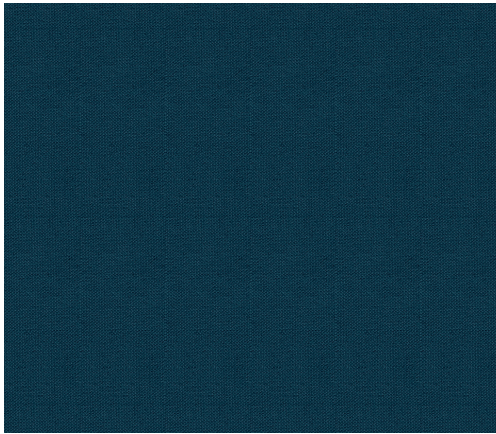


**В. В. ЮШКИН**

**ОСНОВЫ  
РАСЧЕТА  
ОБЪЕМНОГО  
ГИДРОПРИВОДА**

Одобрено Министерством высшего и среднего  
специального образования БССР



Минск, "Вышэйшая школа", 1982

ББК 34.447 я 73

Ю 96

УДК 62-82 (0 75.8)

Р е ц е н з е н т ы: кафедра гидропневмоавтоматики и гидравлики Киевского политехнического института; А.И. Б о р о х о в и ч, д-р техн. наук, профессор Уральского электромеханического института железнодорожного транспорта.

Ю 2702000000 - 032 92-82  
М304 (05) -82

© Издательство "Вышэйшая школа", 1982.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В современном машиностроении широко применяются гидравлический привод и гидроавтоматика. Около 70% строительных, дорожных и землеройных машин оснащено гидроприводами (скреперы, бульдозеры, экскаваторы, погрузчики, автокраны); строятся мощные гидравлические домкраты и гидрорподъемники и другие гидрофицированные подъемно-транспортные устройства и машины.

Учебные планы всех машиностроительных специальностей предусматривают в рамках общинженерной дисциплины "Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы" курсовую расчетно-графическую работу по объемному гидравлическому приводу, которая обычно выполняется студентами одновременно с чтением самой дисциплины, когда необходимый теоретический материал еще не прочитан. Поэтому при выполнении курсовой работы у студентов неизбежно возникают вопросы, касающиеся как устройства и работы элементов и аппаратов гидропривода, так и выбора и составления схемы гидропривода, методики и последовательности расчетов.

Настоящее учебное пособие дает студенту необходимые краткие сведения об устройстве и работе гидромашин и гидроаппаратов, методические рекомендации по выполнению курсовой работы, справочные и нормативные материалы, нужные для проведения расчетов, составления принципиальной гидравлической схемы, выполнения ее чертежа и оформления пояснительной записки.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям "Строительно-дорожные машины" и "Подъемно-транспортные машины и оборудование", однако может быть полезным и студентам других машиностроительных и механических специальностей.

В учебном пособии предусмотрено проведение расчетов в единицах СИ, и лишь в некоторых случаях для удобства расчетов в расчетных формулах используются несистемные единицы, что каждый раз оговаривается и учитывается соответствующими коэффициентами.

Терминология, применяемая в учебном пособии, соответствует ГОСТ 17752-72 "Объемный гидропривод и пневмопривод. Основные термины и определения" и ГОСТ 17398-72 "Насосы. Термины и определения".

Автор считает своим долгом выразить благодарность кафедре гидравлики и гидропневмоавтоматики Киевского политехнического института и профессору, доктору технических наук А.И. Бороховичу, чьи полезные советы были использованы при подготовке книги.

*Автор*

## ВВЕДЕНИЕ

В строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах обычно применяется насосный объемный гидравлический привод (далее сокращенно гидропривод). Его упрощенная схема показана на рис. В.1.

Основой насосного гидропривода является объемный насос 1, создающий напор рабочей жидкости, которая обладает в основном энергией давления. Эта энергия преобразуется в механическую работу с помощью объемного гидродвигателя — гидроцилиндра 5. Благодаря высокому объемному модулю упругости жидкости в объемном гидроприводе обеспечивается практически жесткая связь между его входными и выходными органами.

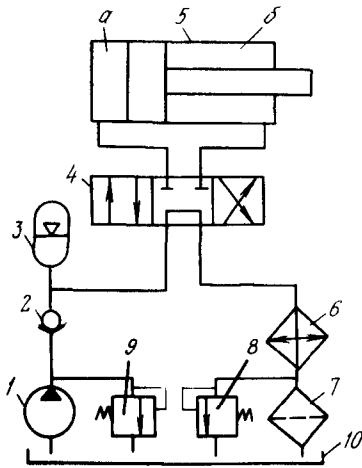


Рис. В.1. Общая схема объемного гидропривода:

- 1 — насос; 2 — обратный клапан;
- 3 — гидроаккумулятор; 4 — распределитель; 5 — гидроцилиндр;
- 6 — теплообменник; 7 — фильтр; 8, 9 — предохранительные клапаны; 10 — гидробак

аккумулятор 3. Все гидравлические устройства и аппараты соединены друг с другом гидрوليниями — трубопроводами и шлангами.

Гидропривод работает следующим образом. Насос 1 всасывает рабочую жидкость из гидробака и подает ее в гидродвигатель — гидроцилиндр 5 через направляющий гидроаппарат — распределитель 4. На рис. В. 1 показан четырехходовой трехпозиционный гидрораспределитель, золотник которого имеет две рабочие и одну нейтральную позиции. При установке золотника в

рабочие позиции он попеременно направляет рабочую жидкость в поршневую *a* или в штоковую *б* полости гидроцилиндра, одновременно соединяя одну из них с напорной, а другую со сливной гидролиниями. Благодаря этому по сторонам поршня создаются разные давления и образуется сила, перемещающая поршень и связанный с ним рабочий орган, а жидкость вытесняется в сливную гидролинию и через распределитель *4*, теплообменник *б* и фильтр *7* сливается в гидробак *10*. При нейтральном (среднем) положении золотника распределителя рабочие полости гидроцилиндра заперты, а насос *1* разгружается, т.е. перекачивает жидкость с малым давлением через каналы распределителя и по сливной гидролинии в гидробак.

Для предотвращения обратного движения рабочей жидкости в сторону насоса и для его защиты от бросков давления, возникающих при перестановке золотника распределителя, на напорной линии после насоса устанавливают обратный клапан *2*. Для предохранения гидропривода от недопустимого повышения давления служит регулирующий гидроаппарат — предохранительный клапан *9*, который в аварийных случаях открывает слив рабочей жидкости в гидробак. На случай засорения фильтра *7* параллельно ему включают также предохранительный клапан *8*.

Объемный гидропривод имеет достоинства, определяющие его широкое распространение в машиностроении. Это малая масса и габариты, а следовательно, и малая инерционность движущихся частей. Например, габариты гидромоторов почти в 10 раз, а масса в 5–10 раз меньше габаритов и массы равного по мощности электродвигателя; момент инерции гидромоторов составляет не более 5% момента инерции приводимого им механизма. Малая инерционность определяет высокое быстродействие гидропривода, т.е. высокие скорости передачи и исполнения команд, малое время разгона движущихся частей.

Гидропривод легко управляется и автоматизируется, может создавать очень большие усилия и передаточные отношения. Например, гидроцилиндр диаметром 150 мм при среднем давлении жидкости 7–8 МПа создает усилие на штоке 120–140 кН, а электрическая силовая катушка того же диаметра на своем сердечнике — всего 0,6–1 кН. Гидропривод допускает достаточно произвольное расположение его элементов на машине, что важно для строительного-дорожных машин (СДМ) и подъемно-транспортных машин (ПТМ).

Он позволяет плавно и в широком диапазоне регулировать скорость движения рабочего органа. Благодаря обильной и постоянной смазке гидропривод долговечен и надежен.

К недостаткам гидропривода относятся: сравнительно невысокий КПД; необходимость высокой герметичности гидроаппаратов, а следовательно, точности обработки деталей, что обуславливает их повышенную стоимость; большая металлоемкость; возможность нестабильной работы, вызываемой температурными колебаниями вязкости рабочей жидкости.

## Глава 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

### 1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа выполняется по материалу, изученному студентами в курсе "Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод". Выполняя курсовую работу, студент должен научиться применять теоретические знания, полученные по этому курсу, при решении конкретного инженерного задания, состоящего в эскизном проектировании гидравлического привода строительного-дорожного или подъемно-транспортной машины. Ему предлагается:

1. Составить, рассчитать и вычертить структурную и принципиальную гидравлические схемы объемного гидропривода машины, состоящего, как правило, из: а) группы гидроцилиндров подъема или перемещения, б) группы гидромоторов привода вращения рабочих органов, в) необходимых гидроаппаратов, кондиционеров и гидроемкостей.

2. Рассчитать основные параметры гидромашин и по ним подобрать насосы, гидроцилиндры и гидромоторы.

3. Подобрать всю необходимую стандартную и нормализованную гидроаппаратуру. При этом нужно знать устройство и принцип действия каждого примененного им гидроаппарата, его назначение и цель установки в данном гидроприводе.

В процессе выполнения курсовой работы студент должен практически применить знания по техническому черчению гидравлических схем в соответствии с ЕСКД, по методике их составления и расчета, по правилам оформления соответствующей конструкторской документации.

### 1.2. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Индивидуальное письменное задание на курсовую работу (желательно на типовом бланке) выдает студенту преподаватель – руководитель проектирования. Оно является для студента основным документом для расчета и составления гидравлической схемы гидропривода.

В задании указываются:

1) название машины; 2) климатическая зона и сезон эксплуатации машины; 3) длительность рабочего цикла машины и его элементов (длительность последних может быть задана как в минутах, так и в виде безразмерных коэффициентов); 4) усилия на штоках гидроцилиндров; 5) скорость перемещения поршней гидроцилиндров; 6) крутящий момент рабочего вала (валов) машины; 7) частота вращения рабочего вала (валов); 8) частота вращения вала отбора мощности базового двигателя машины; 9) сроки окончания этапов проектирования и представления курсовой работы к защите.

## 1.3. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

### 1.3.1. Пояснительная записка

Пояснительная записка (ПЗ) должна содержать задание на курсовую работу; структурную схему гидропривода; описательную часть; расчетную часть.

Описательная часть содержит:

1) введение, в котором излагаются достоинства и недостатки объемного гидропривода, дается краткое обоснование применения выбранной гидросхемы на данной машине; 2) описание составленной гидросхемы, ее принципа действия, назначение каждого насоса и гидродвигателя и их технические характеристики; 3) обоснование необходимости установки тех или иных гидроаппаратов, их технические характеристики и описание принципа их действия; 4) обоснование выбора марки рабочей жидкости и рабочего давления.

Расчетная часть должна содержать: 1) расчет размеров гидроцилиндров и выбор типоразмеров гидромоторов; 2) расчет необходимых расходов рабочей жидкости; 3) определение параметров и выбор насосов; 4) гидравлический расчет гидросети. Определение максимальных потерь давления; 5) определение параметров и выбор типоразмеров применяемых гидроаппаратов; 6) расчет замедлительных дросселей; 7) тепловой расчет гидросистемы. Определение объема гидробака и, если необходимо, основных параметров теплообменника; 8) определение полного КПД гидропривода.

В конце расчетно-пояснительной записки приводится список использованной литературы. Примерный объем пояснительной записки 20–25 страниц формата 210 x 297 мм.

### 1.3.2. Графическая часть

Графическая часть курсовой работы должна содержать:

1) чертеж структурной схемы гидропривода на листе формата 11 (включается в пояснительную записку);

2) чертеж принципиальной гидравлической схемы гидропривода на листе формата 24 (841x594 мм);

3) перечень всех элементов гидропривода с их условными обозначениями и с указанием их основных параметров;

4) техническую характеристику гидропривода (давление рабочей жидкости; марку рабочей жидкости; типоразмер насоса и частоту вращения его вала; типоразмер гидромотора и частоту вращения выходного вала; диаметр гидроцилиндров; усилие на штоках гидроцилиндров; крутящие моменты гидромоторов). Техническая характеристика гидропривода наносится на поле чертежа принципиальной гидросхемы.

