями с боковых сторон монтаж-

ной плиты. Габариты привода в этом случае значительно меньше, чем при трубном способе монтажа. Значительно сокращается количество трубопроводов. Проще монтаж и демонтаж гидроаппаратов.

Недостатки данного способа монтажа:

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

Рекомендации по изготовлению монтажных плит:

1. Нормы точности на изготовление стыкуемых плоскостей монтажной плиты следует устанавливать с учетом условий (табл. 4.8).

Таблица 4.8

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

2. Параметры шероховатости должны соответствовать:

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

3. Дренажные отверстия должны быть соединены с баком.

4. Положение аппарата при монтаже должно строго соответствовать требованиям руководства по эксплуатации.

5. Необходимо предусматривать легкий доступ к отверстиям, используемым для присоединения манометров при отладке гидроприводов.

4.3.3. Модульный способ монтажа

Каждый из гидроаппаратов, входящих в комплекс модульной гидроаппаратуры, независимо от своего функционального назначения имеет две стыковые плоскости. Эти плоскости одинаковы по размерам, числу и расположению отверстий для прохода рабочей жидкости и крепежа; унифицированы со стыковой полостью распределителя соответствующего типоразмера. Благодаря этому обеспечивается мо-

дульный монтаж аппаратуры – аппараты различного функционального назначения устанавливают один на другой в последовательности, определяемой гидросхемой. При этом образуется модульный блок. Замыкается блок, как правило, стыковым распределителем или специальной переходной или замыкающей плиткой.

Достоинства данного способа монтажа:

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

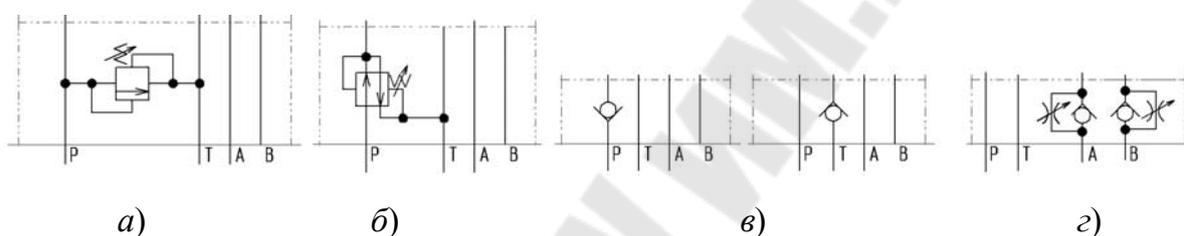


Рис. 4.6. Типовые схемы аппаратов модульного исполнения:
a – клапана предохранительного (на $D_y = 6$ мм); *б* – клапана редуционного (на $D_y = 6$ мм); *в* – клапана обратного; *г* – дросселя

Основные типы аппаратов модульного исполнения и их условных обозначения [5] приведены на рис. 4.6.

Рекомендации по изготовлению монтажных плит и монтажу модульных элементов:

1. Предельные отклонения не должны превышать:
 - для размеров между осями отверстий $\pm 0,2$ мм;
 - для диаметров отверстий $+0,2$ мм.
2. Допускается неплоскостность стыковых поверхностей не более 0,01 мм на длине 100 мм.
3. Параметр шероховатости стыковых плоскостей не более $Ra_{\max} 1,25$ мкм.
4. Параметр шероховатости наружного пояса заглушки и поверхности отверстий под уплотнительные кольца не более $Ra_{\max} 1,25$ мкм.
5. Болты для крепления аппаратов на плитах, а также болты и шпильки, стягивающие монтажные плиты, должны быть изготовлены из сталей с пределом прочности $\sigma_B \geq 10$ МПа.

6. Между монтажными плитами устанавливают уплотнительные плиты с резиновыми кольцами и при необходимости – промежуточные и переходные плиты. Каналы в плитах перекрывают заглушками.

4.3.4. Встраиваемый способ монтажа

Встраиваемая аппаратура применяется для систем с высоким давлением и большими расходами рабочей жидкости.

Аппараты не имеют корпуса и выполнены в виде патронов, которые вставляются в унифицированные монтажные отверстия панели, изготавливаемые потребителем, и закрепляются с помощью фланцев и винтов. В панели также выполнены соединяющие каналы в соответствии с гидросхемой привода.

Достоинства встраиваемой гидроаппаратуры:

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

Недостатки:

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

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

5. Вспомогательная гидроаппаратура

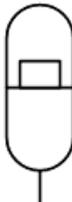
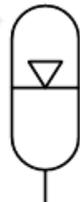
5.1. Гидроаккумуляторы

5.1.1. Основные сведения

Аккумулятор – это емкость, предназначенная для аккумуляции энергии масла, находящегося под давлением.

Аккумуляторы изображаются только вертикально (табл. 5.1) [7].

Таблица 5.1

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

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

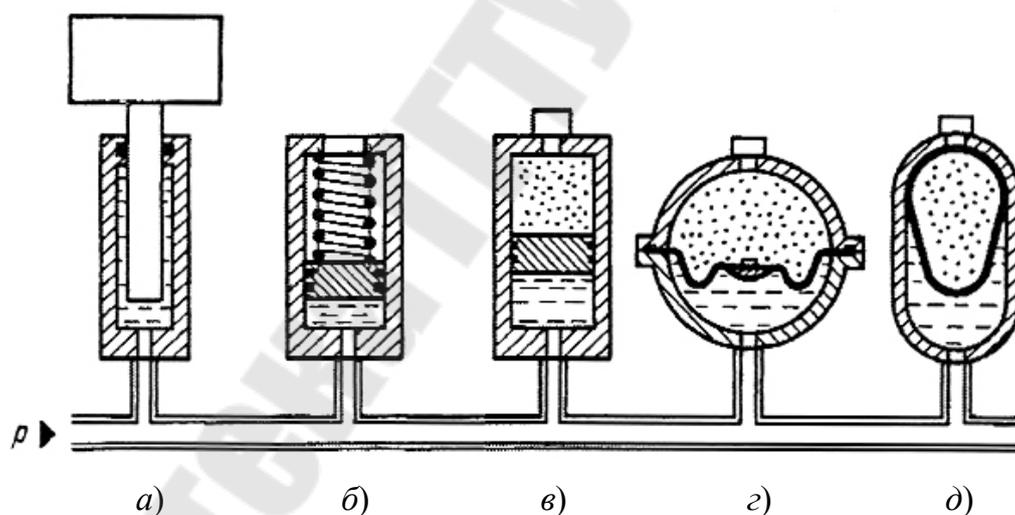


Рис. 5.1. Схемы гидроаккумуляторов:
a – грузовой; *б* – пружинный; *в* – поршневой;
г – мембранный; *д* – баллонный

Гидропневматические аккумуляторы подразделяются на аккумуляторы без разделительного звена (грузовые, рис. 5.1, *a*) и с разделительным звеном (рис. 5.1, *б–д*). Гидроаккумуляторы с разделительным звеном подразделяются: на пружинные (рис. 5.1, *б*), поршневые (рис. 5.1, *в*); мембранные (рис. 5.1, *г*); баллонные (рис. 5.1, *д*).

Принцип действия таких аккумуляторов заключается в том, что сжимаемость газа используется для аккумулялирования рабочей жидкости.

В грузовых аккумуляторах аккумулялирование и возврат энергии происходят за счет изменения потенциальной энергии груза, в пружинных – за счет деформации пружины, в пневмогидравлических – вследствие сжатия и расширения газа, причем масло может находиться в непосредственном контакте с газом или отделяться от него в поршневом, мембранном или баллонном гидропневмоаккумуляторах. Баллонные и мембранные аккумуляторы менее инерционны и имеют меньшие размеры и массу по сравнению с поршневыми; их недостаток – ограниченный ресурс резинового разделителя сред.

5.1.2. Функции гидроаккумуляторов в гидросистемах

При помощи гидроаккумуляторов решаются следующие задачи:

- 1) аккумулялирование (накопление) энергия с последующим ее использованием: для экономии приводной мощности; для аварийного управления; для компенсации утечек; как источник гидравлической энергии (торпеды, снаряды и т. д.);
- 2) гашение гидроударов;
- 3) демпфер пульсаций давления;
- 4) компенсация изменения объема рабочей жидкости при изменении температуры.

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

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

Аккумулялирование (накопление) энергия. Рассмотрим данную функцию на примере работы литьевой машины для получения изделий из пластмасс (рис. 5.2).

Из рис. 5.2 видно, что максимальная мощность требуется только при высокой скорости впрыскивания в инструмент. Исходя из экономических соображений, нецелесообразно такой максимум покрывать только за счет мощности насоса. Рационально предусмотреть насос для средней потребной мощности, а остаток выровнять за счет применения аккумулятора.

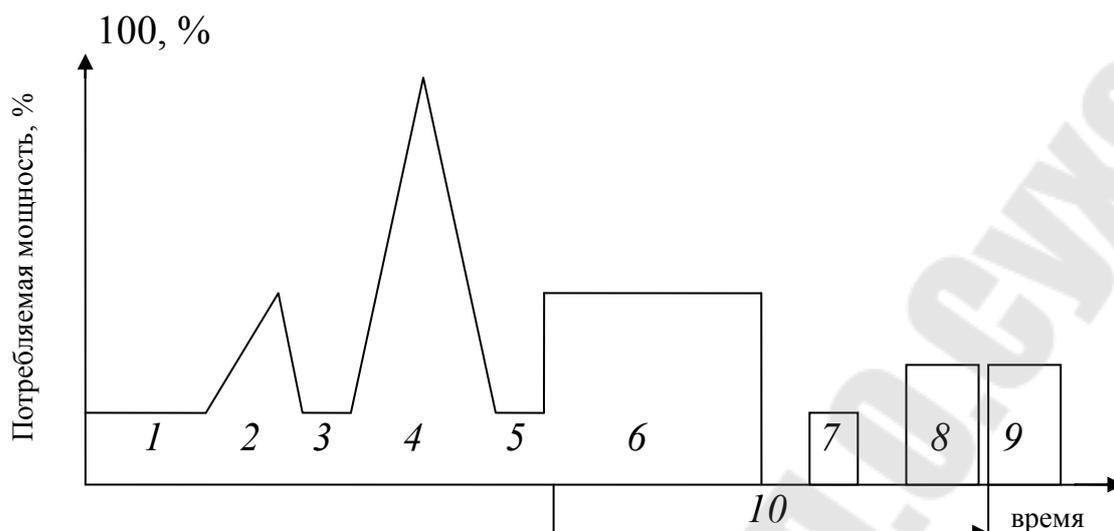


Рис. 5.2. Характеристика литейной машины:

1 – закрыть инструмент; 2 – повышение давления закрытия инструментов; 3 – литейной агрегат вперед; 4 – впрыскивание; 5 – подпитка; 6 – пластификация; 7 – литейной агрегат назад; 8 – открыть инструмент; 9 – гидравлический выбрасыватель вперед/назад; 10 – время для охлаждения

В схеме, представленной на рис. 5.3, применяется два реле давления, настроенные на максимально и минимально допустимые давления. Когда давление зарядки аккумулятора достигнет максимального значения, одно из реле давлений подаст сигнал на отключение электромагнита управляющего распределителя клапана предохранительного. Следовательно, происходит разгрузка насоса, а обратный клапан запирается. Когда давление в системе падает до минимального значения, другое реле давления дает команду на включение электромагнита управляющего распределителя клапана предохранительного и насос подзаряжает аккумулятор. Манометр служит для визуального контроля давления, а клапан предохранительный при аккумуляторе – для разрядки аккумулятора после окончания работы.

Преимущества: меньших размеров гидронасосы, незначительная мощность, меньшее тепловыделение, а также дополнительное шокое и пульсационное демпфирование, которые обеспечивают более высокий срок службы всей установки.

Типичные виды применения. Баллонные и поршневые аккумуляторы для аккумуляции энергии применяются для следующих машин и установок: литейные машины и машины для формования изделий раздувом, автоматические станочные линии, металлургические заводы, прокатные станы, строительные машины, металлообработ-

вающие машины, гидравлические прессы и ножницы, транспортное оборудование, судостроение и электростанции, системы аварийного останова на турбинах и атомных электростанциях.

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

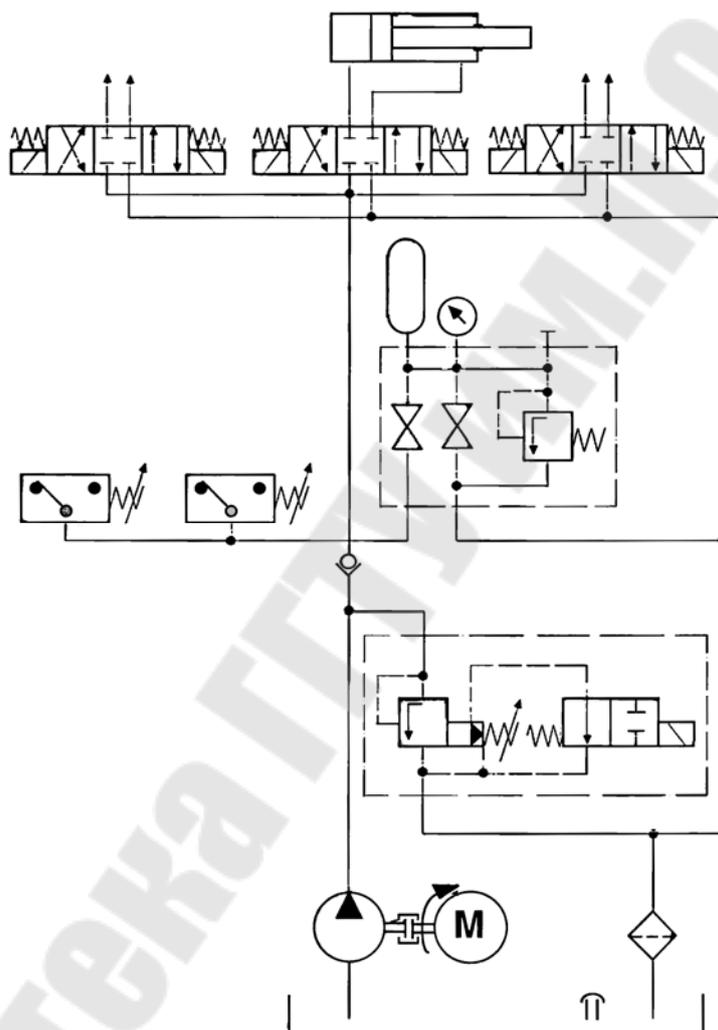


Рис. 5.3. Схема гидропривода литейной машины

Аварийное управление. В аварийных случаях, например, при перерыве подачи тока, выполняется рабочий ход или ход закрытия с помощью имеющейся в аккумуляторе энергии.

В аварийном случае срабатывает магнитный клапан (рис. 5.4, а) и рабочая жидкость, находящаяся в аккумуляторе, подается под давлением в штоковую полость гидроцилиндра. Вследствие этого шток возвращается в исходное положение.

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

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

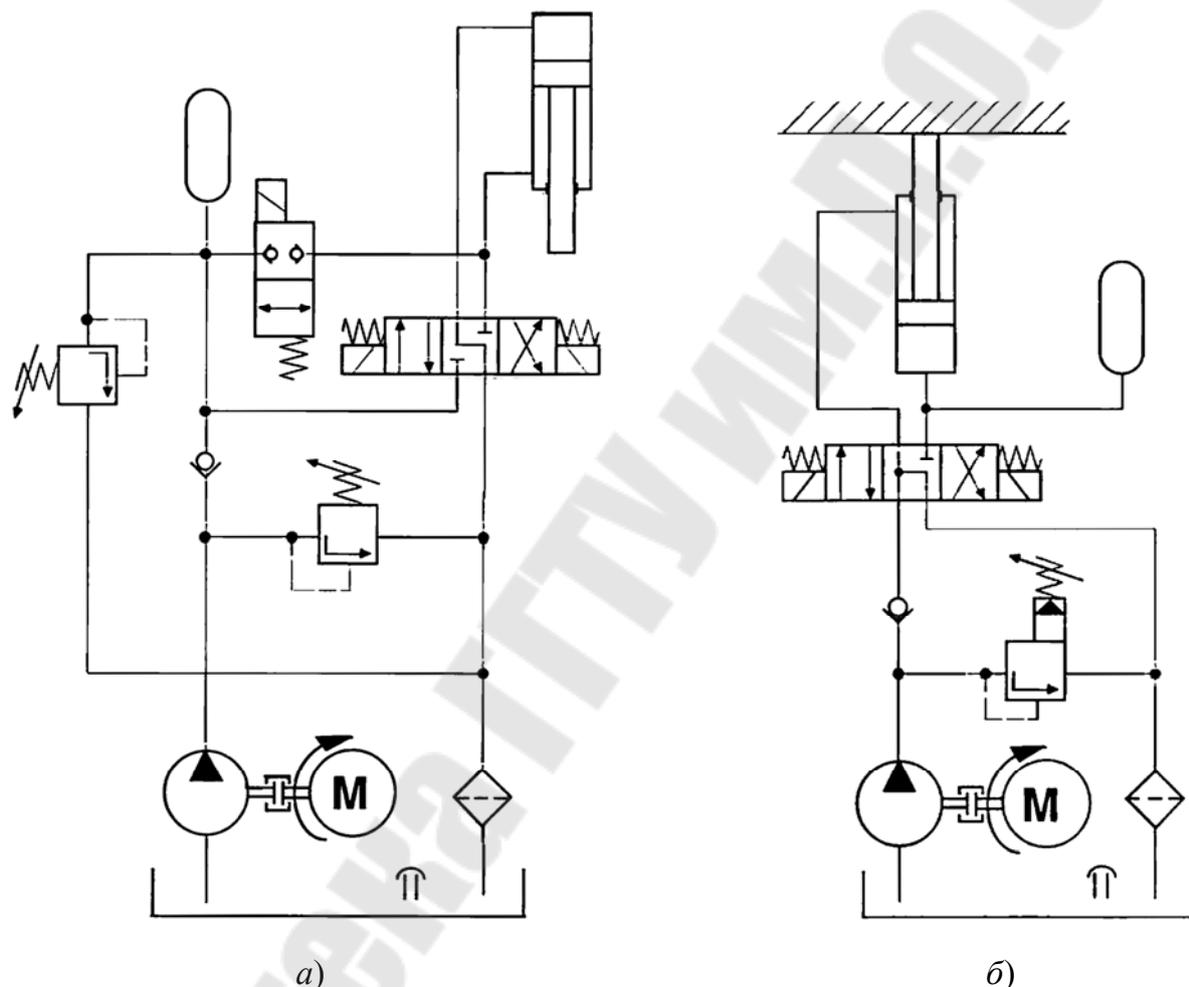


Рис. 5.4. Схема присоединения аккумулятора:
 а – для аварийного управления; б – компенсации утечек

Компенсация утечек масла. Сила предварительного напряжения в цилиндре может поддерживаться только в том случае, если будут компенсироваться потери на утечку масла в системе. Для этого можно активно использовать гидроаккумуляторы в приведенной схеме (рис. 5.4, б). При зажиме насос работает на слив, а утечки восполняет аккумулятор. Только при понижении предварительно заданного давления снова подключается насос.

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

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

5.1.3. Основные эксплуатационные параметры аккумуляторов

Требуемые для выбора гидропневмоаккумулятора эксплуатационные параметры можно наглядно представить с помощью схематического изображения поршневого аккумулятора (рис. 5.5, б–г).

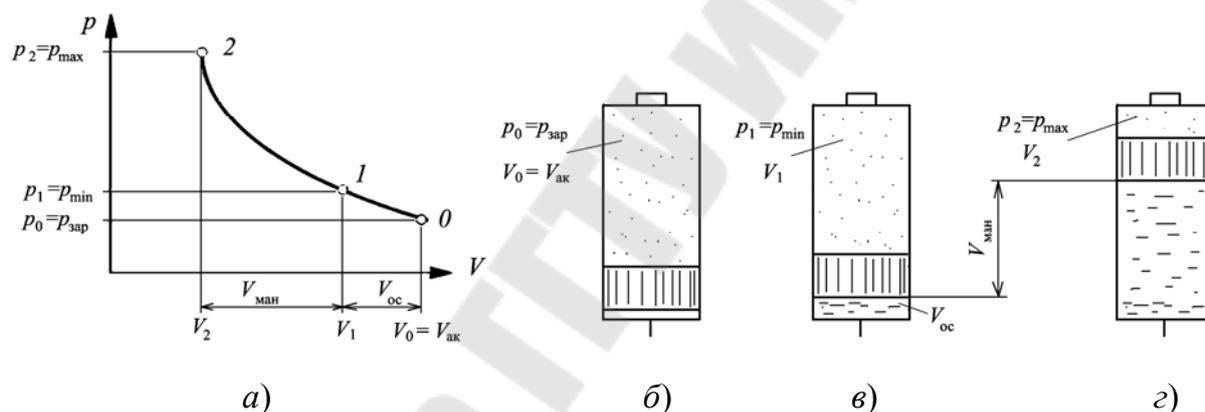


Рис. 5.5. Схематичное изображение рабочего состояния поршневого аккумулятора:

- а* – зависимость давления от объема; *б* – состояние зарядки газом;
- в* – с минимальным рабочим давлением; *г* – с максимальным рабочим давлением

Давление: p_0 – давление наддува газовой камеры без нагружения давлением камеры с жидкостью; p_1 – минимальное давление, которое требуется для того, чтобы открыть клапан. Такое давление при баллонных и мембранных аккумуляторах на 10 % выше давления наддува. При поршневых аккумуляторах давление наддува может выбираться меньшей величины; p_2 – максимальное рабочее избыточное давление гидросистемы при баллонных и мембранных аккумуляторах; p_0/p_2 – допустимое отношение давлений как предельное значение рабочих условий.

Объем: V_0 – эффективный объем газа при наддуве; V_1 – объем газа при минимальном давлении; V_2 – объем газа при максимальном рабочем избыточном давлении; $V_{\text{ман}}$ – полезный (маневровый) объем.

При выборе параметров аккумулятора следует придерживаться определенных опытных данных для отдельных типов аккумуляторов (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Условие	Аккумулятор		
	баллонный	мембранный	поршневой
Давление зарядки газом $p_{\text{зар}}$	$\leq 0,9 \cdot p_{\text{min}}$	$\leq 0,9 \cdot p_{\text{min}}$	$\leq p_{\text{min}} - 5 \text{ атм}$
Максимально допустимое отношение давлений $\frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{зар}}}$	1,6 $\leq 4 : 1$	$\leq 6 : 1$ до $8 : 1$ (сварная конструкция) $\leq 10 : 1$ (свинченная конструкция)	Без ограничений
Максимальный поток жидкости	До 15 л/с	До 6 л/с	Максимальная скорость поршня 2 м/с

5.1.4. Правила техники безопасности для гидросистем с гидропневмоаккумуляторами

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

- каждый напорный резервуар должен быть оснащен соответствующим манометром, показывающим рабочее давление. Причем максимально допустимое рабочее давление должно иметь особое обозначение. (Здесь речь идет о дополнительном манометре, устанавливаемом на гидроаккумуляторе.);

- каждый напорный резервуар должен иметь годящийся предохранительный клапан. Во избежание несчастных случаев, возникающих из-за неправильного пользования, предохранительный клапан пломбируется;

- предохранительный клапан должен быть без запираения. Предохранительные клапаны аккумулятора не требуют пожаробезопасного исполнения;

- в магистралях подачи давления устанавливаются хорошо доступные запорные устройства, расположенные на максимально близком расстоянии от напорного резервуара. Каждый резервуар (гидроаккумулятор) должен иметь отдельное запорное устройство;
- все напорные резервуары должны пройти контроль.

5.2. Устройства для очистки рабочих жидкостей

В процессе изучения причин выхода из строя гидросистем было установлено, что значительное число отказов ($\approx 80\%$) объясняется высокой степенью загрязнения рабочей жидкости твердыми загрязнителями, а это является следствием плохой фильтрации.

Постоянное ужесточение требований, предъявляемых к гидравлическим элементам, приводит к тому, что зазоры в сопряжениях становятся все меньше. Если в предшествующие годы абсолютная тонкость фильтрации в гидросистемах обычно составляла 80–100 мкм, то в настоящее время необходима абсолютная фильтрация не выше 20 мкм, а в гидросистемах с использованием сервоклапанов требуется тонкость фильтрации до 5 мкм.

Правильный выбор фильтров должен производиться уже при проектировании гидросистем.

Поэтому настоятельно рекомендуется **не экономить** при выборе фильтров. Возможное увеличение расходов, вызванное применением оптимально больших фильтров, быстро окупится благодаря снижению затрат на техническое обслуживание и сокращению простоев оборудования. Применение фильтров с большой фильтрующей поверхностью уменьшает нагрузку на фильтр при постоянной пропускной способности. В результате значительно вырастает срок службы фильтра.

5.2.1. Происхождение твердых загрязнителей

Все загрязнения, попадающие во внутренние полости систем и устройств, по источникам и причинам их возникновения делятся на три основные группы:

- 1) наследственные, содержащиеся в рабочей жидкости в состоянии поставки;
- 2) технологические, образующиеся в процессе производства, гидропривода и его элементов (пример с трубами);
- 3) эксплуатационные, возникающие во время работы гидросистемы и при ее техническом обслуживании.

Классификация загрязнений жидкости в процессе поставки:

- 1) загрязненность из-за недостаточной очистки рабочей жидкости при изготовлении (сертификация надежности поставщика);
- 2) загрязненность из-за нестабильности физико-химических свойств рабочей жидкости, в том числе при несоблюдении условий и сроков хранения;
- 3) загрязненность рабочей жидкости, связанная недостаточной коррозионной стойкостью транспортированных цистерн, емкостей, складских резервуаров, заправочного оборудования;
- 4) загрязненность пылью в пунктах заправки и слива рабочей жидкости.

Классификация технологических загрязнений:

- 1) остатки формовочных смесей;
- 2) заусенцы, сколы острых кромок и продукты износа режущих инструментов;
- 3) абразивные материалы, внедренные в обрабатываемую поверхность при шлифовке;
- 4) пригар и окалина, образующие при операциях термообработки, сварки;
- 5) продукты шелушения и отслаивания защитных и упрочняющих покрытий;
- 6) забоины, риски при транспортировке;
- 7) продукты коррозии деталей;
- 8) загрязненность моющих жидкостей;
- 9) загрязненность сжатого воздуха, используемого в технологических процессах;
- 10) загрязнения, вносимые при операциях монтажа и сборки;
- 11) загрязненность систем испытания и обкатки

Классификация эксплуатационных загрязнений:

- 1) загрязнения, вносимые при расконсервации изделий, монтаже, отладке систем и запуска их в работу.
- 2) загрязненность за счет износа элементов гидросистем;
- 3) частицы резиновых и других уплотнений;
- 4) загрязненность, связанная с негерметичностью гидросистем: пыль, влага;
- 5) загрязненность, связанная с распадом рабочей жидкости в процессе работы.

5.2.2. Классы чистоты жидкостей. Требования к чистоте рабочей жидкости объемных гидроприводов

Критерием допустимого количества загрязнений в рабочих жидкостях является класс чистоты конкретной рабочей среды (табл. 5.3), назначенный разработчиками по ГОСТ 17216–2001 «Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей» [8].

Таблица 5.3

Классы чистоты жидкостей (по ГОСТ 17216–2001)

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

Для гидроприводов общемашиностроительного назначения применяются рабочие жидкости 8–14 класса [5].

Предельно допустимые нормы загрязненности внутренних полостей систем и устройств металлообрабатывающего оборудования и соответственно рабочих жидкостей регламентируются РТМ 2 Г00-6-84 «Промышленная чистота. Требования к чистоте рабочих жидкостей объемных гидроприводов», а также ГОСТ 28028-89 «Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы» [9].

Рекомендуемые значения классов чистоты рабочей жидкости, назначаемые при проектировании, изготовлении, испытании и эксплуатации некоторых устройств, приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Значения классов чистоты рабочей жидкости

Наименование гидрооборудования	Номинальное давление, МПа	Класс чистоты рабочей жидкости по ГОСТ 17216-2001, не грубее
Насосы и гидромоторы шестеренные и пластинчатые	До 2,5	14
	От 2,5 до 6,3	13
	Свыше 6,3	12
Насосы и гидромоторы аксиально-поршневые: – с торцевым распределением	До 20,0	12
	Свыше 20,0	11
– с клапанным распределением	До 20,0	14
	Свыше 20,0	13
Гидроаппаратура	До 32,0	12
Дросселирующие гидрораспределители	До 32,0	11
Гидроцилиндры	До 20,0	13
	Свыше 20,0	12
Поворотные гидродвигатели	До 20,0	12
Гидропневмоаккумуляторы: – поршневые – мембранные и балонные	До 32,0	12
	До 32,0	не регламентируются

При разработке гидросистем, содержащих устройства с различными требованиями к степени чистоты, класс чистоты рабочей жидкости системы необходимо назначать по устройству, наиболее чувствительному к загрязнению (табл. 5.5).

Таблица 5.5

Номинальная тонкость фильтрации, мкм	5	10	25	40	80	160
Класс чистоты по ГОСТ 17216-2001	9-10	10-12	12-14	14-15	15-16	16-17

5.2.3. Основные меры по обеспечению промышленной чистоты гидросистем

Несмотря на промывку агрегатов при их производстве, в них остаются частицы загрязнителей. Значительным источником загрязнителей служит заливаемая рабочая жидкость. Поэтому перед вводом в эксплуатацию системы необходимо соблюдать следующие правила:

1) соблюдение чистоты при расконсервации изделий и монтаже системы;

2) эффективная фильтрация заливаемой рабочей жидкости. Тонкость фильтрации в заливном фильтре должна быть не хуже тонкости фильтрации, предусмотренной для эксплуатации системы;

3) промывка системы в течение предварительно установленного времени с последующим отбором пробы масла. По результатам анализа определяется дальнейший ход процесса промывки системы. В процессе промывки следует считаться с опасностью повреждения дорогостоящих элементов (устанавливают только после окончания промывочных операций). Промывку целесообразно проводить в два этапа: сначала промывают трубопроводы при закольцованных агрегатах, а затем систему с подключенными агрегатами. При промывке фильтры системы заменяют технологическими фильтрами тонкой очистки. Каждый агрегат за время промывки должен сработать не менее 20 раз.

При эксплуатации рабочие жидкости необходимо периодически проверять на засорение механическими примесями. Критерий или уровень допустимой загрязненности рабочей жидкости системы по ГОСТ 17216–2001 следует устанавливать в зависимости от ее назначения и важности выполняемых функций, а также чувствительности агрегатов к загрязнениям.

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

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

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

Силовой метод – за счет применения силовых полей (гравитационного, центробежного, магнитного, электрического) – сепараторы.

5.2.4. Фильтры

Конструкцию фильтра обычно образуют корпус со штуцерами подвода и отвода жидкости, фильтрующий элемент и иногда устройство для контроля уровня загрязненности [10, с. 224].

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

По *тонкости фильтрации* фильтры бывают предварительной очистки (номинальная тонкость фильтрации ≥ 160 мкм); грубой очистки (номинальная тонкость фильтрации $160 \approx 100$ мкм); нормальной очистки (номинальная тонкость фильтрации $100 \approx 10$ мкм); тонкой очистки (номинальная тонкость фильтрации $10 \approx 5$ мкм); прецизионной очистки (номинальная тонкость фильтрации $5 \approx 1$ мкм).

К фильтрам предварительной очистки относят, как правило, заправочные фильтры для рабочей жидкости.

Все механические фильтры по *виду фильтровального материала* делятся на поверхностные и глубинные.

Поверхностные фильтры – это фильтры, в которых частицы загрязнения задерживаются: на поверхности фильтровального материала. К ним относятся: металлические сетчатые; пластинчатые (щелевые); бумажные; тканевые. Сетки имеют малое гидравлическое сопротивление, противостоят пульсациям давления, вибрациям, перегрузкам и изменениям температуры; они не требуют замены и легко промываются. Но поверхностные фильтроэлементы имеют малую грязеемкость, не способны задерживать частицы величиной меньше размеров пор фильтрующего материала.

Глубинные фильтры – это фильтры, в которых частицы загрязнения задерживаются в порах капилляров фильтровального материала, расположенных на большей или меньшей глубине от поверхности. К ним относятся такие фильтроэлементы, как текстиль, войлок, бумага, пластмасса, металлокерамика, комбинированные наполнители. Широко распространены глубинные фильтры из металлокерамических порошков, получаемые спеканием. Жидкость очищается, проходя по узким, длинным и извилистым поровым каналам фильтровального материала. Глубинные фильтры удерживают частицы самых различных размеров. Они имеют более высокое гидравлическое сопротивление и часто не могут быть восстановлены, но обеспечивают более качественную фильтрацию и обладают большей грязеемкостью.

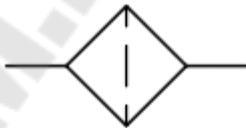
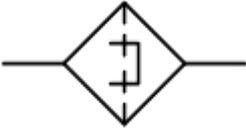
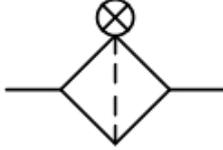
В зависимости от мест установки фильтров в гидросистеме различают фильтры высокого и низкого давления. Последние можно устанавливать только на всасывающих или сливных гидролиниях.

Фильтры делятся также:

- на основные – устанавливаются на весь срок работы гидросистемы, во время которого заменяются только фильтроэлементы;
- на технологические – устанавливаются только на некоторое время для очистки рабочей жидкости от основных технологических загрязнений или на время приработки.

На схемах фильтры обозначаются так, как показано в табл. 5.6 [7].

Таблица 5.6

Наименование	Условное обозначение
Общее обозначение	
С магнитным сепаратором	
С индикатором загрязненности	
Заливная горловина, воронка, заправочный штуцер и т. п.	

Основными показателями, характеризующими фильтры, являются:

- 1) тонкость очистки характеризуется максимальным размером частиц, которые пропускает фильтр;
- 2) пропускная способность фильтра характеризуется величиной расхода $Q_{\text{ном}}$ (л/мин), который может пропускать фильтр при заданном перепаде давления;
- 3) грязеемкость фильтра характеризуется максимальным объемом или весом загрязнений, удерживаемых фильтроэлементом без разрушений и закупоривания его ячеек;
- 4) миграция материала попадания частиц материала фильтроэлемента в рабочую жидкость. Необходимо строго соблюдать направление движения рабочей жидкости через фильтр;

5) коэффициент фильтрации (β_x). Данный коэффициент позволяет сравнивать фильтрующие элементы с одинаковой толщиной фильтрации, изготовленные разными производителями. Коэффициент (β_x) определяется по DIN ISO 4572. Суть испытаний заключается в подсчете частиц загрязнений, размеры которых больше определенной величины x перед фильтрующим элементом $n_{\text{вх}}$ и после него $n_{\text{вых}}$ (рис. 5.6) при определенном перепаде давления: $\beta_x = \frac{n_{\text{вх}} \geq x_{\text{МКМ}}}{n_{\text{вых}} \geq x_{\text{МКМ}}}$.

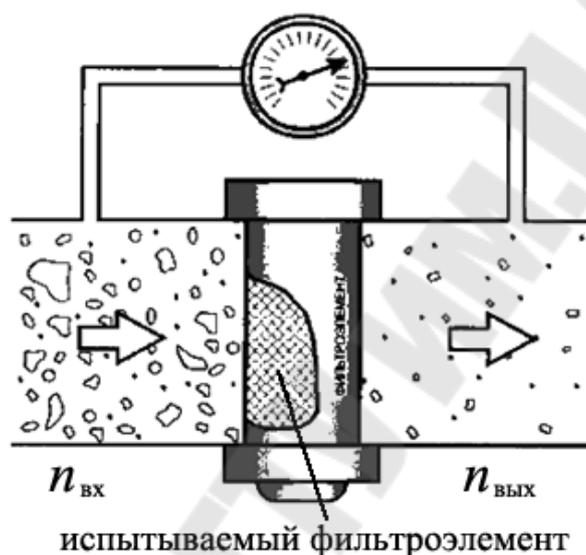


Рис. 5.6. Схема фильтрации рабочей жидкости

По найденному бета-коэффициенту (β_x) определяют эффективность фильтрации, %, по следующей формуле:

$$\text{Эффективность фильтрации} = 100 - \frac{100}{\beta_x}$$

Таблица 5.7

Значения эффективности фильтрации при различных β_x

β_x	Эффективность фильтрации	
1	0,0	Номинальная степень поглощения
2	50	
5	80	
10	90	
20	95	

β_x	Эффективность фильтрации	
50	298	—
60	98,3	
70	98,6	
80	98,7	
90	98,9	
100	99	Абсолютная степень поглощения
200	99,5	
500	99,8	
1000	99,9	
2000	99,95	

Зависимость коэффициента фильтрации от перепада давления (рис. 5.7) показывает, что современные фильтроэлементы способны отделять мельчайшие частицы в широком диапазоне давлений.

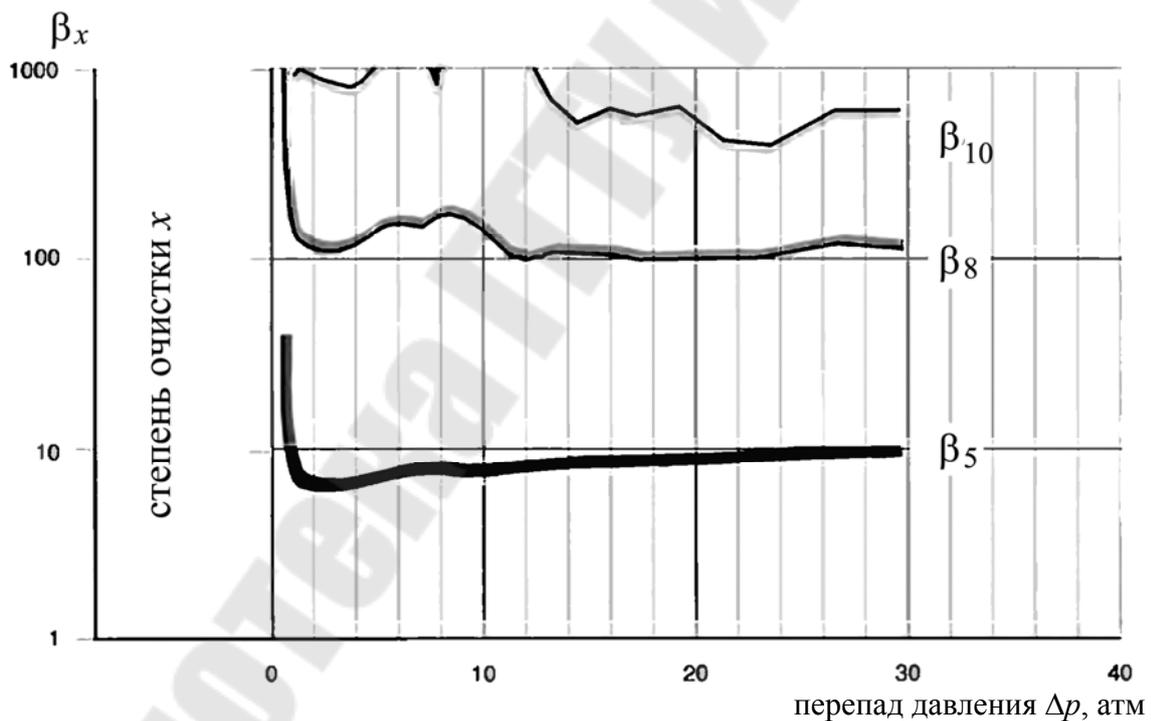


Рис. 5.7. Зависимость коэффициента фильтрации от перепада давления на фильтрующем элементе

Установка фильтров в гидросистему. Выбор фильтра и его правильная установка в гидросистеме должны производиться также тщательно, как и выбор остальных элементов гидропривода.

При выборе схемы установки необходимо учесть следующие факторы: источник загрязнений; чувствительность элементов гидропривода к загрязнениям; режим работы машины; рабочее давление; регулярность и нерегулярность обслуживания; тип рабочей жидкости; условия эксплуатации.

Установка возможна на всасывающей, напорной и сливной гидролиниях (рис. 5.8), а также в ответвлениях.

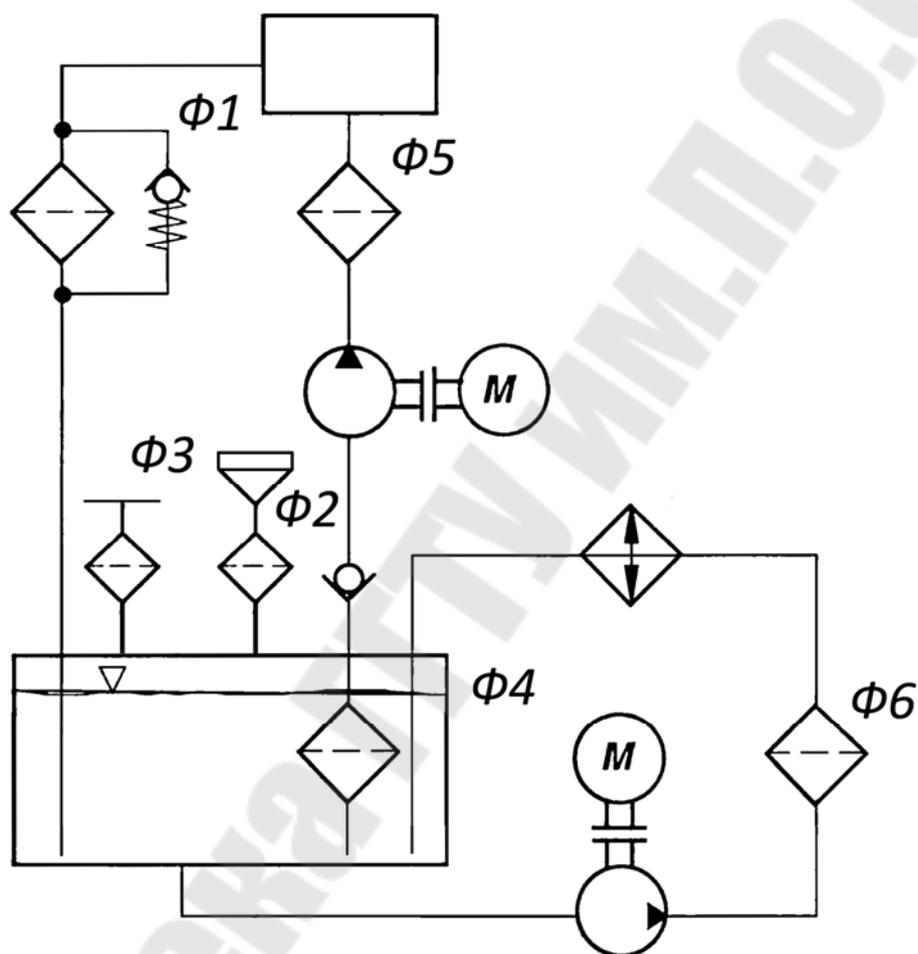


Рис. 5.8. Схемы включения фильтров:
a – на всасывающей гидролинии; *б* – в напорной гидролинии;
в – в сливной гидролинии

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

Недостатки: ухудшится всасывающая способность насосов и возможно появление кавитации. Дополнительно устанавливают индикатор, выключающий привод насоса совместно с обратным клапаном, включающимся в работу при недопустимом засорении. Перепад давления на них не должен быть большим. Тонкая фильтрация невозможна.