По усмотрению кафедры может быть предусмотрено дополнительное задание – чертеж общего вида насоса, гидроцилиндра или гидроаппарата, который следует выполнить на листе формата 22 (594x 420 мм).

## 1.4. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Кафедра, руководящая курсовым проектированием, обычно устанавливает определенный порядок проектирования, проверки и защиты курсовой работы. Однако можно рекомендовать следующие этапы выполнения курсовой работы.

1. Составление структурной и принципиальной гидравлических схем. В соответствии с полученным индивидуальным заданием нужно по учебной и справочной литературе с гидроприводами машин заданного типа, с принципом их действия и технологическим процессом, который они выполняют.

После обобщения и анализа полученных сведений составляется структурная схема и эскизный проект принципиальной гидросхемы.

2. Составление расчетной части пояснительной записки, в которую входит расчет гидропривода. Его следует проводить в последовательности, указанной в гл. 4.

3. Составление текстовой части пояснительной записки, включающей краткое описание базовой машины и выполняемого ею технологического процесса, а также описание гидропривода, которым она оснащена. Здесь же необходимо указать назначение гидродвигателей, применяемых для привода рабочих и вспомогательных органов машины и обосновать необходимость установки тех или иных гидроаппаратов и других гидравлических устройств.

4. Оформление чертежей и пояснительной записки в соответствии с § 1.5.1, 1.5.2.

5. Защита курсовой работы в комиссии. При защите нужно знать и уметь обосновать: назначение и область применения заданной ему машины, характер и последовательность технологических операций, которые она выполняет; назначение и принцип действия всех гидромашин и гидроаппаратов, входящих в систему гидропривода, их краткие технические характеристики и конструкцию; порядок расчета и выбора гидроцилиндров, гидромоторов и гидроаппаратов и гидравлического расчета гидросистемы; основные формулы гидравлического расчета и для определения размеров и гидравлических параметров насосов, гидроцилиндров и гидромоторов; условные обозначения всех элементов гидропривода в соответствии с ЕСКД; правила техники безопасности при эксплуатации гидравлического привода.

В докладе (5–7 мин) кратко излагаются основное содержание выполненной работы, назначение и особенности действия гидромашин и гидроаппаратов в системе спроектированного гидропривода.

При оценке курсовой работы учитывается качество разработанной принципиальной гидросхемы; ее соответствие технологическому процессу, выполняемому заданной машиной; обоснованность применения гидроаппаратов; полнота и качество расчетов; качество выполнения чертежей структурной и принципиальной гидросхем и их соответствие требованиям ГОСТов; качество доклада и ответов на вопросы членов комиссии.

## 1.5. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

В соответствии с ГОСТ 2.103–68, определяющим стадии конструкторской разработки, курсовая работа выполняется на уровне эскизного проекта. В эскизном проекте разрабатываются принципиальные конструктивные решения, определяется назначение, основные технические характеристики, габариты гидравлической системы. Эскизный проект является основой технического проекта, в котором разрабатывается окончательная конструкция гидравлического привода.

### 1.5.1. Оформление чертежей гидросхем

Согласно ГОСТ 2.701–76, в зависимости от основного назначения различаются следующие типы схем: структурные, функциональные, принципиальные, соединений, подключения, расположения и общие. При производственном проектировании гидравлического привода чаще всего выполняют схемы структурные, принципиальные и соединений.

На структурной схеме изображают все основные функциональные части гидропривода (гидроаппараты, устройства и функциональные группы) и основные связи между ними. Структурная схема должна давать наиболее наглядное представление о последовательности взаимодействия функциональных частей гидропривода.

Принципиальная гидравлическая схема содержит все гидравлические элементы или устройства, необходимые для осуществления и контроля заданных гидравлических параметров и процессов, и все гидравлические связи между ними. На основе принципиальной гидравлической схемы проводят расчет гидропривода, составляют схему соединений; она также используется для наладки и ремонта гидропривода.

На схеме соединений изображают все гидравлические элементы и устройства, входящие в состав гидропривода, а также трубопроводы и элементы их соединений. Схема соединений применяется для монтажа, наладки и ремонта гидропривода.

Графическими документами курсовой работы являются чертежи структурной и принципиальной гидравлических схем. Они должны выполняться в соответствии со следующими ГОСТами: 2.104–68 Основные надписи; 2.107–68 Основные требования к рабочим чертежам; 2.316–68 Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц; 2.702–76 Схемы. Общие требования к выполнению; 2.704–76 Правила выполнения гидравлических и пневматических схем; 2.721–74 Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения; 2.780–68 Обозначения условные графические. Элементы гидравлических и пневматических схем; 2.781–68 Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая; 2.782–68 Обозначения условные графические. Насосы и двигатели гидравлические и пневматические; 2.874–68 Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов.

Чертеж структурной схемы должен давать общее представление о самом гидроприводе, о назначении и взаимосвязи его элементов, устройств и функциональных групп. Согласно "Правилам выполнения гидравлических и пневматических схем", все функциональные части гидропривода (насосы, гидродвигатели, гидроаппараты) изображаются на структурной схеме основными линиями в виде прямоугольников или условных обозначений, при этом графическое построение должно давать наиболее наглядное представление о последовательности взаимодействия функциональных частей. На линиях взаимосвязи рекомендуется указывать направление потоков рабочей жидкости.

Наименование, типы, обозначения элементов, изображаемых в виде прямоугольников, следует вписывать внутри последних. При большом количестве функциональных частей взамен надписей в прямоугольниках допускается справа от изображения или над ним в направлении сверху вниз и слева направо проставлять порядковые номера, а наименования, типы и обозначения указывать в таблице, помещаемой на поле схемы. Чертеж структурной гидравлической схемы выполняется на формате 11 и подшивается в пояснительную записку.

Принципиальная гидравлическая схема изображается без масштаба на листе формата 24 с соблюдением ГОСТа на условные графические обозначения (см. прил. 1). Соотношение размеров условных обозначений ГОСТом не регламентируется и выбирается произвольно в зависимости от размеров гидросхемы и ее насыщенности гидроаппаратами и гидроагрегатами; можно принять относительные размеры условных обозначений по прил. 2.

Все элементы и устройства изображаются на принципиальной схеме, как правило, в исходном положении: распределители – в нейтральной позиции, поршни гидроцилиндров – перед совершением рабочего хода, пружины – в состоянии предварительного сжатия и т.п. Каждый гидроаппарат или гидроагрегат, изображенный на принципиальной схеме, снабжается буквенно-цифровым обозначением, состоящим из сокращенного наименования (клапан обратный – КО, дроссель – ДР и т.п.) и порядкового номера этого элемента в схеме. Буквы и цифры в обозначении выполняются шрифтом одного размера. Буквенные обозначения наиболее распространенных гидроаппаратов по ГОСТ 2.704–76 приведены в прил. 21. При отсутствии необходимых буквенных обозначений в перечне и использовании иных последние должны быть объяснены на поле гидросхемы.

Напорная, всасывающая и сливная гидравлические линии изображаются на схеме основными чертежными линиями, а гидрролинии управления и дренажные чертятся в три раза более тонкими; кроме того, дренажные – пунктиром. Расстояния между гидрролиниями на чертеже не должны быть меньше 3 мм.

Данные о всех элементах гидросхемы записываются в перечень элементов, который оформляется в виде таблицы (рис. 1.1) и помещается на чертеже схемы над основной надписью на расстоянии не менее 12 мм. Перечень элементов может быть выполнен в виде самостоятельного документа на формате 11 и помещен в конце пояснительной записки.

В графах перечня указываются: позиционное обозначение элемента; его



### 1.5.2. Оформление пояснительной записки

Пояснительную записку желательнее писать на бланках с такими же рамками и основными надписями, как и для спецификации (ГОСТ 2.108–68), но без нанесения граф на поле страниц. На штампе первой страницы пишутся названия гидропривода и машины и под ними "Пояснительная записка". В графе, расположенной ниже, – обозначение гидросхемы машины с добавлением в конце шифра букв ПЗ.

В тексте пояснительной записки и расчетах должно соблюдаться единство обозначений и терминологии, принятых в гидравлике, теории гидравлических машин и гидроприводов. Все расчеты следует проводить в единицах СИ с заданной точностью. Текст и расчеты должны сопровождаться всеми необходимыми поясняющими схемами и рисунками. Не допускаются расчеты в тексте, они должны выноситься в отдельные строки. Расчетные формулы следует сначала выписать в буквенных обозначениях, а затем подставить численные значения входящих в нее величин. Промежуточные расчеты приводить не обязательно.

Исходные расчетные данные, величины и коэффициенты должны быть обоснованы и подтверждены ссылками на ГОСТы, нормалю или литературные источники, например: [6, с. 21], где первая цифра означает порядковый номер источника в списке использованной литературы, помещенном в конце пояснительной записки.

Если перечень элементов гидравлической схемы выполнен в виде самостоятельного документа, то его помещают после списка литературы. В конце пояснительной записки помещается оглавление.

### 1.5.3. Обозначения конструкторских документов

Обозначение чертежа в общем случае составляется из индекса проекта, индекса машины, номера совокупности сборочных единиц (группы), номера детали и шифра документа.

В качестве индекса учебного проекта можно принять: СДМ – строительно-дорожные машины, ПТМ – подъемно-транспортные машины. Индекс машины обычно составляется из первых букв ее наименования и числа, соответствующего ее основной технической характеристике, например: кран стреловой грузоподъемностью 4 т – КС4, скрепер с объемом ковша  $10 \text{ м}^3$  – С10 и т.п. В обозначении учебного проекта гидравлического привода индекс группы и детали не ставится и вместо них пишется: .00.000.

Устанавливаются следующие шифры конструкторских документов согласно ГОСТ 2.102–68 и ГОСТ 2.701–68: ВО – чертеж общего вида, СБ – сборочный чертеж, ПЗ – пояснительная записка, РР – расчеты; для схем: К – кинематическая; Г – гидравлическая, Э – электрическая, С – комбинированная.

Тип схемы обозначается цифрой после буквы обозначения вида: 1 – структурная, 3 – принципиальная.

Таким образом, учебный проект гидропривода скрепера с ковшем объемом  $10 \text{ м}^3$  будет иметь обозначения: чертеж структурной гидравлической схемы – СДМ. С10.00.000.Г1; чертеж принципиальной гидравлической схемы – СДМ.С10.00.000.Г3; пояснительная записка к курсовой работе – СДМ.С10.00.000.ПЗ.

Учебный проект гидропривода подъемного крана грузоподъемностью 10 т следует обозначить: чертеж структурной гидравлической схемы – ПТМ. К 10.00.000.Г1; чертеж принципиальной гидравлической схемы – ПТМ. К 10.00.000.Г3; пояснительная записка – ПТМ. К 10. 00.000 ПЗ. По усмотрению кафедры могут быть приняты и другие виды обозначений чертежей.

## Глава 2. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

### 2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

В общем случае различаются насосный, аккумуляторный и магистральный объемные гидравлические приводы (сокращенно, гидроприводы). В строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах обычно применяется насосный гидропривод — совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством силового воздействия рабочей жидкости, подаваемой под давлением одним или несколькими насосами.

По характеру движения выходного звена могут быть гидроприводы поступательного и вращательного движений. В первом случае в качестве гидродвигателя используются гидравлические цилиндры, во втором — гидромоторы.