Установка фильтров в напорной гидролинии Ф5 обеспечивает защиту всех элементов кроме насоса. Засорение может вызвать разрушение фильтрующих элементов. Для этого устанавливаются предохранительные клапаны.

Недостатки: дорогостоящие корпус фильтра и фильтрующий элемент, т. к. необходима высокая прочность. Приходится останавливать систему для смены фильтрующего элемента.

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

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

Фильтры заливные Ф2 (заливная горловина). Очищают рабочую жидкость, вновь заливаемую в гидробак.

Установка в байпасной (обводной) линии Ф6. Задача этих фильтров состоит в очистке рабочей жидкости, находящейся в гидробаке, в процессе ее циркуляции. В большинстве случаев применяются фильтровальные установки, состоящие из насоса и фильтра или насоса, фильтра и масляного охладителя.

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

Недостатки: не защищает высокочувствительные элементы, повышенное потребление энергии системой из-за применения дополнительного насоса. Увеличение капиталовложений на приобретение фильтрующей системы.

Фильтры в байпасной линии должны быть предусмотрены в случае, если ожидается сильное загрязнение из окружающей среды (стенды для серийных испытаний, установки, работающие в условиях значительной запыленности).

Воздушный фильтр (сапун) Ф3. Задача этих фильтров заключается в очистке воздуха, попадающего в гидробак при изменении объема масла в баке в процессе работы.

Рекомендации по монтажу фильтров. С целью обеспечения нормальной эксплуатации гидросистем необходимо соблюдать следующие правила монтажа фильтров:

- 1) установка фильтров в легкодоступных местах гидросистем;
- 2) выбор достаточного пространства (особенно по высоте) для демонтажа фильтрующего элемента. Это позволяет быстро и легко сменять элемент;
- 3) прокладка трубопроводов гидросистемы не должна мешать смене фильтрующих элементов;
- 4) соблюдение правильного направления потока в корпусе фильтра;
- 5) предпочтительное использование электрических указателей загрязненности нормально замкнутого типа. Это затрудняет выполнение таких операций, как отсоединение штекера;
- 6) при резких повышениях давления или колебаниях расхода рекомендуется дополнительная установка гасителя пульсации для защиты фильтрующего элемента.

5.2.5. Сепараторы

Сепараторы – устройства, в которых очистка рабочей жидкости происходит под воздействием каких-либо сил. В зависимости от природы действующих сил сепараторы разделяются: на магнитные; центробежные; электростатические; гравитационные.

В станочном гидроприводе применяются в основном магнитные сепараторы в сочетании с различными фильтрами.

Для гидросистем, имеющих повышенную загрязненность, например, кузнечно-прессовое оборудование, наиболее рационально применение центробежных сепараторов, имеющих большую грязеемкость (фильтр ≈ 5 г; центрифуга 340 г).

5.3. Аппараты теплообменные

Слишком низкая рабочая температура рабочей жидкости повышает сопротивление потоку и служит причиной ухудшения всасывания на насосах. Слишком высокая рабочая температура рабочей жидкости повышает утечки, а это влечет за собой повышенный износ.

Тепловой баланс гидросистемы можно представить следующим образом (рис. 5.9).

Вид и объем систем нагрева и охлаждения на гидроустановке зависит от требований, которые предъявляются к системе, к ее точности и сроку службы.

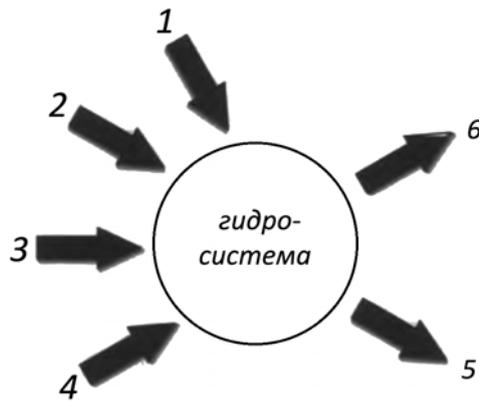


Рис. 5.9. Тепловой баланс гидросистемы:

- 1 – теряемая мощность на насосах и двигателях (уплотнения, подшипники);
- 2 – теряемая мощность в результате внутренних утечек;
- 3 – теряемая мощность в результате дросселирования;
- 4 – теряемая мощность из-за сопротивления потоку;
- 5 – отвод тепла посредством деталей конструкций;
- 6 – отвод тепла посредством активных теплообменников

Теплообменники делятся на нагреватели жидкости и охладители жидкости (табл. 5.6) [7].

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

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

Таблица 5.8

Условное обозначение теплообменников на схемах

Наименование	Условное обозначение
Подогреватель	
Охладитель без указания линий подвода и отвода охлаждающей среды	
Охладитель с указанием линий подвода и отвода охлаждающей среды	
Охладитель и подогреватель	

По конструкции охладитель представляет радиатор, обтекаемый хладагентом (воздух, вода). Его устанавливают в сливной магистрали перед гидробаком (рис. 5.10) до или после фильтра сливного.

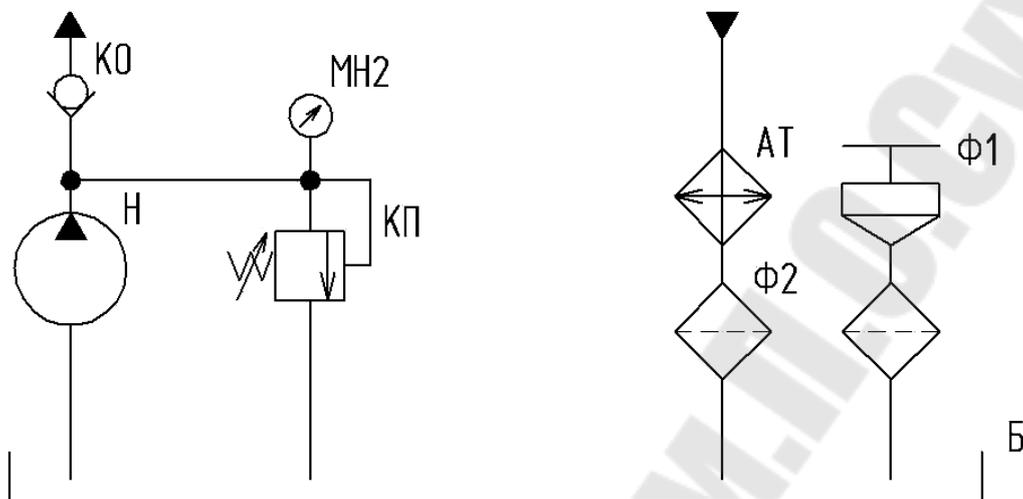


Рис. 5.10. Установка теплообменника в гидросистему

Основные технические параметры теплообменников:

1. Расход рабочей жидкости номинальный/максимальный, л/мин.
2. Отводимый тепловой поток, кВт, или зависимость рассеиваемой мощности от расхода жидкости через теплообменник.
3. Давление номинальное, МПа.
4. Потери давления, МПа.

6. Приборы для контроля параметров систем

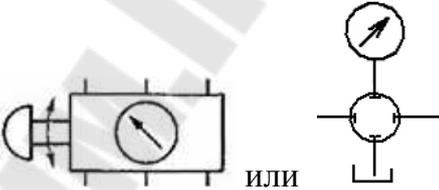
6.1. Приборы для измерения давления

Приборы для измерения давления могут быть различными в зависимости от области применения. В гидросистемах обычно применяют шкальные (показывающие) или бесшкальные (сигнализирующие и преобразующие) приборы [11].

6.1.1. Реле давления

Реле давления относится к бесшкальным приборам для измерения давления. Автоматически контролирует уровень давления масла в гидросистеме, подавая электрический сигнал при повышении или понижении давления по сравнению с величиной, на которую настроено реле. В схемах обозначается так, как показано в табл. 6.1.

**Схематичное обозначение аппаратов и приборов
для контроля давления по ГОСТ 2.781–96 [6]**

Наименование	Условное обозначение
Манометр	
Манометр электроконтактный	
Манометр дифференциальный	
Переключатель манометра	
Реле давления	
Термометр	
Термометр электроконтактный	
Расходомер	
Расходомер интегрирующий	

К основным параметрам относятся:

- 1) контролируемое давление, МПа, номинальное/максимальное/минимальное;
- 2) зона нечувствительности (погрешность), МПа;
- 3) утечки.

6.1.2. Манометры

Манометры относятся к шкальным приборам измерения давления. В гидросистемах обычно применяют манометры с упругим чувствительным элементом [11, с. 62].

Манометры служат для визуального контроля давления. Условные обозначения приведены в табл. 6.1.

В систему обычно подключается через демпфер, т. к. колебания давления и гидравлические удары выводят манометр из строя.

По ГОСТ 2405–88 [12] манометры имеют следующие классы точности: 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5; 4.

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

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

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

6.1.3. Золотник включения (переключатель) манометров

Золотник включения (переключатель) манометров применяется для уменьшения количества манометров в системе. Один манометр показывает давление в нескольких точках гидросистемы. Условное обозначение приведено в табл. 6.1.

6.2. Приборы для измерения расхода

Прибор, измеряющий расход, называют *расходомером*. Существует большое количество методов измерения расхода и, следовательно, типов расходомеров [11, с. 84]. На схемах расходомеры обозначаются так, как показано в табл. 6.1.

6.3. Приборы для измерения температуры

Температура – физическая величина, характеризующая степень нагретости тела. Измерить температуру можно только косвенным путем, основываясь на зависимости от температуры длины, объема, плотности и т. п. физических свойств тела. Существует большое количество методов измерения температуры и, следовательно, типов термометров [11, с. 15]. На схемах термометры обозначаются так, как показано в табл. 6.1.

7. Трубопроводные системы

7.1. Общие сведения

Гидролиния – устройство, предназначенное для прохождения рабочей среды в процессе работы объемного гидропривода [10, с. 202].
Различают:

- всасывающую линию, по которой рабочая жидкость движется к насосу;
- напорную линию, по которой жидкость движется от насоса к распределителю или к гидродвигателю;
- сливную линию, по которой жидкость движется в бак от гидроаппарата или от объемного гидродвигателя.

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

Трубопроводы являются важной частью всей гидравлической системы. В них энергия жидкости передается на большие расстояния. При этом трубопроводы подвергаются действию механических, коррозионных и тепловых нагрузок, они должны выдерживать высокие давления, пульсации, вибрации. Все эти нагрузки могут действовать как индивидуально, так и в различных комбинациях.

Из вышеизложенного вытекает задача расчета и выбора трубопроводов экономически выгодных, надежных, обеспечивающих соответствующий срок эксплуатации.

Определяемыми величинами при выборе трубопровода являются: условный диаметр трубы d_y ; материал, из которого изготовлен трубопровод; толщина стенки.

На выбор определяемых величин влияет целый ряд факторов, приведенных в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Определяемая величина	Влияющие факторы
Внутренний диаметр трубы	Объем, расход. Скорость движения рабочей жидкости. Вязкость рабочей жидкости. Гидравлическое сопротивление
Материал трубы	Показатели прочностных свойств. Возможность обработки (свариваемость, отбортовка, гибка). Коррозия. Допустимый температурный диапазон применения внешней среды и рабочей жидкости

Определяемая величина	Влияющие факторы
Толщина стенки трубы	Рабочее давление. Требуемые или предписанные коэффициенты запаса. Занижение толщины стенки, обусловленное технологией изготовления. Коррозия внутренней и внешней поверхностей. Прочностные свойства материала трубы. Температура: рабочая и окружающего воздуха. Стандартизация размеров

7.2. Определение условного диаметра

Для определения внутреннего диаметра трубопровода используется расход рабочей жидкости через живое сечение трубопровода и скорость течения рабочей жидкости.

Таблица 7.2

Всасывающая линия		Напорная линия		Сливная линия
Кинематическая вязкость ν , мм ² /с	$v_{\text{доп}}$, м/с	Давление, атм	$v_{\text{доп}}$, м/с	$v_{\text{доп}}$, м/с
150	0,6	25	2,5 до 3	1,7 до 4,5
100	0,75	50	3,5 до 4	
50	1,2	100	4,5 до 5	
30	1,3 ÷ 1,5	200	5 до 6	
–	–	> 200	6	

При выборе скорости течения рабочей жидкости в трубопроводе руководствуются тем, что ее повышение приводит к увеличению сопротивления и соответственно к потере мощности, а снижение – к увеличению массы и размеров трубопровода. На основании практики фирма «Mannesman Rexroth» [13] рекомендует ориентировочные значения допустимой $v_{\text{доп}}$ скорости для трубопроводов (табл. 7.2).

Согласно рекомендациям [5] при расчете условного диаметра трубы необходимо выбирать следующие допустимые скорости:

- для всасывающих линий $v_{\text{доп}} \leq 1,6$ м/с;
- для сливных линий $v_{\text{доп}} \approx 2$ м/с;
- для напорных магистралей допустимая скорость зависит от давления (табл. 7.3).

Таблица 7.3

$p_{\text{НОМ}}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{\text{доп}}$, м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Зная расход жидкости Q и задавшись допустимой скоростью движения жидкости, определяют условный диаметр по формуле

$$d_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\text{доп}}}}, \text{ м.}$$

Полученное значение d округляют до ближайшего по ГОСТ 16516–80 [5, с. 7].

7.3. Определение толщины стенки

При расчете на продольный разрыв трубы разделяются на тонкостенные $i = \frac{d}{S} \geq 16$ и толстостенные $i < 16$.

Толщину стенки тонкостенных труб, нагруженных внутренним статическим давлением, с учетом возможного отклонения диаметра и толщины стенки определяют по формуле

$$S = \frac{p(d+m)}{2 \cdot \sigma_p n},$$

где p – максимальное давление рабочей жидкости; d , S – наружный диаметр и толщина стенки трубы; $m = 0,3$ – отклонение по диаметру трубопровода, мм, (ГОСТ 8734–58) [13, с. 366]; σ_p – допустимое напряжение материала трубопровода при растяжении (по окружности), которое обычно выбирается равным 30–35 % временного сопротивления материала трубопровода; $n = 0,9$ – коэффициент, учитывающий отклонение по толщине стенки трубопровода (ГОСТ 8734–58).

Для расчета толстостенного трубопровода, в котором напряжение изменяется от максимального значения на внутренней стенке до минимального на наружной стенке, применяют формулу Ляме:

$$S_{\text{min}} = \frac{d}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_p + p}{\sigma_p - p}} - 1 \right).$$

Трубопроводы многих машин подвергаются одновременным нагрузкам статического и динамического характера. Ко вторым отно-

сятся нагрузки, возникающие при частотных колебаниях трубопровода, обусловленные пульсацией давления жидкости, гидравлическими ударами, а также колебаниями самих трубопроводов.

Наблюдения показывают, что значительное число случаев усталостных разрушений трубопроводов и в особенности при пульсациях давления вызвано нарушением цилиндричности поперечного сечения (наличием овальности) (рис. 7.1, а).

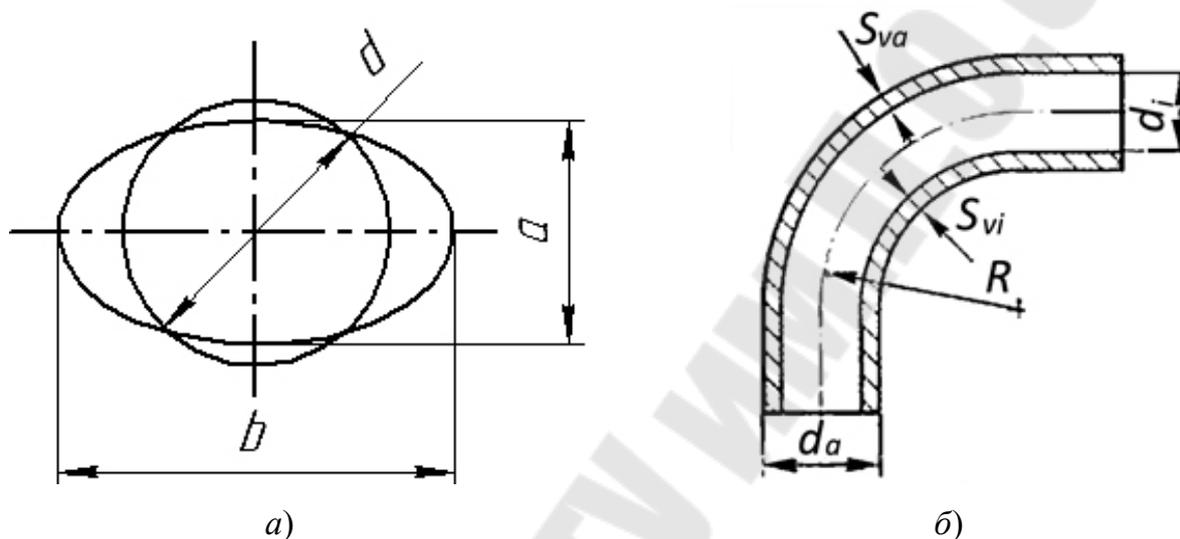


Рис. 7.1. Рекомендации по монтажу трубопровода:
а – овальность трубопровода; б – радиус изгиба трубы

На основании опыта эксплуатации установлено, что предельно допустимой овальностью для стальных трубопроводов является:

$$K = \frac{b-a}{b} 100\% = 4 \div 5\%,$$

где a и b – размеры малой и большой осей овала.

При расчете толщины стенки трубных колен надо учитывать, что за счет процесса гибки предполагается занижение толщины стенки, а также действие различных нагрузок на внешнюю и внутреннюю поверхности колена. Поскольку в зоне максимальной кривизны обычно имеет место максимальная овальность сечения трубопровода, эта зона является наиболее вероятным местом разрешения особенно в условиях высоких пульсирующих давлений. Не допускается увеличенное занижение толщины стенки и увеличение предельно допустимой овальности при гибке труб. Поэтому и радиусы загиба не должны быть малой величины (рис. 7.1, б).

Рекомендуется принимать радиус изгиба $R > 3d$.

Получающиеся толщины стенок по внутреннему и наружному радиусам рассчитываются по формулам:

$$S_{vi} = S_v B_i, \quad S_{va} = S_v B_a.$$

Коэффициенты B_i и B_a определяются по диаграмме (рис. 7.2) в зависимости от принятого радиуса загиба R/d_i и параметра S_v/d_i .

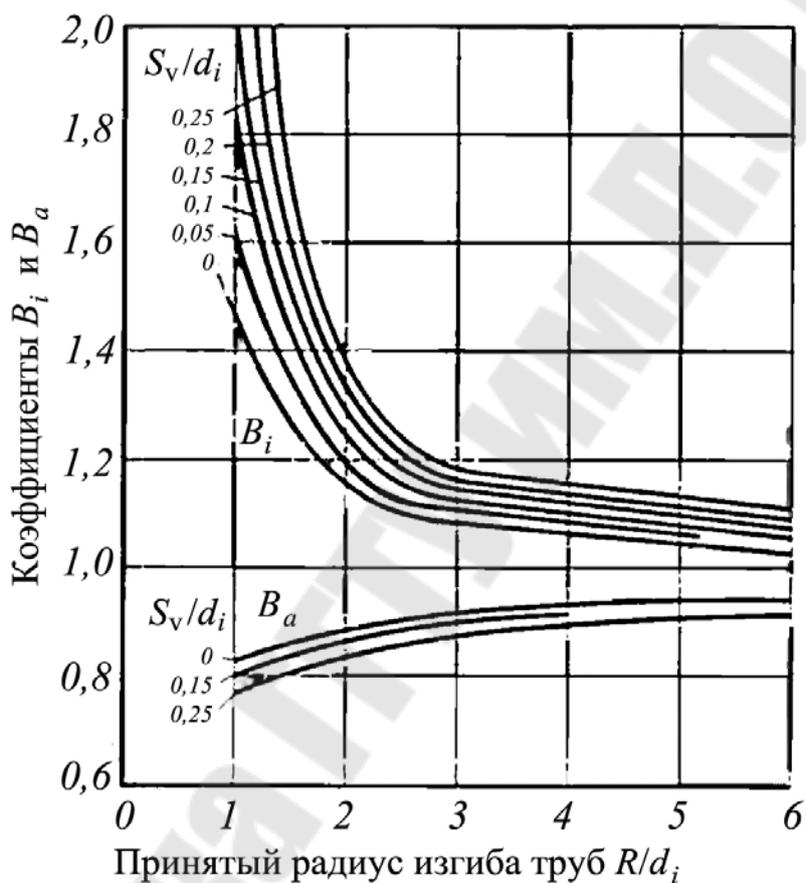


Рис. 7.2. Коэффициенты для расчета толщины стенки трубных колен

Для тонкостенных труб $S_v/d_i \leq 0,02$: $B_i = \frac{2R - \frac{d_a}{2}}{2R - d_a}$, $B_a = \frac{2R + \frac{d_a}{2}}{2R + d_a}$.