Гидропривод может быть нерегулируемый и регулируемый. В последнем скорость выходного звена гидродвигателя может регулироваться по требуемому закону. Различаются дроссельное и объемное регулирования гидропривода. Дроссельное регулирование осуществляется регулирующим гидроаппаратом — дросселем, встроенным в гидрولينию гидродвигателя. Объемное регулирование достигается изменением параметров регулируемых насоса или гидромотора, или обеих гидромашин одновременно. По способу осуществления регулирования может быть ручное или автоматическое.

По характеру циркуляции рабочей жидкости различается два типа гидроприводов: замкнутой циркуляцией, в которых рабочая жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую гидрولينию насоса; разомкнутой циркуляцией, в которых рабочая жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Кроме классификации, предусмотренной ГОСТом, гидроприводы строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин классифицируются также по другим признакам. По числу потоков рабочей жидкости (оно обычно совпадает с числом автономных насосов) гидроприводы бывают одно-, двух- и трехпоточные; по характеру управления — с ручным, гидравлическим, электрическим и со смешанным управлением, по режиму работы гидродвигателей — работающим непрерывно (гидропривод транспортеров, элеваторов, роторов и фрез землеройных машин и т.п.) и циклично (гидропривод бульдозеров, скреперов и т.д.); по назначению гидроприводов — для привода основных рабочих органов машин, для управления вспомогательными механизмами, для привода ходовых механизмов.

## 2.2. СОСТАВ ГИДРОПРИВОДА

Вне зависимости от сложности и назначения в состав гидропривода входят объемный насос, гидроцилиндры и (или) гидромоторы, гидроаппараты, кондиционеры, гидроемкости и гидрролинии.

**Гидроаппараты** – устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппараты делятся на регулирующие и направляющие.

Регулирующие гидроаппараты изменяют давление, расход и направление рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения. К ним относятся предохранительный, переливной, редуцирующий клапаны, дроссели, делители, сумматоры и регуляторы потока.

Направляющие гидроаппараты изменяют направление потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К ним относятся гидрораспределители, обратные клапаны, клапаны выдержки времени, логические клапаны.

**Кондиционеры рабочей жидкости** – устройства, предназначенные для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости, под которыми понимается ее чистота и температура. К кондиционерам относятся гидроочистители и теплообменные аппараты. Гидроочиститель (фильтр) предназначен для очистки рабочей жидкости от твердых загрязняющих примесей. Теплообменный аппарат – устройство, предназначенное для получения заданной температуры рабочей жидкости путем ее охлаждения или подогрева.

**Гидроемкости** – это гидробаки и гидроаккумуляторы, предназначенные для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью и для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.

**Гидрролинии** – устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости в процессе работы объемного гидропривода. Гидрролинии бывают всасывающие, по которым рабочая жидкость движется к насосам; напорные – для перемещения рабочей жидкости под давлением от насосов к гидродвигателям или к другим устройствам; сливные – для отвода рабочей жидкости в гидробак; управления, по которым рабочая жидкость направляется к гидравлическим устройствам для управления ими, и дренажные – для отвода утечки жидкости. Все гидрролинии выполняются из металлических труб или резино-металлических рукавов.

## 2.3. ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА ГИДРОПРИВОДА. ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

### 2.3.1. Насосы и гидромоторы

Наиболее ответственными и дорогостоящими устройствами объемного гидропривода являются насосы и гидромоторы. Почти все насосы обратимы, т.е. они могут работать в режиме гидродвигателей, если к ним подводить ра-

бочую жидкость под давлением. Если обратимость насоса предусмотрена, то в технической характеристике приводятся общие основные параметры насоса и мотора, такие как рабочий объем  $q$ , давления номинальное  $p_{\text{ном}}$  и максимальное (кратковременное)  $p_{\text{макс}}$ , частоты вращения номинальная  $n_{\text{ном}}$  и максимальная  $n_{\text{макс}}$ , номинальный крутящий момент мотора  $M$  и КПД насоса и мотора: объемный  $\eta_o$  и механический  $\eta_m$ .

В зависимости от развиваемого крутящего момента и частоты вращения гидромоторы делятся на высоко- и низкомоментные. Высокомоментные гидромоторы создают крутящие моменты от  $0,15 \cdot 10^4$  до  $120 \cdot 10^4$  Н·м при частоте вращения  $n_{\text{ном}} = 3-200 \text{ мин}^{-1}$  ( $M/n_{\text{ном}} > 10$ ). Низкомоментные гидромоторы развивают сравнительно малые крутящие моменты от 6 до 600 Н·м и частоту вращения  $n_{\text{ном}} = (10-3000) \text{ мин}^{-1}$  ( $M/n_{\text{ном}} < 10$ ).

В гидроприводах строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин обычно используются шестеренные или аксиально-поршневые насосы, гидромоторы и радиально-поршневые гидромоторы. Реже применяются радиально-поршневые гидромоторы и роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы.

Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции, компактностью, надежностью в работе, долговечностью, малой стоимостью, нечувствительностью к перегрузкам. К их недостаткам относятся пульсации создаваемого ими потока жидкости, шум при работе, сравнительно невысокий объемный КПД, особенно при больших температурах рабочей жидкости.

В шестеренных насосах используется внешнее или внутреннее зацепление прямозубыми, косозубыми или шевронными шестернями, причем большее распространение получило внешнее зацепление.

Шестеренный насос с внешним зацеплением состоит из пары одинаковых шестерен, помещенных с минимальными зазорами в корпус, причем ведущая шестерня крепится на приводном валу шпонкой, а ведомая вращается свободно (рис. 2.1). При вращении шестерен в камере всасывания зубья выходят из зацепления, в освободившихся впадинах создается пониженное давление, и они заполняются рабочей жидкостью, которая затем переносится в напорную камеру, где зубья входят в зацепление и вытесняют жидкость. Благодаря этому давление в напорной камере всегда повышенное и под его воздействием жидкость поступает в напорный патрубок и дальше в трубопровод.

Рабочий объем шестеренного насоса зависит от геометрии зубчатого зацепления и может быть определен по формуле

$$q = 2\pi m^2 z b = 2\pi \frac{D_0^2}{z} \cdot b,$$

где  $m$  — модуль;  $z$  — число зубьев;  $b$  — ширина зуба;  $D_0$  — диаметр делительной окружности.

Формула показывает, что с уменьшением числа зубьев рабочий объем увеличивается, поэтому число зубьев обычно не превышает 12–14.

В гидроприводах строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин применяются шестеренные насосы с прямым зубным внешним зацеплением НШ-10, НШ-32, НШ-46, НШ-50, НШ-67, НШ-98, НШ-100, НШ-140 и мотор-насосы типа НШ-32, НШ-46. Числа в обозначении означают рабочий объем насоса, выраженный в  $\text{см}^3/\text{оборот}$  (см. прил. 3). Эти насосы работают при частоте вращения  $1000\text{--}1650 \text{ мин}^{-1}$  и номинальном давлении 10 МПа, но при кратковременных перегрузках могут развивать максимальное давление до 13,5 МПа.

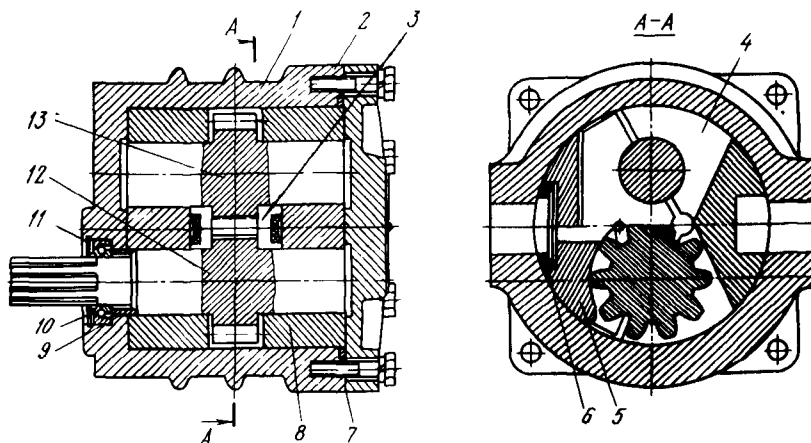


Рис. 2.1. Шестеренный насос НШ-67 и НШ-98:

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – торцовые прижимные пластики; 4 – обойма-подшипник; 5 – поджимная шайба; 6, 7, 8, 9 – уплотнительные манжеты; 10, 11 – запирающее кольцо манжеты; 12 – ведущая шестерня; 13 – ведомая шестерня

Аксиально-поршневые насосы, широко применяемые в строительно-дорожных машинах, развивают давление 16 МПа, могут работать при максимальном давлении 25 МПа, но продолжительность максимального нагружения не должна превышать 2% длительности рабочего цикла. Кроме того, они отличаются большим постоянством параметров и характеристик при длительной эксплуатации с переменными внешними условиями, высокими объемными и механическим КПД.

В строительно-дорожных машинах применяются аксиально-поршневые насосы бескарданного типа с шатуновым приводом (рис. 2.2). Ведущий вал непосредственно связан с приводной шайбой 15, составляющей некоторый угол  $\alpha$  с блоком цилиндров 4. Передача вращения и крутящего момента обеспечивается шатунами 6, шарнирно соединяющими шайбу и поршни 5. Поршни при каждом обороте вала совершают возвратно-поступательное движение относительно блока цилиндров, причем за одну половину оборота вала в каждом цилиндре происходит всасывание, за вторую – нагнетание жидкости.

К тыльной поверхности блока цилиндров прилегает распределительный диск 3, имеющий два дугообразных окна, через которые цилиндры попеременно соединяются с всасывающей или напорной линией.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса

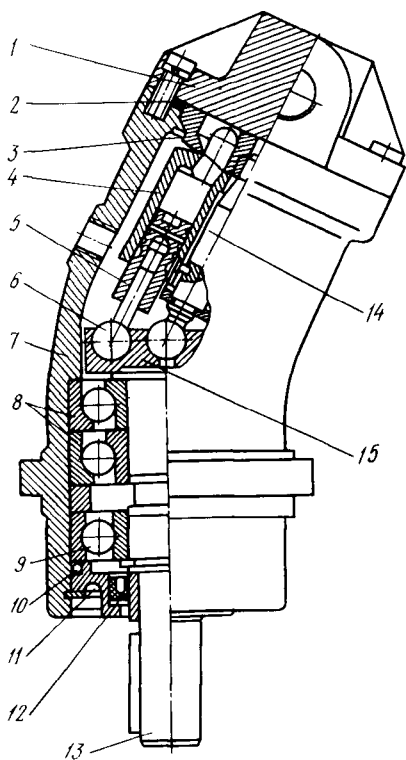
$$q = \frac{\pi}{4} d^2 z D_0 \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $d$  и  $z$  — диаметр и число цилиндров.

Формула показывает, что можно изменять подачу путем изменения угла  $\alpha$ . Конструкция регулируемых насосов предусматривает такую возможность.

В строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах применяются аксиально-поршневые насосы и гидромоторы следующих типов.

1. **Нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210** (рис. 2.2) пяти типоразмеров (210.12, 210.16, 210.20, 210.25, 210.32), отличающихся диаметром поршней (последние две цифры в обозначении насоса-гидромотора), а также некоторыми другими конструктивными решениями. Конструкция этих насосов предусматривает возможность их использования в качестве гидромоторов, что отражено в технических характеристиках, приведенных в прил. 3.



2. **Регулируемые насосы типа 207** (рис. 2.3) выпускаются трех типоразмеров (207.20, 207.25, 207.32), также отличающихся диаметром поршней. Изменение подачи этих насосов производится вручную или автоматически путем изменения угла наклона блока цилиндров 11 относительно оси вала 1.