7.4. Определение радиуса изгиба труб

Наименьший радиус изгиба труб зависит от диаметра трубы, материала трубы, толщины стенки, способа изготовления трубы и способа изгиба. Радиусы изгиба стальных бесшовных труб даны в различных справочниках [14, с. 228–229].

Наименьшие радиусы изгиба труб и наименьшие длины прямых участков представлены на рис. 7.3. Длина изогнутого участка A определяется по формуле

$$A = \frac{\pi\alpha}{180} \left(R + \frac{d_H}{2} \right),$$

где R – наименьший радиус изгиба, мм; d_H – наружный диаметр трубы, мм.

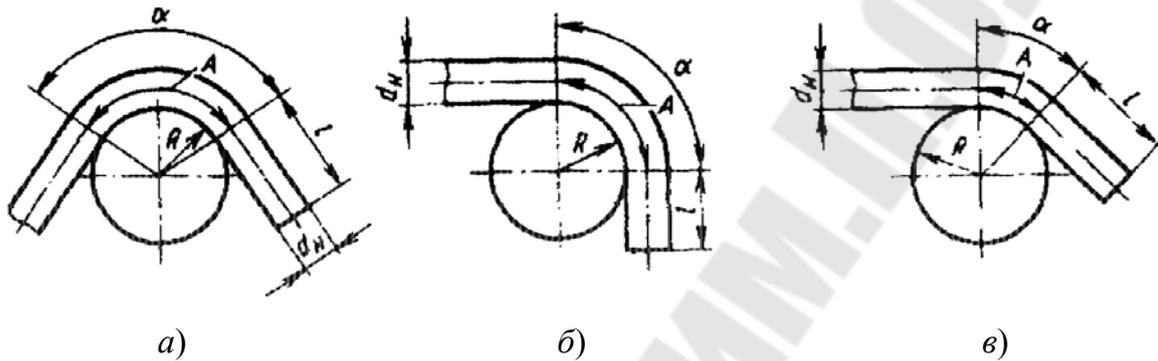
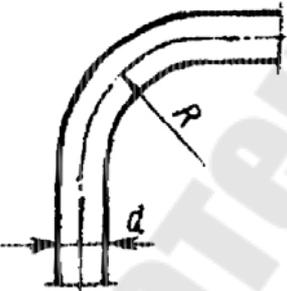


Рис. 7.3. Радиусы изгиба труб

Наименьшая длина прямого участка необходима для зажима конца трубы при изгибе.

Зависимость радиуса изгиба стальных труб от диаметра и толщины стенок дана в табл. 7.4.

Таблица 7.4

	Диаметр трубы d	Наименьший радиус изгиба при толщине стенки	
		До 2	Свыше 2
	От 5 до 20	$4 d$	$3 d$
	От 20 до 35	$5 d$	$3 d$
	От 35 до 60	–	$4 d$
	От 60 до 140	–	$5 d$

7.5. Проектирование трубопроводных систем

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

При проектировании исходят из выбранных, имеющих в продаже трубопроводов и соединительных элементов для них, проклады-

вают трассу трубопровода и выбирают крепление труб. При этом необходимо учитывать следующие аспекты:

- возможность монтажа и демонтажа трубопровода;
- безопасность;
- возможность обзора;
- качество материалов;
- наружная и внутренняя консервация;
- чистота трубопроводов.

Для уменьшения возможности скопления механических загрязнений и исключения остатков технологических загрязнений гидролинии необходимо делать плавными, без резких изгибов, переходов и глухих камер, а их внутренние поверхности обрабатывать очень чисто, иногда прибегая к полированию. Иногда по условиям компоновки применяют резкие изгибы каналов в виде Г-образных штуцеров и сложных сверлений в корпусе или резкие переходы от одного сечения к другому.

7.6. Соединения труб

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

При *разъемных соединениях* трубы сначала соединяются с резьбовым элементом или фланцем. Это может выполняться различными способами: резьбовые соединения сфера по конусу; резьбовые соединения с врезными кольцами; резьбовые соединения с зажимными кольцами; резьбовые соединения с отбортовкой; резьбовые соединения с коническим штуцером под сварку; фланцевые соединения.

Все трубные соединения выполняют функции фиксации и уплотнения. Кроме того, различают резьбовые соединения труб и резьбовые соединения элементов системы (вентилей, опорных плит, блоков управления, насосов).

Резьбовое соединение сфера по конусу. Это соединение (рис. 7.4, а) выполняется при помощи резьбы на трубе. Уплотнение обеспечивается работой металла по металлу. Фиксация осуществляется за счет резьбы. Используются для вспомогательных целей в диапазоне низкого давления.

Резьбовые соединения с врезными кольцами. Наиболее применяемый способ трубного соединения. Врезное кольцо насаживается на трубу при помощи специального устройства и выполняет функцию фиксации и уплотнения резьбового элемента, выполняется металлом по металлу. Фиксация кольца относительно резьбового соединительного элемента выполняется при помощи накидной гайки. Эти соединения имеют утечки, из-за уплотнения металла по металлу. В настоящее время устанавливаются одинарные (рис. 7.4, б) и двойные (рис. 7.4, в) врезные кольца.

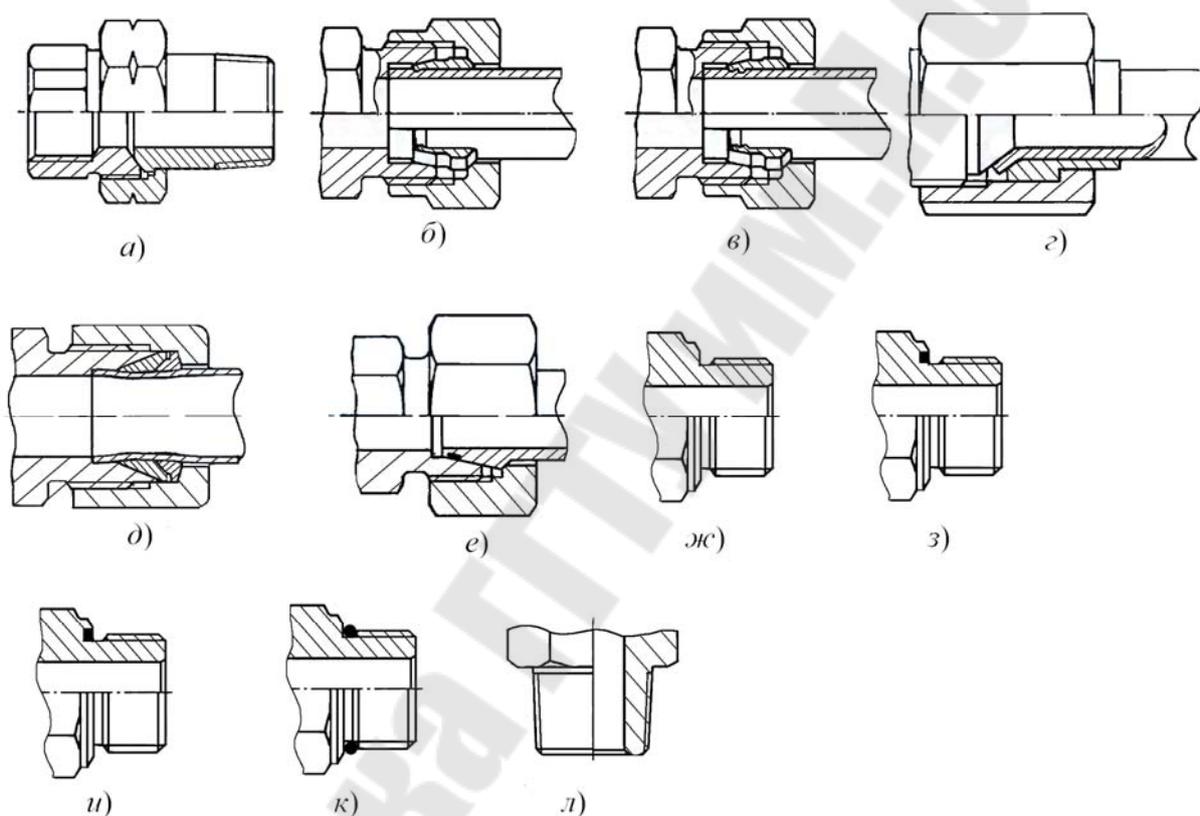


Рис. 7.4. Виды соединений трубопроводов

Двойное врезное кольцо повышает фиксацию и уплотнение за счет врезания в тело трубы по двум линиям.

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

Резьбовые соединения с уплотняющей отбортовкой. Фиксация достигается при помощи отбортовки конца трубы, прижимающейся к проточке на штуцере. Уплотнение «металл по металлу» работает при помощи опорного кольца (рис. 7.4, з).

Резьбовые соединения с зажимным кольцом. В этих соединениях (рис. 7.4, д) должны использоваться нестандартные резьбовые соединительные элементы. Они образуют ответную деталь резьбовому соединению с врезными кольцами, в котором фиксация обеспечивается зажимом кольца на поверхности трубы. Уплотнение «металл по металлу» для трубы и для резьбового соединительного элемента.

Резьбовые соединения с коническим штуцером под сварку. В этом соединении (рис. 7.4, е) конический штуцер приваривается к трубе. Уплотнение между штуцером и соединением эластичное. Фиксация обеспечивается при помощи накидной ганки и сварного шва.

Резьбовое присоединение компонентов системы. Во всех присоединениях фиксация между ввертываемым элементом и компонентом системы обеспечивается за счет резьбы. Резьбовые шейки отличаются только видом уплотнения резьбового элемента относительно подключаемых компонентов системы:

- Уплотнительная кромка (рис. 7.4, ж). На резьбовых шейках протачивается уплотнительная кромка, обеспечивающая уплотнение «металл по металлу» на компонентах системы. Необходимым условием является перпендикулярность уплотняющей поверхности к резьбе и отсутствие каких-либо поперечных рисок.

- Резьбовой соединительный элемент с O-образной прокладкой (рис. 7.4, з). При использовании такого соединительного элемента уплотнение обеспечивается за счет O-образной прокладки. Необходимым условием является перпендикулярность уплотняющей поверхности к резьбе и отсутствие каких-либо поперечных рисок. Эластичное уплотнение.

- Резьбовое соединение с профильной прокладкой (рис. 7.4, и). В этих соединениях устанавливается уплотняющее кольцо прямоугольного сечения. Выход резьбы в отверстии должен быть полностью зачищен от заусенцев для обеспечения безопасности уплотнительного кольца. Прижимная поверхность должна быть перпендикулярной к резьбе.

- Резьбовое соединение с O-образной прокладкой под резьбовым отверстием (рис. 7.4, к). В этом соединении O-образная прокладка закладывается в канавку выхода резьбы резьбовой шейки.

- Коническая резьба (рис. 7.4, л). Уплотнение «металл по металлу». Обычно они используются с посадкой на клеящие вещества. Отличаются высокой опасностью разрыва и произвольным положением конца соединяемой трубы.

7.7. Правила монтажа трубопроводов

Монтаж трубопроводов производится согласно следующим правилам:

1. Ко всем элементам трубопровода нужно иметь свободный доступ.
2. Трубопроводы должны отсоединяться без снятия агрегатов.
3. При большой длине трубопровода необходимо предусматривать компенсацию температурных расширений.
4. Гидравлические трубопроводы следует проектировать без местных возвышений, чтобы в них не собирался воздух.
5. Смонтированную систему обычно проверяют на герметичность (обычно полутонным давлением), затем производят поджим, подтяжку всех резьбовых соединений.
6. Для закрепления трубопроводов на длинных участках трубы необходимо их крепить к раме с помощью различных опор, скоб, хомутов. Скобы для крепления трубопроводов – согласно ГОСТ 16687–71, 16688–71, 16689–71, 16690–71 [14, с. 314–318]. Расстояние между скобами или опорами выбирают в зависимости от наружного диаметра трубы (табл. 7.5).

Таблица 7.5

Наружный диаметр	6	8	10	12	15	18	24	30
Расстояние между опорами	400	450	500	550	600	650	700	800

Опоры и скобы часто используются с резиновой обкладкой для снижения передачи корпусного шума (вибрации).

7.8. Выбор трубы и материала трубы

В качестве трубопроводов гидравлических систем применяют бесшовные стальные цилиндрические трубы и реже сварные стальные трубы из цветных металлов. Широкое применение находят рукава высокого давления.

Материал труб должен обладать хорошей возможностью механической обработки (сварка, гибка, развальцовка) и соответствием по наружному диаметру при использовании резьбовых соединений. В силу возможного действия высокого давления применение сварных труб ограничено (в основном сливные и всасывающие трубопроводы). Их не желательно применять на резьбовых соединениях с врезными кольцами и на развальцовке.

7.9. Рукава высокого давления (шланги)

Рукава высокого давления являются элементами энергопередачи (передача рабочей жидкости под давлением) в гидросистемах. Кроме этого они компенсируют движения трубопроводов – являются продольными компенсаторами на длинных участках систем. Шланговые линии состоят из собственно шлангов и соответствующей арматуры. При этом арматура согласуется с системой соединений, принятой для данных трубопроводов.

Выбор арматуры зависит от системы трубопроводной обвязки: соединения с уплотняющей отбортовкой; с врезными кольцами; на приварных конусах или на фланцах. Используемая в гидравлических системах арматура изготавливается из стали.

При выборе шлангов необходимо в общем исходить из объемного расхода и рабочего давления. Кроме того, при выборе шланга необходимо учитывать стойкость материалов шланга к рабочей жидкости и внешнюю рабочую температуру; влияние внешних условий.

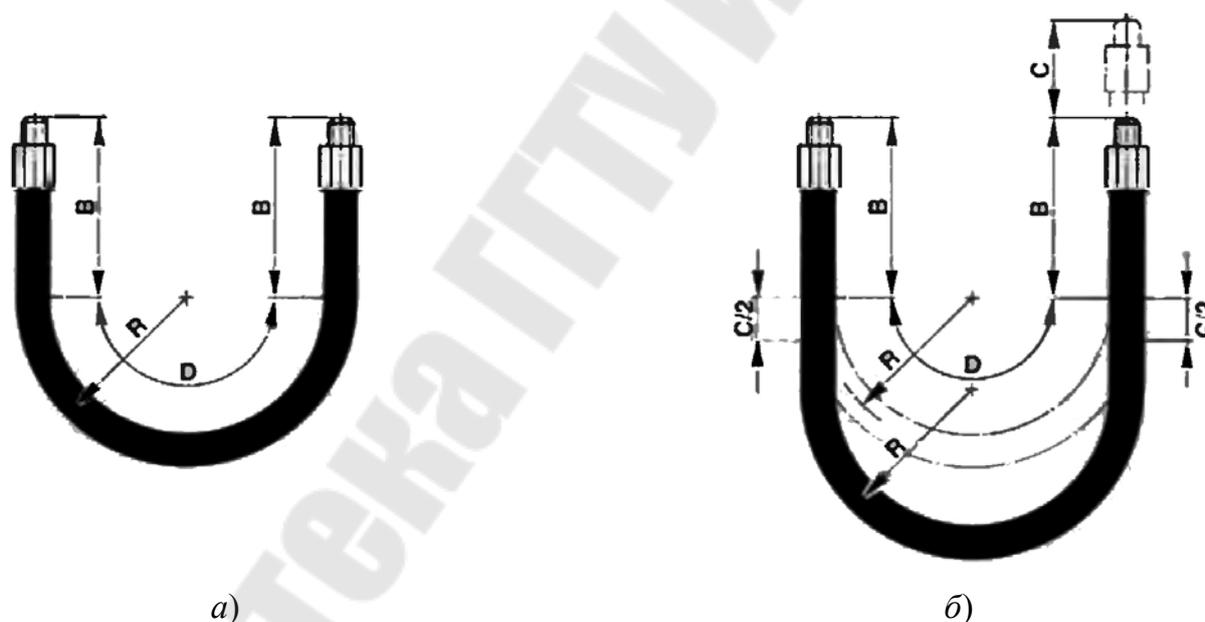


Рис. 7.5. Расчет шлангов:

a – жестко установленных; *б* – жестко передвижных

В напорных шланговых линиях скорость движения жидкости (также и по причинам уровня шума) не должна превышать 3 м/с. В линиях возврата эта величина тоже не должна превышать. Рабочее давление должно быть не более 1/4 от давления разрыва шланга. Это учтено в каталожных данных по допустимым рабочим давлениям.

Необходимая длина шланговой линии должна рассчитываться, при этом необходимо учитывать минимальный радиус изгиба и зону, не имеющую изгиб (рис. 7.5).

Причем для жестко установленных линий общая длина определяется по формуле

$$L = 2B + 3,14R, \text{ мм},$$

где R – минимальный радиус изгиба, мм; B – дополнительная длина, мм.

Для жестко передвижных линий общая длина определяется по формуле

$$L = 2B + 3,14R + C, \text{ мм}.$$

Расчетные данные определяются по табл. 7.6 [13].

Таблица 7.6

Внутренний диаметр D_v , мм	6	8	10	12	16	20	25	32	40
Дополнительная длина B , мм	90	100	110	120	130	140	160	180	200
Минимальный радиус изгиба R , мм	100	115	130	180	200	240	300	420	500

7.10. Требования к монтажу гибких рукавов

Правильная прокладка шланговых линий повышает срок их эксплуатации. При проектировании шланговых линий необходимо выполнять следующие требования:

1) шланговая линия должна монтироваться так, чтобы на нее действовала только нагрузка от собственного веса и не было перегиба в местах заделки;

2) около шланговой арматуры должен оставаться прямой участок рукава;

3) резкие изгибы и скручивание рукава недопустимы;

4) необходимо предусмотреть, чтобы при работе не было трения рукава один о другой и о детали конструкции;

5) необходимо использовать угловые адаптеры и фитинги для исключения острых углов изгиба шланга;

6) в связи с изменением ориентации рукава высокого давления в пространстве под воздействием давления при его прохождении вблизи острых углов используйте пружинную защиту;

- 7) не закрепляйте вместе линии высокого и низкого давления;
 8) избегайте перекручивания рукава при его установке и эксплуатации.

Все вышеперечисленные требования наглядно показаны на рис. 7.6.

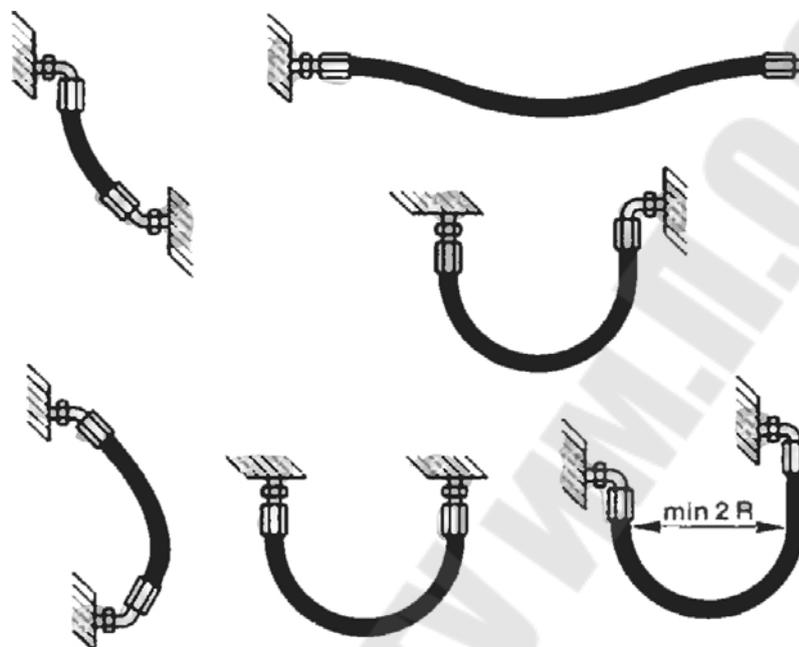


Рис. 7.6. Примеры правильной прокладки шланговых линий

На схемах трубопроводы и шланги обозначаются так, как показано в табл. 7.7 [15].

Таблица 7.7

Условное обозначение труб и шлангов на схемах

Наименование	Условное обозначение	Наименование	Условное обозначение
Трубопровод: – линии всасывания, напора, слива		Детали соединений трубопроводов: – тройник	
– линии управления, дренажа, выпуска воздуха		– крестовина	
Соединение трубопроводов		– отвод (колено)	
Пересечение трубопроводов без соединения		Сифон (гидрозатвор)	

Наименование	Условное обозначение	Наименование	Условное обозначение
Место присоединения: – несоединенное (закрыто)		Поворотное соединение: – однолинейное	
– соединенное		– трехлинейное	
Трубопровод гибкий, шланг		Быстроразъемное соединение без запорного элемента (соединенное или разъединенное)	
Изолированный участок трубопровода		Быстроразъемное соединение с запорным элементом (соединенное и разъединенное)	
Соединение трубопроводов разъемное: – общее обозначение		Конец трубопровода под разъемное соединение: – общее обозначение	
– фланцевое		– фланцевое	
– штуцерное резьбовое		– штуцерное резьбовое	
– муфтовое резьбовое		– муфтовое резьбовое	
– муфтовое эластичное		– муфтовое эластичное	
Место сопротивления с расходом:			
– зависящим от вязкости рабочей среды		– не зависящим от вязкости рабочей среды (шайба, диафрагма)	

8. Насосные установки гидроприводов

Насосный агрегат (насос с приводным электродвигателем) с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса, называют *насосной установкой*.

Насосные установки, предназначенные для гидропривода исполнительных механизмов промышленного гидрофицированного оборудования (металлообрабатывающих станков, прессов, технологических линий), представляют собой один или несколько насосов, приводимых от электродвигателей переменного тока. Они состоят из основных компонентов: бака для рабочей жидкости с заливной горловиной и воздушным фильтром, измерителя уровня жидкости и температуры масла, установленных в баке насоса. На верхней крышке бака в зависимости от назначения и гидравлической схемы устанавливают направляющие и регулирующие гидроаппараты, сливной фильтр, теплообменник, гидропневмоаккумулятор и другие гидроаппараты.

Другой тип насосных установок – малогабаритных и компактных с электродвигателями постоянного тока применяют на мобильных машинах и во многих других областях техники.

8.1. Насосные установки гидроприводов с цикловым программным управлением

Особенностью гидроприводов с цикловым программным управлением является периодически изменяющийся режим работы. Чтобы обеспечить исполнительную часть гидропривода с цикловым программным управлением рабочей жидкостью с требуемыми подачами Q и давлениями p , могут применяться насосные установки различных типов [1, с. 109–117]:

- 1) однонасосная с переливным клапаном (рис. 8.1, *a*);
- 2) двухнасосная с двумя переливными клапанами (рис. 8.1, *б*);
- 3) насосно-аккумуляторная (рис. 8.1, *в*);
- 4) установка с авторегулируемым насосом (рис. 8.1, *г*).

Наиболее простой вариант установки – *однонасосная с переливным клапаном*. В ней применены: нерегулируемый самовсасывающий насос 5 (рис. 8.1, *a*); приводной электродвигатель 4; переливной (предохранительный) клапан 6; фильтр 2 в сливной линии 8; теплообменный аппарат 3 и масляный бак 1.

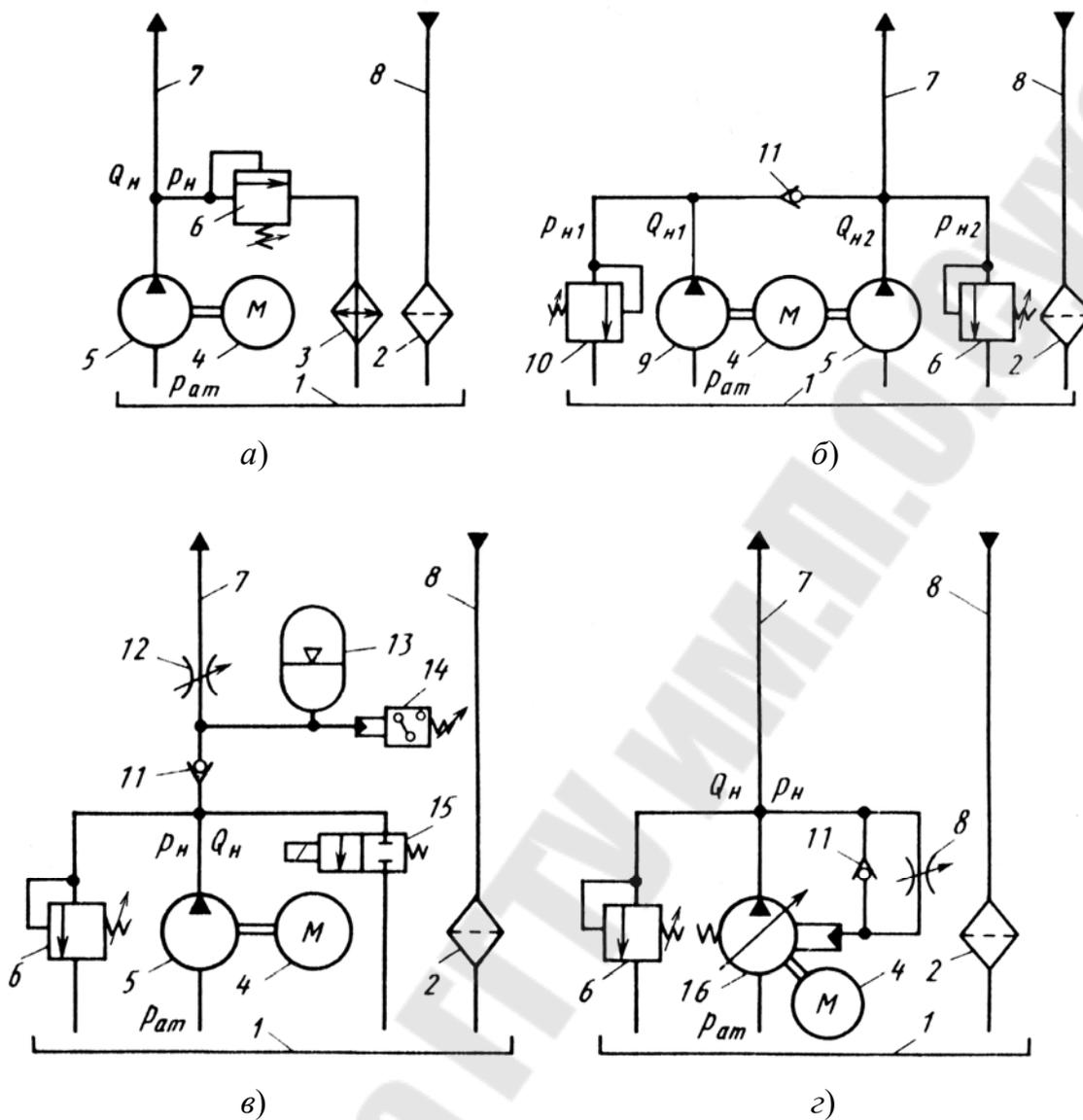


Рис. 8.1. Типовые схемы насосных установок

Типоразмер насоса выбирается по каталогу, выпускаемому данной отраслью машиностроения в соответствии с требуемыми подачами и давлениями:

1) номинальная подача насоса должна быть больше максимального расхода за рабочий цикл $Q_{н.ном} \geq Q_{ц max}$;

2) номинальное давление насоса должно быть больше максимального давления за рабочий цикл $p_{н.ном} \geq p_{ц max}$.

Например, при номинальном давлении жидкости до 6,3 МПа целесообразно применять шестеренные или пластинчатые насосы, при давлении выше 10 МПа – аксиально- или радиально-поршневые.

По величинам мощности и частоты вращения вала насоса подбирают приводящий двигатель. Для гидроприводов стационарных машин

и технологического оборудования обычно используют асинхронные электродвигатели. В мобильной машине насос может присоединяться к валу отбора мощности от теплового двигателя.

Недостаток однонасосной установки с переливным клапаном: значительная потеря мощности потока жидкости во втором периоде работы гидропривода. Причиной служит перелив большого количества жидкости через клапан при полном рабочем давлении. Отрицательный результат потери мощности потока жидкости состоит также и в нагреве рабочей жидкости. При этом необходимо устанавливать теплообменный аппарат или значительно увеличивать объем бака.

Потери мощности потока жидкости существенно снижаются при использовании *двухнасосной установки с двумя переливными клапанами* (рис. 8.1, б). Эффект достигается комбинацией насоса высокого давления и малой подачи с насосом низкого давления и большой подачи. Насосы сочетаются соответственно с клапанами высокого и низкого давления, которые должны быть настроены на значения $p_{н2}$ и $p_{н1}$. Между насосами установлен обратный клапан *11*. В периодах работы гидропривода при низком давлении $p_{н1}$ оба насоса подают жидкость в напорную гидролинию *7*. Их подача складывается. Во втором периоде работы гидропривода, когда давление в напорной гидролинии возрастает до величины $p_{н2}$, обратный клапан *11* закрывается. Насос *9* подает жидкость через клапан низкого давления *10* на слив. Насос *5*, соединенный с клапаном *6* высокого давления, подает жидкость в исполнительную часть гидропривода.

Типоразмеры насосов выбираются по каталогу, выпускаемому данной отраслью машиностроения в соответствии с требуемыми подачами и давлениями:

- 1) насос *5* (рис. 8.1, б): $Q_{н2} \geq Q_{ц \text{ min}}$; $p_{н2} \geq p_{ц \text{ max}}$;
- 2) насос *9* (рис. 8.1, б): $Q_{н1} \geq Q_{ц \text{ max}} - Q_{н2}$; $p_{н1} \geq p_{ц \text{ min}}$.

Данная установка может иметь электродвигатель к каждому насосу или два насоса с разными техническими характеристиками приводятся в движение одним электродвигателем.

Как вариант данной установки можно использовать один насос с двумя потоками жидкостей, причем эти потоки могут иметь разные или одинаковые давления.

Мощность потока жидкости в насосной установке теряется в основном из-за перелива от насоса *9* через клапан *10* при относительно низком давлении $p_{н1}$ жидкости в период работы гидропривода на большем давлении. Так как давление $p_{н1}$ значительно меньше величи-

ны $p_{н2}$, то потеря мощности в двухнасосной установке существенно меньше, чем в однонасосной.

Недостаток: удвоенное число основных гидроагрегатов.

Полностью устранить потерю мощности вследствие перелива жидкости можно при использовании *насосно-аккумуляторной установки* (рис. 8.1, в). Клапан *б* в ней играет только предохранительную роль. Избыток жидкости при работе гидропривода поступает в аккумулятор *13*. После полной зарядки аккумулятора жидкостью реле давления *14* включает разгрузочный гидрораспределитель *15*. При этом жидкость сливается в бак и, следовательно, насос *5* разгружается. В дальнейшем при необходимости насос *5* и аккумулятор *13* одновременно подают рабочую жидкость под давлением в нагнетательную гидролинию *7*. Для ограничения предельной скорости движения при быстрых ходах выходного звена предусмотрен регулируемый дроссель *12*.

Расчет и выбор насоса и аккумулятора подробно рассмотрены в различных литературных источниках [1, с. 113–115], [14].

Недостаток: значительные габаритные размеры и масса аккумулятора.

Значительно меньшие габаритные размеры и масса у *насосной установки с авторегулируемым насосом* (рис. 8.1, г). В ней, как и в предыдущем случае, отсутствуют непроизводительные потери энергии вследствие перелива жидкости под давлением через клапан. Подача жидкости снижается путем регулирования насоса *1б* по давлению в нагнетательной гидролинии. Подача жидкости насосной установкой автоматически приспособливается к требуемому расходу ее в исполнительной части гидропривода.

Расчет и выбор насоса рассмотрены в различных литературных источниках [1, с. 113–115], [14].

Недостаток: высокая стоимость регулируемого насоса по сравнению с нерегулируемым.

8.2. Конструктивные разновидности насосных агрегатов

Конструкции гидроприводных насосных установок компании-изготовители разрабатывают обычно по заказу потребителя с техническими требованиями, содержащими основные параметры и гидравлическую схему для конкретного применения. Затем насосную установку собирают, испытывают, регулируют. На всех стадиях изготовления особое внимание уделяют соблюдению требований экологической безопасности.

Гидростанции изготавливаются в основном двух видов по компоновке мотор-насосного агрегата:

– вертикальное расположение мотор-насосного агрегата с погружным насосом (используется с насосами постоянного объема) (рис. 8.2, *а*). Преимущество таких гидростанций заключается в компактности и низком уровне шума;

– гидростанции с горизонтальным расположением мотор-насосного агрегата (рис. 8.2, *б* и *в*). Используется с регулируемыми насосами переменного объема.

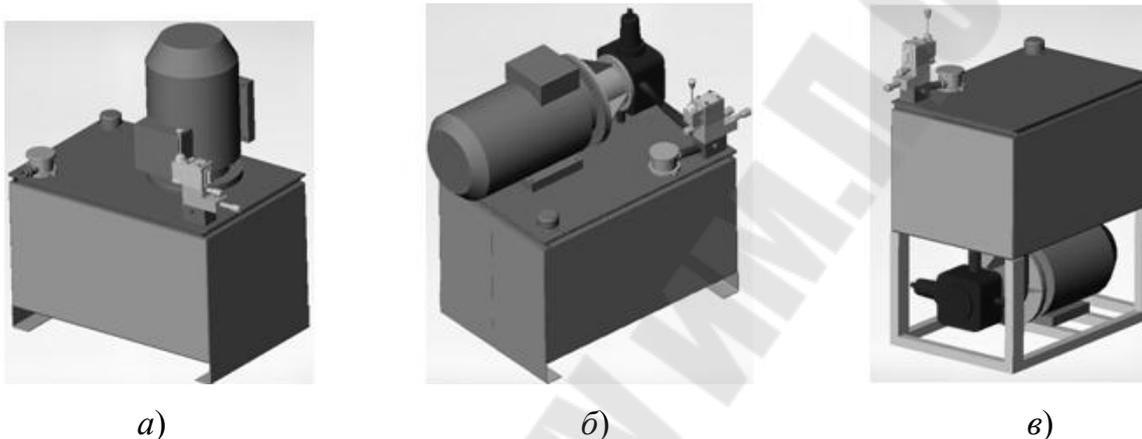


Рис. 8.2. Компоновка гидростанций

8.3. Требования к проектированию гидростанций

1. Конструкция станции гидропривода должна обеспечивать:

– удобство демонтажа и монтажа отдельных гидроаппаратов и трубопроводов;

– легкий доступ к регуляторам гидроаппаратов и контролирующим устройствам;

– удобство смены фильтров, возможность их замены, а также возможность замены фильтроэлемента без снятия фильтра.

2. Установившаяся температура масла в баке не должна превышать 50–60 °С. При превышении допустимой температуры должен поступать сигнал на пульт управления.

3. Основная гидросистема должна быть отделена от системы принудительной смазки.

4. Отвод внешних утечек в гидробак не рекомендуется. При такой необходимости утечки должны пропускаться через фильтр.

5. Гидросистема должна быть снабжена защитными устройствами, останавливающими оборудование в случае уменьшения давления меньше минимального допустимого значения. При этом не должны

отключаться узлы, представляющие опасность для персонала (зажим, поджим, фиксация).

6. В целях экономии энергии рекомендуется применять насосы с регулируемой подачей и насосно-аккумуляторные установки.

8.4. Гидравлические баки для насосных установок

8.4.1. Конструктивные разновидности

Гидравлический бак – это гидравлическая емкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью [10, с. 216].

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

Наиболее простым баком является гидробак открытого типа (рис. 8.3, а). В корпус 7 бака заливается рабочая жидкость через горловину 1 с сеткой. Ее уровень регистрируется с помощью маслоуказателя 5. Жидкость попадает в насос из бака через насадок 4, а отработанная жидкость из гидропривода попадает в бак через насадок 6. Перегородки 2 и 3 служат для успокоения жидкости, чтобы взвешенные механические частицы успели опуститься на дно, а пузырьки газа – всплыть на поверхность. Объем над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающим воздухом через сапун 3, содержащий фильтр для защиты внутреннего объема бака от попадания грязи из окружающей бака среды.

Иногда для сбора ферромагнитных частиц, содержащихся в рабочей жидкости, внутри гидробака устанавливаются постоянные магниты. Для периодической очистки бака на его стенках делаются крышки-люки.

Недостаток рассмотренной схемы бака заключается в том, что над свободной поверхностью жидкости постоянно обновляется воздух, содержащий влагу. Это происходит из-за изменения объема жидкости, участвующей в работе гидропривода. Воздух входит в бак и выходит из него через сапун. Рабочая жидкость в результате работы гидропривода нагревается и имеет температуру выше, чем температура окружающей среды. Воздух над свободной поверхностью также нагревается, а поскольку температура стенок бака, соприкасающихся с этим воздухом, ниже, то на стенках бака оседает конденсат воды, который, скапливаясь, образует крупные капли воды. Вода, попадая в рабочую жидкость, ухудшает ее свойства и приводит к уменьшению

времени между моментами замены жидкости. Кроме того, фильтр сапуна не гарантирует исключения попадания грязи в гидробак. Мелкие и тонкие волокнистые частицы все-таки проходят через него и скапливаются в гидросистеме.

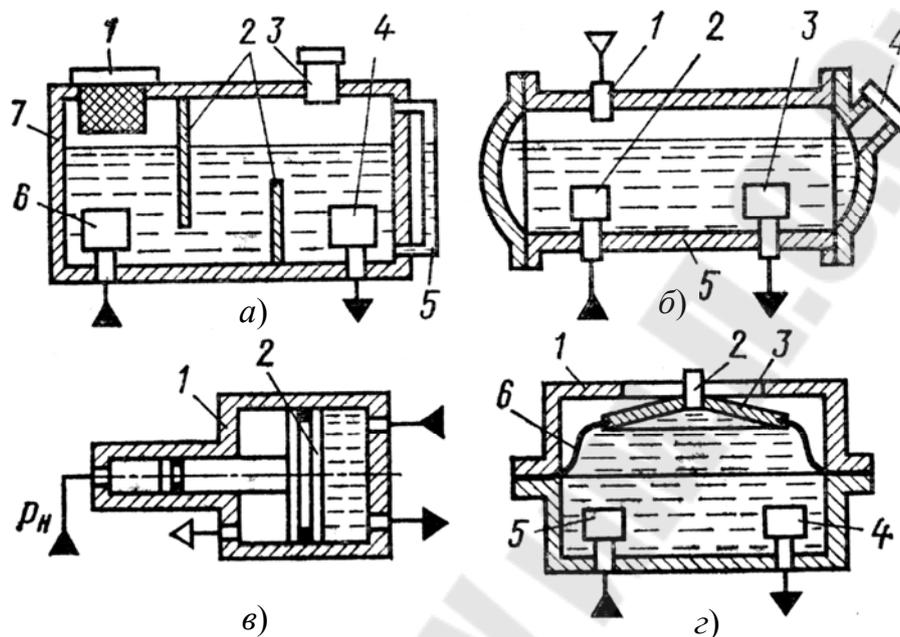


Рис. 8.3. Схемы гидробаков

Указанных недостатков не имеет гидробак (рис. 8.3, б). Он содержит насадок 2, через который жидкость из гидросистемы попадает в бак, и насадок 3, через который жидкость поступает к насосу. Корпус 5 бака герметичен и закрывается крышкой 4, через которую бак перед работой заполняется рабочей жидкостью.

Основной особенностью рассматриваемого гидробака является наличие избыточного давления над свободной поверхностью жидкости. Это давление обеспечивается за счет подачи инертного газа, например азота, через штуцер 1. При этом достигается изоляция рабочей жидкости от окружающего воздуха и облегчается работа насоса, если его конструкция требует обеспечения избыточного давления на входе во всасывающую гидролинию.

К недостаткам такого гидробака следует отнести необходимость заправки инертным газом и контакт рабочей жидкости с газом, находящимся под давлением ($-0,3$ МПа), в результате чего происходит более интенсивное растворение газа в рабочей жидкости со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Отсутствует контакт рабочей жидкости с газом и обеспечивается избыточное давление жидкости в гидробаке (рис. 8.3, в). В его корпусе 1 цилиндрической формы размещен поршень 2. Поршень снабжен дополнительным плунжером, к торцу которого рабочая жидкость из гидросистемы попадает под давлением p_n . Это давление создает избыточное давление в гидробаке меньшее, чем давление p_n на величину, пропорциональную отношению площади плунжера к площади поршня.

К недостаткам такого бака следует отнести его относительную сложность из-за наличия поршня и плунжера с уплотнительными устройствами.

Таблица 8.1

Условное обозначение гидробаков на схемах

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

Наиболее простым гидробаком, обеспечивающим герметизацию полости с рабочей жидкостью от окружающего воздуха и газа вообще является гидробак с эластичным разделителем (рис. 8.3, а). В его корпусе 1 размещена эластичная диафрагма б, выполненная, например, из резины с жестким центром 3, имеющим форму конуса. Жидкость перед работой может заливаться или через специальный штуцер, или через насадок 5. Воздух из бака удаляется через штуцер 2. К насосу жидкость поступает через насадок 4.

Благодаря отсутствию контакта рабочей жидкости с газом или воздухом значительно увеличивается срок ее службы, а также срок службы и надежность гидросистемы.

Различают гидробаки, находящиеся под атмосферным и избыточным давлением. В связи с этим отличаются и их условные обозначения по ГОСТ 2.780–96 (табл. 8.1) [7].

8.4.2. Определение объема гидробака

Выбор объема гидробака определяется исходя из функций, которые он выполняет, а также конструкции бака с точки зрения обеспечения отстоя жидкости и подготовки ее поступления в насос. Объем бака должен быть не менее объема рабочей жидкости, участвующей в рабочем цикле системы. С точки зрения излучения тепла его объем должен быть увеличен.

Вместимость гидробака W принимается в 1,5–2 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидропривода, но не менее $0,3Q_{\text{ном}}$ и не более 1-, 3-минутной подачи насоса $Q_{\text{ном}}$.

Окончательно вместимость гидробака принимается по ближайшему большему значению из ряда ГОСТ 12448–80: 0,4, 0,63, 1, 1,6, 2,5, 4, 6,3, 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 и т. д. [5, с. 8].