3. **Регулируемые двойные насосы типа 223** (рис. 2.4) объединяют в одном корпусе детали двух насосов типа 207. Они удобны при обслуживании двухпоточных гидрорыводов. Изменение подачи насоса осуществляется одновременным изменением угла наклона обоих блоков, что

Рис. 2.2. Аксиально-поршневой насос 210:

1, 11 — крышки; 2, 10 — уплотнительные кольца; 3 — торцовый распределитель; 4 — блок цилиндров; 5 — поршень; 6 — шатун; 7 — корпус; 8 — радиально-упорные подшипники; 9 — радиальный подшипник; 12 — уплотнительная манжета; 13 — вал; 14 — центральный шип; 15 — приводная шайба

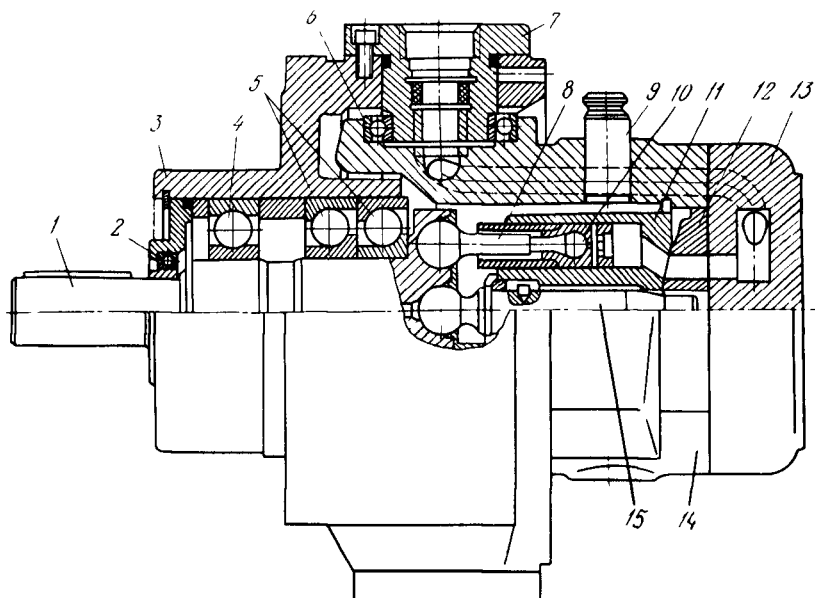


Рис. 2.3. Регулируемый аксиально-поршневой насос 207:  
 1 – вал; 2,13 – крышки; 3 – корпус; 4,6 – радиальные подшипники; 5 – радиально-упорные подшипники; 7 – фланец; 8 – шток; 9 – цапфа; 10 – поршень; 11 – блок цилиндров; 12 – торцовый распределитель; 14 – поворотный корпус; 15 – центральный шип

также можно производить вручную или автоматически. Технические характеристики регулируемых насосов приведены в прил. 3.

Аксиально-поршневые насосы работают при номинальной частоте вращения вала  $1120\text{--}2800\text{ мин}^{-1}$ , допускают повышение частоты вращения до  $2000\text{--}5000\text{ мин}^{-1}$ , однако при этом требуют подпитки на всасывании с давлением  $0,5\text{--}0,8\text{ МПа}$ .

Регулируемые насосы типа П также изменяют подачу в зависимости от переменного угла наклона блока цилиндров. Подача насосов ПР регулируется вручную, насосов ПД – с помощью дистанционной гидравлической системы управления. Работают они в интервале частот  $960\text{--}2950\text{ мин}^{-1}$ . Гидромоторы того же типа ПД можно использовать в качестве насосов с постоянной подачей.

Регулируемые насосы сложнее нерегулируемых, имеют большую массу и более высокую стоимость, поэтому применяются реже, чем нерегулируемые.

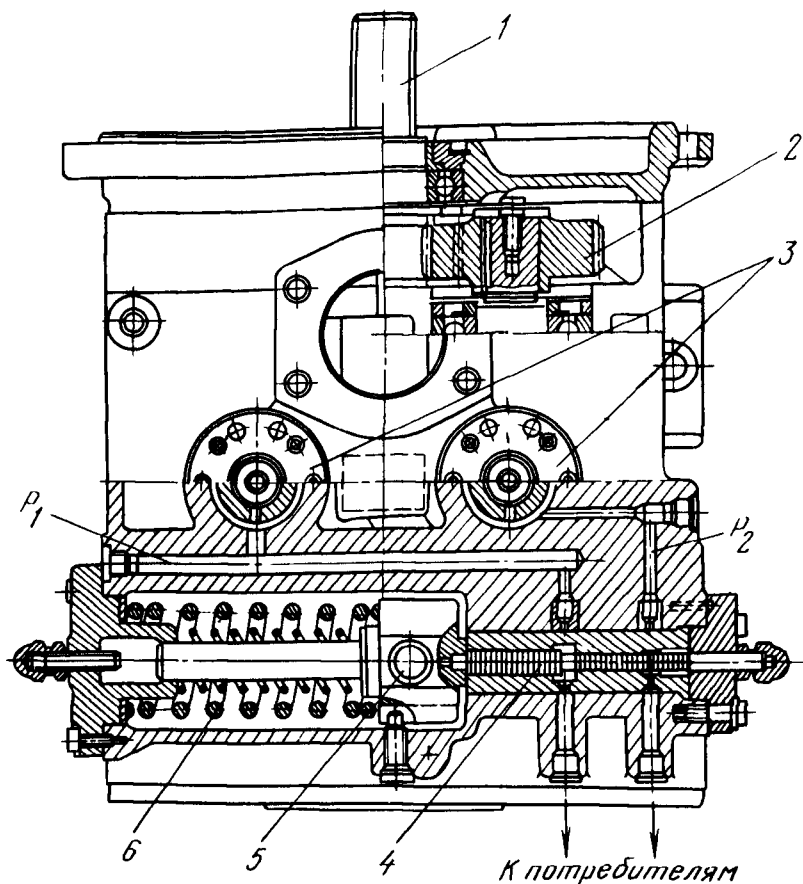


Рис. 2.4. Регулируемый двойной аксиально-поршневой насос 223:  
 1 – вал; 2 – редуктор; 3 – качающие узлы; 4 – золотник; 5 – цапфа; 6 – пружина

### 2.3.2. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры классифицируются по двум признакам: на направлению действия рабочей жидкости – одностороннего и двустороннего действия; по конструкции рабочей камеры – поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные, сильфонные. В гидроприводах рассматриваемых машин широкое распространение получили поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком и телескопические гидроцилиндры.

Во всех отраслях машиностроения гидроцилиндры унифицированы, общие технические требования к ним определены ГОСТ 16514–70, основные

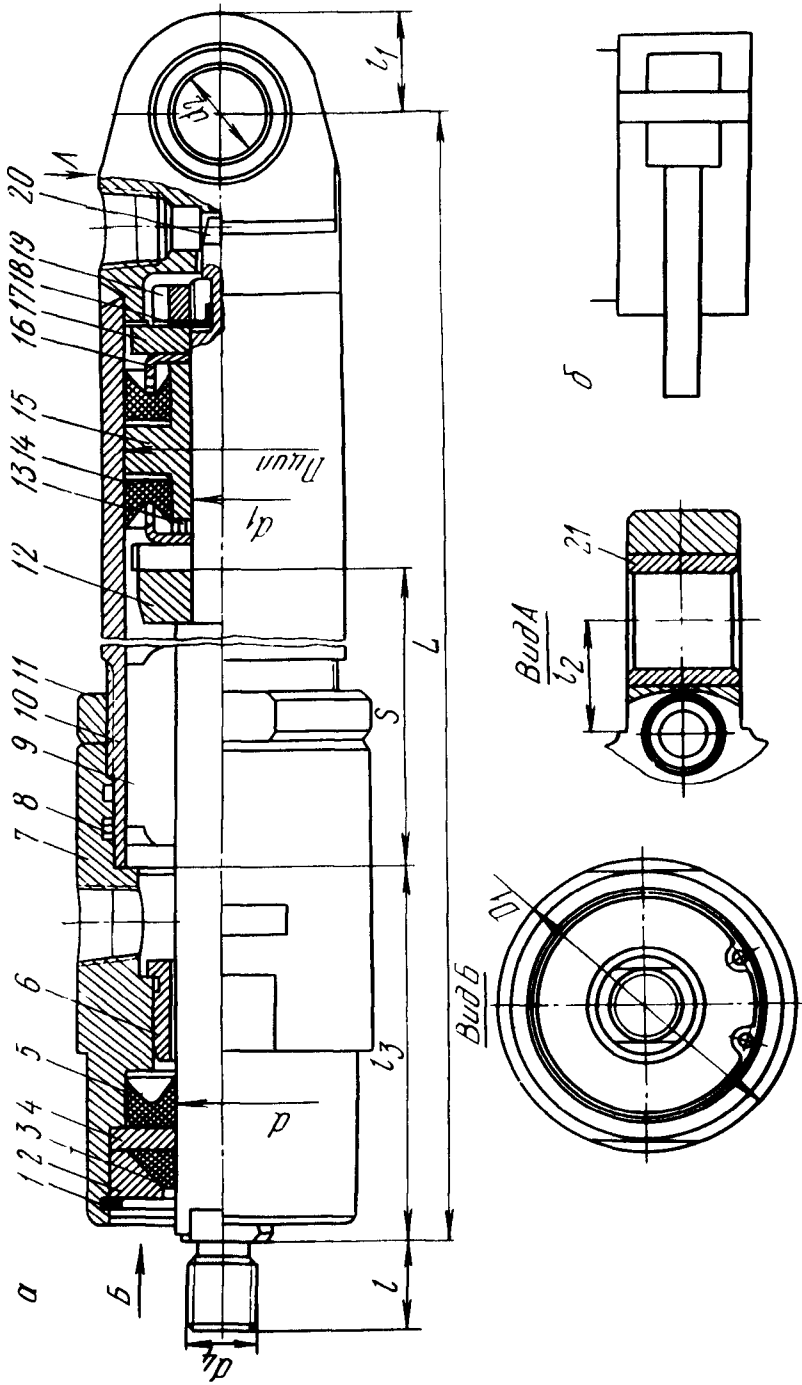


Рис. 2.5. Гидроцилиндр:  
 а – конструкция; б – условно-графическое обозначение гидроцилиндра с торможением; 1 – упорное кольцо; 2, 4, 17 – кольца; 3 – грязеуловительное кольцо; 5, 14 – уплотнительные манжеты; 6 – втулка; 7 – направляющая обойма; 8, 13 – уплотнительные кольца; 9 – шток; 10 – гильза цилиндра; 11 – гайка; 12 – демпферное кольцо; 15 – поршень; 16 – держатель манжеты; 18 – стопорная шайба; 19 – гайка; 20 – хвостовик; 21 – втулка проушины

параметры выбираются у поршневых гидроцилиндров по ГОСТ 6540–68, телескопических – по ГОСТ 16029–70.

Гидроцилиндры строительно-дорожных машин изготавливаются в соответствии с отраслевой нормалью ОН 22–176–69 и могут работать при номинальном давлении 16 МПа с кратковременными перегрузками до 20 МПа при температуре окружающей среды от –40 до +50°С.

Отраслевая норма предусматривает четыре типа гидроцилиндров в зависимости от способа крепления: 1 тип – с креплением на проушине со втулкой скольжения, 2 – с креплением на проушине с подшипником качения, 3 – с креплением на цапфах, 4 тип – с креплением на лапах. Гидроцилиндры всех указанных типов выпускаются в двух исполнениях: 1 – с нормальным и 2 – с увеличенным диаметром штока. Штоки увеличенного диаметра применяются в гидроцилиндрах с большим ходом поршня. Соотношение площадей поршневой и штоковой полостей определяется коэффициентом  $\psi$ , который в первом исполнении равен 1,33, во втором – 1,65. На рис. 2.5 показан гидроцилиндр первого типа в первом исполнении.