8.4.3. Основные требования при проектировании гидробаков

Размеры бака и его форма имеют большое значение, поэтому он, как и другие элементы гидросистемы, должен быть специально спроектирован в соответствии с назначением. При проектировании необходимо соблюдать некоторые требования:

- 1) обеспечивать удобство монтажа и демонтажа гидроаппаратов и трубопроводов;
- 2) легкий доступ к регуляторам и контролирующим устройствам;

- 3) фильтры должны располагаться выше уровня масла в баке так, чтобы их можно было легко заменить без существенной утечки масла;
- 4) заливные горловины должны быть доступны для обслуживания;
- 5) ножки бака должны быть высотой не менее 100 мм, для лучшего охлаждения конструкции;
- 6) для увеличения способности бака отделять грязь и воду его дно должно быть немного наклонено (более глубокая часть напротив входного или выходного патрубка) (рис. 8.4);

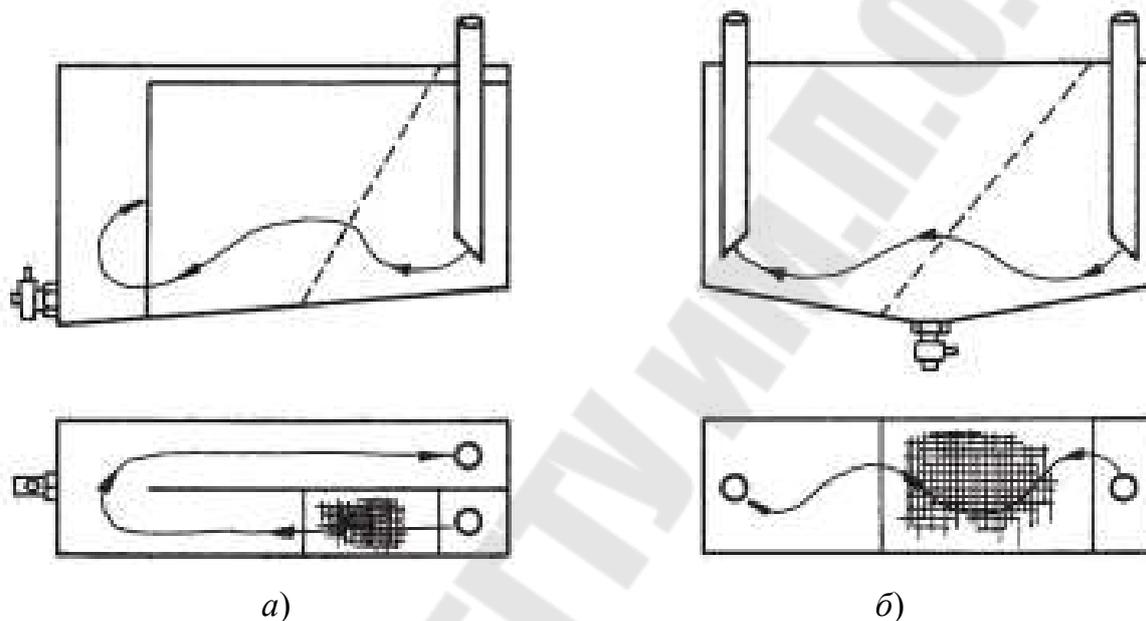


Рис. 8.4. Схемы гидробаков

- 7) сливной кран устанавливается так, чтобы все загрязнения могли быть легко слиты, т. е. в самой низкой точке бака (рис. 8.4);
- 8) минимальный диаметр сливного отверстия должен быть не меньше 25 мм;
- 9) должны быть установлены перегородки внутри бака, разделяющие зону слива и всасывания и для максимально возможного охлаждающего действия (рис. 8.4, a);
- 10) для обеспечения легкости доступа к внутренней поверхности при ежегодной чистке бак должен иметь большие смотровые люки размером более 200 × 200 мм со съемными крышками;
- 11) заливная горловина должна быть поднята над поверхностью бака как минимум на 20 мм, иметь пропускную способность более 20 л/мин и снабжена сетчатым фильтром;
- 12) внутренняя полость бака должна быть герметичной;

13) глубина сливной и дренажной линии должна быть ниже минимального уровня жидкости в баке на 4...5 внутренних диаметров трубопроводов, в то же время расстояние от края трубопровода до дна бака не должно быть меньше 2 диаметров трубопровода. Это необходимо, чтобы устранить вспенивание в линии возврата и предотвратить затягивание воздуха в линию всасывания, особенно когда резервуар наклоняется в сторону;

14) устанавливать маслоуказатели на минимальном и максимальном уровне масла в баке;

15) при необходимости нужно устанавливать магнитные патроны в сливном отсеке и легко демонтироваться;

16) в боковых стенках нужно предусмотреть отверстия для транспортирования бака с жидкостью и без нее;

17) рекомендуется подвергнуть внутреннюю часть бака поверхностной обработке, причем используемая краска должна быть стойкой к горячему маслу гидросистемы.

9. Управление движением гидро- и пневмоприводов

Большая группа объемных приводов различных машин и технологического оборудования имеет в процессе работы только два фиксированных положения (позиции). Такие приводы называют *двухпозиционными*. В качестве двигателей в них обычно используют наиболее простые по конструкции гидро- или пневмодвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения. Управление перемещением выходного звена привода из одной позиции в другую выполняется наиболее простым релейным способом посредством гидро- или пневмораспределителей.

Относительно простые циклы программного управления двухпозиционным приводом могут осуществляться введением в систему небольшого числа дополнительных гидроаппаратов. Управляющее воздействие может быть ручное, механическое, гидравлическое, электромагнитное или комбинированное.

Примеры простых циклов, автоматически обрабатываемых двухпозиционными приводами, показаны на рис. 9.1. Циклограммы изображены в координатах: t – время, y – перемещение выходного звена.

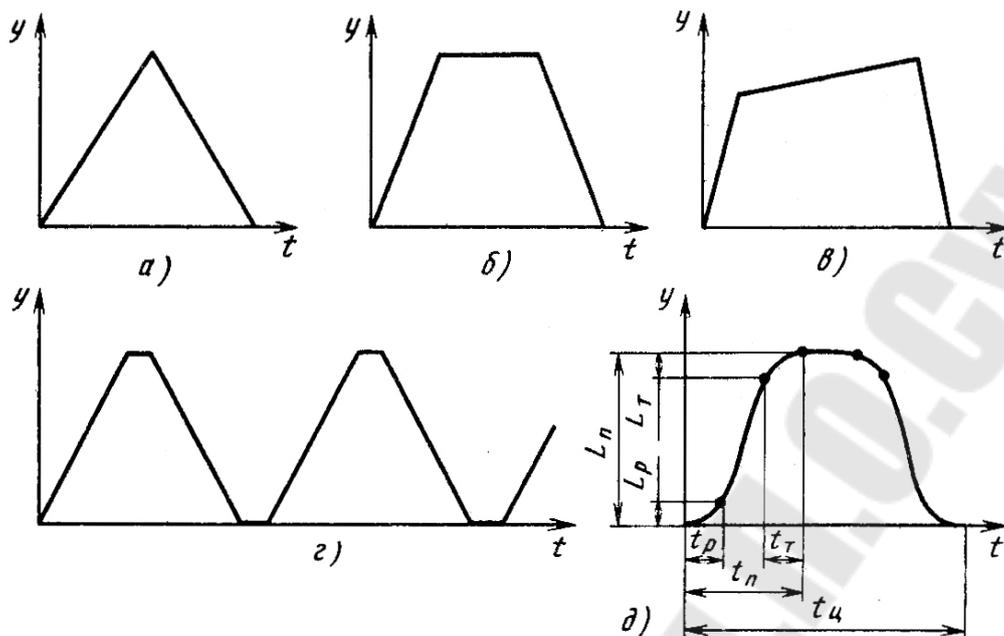


Рис. 9.1. Примерные циклограммы двухпозиционных приводов: *a* – «прямой ход – обратный ход – остановка»; *б* – «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка»; *в* – «быстрый подвод – рабочий ход – обратный ход – остановка»; *г* – периодическое возвратно-поступательное (поворотное) движение; *д* – «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка» с выделенными зонами разгона и торможения; $L_{\text{п}}$ и $t_{\text{п}}$ – полный ход и время выходного звена; $L_{\text{р}}$ и $t_{\text{р}}$ – перемещение и время при разгоне; $L_{\text{т}}$ и $t_{\text{т}}$ – при торможении; $t_{\text{ц}}$ – полное время цикла

Для автоматического выполнения приведенных циклов необходимы гидро- или пневмоаппараты, выполняющие управление приводом по пути, нагрузке и времени.

9.1. Управление по пути

Управление по пути осуществляется обычно двухпозиционными трех- или четырехлинейными распределителями с механическим воздействием на них от кулачков или упоров, закрепленных на выходном звене привода или на исполнительном механизме машины.

Распределители размещают так, чтобы их входной элемент, например рычаг с роликом, взаимодействовал с кулачком в конечных положениях выходного звена. Возврат запорно-регулирующего элемента у этих распределителей обычно производится пружиной. Распределители с путевым механическим управлением выполняются малогабаритными. У путевых гидрораспределителей условный проход составляет 6, 8 и 10 мм, у пневмораспределителей – 2, 5 и 8 мм, по-

этому в приводах со значительным расходом рабочей среды применяются вторую ступень управления – распределители с достаточным проходным сечением и двусторонним гидравлическим или пневматическим управлением.

Пример схемы исполнительной части гидропривода, автоматически обрабатывающего простой цикл «прямой ход – обратный ход – остановка», показан на рис. 9.2. Гидропривод включается кратковременным воздействием на двухпозиционный гидрораспределитель P1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель подает сигнал управления на распределитель P2, переключая его в левое положение.

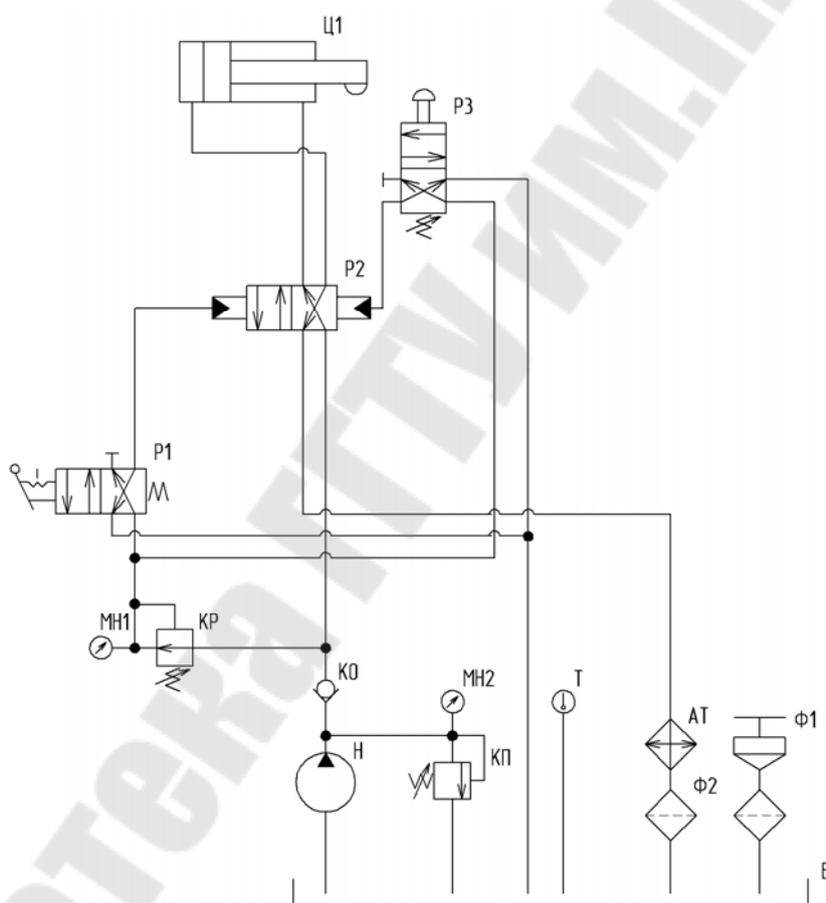


Рис. 9.2. Схема гидропривода с путевым управлением по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Рабочая жидкость от насоса по напорному трубопроводу поступает в поршневую полость цилиндра Ц1, шток которого выдвигается до тех пор, пока кулачок, закрепленный на нем не нажмет на кулачок распределителя P3. Через распределитель P3 управляющий сигнал поступит на правый торец распределителя P2, который переключится

в правое положение, и жидкость будет поступать в штоковую полость цилиндра Ц1. При этом выходное звено цилиндра (шток) совершит обратный ход до остановки.

9.2. Управление по нагрузке

Путевое управление движением привода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью до девяти долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке (рис. 9.3). Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя Ц1 на неподвижном упоре.

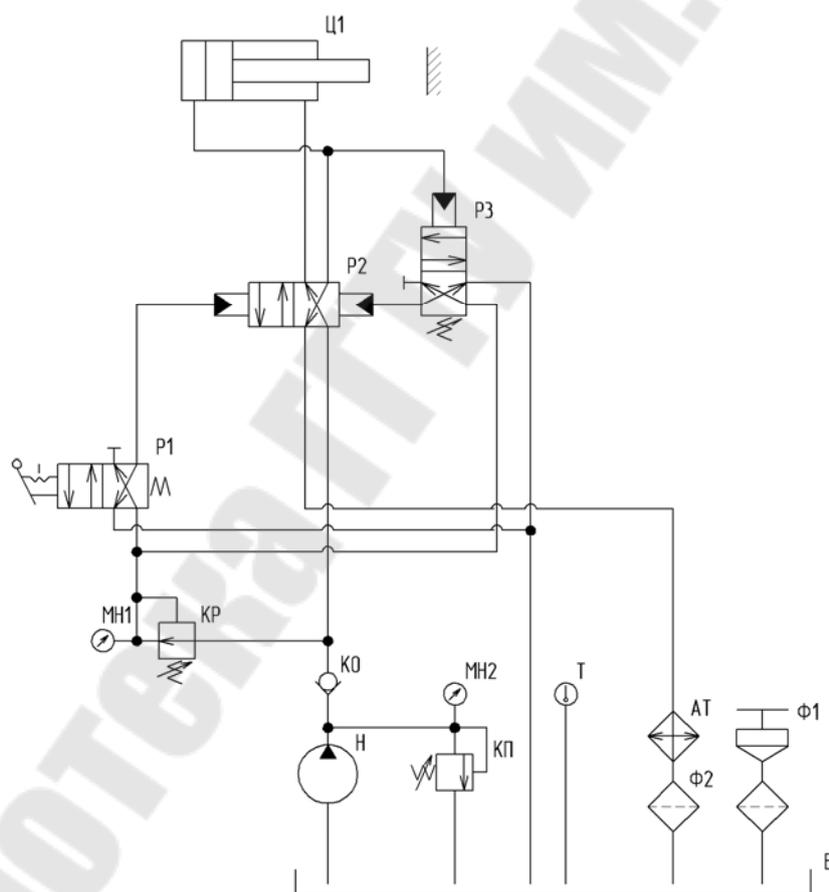


Рис. 9.3. Схема гидропривода с управлением по нагрузке по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный клапан в насосной установке или до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показан). Из-за увеличения давления

выше рабочего срабатывает распределитель P3, пружина которого настроена на максимальное давление рабочей среды.

В остальном принцип действия такого гидропривода такой же, как и привода с путевым управлением.

9.3. Управление по времени

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена, привода на упоре, в схеме привода предусматривается клапан выдержки времени РВ (реле времени) (рис. 9.4).

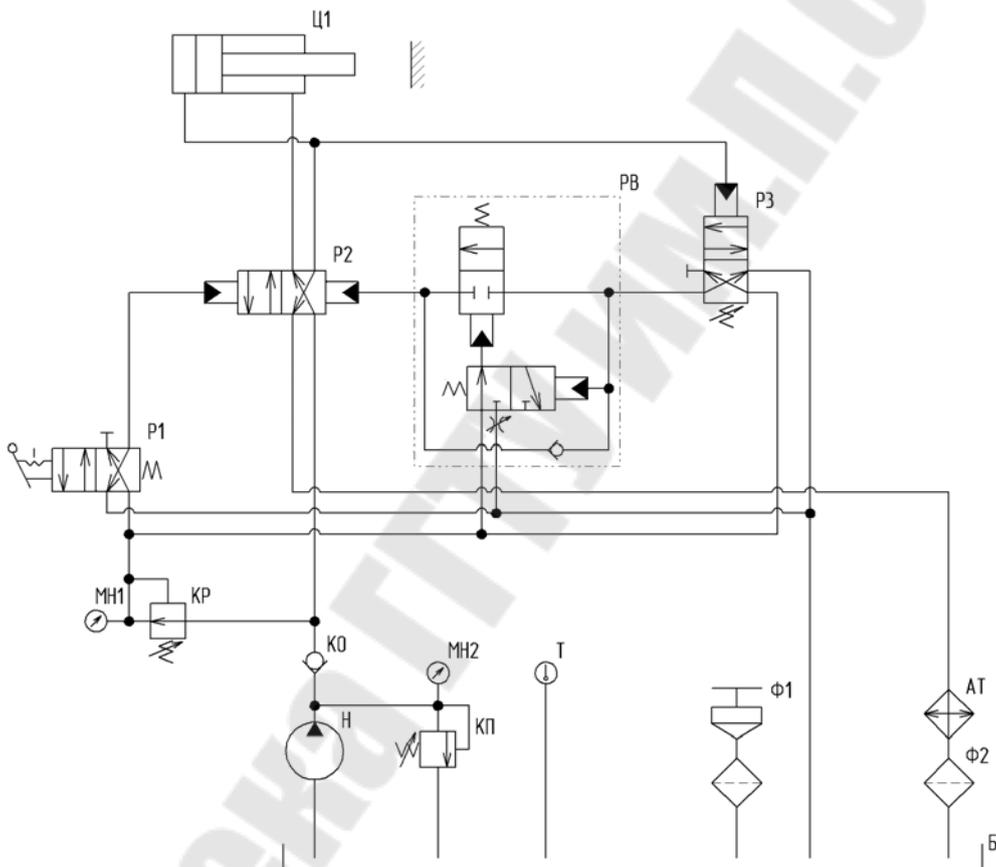


Рис. 9.4. Схема гидропривода с автоматическим управлением по циклу «прямой ход – выдержка на упоре (под нагрузкой) – обратный ход – остановка»

При этом распределитель P2 второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя P3, а через определенное время, соответствующее настройке реле времени. Принцип действия клапана реле времени состоит в замедленном заполнении рабочей средой внутренней управляющей камеры благодаря регулируемому дросселю. Обратный клапан в реле обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидролинии.

10. Специальные гидроагрегаты и устройства

В общем случае это комбинированные гидроаппараты, имеющие свое особое название и предназначение для выполнения определенных функций в гидросистеме.

10.1. Блок обратнопредохранительных клапанов

При резком переключении распределителя гидромотор, на валу которого находятся большие инерционные массы (например, поворотная платформа экскаватора), начинает работать как насос (рис. 10.1, а). При этом в одной полости будет создаваться большое избыточное давление, а во второй – разряжение (вакуум). Для предотвращения таких явлений применяют блок обратнопредохранительных клапанов (рис. 10.1, б, в). Оба предохранительных клапана ограничивают давление на стороне высокого давления и защищают систему от перегрузок. Рабочая жидкость поступает на сторону низкого давления. Одновременно эти клапаны служат для торможения гидродвигателя при нулевой подаче. Клапаны обратные устанавливаются для нормальной работы при реверсе гидромотора.

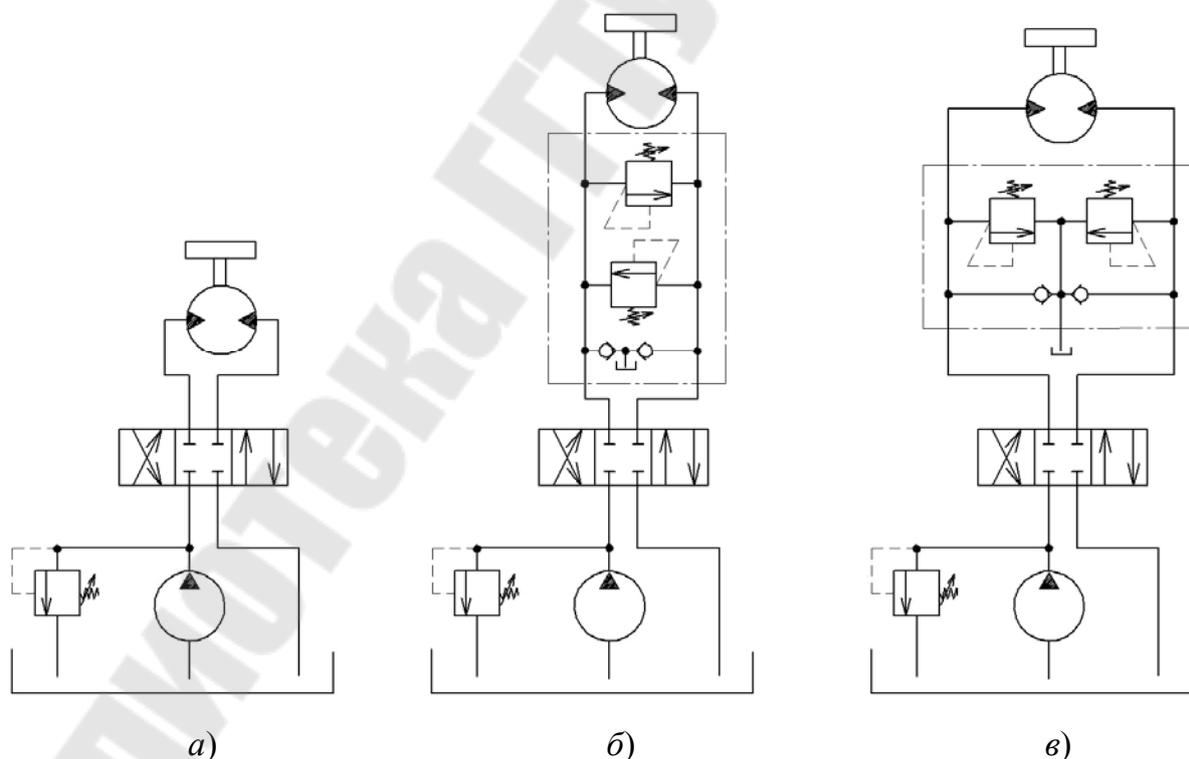


Рис. 10.1. Схемы гидроприводов:
а – без клапанного блока; б, в – со склапанными блоками

10.2. Тормозные клапаны

Тормозные клапаны (рис. 10.2) применяют в приводах механизмов подъема-опускания груза кранов, экскаваторов, погрузчиков и других дорожно-строительных машинах для исключения противообгонного скоростного режима при действии нагрузок, направление которых совпадает с направлением вращения (движения) гидродвигателя. При этом тормозной клапан поддерживает приблизительно одинаковую скорость рабочих органов, движущихся под действием попутной внешней нагрузки независимо от ее величины.

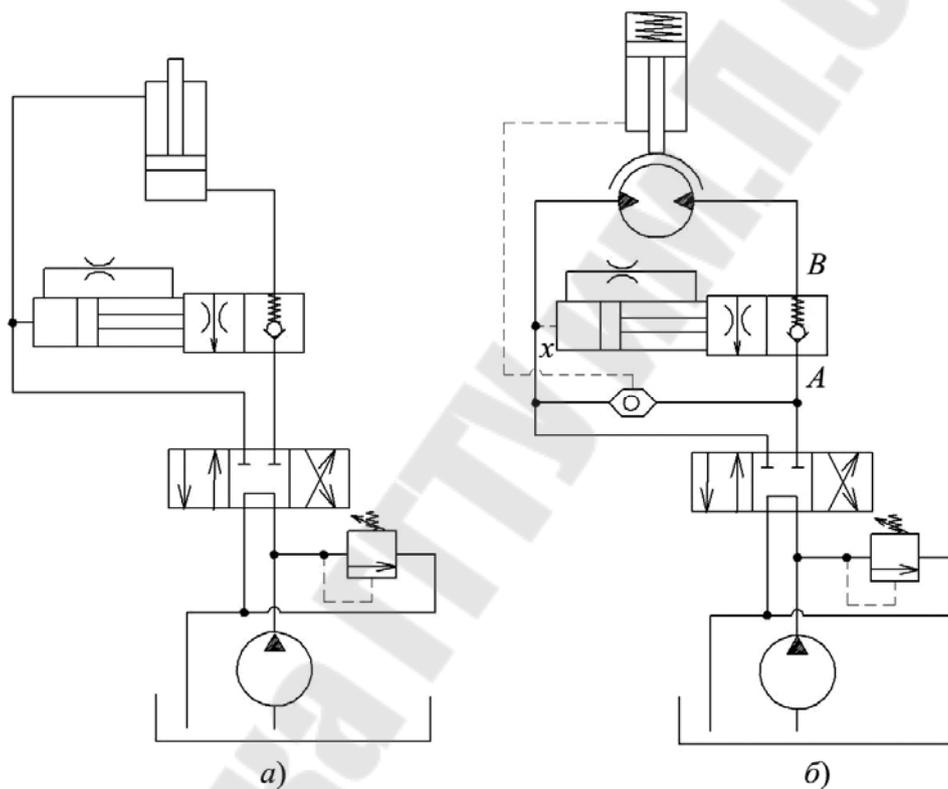


Рис. 10.2. Схемы гидроприводов с тормозными клапанами

10.3. Блоки гидравлического управления

Блок гидравлического управления – это гидроусилитель, который служит для дистанционного управления перемещением золотников дросселирующих гидрораспределителей. При этом перемещение золотника гидрораспределителя пропорционально перемещению рукоятки управляющего блока.

Блок гидравлического управления работает по принципу регулируемого редуцирующего клапана с давлением на выходе, определяемым положением рукоятки блока.

Каждый из редуцированных клапанов блока гидравлического управления 3 управляет перемещением золотника гидрораспределителя 4 в одну сторону. Полный ход золотника гидрораспределителя делится на три фазы: перекрытие, регулирование расхода (с помощью регулировочных фасок) и полное открытие.

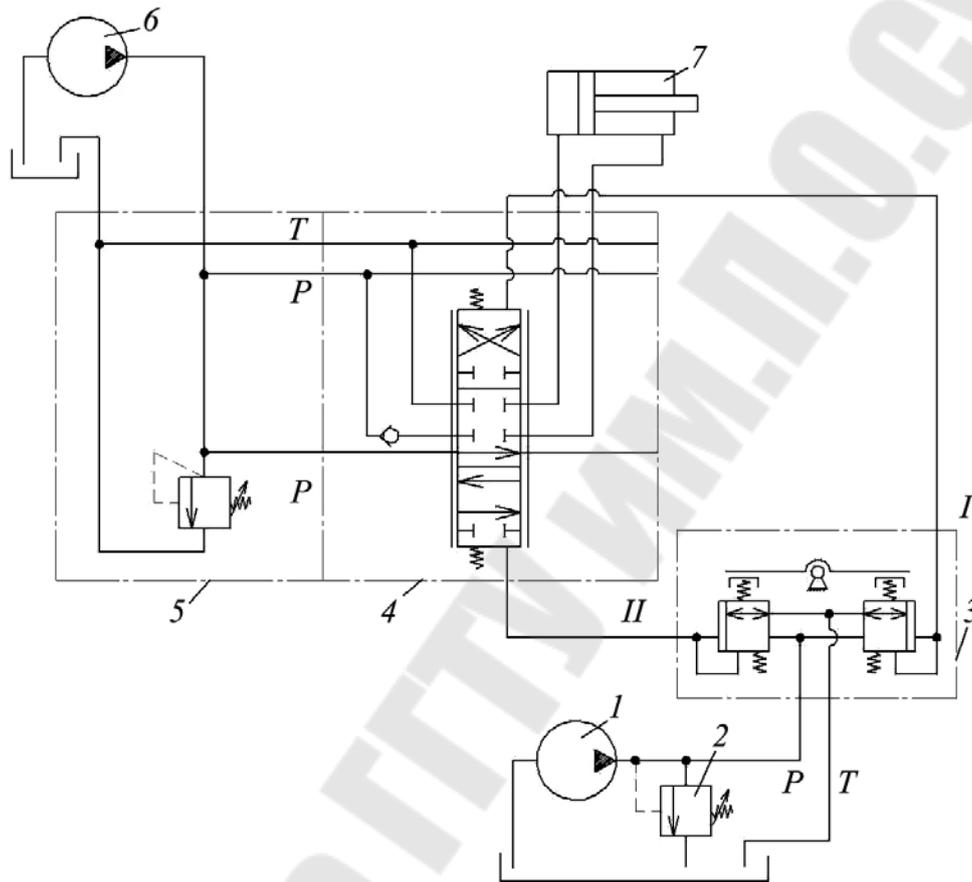


Рис. 10.3. Схема гидропривода с блоком гидравлического управления:

- 1 – насос системы управления; 2 – клапан системы управления;
- 3 – блок гидравлического управления; 4 – гидрораспределитель;
- 5 – клапан предохранительный основной; 6 – насос основной;
- 7 – гидроцилиндр

При незначительном перемещении (вниз) одного из клапанов блока гидравлического управления 3 в системе управления создается давление, достаточное для преодоления усилия пружины, центрирующей золотник гидрораспределителя. При большем отклонении рукоятки и, следовательно, большем перемещении клапана блока гидравлического управления увеличивается давление управления, которое, действуя на торец золотника гидрораспределителя 4 и сжимая центрирующие пружины, перемещает этот золотник. Золотник гидро-

распределителя занимает положение, соответствующее давлению в линии управления. Таким образом достигается однозначная связь между положением рукоятки (педали) блока гидравлического управления и положением золотника гидрораспределителя (а следовательно, расходом рабочих жидкостей, проходящих через него).

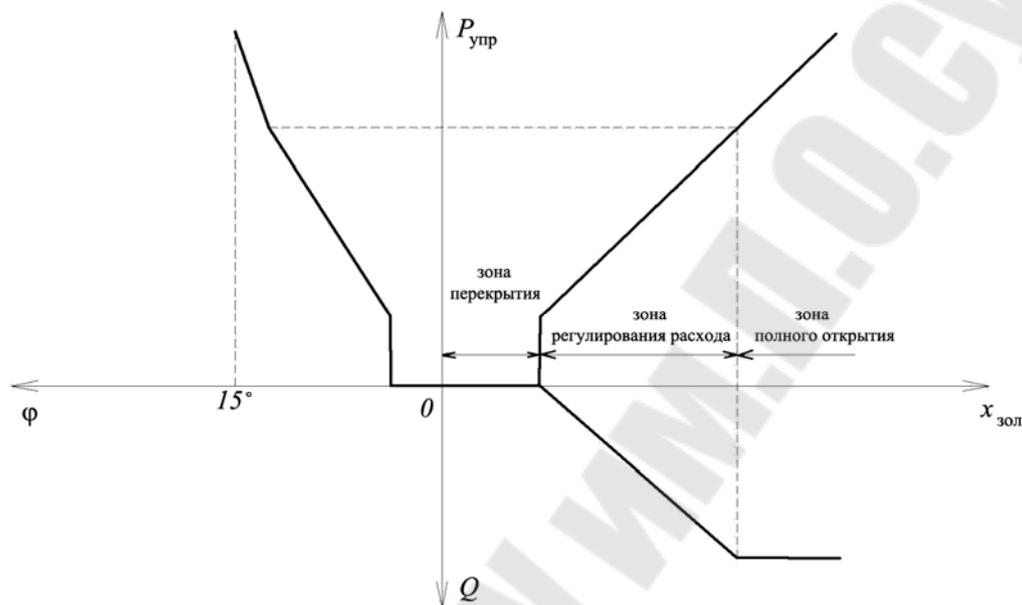


Рис. 10.4. Схемы гидроприводов с тормозными клапанами

Графически работа данного блока гидравлического управления может быть представлена в виде рис. 10.4.

10.4. Блоки питания систем гидравлического управления

Системы гидравлического управления секционными распределителями обеспечиваются потоком рабочей жидкости под давлением двумя способами:

1. Установка специального насоса с элементами его привода, всасывающего и напорного трубопроводов, предохранительного клапана.
2. Применение аккумуляторных блоков питания, присоединяемых к напорной линии основного насоса.

Блок питания (рис. 10.5) состоит из логического элемента «или» (т. к. может применяться в двух насосных гидросистемах) 1, редукционного клапана 2, предохранительного клапана 3, обратного клапана 4 и гидропневмоаккумулятора. Зарядка гидропневмоаккумулятора происходит после запуска двигателя в течение непродолжительного времени до давления 3 МПа.

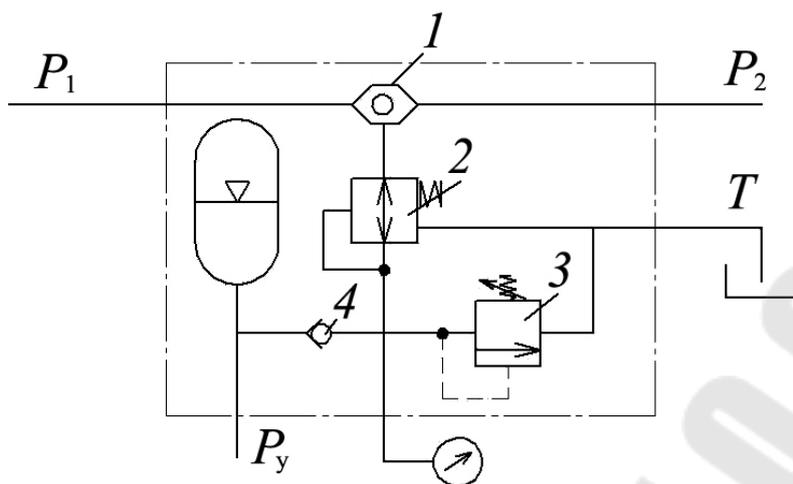


Рис. 10.5. Блок питания системы гидравлического управления

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

11. Меры по снижению шума и вибрации в гидросистемах

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

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

Изготовители оборудования вынуждены рассматривать вопросы происхождения и воздействия шумов и меры по их снижению.

11.1. Звуковое давление и мощность

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

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

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

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

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

$$N_{зв} = P_{зв}^2 \cdot S,$$

где S – площадь воображаемой оболочки вокруг источника шума.

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

1) необходимо выдерживать минимальное расстояние от источника звука (≈ 1 м);

2) все звуковые волны, исходящие от источника звука, должны иметь возможность проникать сквозь огибающую поверхность под прямым углом.

Для гидроагрегатов в качестве огибающей поверхности часто применяется прямоугольный параллелепипед.

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

Уровень звуковой мощности определяется по формуле

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

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

Таким образом, уровень звуковой мощности складывается: из L_p – уровня звукового давления, которое определяется по измерительному прибору. Базовое значение звукового давления $P_{зв0} = 2 \cdot 10^{-10}$ бар. В этом случае уровень звукового давления равен 0 (исходная точка шкалы); L_S – меры измеряемой поверхности, которая определяется исходя из избранной огибающей поверхности и базовой поверхности $S_0 = 1 \text{ м}^2$.

При наложении звуковых полей нескольких источников звука звуковые мощности суммируются, что довольно затруднительно. Еще

одна трудность при измерении акустических эмиссий – это свойство человеческого слуха по-разному воспринимать звуки разной частоты. Чтобы учесть эту особенность в измерительном приборе, измеренный уровень мощности корректируется.

11.2. Источники вибрации и шума

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

В гидравлических приводах шум создается разнообразными источниками, передается несколькими путями и, в конце концов, излучается разными поверхностями (рис. 11.1).

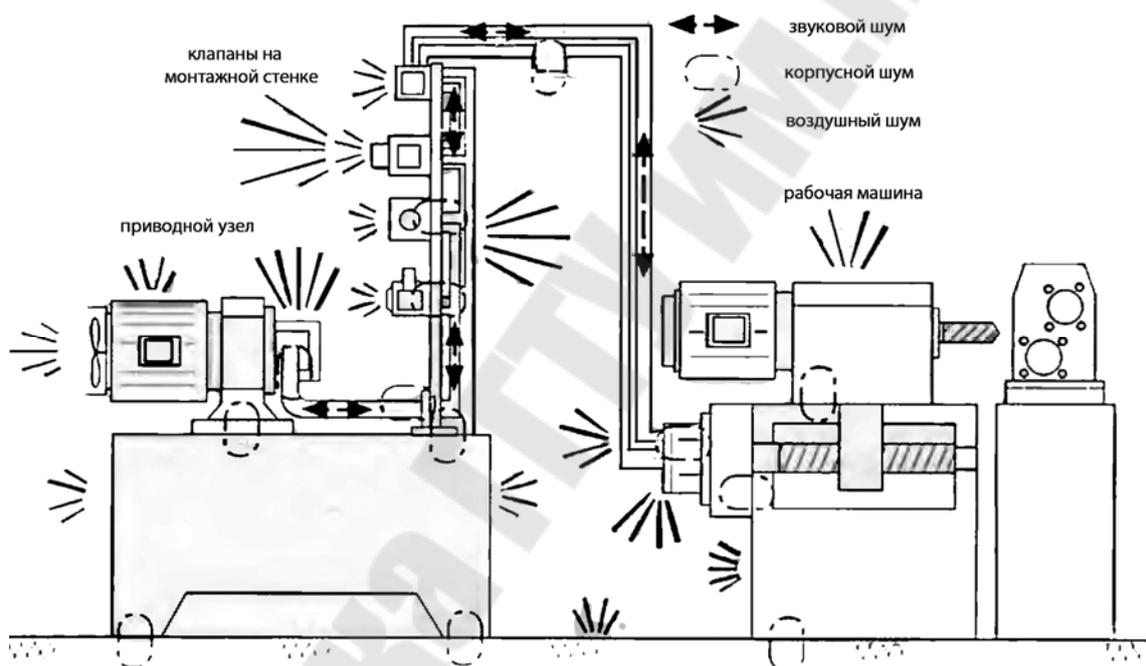


Рис. 11.1. Звуковой поток в гидроприводе и системах управления

Как правило [13, с. 208], гидроагрегаты устанавливаются отдельно от рабочей машины. Для соединения с гидродвигателями этих агрегатов служат трубо- и/или шлангопроводы. При составлении схемы шумового потока для этой приводной системы выясняется, что основной источник воздушного шума – это насос, который к тому же генерирует корпусный и жидкостный шум. Дальнейшей передаче и распространению корпусного шума содействует механическая связь между моторно-насосной группой и гидробаком. Еще один способ передачи корпусного шума возникает при непосредственной связи насоса с вентилями через трубопроводы.

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

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

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

На рис. 11.2 приведены графики зависимости коэффициента неравномерности для различных типов объемных насосов от числа вытеснительных элементов K .

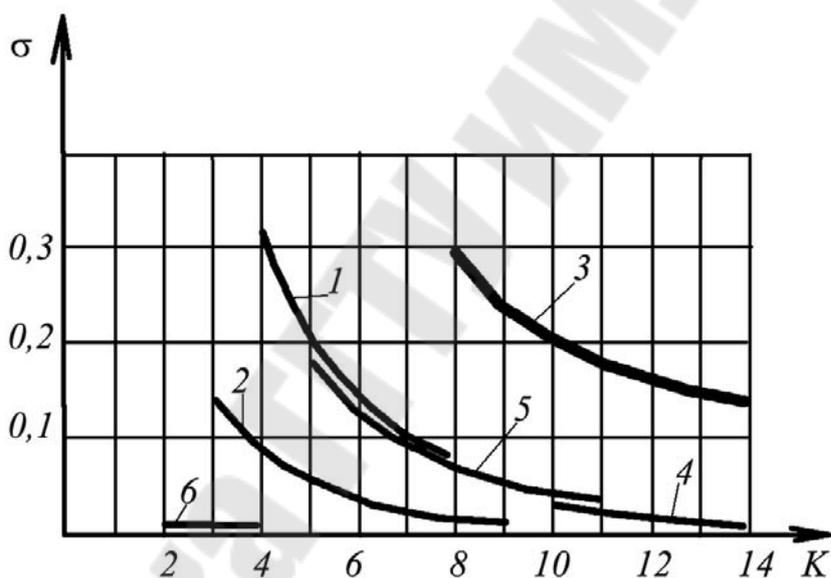


Рис. 11.2. Зависимость коэффициента неравномерности от числа вытеснительных элементов K :

- 1 – поршневой насос ($K = 4, 6, 8 \dots$);
- 2 – поршневой насос ($K = 3, 5, 7, 9$);
- 3 – шестеренный насос с внешним зацеплением;
- 4 – шестеренный насос с внутренним зацеплением;
- 5 – пластинчатый насос;
- 6 – винтовой насос

Следовательно, увеличение числа вытеснителей больше обычного не позволяет существенно снизить неравномерность подачи.

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

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

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

11.3. Меры по снижению шумности

11.3.1. Виброизоляция насосной установки

В идеальном [16, с. 73] случае насос и приводной электродвигатель собирают на общей плите, которую затем монтируют на крышке масляного резервуара с применением амортизаторов.

Применяют амортизаторы резиновые, резинометаллические (рис. 11.3, *а*), пластмассовые и комбинированные.

Широкое распространение получили резинометаллические амортизаторы с мягким демпфирующим элементом (рис. 11.3, *б*). В случае разрушения резинового упругого элемента или его отслоения от металлических деталей амортизатор продолжает удерживать амортизируемый объект на несущем основании.