Условное обозначение гидроцилиндра состоит из чисел, соответствующих типу, исполнению, диаметру, ходу поршня и номеру нормали. Например, обозначение 3.2–100.800 ОН 22–176–69 означает, что это гидроцилиндр третьего типа второго исполнения с внутренним диаметром 100 мм и ходом поршня 800 мм. Основные технические характеристики гидроцилиндров в соответствии с нормалью ОН 22–176–69 даны в прил. 4.

### 2.3.3. Направляющие гидроаппараты

Направляющий гидрораспределитель (сокращенно распределитель) предназначен для изменения направления или пуска и остановки потока рабочей жидкости в двух и более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия, благодаря чему происходит пуск, реверс и остановка гидродвигателей. По типу запорно-регулирующего элемента распределители подразделяются на золотниковые, клапанные и крановые.

В гидроприводах строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин в основном применяются золотниковые распределители с ручным управлением, однако разработаны также распределители с электро-гидравлическим управлением.

В зависимости от числа подводящих и отводящих гидролиний различают трех-, четырехходовые и т.д. распределители.

По числу позиций (положений) золотника золотниковые распределители подразделяются на двух-, трех- и четырехпозиционные. Двухпозиционные распределители применяются для управления гидроцилиндрами одностороннего действия и нереверсивными гидромоторами и для отключения резервного насоса. Трехпозиционные распределители предназначены для управления гидроцилиндрами двустороннего действия и реверсивными гидромоторами. Две крайние позиции золотника такого распределителя соответст-

вуют прямому и обратному направлениям движения штока гидроцилиндра или вала гидромотора; при нейтральном положении золотника рабочие полости гидродвигателей заперты, а напорная линия насоса соединена со сливом, что позволяет насосу работать на пониженном давлении — разгружаться. Дополнительная позиция четырехпозиционного золотника соответствует плавающему положению, т.е. такому, при котором рабочие полости гидродвигателя соединены со сливной гидролинией, что позволяет, например, отвалу бульдозера свободно скользить по грунту.

Промышленность выпускает распределители двух конструктивных типов: моноблочные и секционные.

В моноблочных распределителях несколько золотников размещаются в одном корпусе (блоке), и все соединения между ними выполнены в виде каналов в корпусе. К моноблочным двухзолотниковым относятся распределители Р-75-В2А, Р-75-П2А, с их помощью можно управлять двумя гидродвигателями. К трехзолотниковым, применяемым для управления тремя гидродвигателями, относятся распределители Р-75-3ВА, Р-75-3ПА, Р-750-В3. На рис. 2.6 дано условно-графическое изображение моноблочных распределителей, а в прил. 6 — их технические характеристики и характеристики других золотниковых распределителей.

Секционные распределители состояются из унифицированных секций четырех типов: рабочих, напорных, промежуточных и сливных. В рабочей секции помещается только один золотник распределителя и подводящие и отводящие каналы, соединяющие секцию с двумя соседними. Напорная гидролиния подключается к распределителю через напорную сек-

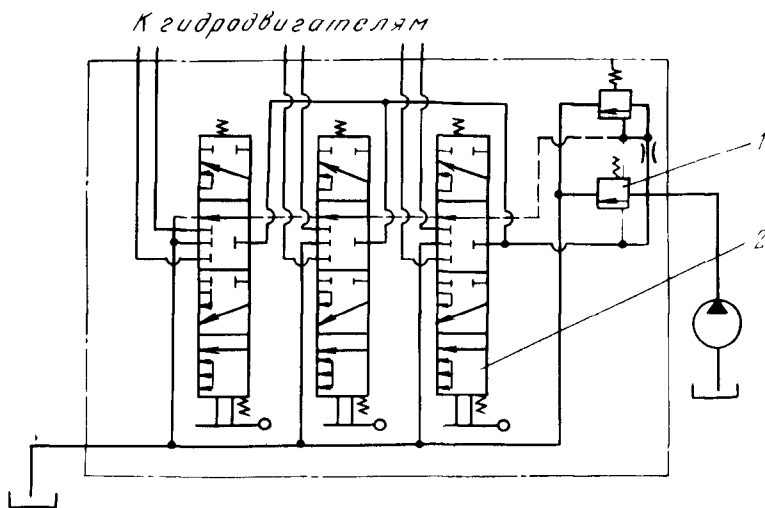


Рис. 2.6. Схема моноблочного золотникового распределителя:

1 — предохранительный клапан непрямого действия; 2 — золотник распределителя

цию, в которую встроены предохранительный и обратный клапаны. Промежуточная секция также имеет обратный клапан вместе с системой соединительных клапанов; она включается между двумя рабочими секциями и позволяет совмещать две операции последовательно соединенных гидродвигателей. Сливная секция содержит каналы, по которым в сливную гидрوليнию отводится рабочая жидкость от всех рабочих секций распределителя.

Секционный распределитель собирается на болтах из напорной, сливной и нескольких рабочих секций, число которых (до восьми) определяется количеством гидродвигателей в данном гидроприводе. Кроме того, в распределитель может быть включено необходимое число промежуточных секций.

В строительно-дорожных машинах применяются секционные распределители Р-16, Р-20, Р-25 и Р-32 (числа — условный проход, мм). На рис. 2.7 показано условно-графическое изображение трехзолотникового секционного распределителя, а в прил. 8 даны технические характеристики секционных распределителей.

Обратный клапан предназначен для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Обратные клапаны могут быть нерегулируемыми, регулируемыми и управляемыми. Пружина нерегулируемого обратного клапана имеет постоянное натяжение, поэтому давление, при котором он открывает проход жидкости, постоянно. Натяжение пружины регу-

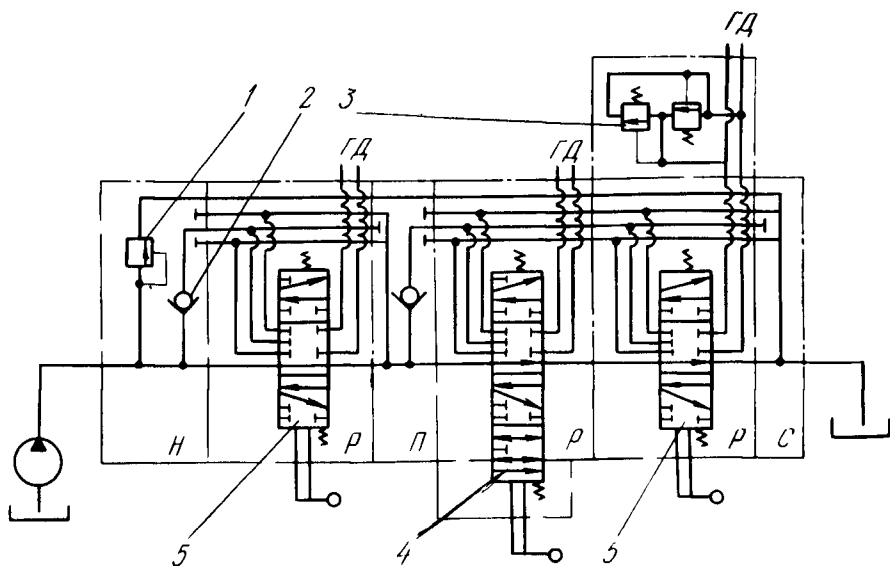


Рис 2.7 Схема секционного золотникового распределителя  
 1 — предохранительный клапан, 2 — обратный клапан, 3 — блок предохранительных клапанов; 4 — четырехпозиционный золотник, 5 — трехпозиционные золотники;  
 Н — напорная секция; Р — рабочая, П — промежуточная, С — сливная секция, ГД — гидрوليнии к гидродвигателям

лируемого клапана можно менять. В строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах применяются обратные клапаны типа Г51-2, разработанные экспериментальным научно-исследовательским институтом металлообрабатывающих станков (ЭНИМС), и клапаны 41.51 57-0072, выполняемые по нормали СЭВ. В прил.9 даны технические характеристики обратных клапанов.

Гидрозамки представляют собой управляемые обратные клапаны, предназначенные для пропускания потока рабочей жидкости при отсутствии управляющего воздействия только в одном направлении, а при наличии управляющего воздействия – в обоих направлениях. Гидрозамки односторонние имеют один запорный элемент и могут обслуживать только один гидродвигатель; двусторонние гидрозамки имеют два запорных элемента, и через них осуществляется одновременное параллельное питание двух гидродвигателей. В прил. 14 приведены технические характеристики гидрозамков.

### 2.3.4. Регулирующие гидроаппараты

Предохранительный клапан предназначен для защиты объемного гидропривода от давления, превышающего установленное. Его запорно-регулирующий элемент постоянно закрыт и открывается только при повышении давления сверх установленного, соединяя напорную гидролинию со сливной или непосредственно с гидробаком. Обычно предохранительный клапан настраивают на давление, превышающее рабочее на 15–20%. Он относится к аварийным постоянно закрытым гидроаппаратам, поэтому должен обладать герметичностью, высоким быстродействием, хорошими динамическими качествами, быть надежным и безотказным в работе.

Различаются предохранительные клапаны прямого и непрямого действия. Клапаны прямого действия срабатывают только при аварийном повышении давления в напорной линии; клапаны непрямого действия не только защищают гидропривод от аварийного давления, но и могут разгружать его от давления при нормальном рабочем режиме. В соответствии с этим в предохранительном клапане прямого действия величина открытия рабочего проходного сечения зависит только от непосредственного воздействия рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В предохранительном клапане непрямого действия рабочее проходное сечение открывается в результате воздействия рабочей жидкости на вспомогательный регулирующий элемент. Недостаток клапанов этого типа состоит в малом быстродействии в сравнении с предохранительными клапанами прямого действия.

Для СДМ и ПТМ предохранительные клапаны не нормализованы, поэтому заводы-изготовители разрабатывают свои конструкции или пользуются клапанами, разработанными ЭНИМС. На рис.2.8, а показан широко применяемый предохранительный клапан непрямого действия БГ52-1. Отверстие между камерой подвода рабочей жидкости *П* и камерой слива *С* постоянно перекрыто плунжером *5*. Камера *П* через каналы и отверстие *Б* соединена с камерами *Г* и *Е* под плунжером, а через жиклер *В* – с камерой *Ж* над плунжером.

При аварийном повышении давления в камере Ж сначала поднимается шариковый клапан 2, открывая слив рабочей жидкости из камеры Ж, что вызывает быстрое падение давления над плунжером, он поднимается и открывает проход рабочей жидкости из напорной гидролинии в сливную.

Для разгрузки гидросистемы камеру Ж через отверстие А соединяют со сливной гидролинией, давление над плунжером 5 падает, он смещается вверх и соединяет напорную гидролинию со сливной. Технические характеристики предохранительного клапана даны в прил. 13.

Обычно на чертежах гидросхем предохранительные клапаны изображаются упрощенно (см. прил. 1), однако можно встретить более подробное графическое обозначение предохранительного клапана непрямого действия, на котором условно изображают и основной плунжерный клапан 5 и вспомогательный шариковый клапан 2 (рис. 2.8,б).

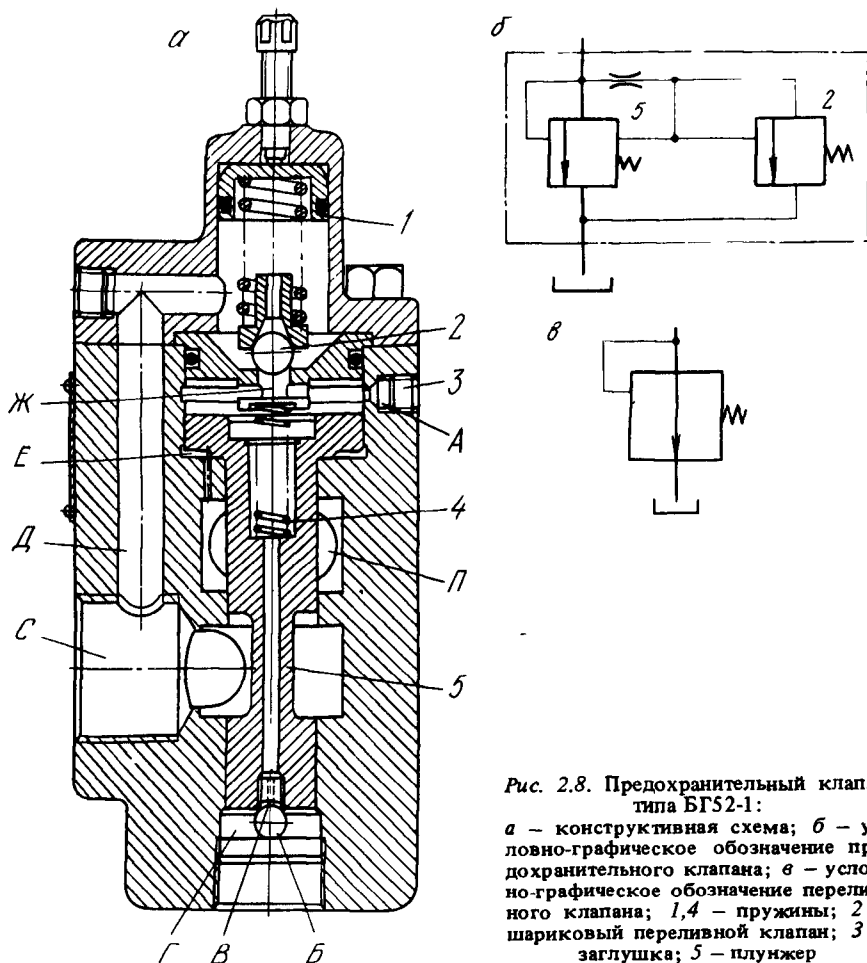


Рис. 2.8. Предохранительный клапан типа БГ52-1:

а — конструктивная схема; б — условно-графическое обозначение предохранительного клапана; в — условно-графическое обозначение переливного клапана; 1,4 — пружины; 2 — шариковый переливной клапан; 3 — заглушка; 5 — плунжер

Переливной клапан конструктивно аналогичен предохранительному, но предназначен для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время нормальной работы гидропривода, поэтому его запорно-регулирующий элемент постоянно открыт. Он, в частности, применяется в замкнутых гидросистемах для сброса избытка рабочей жидкости в системе подкачки (рис. 3.1, позиция КД). Условно-графическое обозначение переливного клапана показано на рис. 2.8, в.

Редукционный клапан предназначен для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости давления более низкого, чем давление в подводимом потоке. Он может быть установлен для понижения давле-

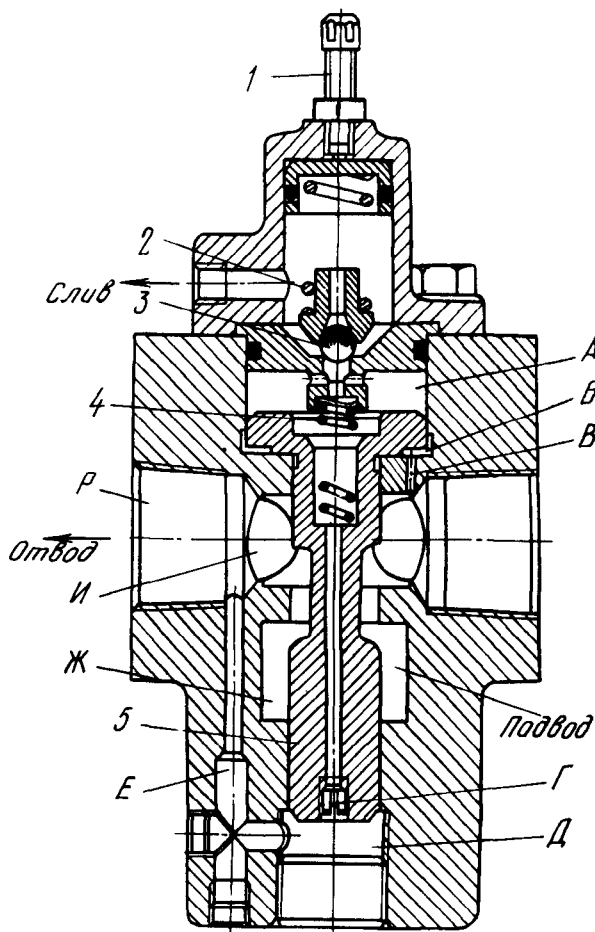


Рис. 2.9. Редукционный клапан типа Г57-1:  
1 – винт настройки; 2, 4 – пружины; 3 – шариковый клапан; 5 – плунжер

ния в той части гидропривода, в которой установлены гидромоторы, не рассчитанные на высокое рабочее давление в остальной части гидропривода. Применяются также клапаны Г57-1 конструкции ЭНИМС (рис. 2.9). При повышении давления в отводе сверх заданного повышается давление в камере *Е*, и через шариковый клапан *З* открывается слив жидкости; давление над плунжером *5* падает, он поднимается и прикрывает отверстие между камерами *И* и *Ж*, снижая давление в отводе до заданного. При понижении давления в отводе и камере *И* плунжер опускается, увеличивая отверстие и уменьшая сопротивление между камерами *И* и *Ж*, что ведет к восстановлению давления в отводе до его прежнего значения.

**Дроссель** — гидравлическое сопротивление, которое предназначается для поддержания заданного расхода в зависимости от перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Дроссель применяется для регулирования скорости рабочего органа гидродвигателя. Ввиду того что расход, проходящий через дроссель, зависит от перепада давления в нем, то, меняя последний, можно изменить расход, и следовательно, скорость рабочего органа гидродвигателя.

Дроссели бывают регулируемые и нерегулируемые. В гидроприводах СДМ и ПТМ применяются щелевые регулируемые дроссели типа ДР, разработанные ЭНИМСом (см. прил. 10).

**Регулятор потока** представляет собой дроссель, соединенный с клапаном разности давлений, клапан поддерживает постоянную разность давлений в дросселе, обеспечивая этим постоянство расхода жидкости, поступающей через последний в гидродвигатель, и постоянство скорости его рабочего органа. Промышленность выпускает регуляторы потока типа ПГ55-3, снабженные обратным клапаном (см. прил. 15).

**Делитель потока** (рис. 3.9) разделяет поток рабочей жидкости на два потока, направляемых для питания параллельно работающих гидродвигателей, обеспечивая синхронность их работы вне зависимости от нагрузки. В прил. 16 приведены технические характеристики делителя потока с обратным клапаном типа КДК, разработанного ЭНИМСом.

### 2.3.5. Трубопроводы и присоединительная арматура

Трубопроводы — ответственная часть каждого гидропривода, от их исправности и целостности зависят надежность и эффективность работы гидропривода машины. Масса трубопроводов составляет 20–30% массы гидропривода, поэтому правильное проектирование трубопроводов имеет важное значение.

В зависимости от назначения гидролиний, роль которых выполняют трубопроводы, они делятся на всасывающие, напорные, сливные, управляющие и дренажные. По конструкции они могут быть жесткими (металлические трубы) и гибкими — резиновые и резинометаллические рукава.

Для жестких трубопроводов применяются бесшовные трубы из стали 20 по ГОСТ 8732–78 (горячедеформированные) и ГОСТ 8734–75 (холодноде-

формированные). Их размеры приведены в прил. 17. Резинометаллические рукава высокого давления изготавливаются трех типов: 1 – с одной металлической оплеткой, 2 – с двумя, 3 – с тремя оплетками. Их размеры и условия эксплуатации определены нормами ОН 22-184–69 и МН73–64, приведенными в прил. 18.

Соединение труб может быть разъемным и неразъемным. Неразъемные соединения выполняются сваркой, разъемные – с помощью тройников, угольников, гаек, штуцеров, ниппелей. При давлениях 20–30 МПа применяется соединительная арматура под развальцовку труб, которые в этом случае должны допускать развальцовку в холодном состоянии. При давлении 30–40 МПа рекомендуется ниппельное шаровое соединение, недостатком которого является нарушение герметичности при вибрации.

### 2.3.6. Гидробаки

Гидробак (масляный бак) предназначен для питания гидропривода рабочей жидкостью – маслом. Кроме того, в гидробаке оседают твердые частицы, загрязняющие масло, выделяется растворенный в нем воздух, а через внешние поверхности бака во внешнюю среду выделяется тепло.

Размеры масляных баков не стандартизованы и не нормализованы, ГОСТ 16770–71 определяет только их номинальные вместимости (см. прил. 25). Баки обычно делают сварными из листовой стали толщиной 1–2 мм в виде параллелепипеда. Их объем определяется на основании теплового расчета гидропривода, причем полный объем должен быть больше объема рабочей жидкости на 15–20%.

Для улучшения отстоя жидкости внутренний объем бака разделяется на отсеки перегородками, а сливной и всасывающий патрубки располагаются в противоположных концах бака. Сливные пробки размещают так, чтобы при необходимости бак опорожнялся полностью. Кроме сливных пробок, устанавливают также магнитные. Заливная горловина располагается в верхней крышке бака и закрывается уплотняемой крышкой; там же устраивается сапун, имеющий крышку со встроенным воздушным фильтром. Концы всех труб, соединенных с баком, должны располагаться ниже минимального уровня масла на глубине, большей трех диаметров трубы. Для контроля количества масла применяют указатели уровня.

### 2.3.7. Фильтры (отделители твердых частиц)

Рабочая жидкость в гидроприводах СДМ и ПТМ постоянно загрязняется твердыми частицами, которые, находясь во взвешенном состоянии, попадают вместе с жидкостью в насосы, гидродвигатели и гидроаппараты. Это существенно (порой в 10 раз) снижает срок службы гидромашин и гидроаппаратов и отрицательно сказывается на их работе, так как твердые частицы соизмери-

мы с размерами зазоров, щелей, каналов, вызывают их закупорку, заклинивание подвижных пар и интенсивный износ трущихся поверхностей.

Источников загрязнения масла несколько. Даже в состоянии поставки в соответствии с ГОСТами масло может содержать некоторое количество загрязнений. Во время работы гидропривода в масло попадают продукты износа трущихся деталей гидроагрегатов — тончайшие металлические стружки и опилки. Однако главный источник загрязнения — проникающая в бак через сапун и заливную горловину атмосферная пыль, состоящая на 70% из такого хорошего абразива, как кварцевый песок.

Для очистки от твердых загрязнений масло пропускают через отделители твердых частиц, которые бывают двух типов: силовые отделители, или сепараторы, и механические отделители, или фильтры. В зависимости от сил, которые действуют на частицы в сепараторах, они могут быть центробежными, магнитными и электростатическими. В свою очередь фильтры подразделяются по форме отверстий в фильтрующем элементе на щелевые, сетчатые и пористые (например, бумажные, матерчатые, керамические).

По тонкости очистки различаются фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки; они задерживают частицы, размеры которых превышают соответственно: 0,1; 0,01; 0,005 и 0,001 мм.

В гидроприводах СДМ и ПТМ применяются фильтры с сетчатыми и бумажными фильтрующими элементами, которые обеспечивают нормальную тонкость очистки, задерживая в зависимости от типа фильтра частицы в 25, 40 или 63 мкм. Выполняются они в двух вариантах: линейные по нормали ОН 22-138-68, которые устанавливают на сливной линии перед гидробаком, и встроенные (в крышку гидробака) — по нормали ОН 22-60-67 (рис. 2.10, а). Технические характеристики этих фильтров приведены в прил. 19.

В последнее время созданы новые фильтровальные бумаги (БТК, БМФ, ДРКБ), заменяющие более дорогие фосфористо-бронзовые сетки и обеспечивающие более тонкую фильтрацию (10 мкм). Из этих бумаг изготавливаются новые фильтрующие элементы типа "Реготмас", применяемые в фильтрах унифицированного ряда (рис. 2.10, б), часть которых уже выпускается серийно и рекомендуется к применению в случаях, указанных в прил. 19. Технические характеристики фильтров других типов приведены в прил. 20.