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

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

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

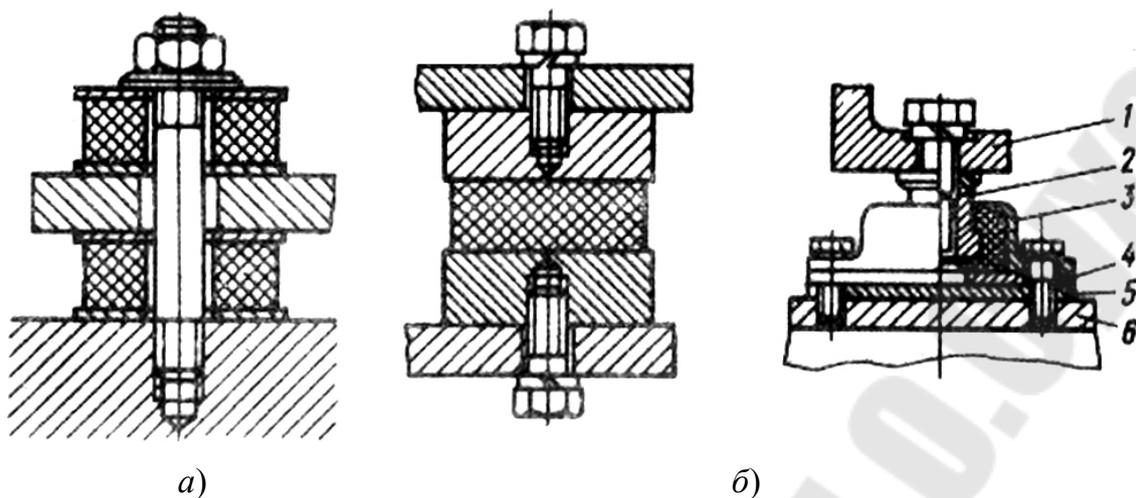


Рис. 11.3. Амортизаторы:

a – резинометаллические; *б* – резинометаллические с мягким демпфирующим элементом: 1 – лапы амортизируемого объекта; 2–4 – детали металлической арматуры, соединенные с резиновым массивом; 5 – накладка, приваренная к фундаменту; 6 – фундамент

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

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

11.3.2. Выбор и монтаж трубопроводов

Диаметры трубопроводов должны быть достаточно большими, чтобы скорости потока соответствовали приведенным ниже:

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

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

При изготовлении элементов гидропривода следует применять плавные изгибы труб. Радиусы изгиба труб должны составлять пять-шесть диаметров труб. По возможности следует избегать изгибов трубопроводов, поскольку каждый из них повышает создаваемый гидроприводом шум. Для подавления вибрации трубопроводов, вызываемой пульсирующим потоком, целесообразно применять массивные трубы с большой толщиной стенки. Эффективной мерой для демпфирования колебаний служит применение в линии нагнетания армированных гибких рукавов. С этой целью в отдельных участках трубопроводов устанавливают гибкие рукава, которые ослабляют передачу вибрации от одного участка трубопровода к другому. Лучшее демпфирование достигается, когда гибкие шланги присоединяются к жесткому трубопроводу с обеих концов.

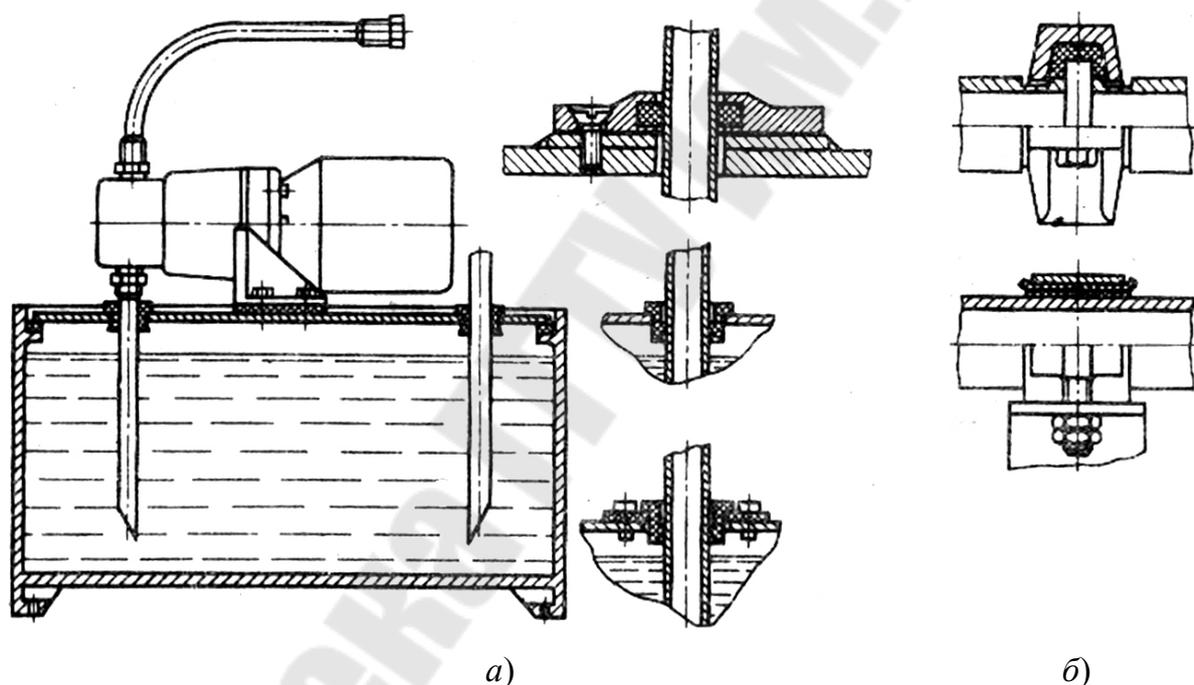


Рис. 11.4. Виброизоляция металлических трубопроводов упругими втулками и муфтами при прохождении трубопровода через крышку резервуара (а) и промежуточными кольцеобразными муфтами с демпфирующим элементом (б)

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

Для изоляции вибрирующих труб от непосредственного контакта с металлическими деталями гидропривода используют различные конструктивные решения: всасывающие, сливные и дренажные тру-

бопроводы, проходящие через крышку резервуара или другие металлические перегородки, уплотняют упругими втулками или манжетами (рис. 11.4, а). Применение эластичных промежуточных соединений трубопроводов в сочетании с другими виброизолирующими элементами обеспечивает снижение шума установки до 20 %.

Напорные магистрали иногда выполняют из отдельных отрезков труб, соединенных между собой промежуточной кольцеобразной муфтой с демпфирующим элементом (рис. 11.4, б).

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

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

11.3.3. Демпфирование роторных колебаний насосного агрегата

Сложение колебаний ротора насоса, вызванных пульсацией расхода и давления, с колебаниями ротора электродвигателя, являющимися следствием взаимодействия магнитных сил, образует гармоники, влияющие на уровень звука и вибрацию насосной установки. Для демпфирования этих колебаний применяют соединительные муфты с упругими элементами различной конструкции.

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

Для монтажа небольших насосных станций часто применяют муфты со звездочкой ГОСТ 14084–93 [4, с. 328–335] (рис. 11.5, а), а для более крупных установок – втулочно-пальцевые муфты ГОСТ 21424–93 [4, с. 313–316] (рис. 11.5, б).

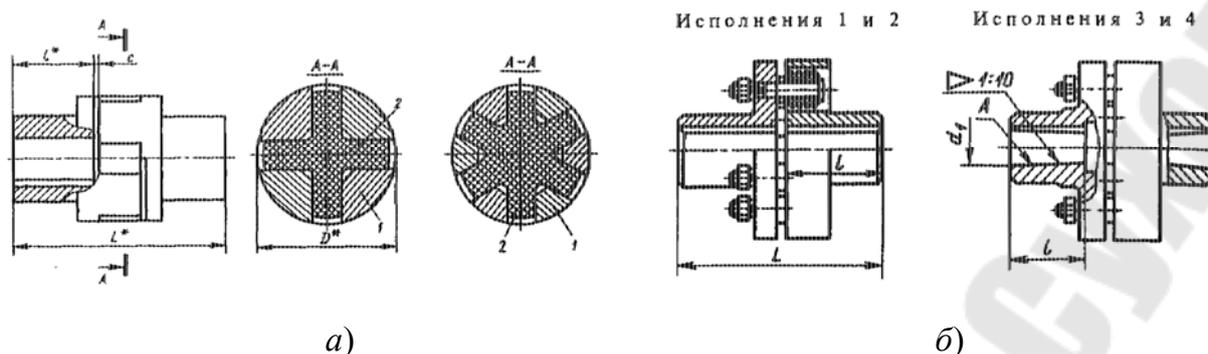


Рис. 11.5. Муфты с эластичными элементами

На рис. 11.6. показаны конструкции муфт с упругими элементами. Резиновый демпфирующий элемент выполнен в форме восьмиугольной втулки (рис. 11.6, а). При такой форме элемента обеспечивается сравнительно большая поверхность контакта полумуфт, воспринимающих крутящий момент. Указанная муфта обеспечивает снижение уровня звуковой мощности насосной установки на 6 дБА.

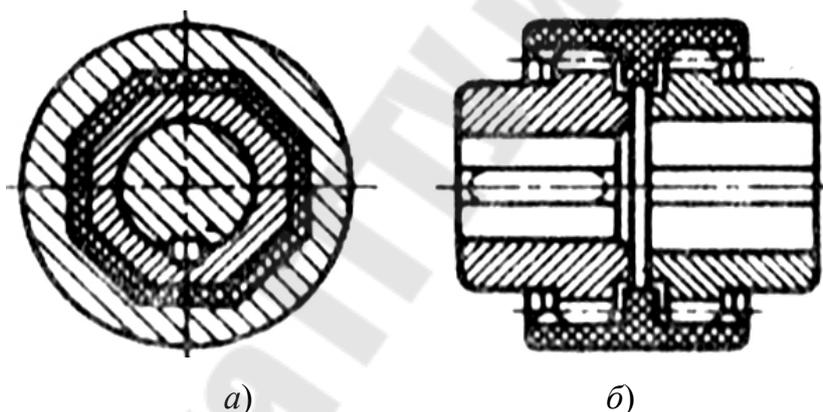


Рис. 11.6. Муфты с эластичными демпфирующими элементами

Зубчатая муфта с эластичной оболочкой (рис. 11.6, б), изготовленной из полиуретана или суперполиамида, обладающих высоким сопротивлением изнашиванию и хорошими виброакустическими свойствами. Муфты этого типа изготавливают для компенсации несоосности насосных установок и агрегатов.

Испытания муфт разных конструкций показали недостаточные демпфирующие свойства оболочковой муфты. К наиболее оптимальным, с точки зрения снижения шума, можно отнести втулочно-пальцевые муфты (уровень звука снижается на 2–4 дБА).

11.3.4. Погружение насоса в рабочую жидкость

Экспериментальные исследования уровней звука и уровней звукового давления, создаваемых насосной установкой с аксиально-поршневым насосом НА...8/320М, при монтаже его на резервуаре и в погружном состоянии показали, что в последнем случае уровень шума значительно ниже, что объясняется главным образом улучшением условий всасывания и исключением подсоса воздуха.

При погружном исполнении в качестве элемента виброизоляции может быть использован гибкий установочный фланец, который способен снизить уровень звука на 2–4 дБА.

11.3.5. Меры по снижению уровня шума электродвигателей и теплообменников

Электродвигатель занимает одно из первых мест по уровню создаваемого шума. Создаваемая им звуковая энергия представляет собой результат взаимодействия различных факторов, в том числе механического, магнитного и аэродинамического происхождения, что является следствием неудовлетворительной балансировки вращающихся элементов, трения, колебаний ротора и статора под воздействием магнитных сил, циркуляции внутри машины охлаждающего воздуха, нагнетаемого вентилятором.

Борьба с шумом ограничивается, как правило, пассивными методами; наиболее эффективно акустическое ограждение, не препятствующее циркуляции охлаждающего воздуха. Снижение шума, создаваемого вентилятором, достигается установкой глушителя на впуске охлаждающего воздуха и приданием лопастям вентилятора оптимальной геометрической формы. Это позволяет снизить уровень звука на 5–7 дБА при 1500 об/мин.

Глушитель аэродинамического шума представляет собой металлическую конструкцию с двойными стенками, пространство между которыми заполнено звукопоглощающим материалом. Такое решение может понизить уровень звука до 10 дБА и более.

Существенное снижение уровня звуковой мощности достигается также при замене прямых лопастей вентилятора наклонными.

Электротехнической промышленностью выпускаются электромоторы с пониженными шумовыми характеристиками. Они имеют уменьшенный воздушный зазор между статором и ротором, лопасти вентиляторов выполнены из пластмассы или специальной синтетической резины, применены прецизионные подшипники качения. В зару-

бежной практике для комплектации насосных гидроагрегатов используют электродвигатели с водяным охлаждением.

Указанные меры по снижению шумовых характеристик приводных электродвигателей применяются и для теплообменников с воздушным охлаждением.

11.3.6. Звукоизолирующие ограждения

При акустическом ограждении всей насосной установки можно достичь уровня звука до 25–45 дБА. Ограждение должно быть сплошным, выполненным из материалов большой плотности при минимальном количестве пустот.

Наиболее эффективно трехслойное ограждение из тяжелых металлических стенок, оснащенных ребрами жесткости, а также слоев стекловолокна и звукопоглощающей пасты (рис. 11.7). Насосный агрегат установлен на резиновые амортизаторы. Дверцы проемов для обслуживания и ухода за агрегатом уплотнены. Такое ограждение обеспечивает снижение уровня звука 25–35 дБА.

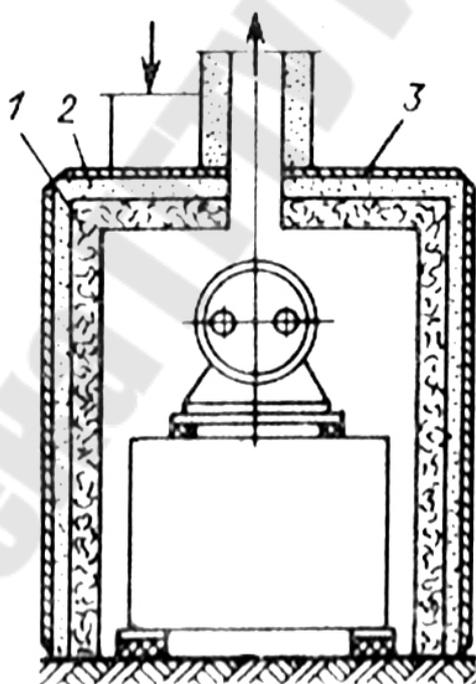


Рис. 11.7. Звукоизолирующее ограждение насосных станций с трехслойной изоляцией:

- 1 – пористый звукопоглощающий материал;
- 2 – звукопоглощающая замазка; 3 – металлические листы

Суммарное сечение вентиляционных отверстий не должно превышать 10 % общей площади ограждающих стенок.

11.3.7. Вибропоглощающие покрытия

Снижение шума может быть достигнуто демпфированием вибрирующей поверхности различными покрытиями. Материал покрытия должен плотно прилегать к колеблющейся поверхности.

Поглощение энергии происходит в основном за счет деформации вибропоглощающего слоя и особенно эффективно для высоких звуковых частот.

Вибропоглощающие покрытия подразделяют на следующие виды:

- 1) жесткие, к которым относят твердые пластмассы с наполнителями (например, листы из спеченного алюминия толщиной 2–3 мм);
- 2) мягкие, к которым относят мягкие резины и пластмассы, порезиненный войлок, мастики.

Звукопоглощающие покрытия должны иметь большую величину звукопоглощения; хорошую газопроницаемость и теплоизолирующую способность и минимальную толщину; обладать такой же прочностью, как металлы, хорошей обрабатываемостью, коррозионной стойкостью и негорючестью; не электризоваться; допускать применение воды и моющих растворов при обслуживании; иметь невысокую стоимость.

Литература

1. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. ГОСТ 2.782–96. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. – Введ. 199–01–01. – Минск : ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
4. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2 / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2001. – 912 с.
5. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник. – М. : Машиностроение, 2004. – Серия «Библиотека конструктора».
6. ГОСТ 2.781–96. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно измерительные. – Введ. 1998–01–01. – Минск : ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
7. ГОСТ 2.780–96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. – Введ. 1998–01–01. – Минск : ИПК «Изд-во стандартов», 1998.
8. ГОСТ 17216–2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей. – Введ. 2003–01–01. – Минск : ИПК «Изд-во стандартов», 2002.
9. ГОСТ 28028–89. Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы. – Введ. 1990–01–01. – М. : ИПК «Изд-во стандартов», 2004.
10. Чупраков, Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: учеб. пособие для вузов специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.
11. Назаров, В. И. Теплотехнические измерения и приборы : учеб. пособие / В. И. Назаров, В. А. Чиж, А. Л. Буров. – Минск : Техноперспектива, 2008. – 174 с.
12. ГОСТ 2405–88. Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, напорометры, тягомеры и тягонапорометры. Общие технические условия. – Введ. 1989–07–01. – М. : ИПК «Изд-во стандартов», 2008.

13. Маннесман Рексрот. Проектирование и сооружение гидроустановок : учеб. курс гидравлики. В 3 т. Т. 3. – Лор-на-Майне : 1988. – 380 с.

14. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3 / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2001. – 864 с.

15. ГОСТ 2.784–96. Единая система конструкторской документации обозначения условные графические. Элементы трубопроводов. – Введ. 1997–04–07. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1998.

16. Скрицкий, В. Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В. Я. Скрицкий, В. А. Рокшевский. – М. : Машиностроение, 1984. – 176 с.

Содержание

Введение.....	3
1. Основные этапы проектирования систем приводов.....	5
1.1. Нормативные технико-правовые акты, регламентирующие проектирование изделий машиностроения.....	5
1.2. Основные этапы проектирования систем приводов.....	5
2. Теоретические основы объемного гидропривода.....	7
3. Объемные насосы и гидроцилиндры	10
3.1. Объемные насосы.....	10
3.1.1. Основные параметры насосов	10
3.1.2. Требования к монтажу насосов	12
3.2. Гидроцилиндры	13
3.2.1. Основные параметры гидроцилиндров	14
3.2.2. Требования к монтажу гидроцилиндров	15
4. Гидроаппаратура общего назначения	15
4.1. Направляющая гидроаппаратура.....	15
4.1.1. Реверсивные гидрораспределители	15
4.1.2. Клапан обратный	17
4.1.3. Гидрозамок	18
4.1.4. Делитель потока	19
4.2. Регулирующая аппаратура	19
4.2.1. Клапан предохранительный (переливной).....	19
4.2.2. Клапан редуционный.....	20
4.2.3. Клапаны давления.....	21
4.2.4. Дроссели и регуляторы расхода (потока).....	22
4.3. Конструктивные варианты исполнения гидроаппаратуры.....	25
4.3.1. Трубный (резьбовой) способ монтажа	25
4.3.2. Стыковой способ монтажа.....	25
4.3.3. Модульный способ монтажа.....	26
4.3.4. Встраиваемый способ монтажа.....	28
5. Вспомогательная гидроаппаратура	28
5.1. Гидроаккумуляторы.....	28
5.1.1. Основные сведения.....	28
5.1.2. Функции гидроаккумуляторов в гидросистемах	30
5.1.3. Основные эксплуатационные параметры аккумуляторов	34
5.1.4. Правила техники безопасности для гидросистем с гидропневмоаккумуляторами	35

5.2. Устройства для очистки рабочих жидкостей	36
5.2.1. Происхождение твердых загрязнителей.....	36
5.2.2. Классы чистоты жидкостей. Требования к чистоте рабочей жидкости объемных гидроприводов	38
5.2.3. Основные меры по обеспечению промышленной чистоты гидросистем	40
5.2.4. Фильтры	41
5.2.5. Сепараторы	47
5.3. Аппараты теплообменные	47
6. Приборы для контроля параметров систем	49
6.1. Приборы для измерения давления.....	49
6.1.1. Реле давления	49
6.1.2. Манометры	50
6.1.3. Золотник включения (переключатель) манометров.....	51
6.2. Приборы для измерения расхода.....	51
6.3. Приборы для измерения температуры	51
7. Трубопроводные системы	52
7.1. Общие сведения.....	52
7.2. Определение условного диаметра	53
7.3. Определение толщины стенки	54
7.4. Определение радиуса изгиба труб.....	56
7.5. Проектирование трубопроводных систем	57
7.6. Соединения труб	58
7.7. Правила монтажа трубопроводов.....	61
7.8. Выбор трубы и материала трубы.....	61
7.9. Рукава высокого давления (шланги)	62
7.10. Требования к монтажу гибких рукавов	63
8. Насосные установки гидроприводов.....	66
8.1. Насосные установки гидроприводов с цикловым программным управлением.....	66
8.2. Конструктивные разновидности насосных агрегатов	69
8.3. Требования к проектированию гидростанций	70
8.4. Гидравлические баки для насосных установок.....	71
8.4.1. Конструктивные разновидности	71
8.4.2. Определение объема гидробака	74
8.4.3. Основные требования при проектировании гидробаков.....	74
9. Управление движением гидро- и пневмоприводов	76
9.1. Управление по пути	77
9.2. Управление по нагрузке	79
9.3. Управление по времени	80

10. Специальные гидроагрегаты и устройства.....	81
10.1. Блок обратно предохранительных клапанов.....	81
10.2. Тормозные клапаны.....	82
10.3. Блоки гидравлического управления.....	82
10.4. Блоки питания систем гидравлического управления.....	84
11. Меры по снижению шума и вибрации в гидросистемах.....	85
11.1. Звуковое давление и мощность.....	85
11.2. Источники вибрации и шума.....	87
11.3. Меры по снижению шумности.....	89
11.3.1. Виброизоляция насосной установки.....	89
11.3.2. Выбор и монтаж трубопроводов.....	90
11.3.3. Демпфирование роторных колебаний насосного агрегата.....	92
11.3.4. Погружение насоса в рабочую жидкость.....	94
11.3.5. Меры по снижению уровня шума электродвигателей и теплообменников.....	94
11.3.6. Звукоизолирующие ограждения.....	95
11.3.7. Вибропоглощающие покрытия.....	96
Литература.....	97

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Андреевца Юлиа Ахатовна
Сериков Юрий Викторович
Матвеевкова Светлана Михайловна**

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

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

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. Г. Мансурова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 24.10.11.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 6,04. Уч.-изд. л. 6,26.

Изд. № 33.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48