Обозначение фильтров СДМ складывается из четырех условных чисел и номера нормали: первое число — конструктивное исполнение (1 — одинарный фильтр, 2 — двоянный); второе число — тип фильтроэлемента (1 — бумажный, 2 — сетчатый); третье число — условный проход, мм; четвертое число — тонкость фильтрации, мкм. Таким образом, двоянный фильтр с бумажным фильтроэлементом, условным проходом 40 мм и тонкостью фильтрации 25 мкм обозначается: линейный — 2.1.40-25 ОН22-138-68; встроенный — 2.1.40-25 ОН22-60-67.

Для защиты фильтра от недопустимого повышения давления в сливной гидролинии, вызванного засорением фильтроэлемента или повышением вязкости масла свыше  $6 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с при низких температурах, в крышке фильтра установлен предохранительный клапан, который начинает открываться

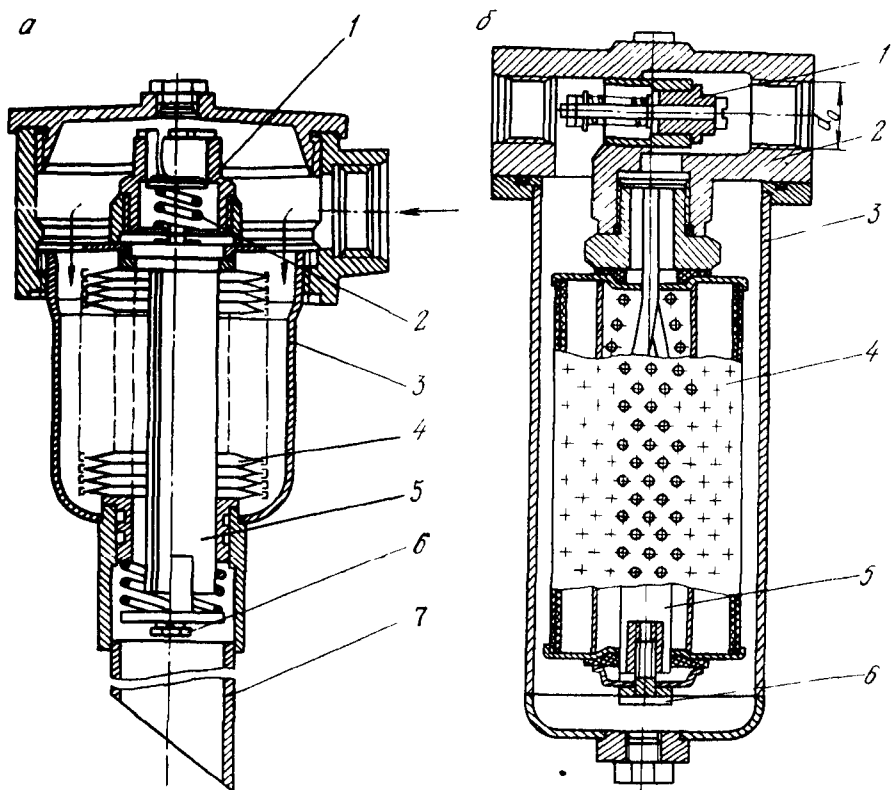


Рис. 2.10. Фильтры СДМ:

*a* – встроенный; *б* – линейный унифицированный; 1 – предохранительный клапан; 2 – крышка; 3 – отстойник; 4 – комплект фильтроэлементов или фильтроэлемент "Регот мас"; 5 – стержень; 6 – винт; 7 – сливная труба

при перепаде давления на фильтроэлементе 200 кПа, а при 350 кПа (при вязкости  $0,2 \cdot 10^{-4} - 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) пропускает весь поток рабочей жидкости в обход фильтроэлемента. Для контроля за загрязнением фильтра перед ним устанавливают манометр на 1,0 МПа. Обслуживание фильтра состоит в своевременной смене загрязненного фильтроэлемента.

## **Глава 3. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРОСХЕМЫ**

### **3.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГИДРОПРИВОДАМ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Конструкция гидравлического привода должна обеспечивать его экономичность, высокие эксплуатационные свойства, безопасность, надежность и долговечность. В соответствии с этими требованиями необходимо выполнить следующее.

1. Потери давления в трубопроводах, гидроаппаратах и арматуре должны быть минимальными. Поэтому трубопроводы должны иметь наименьшую длину и минимальное число разветвлений, что не только сократит металлоемкость и массу машины, но и снизит потери давления. С этой же целью следует стремиться к снижению потерь на трение во всех гидромашинах и гидроаппаратах.

2. Хорошие эксплуатационные свойства гидропривода состоят в равномерности работы гидродвигателей, в отсутствии вибрации, гидравлических ударов и шума; в большой степени это зависит от нормальной работы правильно выбранных насосов и предохранительных клапанов. Конструкция гидропривода, кроме того, должна обеспечивать отсутствие взаимного влияния одновременно работающих гидродвигателей.

3. Для предотвращения аварийных перегрузок и для защиты наиболее дорогостоящих частей гидропривода (насосов и гидромоторов) должны быть предусмотрены защитные гидроаппараты – предохранительные клапаны. Гидроцилиндры подъема должны быть снабжены гидрозамками – гидроаппаратами, обеспечивающими в случае обрыва трубопроводов или шлангов надежную фиксацию или плавное опускание поднятого груза.

4. Стабильность работы гидропривода существенно зависит от постоянства вязкости рабочей жидкости, определяемой ее температурой. Поэтому для поддержания стабильного температурного режима должны быть правильно выбраны размеры гидробака и при необходимости предусмотрены теплообменники.

5. Надежность и долговечность гидропривода существенно зависит от чистоты рабочей жидкости, что обеспечивается ее очисткой в фильтрах и отстоем в гидробаке.

6. Параметры всех гидроаппаратов, применяемых в гидроприводе, должны соответствовать расходу и давлению в местах их установки.

При всем многообразии конструкций гидрофицированных машин, различии в функциональном назначении гидроприводов при составлении гидросхем исходят из ряда общих положений, типовых решений и схем, которые рассматриваются ниже.

### 3.2. СХЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

В гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкостью, совершив работу, из объемного гидродвигателя поступает в гидробак, откуда вновь засасывается насосом (см. рис. В.1; 3.5; 3.6).

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией (рис. 3.1) рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса. Таким образом, в гидроприводе с замкнутой циркуляцией отсутствует гидробак, а для компенсации утечек в насосах и гидродвигателях предусматривается система подпитки, состоящая из небольшого бачка, вспомогательного насоса и переливного клапана. Подача вспомогательного насоса рассчитана на компенсацию максимальных внешних утечек с избытком подачи в 1–2 л/мин, переливной клапан поддерживает во всасывающей гидролинии основного насоса давление 0,5–0,8 МПа.

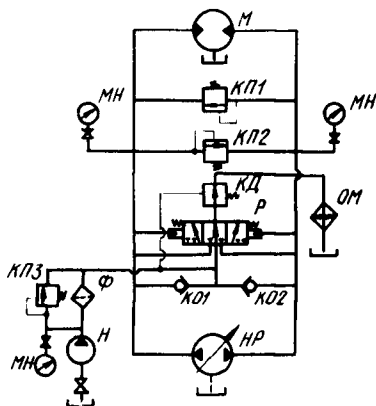


Рис. 3.1. Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости: *НР* — насос регулируемый; *М* — гидромотор; *Н* — насос подпитки; *Ф* — фильтр; *Р* — распределитель с гидравлическим управлением; *КО1*, *КО2* — обратные клапаны; *КП1–КП3* — предохранительные клапаны; *КД* — переливной клапан; *ОМ* — маслоохладитель; *МН* — манометр

На рис. 3.1 показана гидросистема с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости, применяемая в приводах рабочего передвижения самоходных катков, снегоочистителей, землеройных машин (роторных траншейных экскаваторов, каналоочистителей, каналокопателей) и др.

Замкнутый контур гидросистемы состоит из регулируемого насоса *НР*, подающего жидкость в реверсивный гидромотор *М*; между ними включено клапанное устройство, состоящее из обратных клапанов *КО1* и *КО2*, золотникового распределителя *РЗ* с гидравлическим управлением, переливного клапана *КД* и предохранительных клапанов *КП1* и *КП2*. Подпитка контура производится вспомогательным насосом *Н*. Для очистки рабочей жидкости установлены фильтр *Ф* с предохранительным клапаном *КП3*; для охлаждения — маслоохладитель *МО*.

Гидромотор *М* реверсивный, поэтому левая и правая гидролинии во время работы меняются ролями. Когда напорной становится левая гидролиния, подпиточный насос *Н* подает рабочую жидкость через обратный клапан *КО2* в правую всасывающую гидролинию. При этом под действием разности давле-

ний, образовавшейся между левой и правой гидролиниями, гидроуправление распределителя  $P$  смещает его вправо, открывая избытку подпитывающей жидкости выход на слив через переливной клапан  $KД$ . Если гидромотор  $M$  изменит направление вращения, то напорной станет правая гидролиния и вспомогательный насос  $H$  переключится на подпитку левой всасывающей гидролинии. Управление основным регулируемым насосом  $HP$  можно осуществлять как вручную, так и автоматически.

Предохранительные клапаны  $KП1$  и  $KП2$  снижают динамические нагрузки, возникающие во время быстрого разгона или торможения рабочего органа, путем перепуска рабочей жидкости из напорной гидролинии во всасывающую. Для измерения давления в гидролиниях (на напорной линии насоса  $HP$  подпитки) установлены манометры  $MН$ .

Гидропривод с замкнутой циркуляцией по сравнению с гидроприводом с разомкнутой циркуляцией имеет преимущества. Отсутствие большого гидробака, соответствующего подаче основного насоса, уменьшает количество жидкости, заполняющей гидросистему, уменьшает вес и габариты гидропривода. В замкнутой системе исключена возможность кавитации, внешнего загрязнения рабочей жидкости, проникновения влаги, меньше окисление рабочей жидкости.

Недостатки гидропривода с замкнутой циркуляцией состоят в следующем. В гидросистеме с замкнутой циркуляцией могут применяться только гидромоторы, так как при работе гидроцилиндров не может быть постоянного расхода во всасывающей гидролинии основного насоса: при прямом ходе поршня образуется избыток рабочей жидкости, при обратном ходе — недостаток, который не может быть восполнен ввиду отсутствия гидробака. Рабочая жидкость, заполняющая гидросистему в сравнительно небольшом количестве, быстро нагревается, а охлаждаемые поверхности при отсутствии гидробака недостаточны. Поэтому для поддержания допустимой температуры рабочей жидкости приходится устанавливать специальные охладители.

Для очистки всей рабочей жидкости приходится устанавливать фильтры повышенной прочности, пропускающие рабочую жидкость в обоих направлениях, так как гидролиния, на которой установлен фильтр, при реверсировании гидромотора становится из всасывающей напорной и наоборот. В замкнутых гидроприводах СДМ обычно предусматривается частичная и постепенная очистка рабочей жидкости в гидросистеме насоса подпитки (рис. 3.1).

Несмотря на большой вес и габариты, большие возможности окисления и загрязнения масла, в строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах в основном применяются гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости, так как они проще по конструкции, и в эксплуатации, практически универсальны, т.е. могут применяться на машинах любого назначения для привода гидродвигателей как поступательного, так и вращательного действия.

Гидроприводы с замкнутой циркуляцией применяются только для привода гидромоторов, например, в приводах хода роторных траншейных экскаваторов, экскаваторов-каналокопателей, ротора снегоочистителей, вальцов самоходных катков.

### 3.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

К достоинствам объемного гидропривода относится возможность плавного изменения скорости рабочего органа, для чего может применяться объемное и дроссельное регулирование.

Объемное регулирование предусматривает применение дорогостоящего регулируемого насоса или гидромотора и осуществляется изменением их рабочего объема путем изменения эксцентриситета (в радиально-поршневых и пластинчатых гидромашинах) или изменением угла наклона диска или корпуса (в аксиально-поршневых гидромашинах). При совместном регулировании насоса и гидромотора теоретически возможно получить любые скорости вращения рабочего вала гидромотора, практически же максимальные скорости ограничиваются нагружающим моментом и моментом силы трения гидромотора, а минимальные – утечками и перетечками рабочей жидкости в насосе и гидромоторе. При раздельном регулировании гидропривод с регулируемым насосом работает в режиме постоянного крутящего момента на выходе, с регулируемым гидромотором – в режиме постоянной мощности.

Однако большее распространение получило объемное регулирование с применением только регулируемого насоса, так как регулирование гидромоторов обычно затруднено или невозможно, ибо они располагаются в труднодоступных местах непосредственно у рабочих органов машины.

Объемное регулирование с помощью насоса позволяет изменять скорость рабочего органа в соотношении 50 : 1 при малых изменениях КПД, т.е. с малой потерей мощности. Применяется объемное регулирование в упомянутых выше гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости (рис. 3.1).

Дроссельное регулирование значительно менее экономично, чем объемное, так как часть рабочей жидкости, минуя гидродвигатель, сбрасывается в бак, а ее энергия превращается в теплоту, но вследствие простоты конструкции и управления, универсальности и дешевизны оно широко применяется в гидроприводах сравнительно малой мощности и в случаях кратковременного регулирования, т.е. в гидроприводах, для которых вопросы экономичности не имеют решающего значения.

Применяются три способа дроссельного регулирования (рис. 3.2): дросселем *ДР1*, установленным на входе в гидродвигатель; дросселем *ДР2*, включенным на выходе из гидродвигателя, и дросселем *ДР3*, установленным на ответвлении параллельно гидродвигателю – гидроцилиндру *Ц*.

При регулировании с помощью дросселей, установленных на входе и выходе, часть подачи  $Q$  насоса поступает через дроссель в гидродвигатель, а часть сливается через предохранительный клапан *КП*, работающий как переливной. Давление, развиваемое насосом, и приводная мощность определяются настройкой пружины клапана и сохраняются максимальными и постоянными, не зависящими от нагрузки на рабочий орган.

Скорость перемещения рабочего органа, приводимого в движение, например, гидроцилиндром, зависит от скорости движения поршня, а последняя равна отношению расхода к площади поршня. Расход, поступающий в

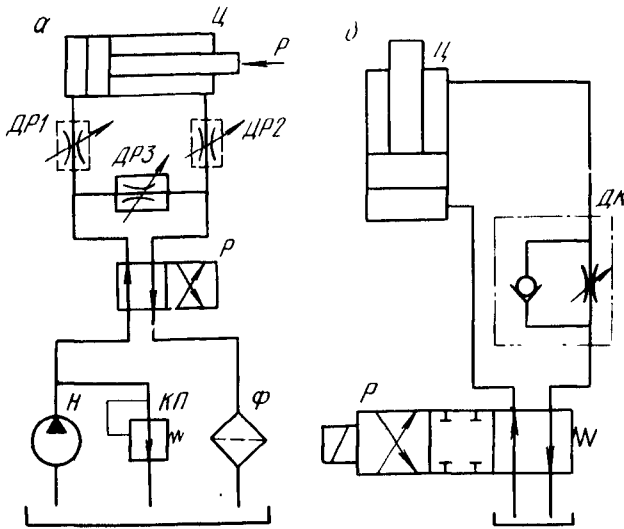


Рис. 3.2. Дроссельное регулирование скорости рабочего органа:

*а* – схема регулирования; *Д1* – дроссель на входе в гидродвигатель; *Д2* – дроссель на выходе; *Д3* – дроссель, включенный параллельно гидродвигателю; *б* – условно-графическое обозначение дросселя на выходе

гидроцилиндр, равен расходу  $Q_{д}$ , пропускаемому дросселем, и пропорционален разности давлений  $p_1$  до и  $p_2$  после дросселя:

$$Q_{д} = k \sqrt[n]{p_1 - p_2} = k \sqrt[n]{\Delta p}$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от вязкости жидкости, от конструкции и степени открытия дросселя;  $n \approx 1-2$ .

При увеличении нагрузки давление после дросселя *ДР1* увеличивается, а перед дросселем *ДР2* уменьшается, поэтому разность давлений  $\Delta p$  уменьшается, уменьшается и пропускаемый дросселями расход  $Q_{д}$ , как следствие, уменьшается скорость рабочего органа. Следовательно, последняя не постоянна, а находится в обратной зависимости от нагрузки.

Если увеличить нагрузку на гидроцилиндре с параллельно установленным дросселем *ДР3*, то увеличится давление до дросселя, следовательно, в гидробак будет сбрасываться больше жидкости, а в гидродвигатель будет поступать меньше, и скорость уменьшится. Таким образом, и в этом случае скорость рабочего органа не постоянна и зависит от нагрузки.

Когда дроссель *ДР3* полностью открыт, вся подача насоса при минимальном давлении сливается в бак, поэтому потребляемая насосом мощность минимальна. При постепенном закрытии дросселя количество жидкости, посту-

пающей в гидродвигатель, и скорость рабочего органа увеличиваются; давление, развиваемое насосом, и потребляемая им мощность возрастают. Таким образом, потребляемая в этом случае мощность, в отличие от случая регулирования дросселем на входе или выходе, пропорциональна нагрузке, поэтому такая схема регулирования более экономична.

В гидроприводах с попутными нагрузками (например, с отпусканьем груза) рекомендуется установка дросселей на выходе гидродвигателя (рис. 3.2, б), так как в этом случае гидросистема работает с противодавлением, что увеличивает плавность работы гидродвигателя. Рабочая жидкость, нагреваясь в дросселе  $ДР2$ , поступает не в гидросистему, как после дросселя на входе  $ДР1$ , а сразу на охлаждение в бак, что улучшает температурно-вязкостный режим гидропривода. Кроме того, плавность работы сохраняется и при знакопеременных нагрузках, тогда как в гидроцилиндре с дросселем  $ДР1$  на входе при изменении направления движения поршня возможен его отрыв от жидкости и, как следствие, гидравлические удары. Поэтому установка дросселя на входе в гидродвигатель не рекомендуется. При противодействующих нагрузках (например, при подъеме груза) предпочтительнее установка дросселя на ответвлении, параллельном гидродвигателю.

### 3.4. ПОДДЕРЖАНИЕ ПОСТОЯННОЙ СКОРОСТИ РАБОЧЕГО ОРГАНА

Все рассмотренные способы дроссельного регулирования не позволяют поддерживать скорость рабочего органа постоянной, не зависящей от нагрузки, так как при изменении нагрузки перепад давления  $\Delta p$  на дросселе оказывается непостоянным. Этот недостаток дроссельного регулирования можно устранить, заменяя дроссель регулятором потока.

Действие регулятора потока (рис. 3.3, а) основано на том, что клапан разности давлений  $П$ , конструктивно объединенный с дросселем  $ДР$ , поддерживает на последнем постоянный перепад давления, а следовательно, и постоянный расход, поступающий в гидродвигатель, и скорость его движения. Например, при возрастании нагрузки на рабочем органе уменьшается давление  $p_{III}$  в регуляторе потока, установленном на выходе (рис. 3.3, б), а с ним — давление  $p_1$  перед дросселем  $ДР$  при неизменном давлении  $p_2$ ; под воздействием понизившегося давления  $p_1$  плунжер  $П$  опустится и приоткроет щель между камерами  $A$  и  $B$ , в результате чего в камере  $B$  давление увеличится, а с ним увеличится и давление  $p_1$  перед дросселем, что приведет к восстановлению прежнего перепада давления  $\Delta p$  в дросселе. Таким образом, при изменении нагрузки на рабочем органе перепад давления  $\Delta p$  в дросселе остается постоянным.

Промышленность выпускает регуляторы потока типа ПГ55-2 и регуляторы потока с встроенным обратным клапаном типа ПГ55-3.

Регулятор потока может быть установлен на входе, на выходе гидродвигателя или на параллельном ответвлении, при этом преимущества различных способов включения те же, что и при аналогичной установке дросселей.

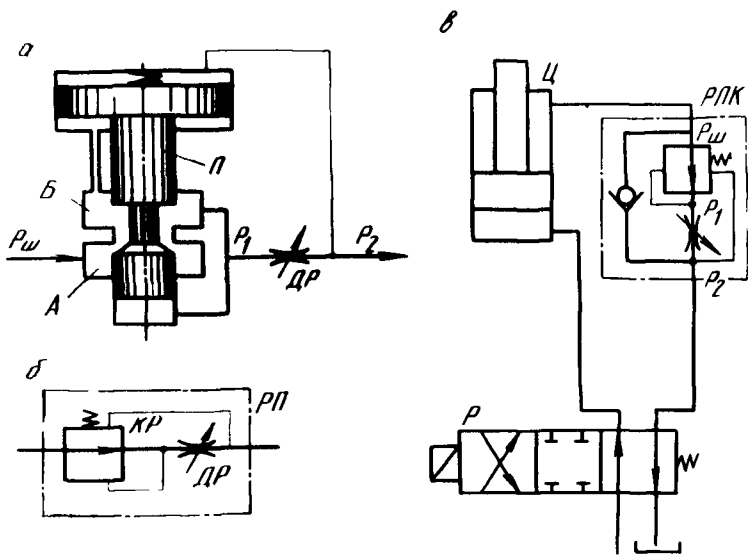


Рис. 3.3. Регулятор потока:  
 а – конструктивная схема; б – условно-графическое обозначение регулятора потока на выходе; П – плунжер клапана разности давления; ДР – регулируемый дроссель; в – схема установки регулятора потока на выходе

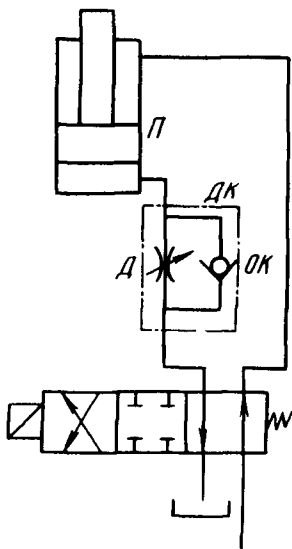


Рис. 3.4. Схема гидравлического устройства для ограничения скорости опускания поршня

Дроссели также применяются для регулирования и ограничения скорости опускания поршня в вертикальных гидроцилиндрах с тем, чтобы не допустить удара в конце хода опускания, когда золотник распределителя полностью включен. Для этого в гидролинию, по которой сливается рабочая жидкость при опускании поршня, включается гидроаппарат, конструктивно объединяющий регулируемый дроссель и обратный клапан (промышленность выпускает такие гидроаппараты марки ДК ) (рис. 3.4). При подъеме поршня *П* обратный клапан *ОК* свободно пропускает рабочую жидкость в гидроцилиндр; при опускании поршня обратный клапан закрывается, а дроссель *Д* создает необходимое сопротивление движению жидкости, уменьшая скорость опускания (см. § 4.7.3).

Во избежание удара поршня о крышки гидроцилиндра в последнем предусматриваются гидравлические демпферные устройства, постепенно тормозящие поршень в конце хода. В гидроцилиндре, изображенном на рис. 2.5,а, в качестве демпферов используются два выступа по обе стороны поршня, выполненные в виде демпферного кольца *12* и хвостовика *20*, которые в конце хода входят в специальные расточки крышек цилиндра и через малые кольцевые зазоры вытесняют из расточек оставшуюся там рабочую жидкость. Возникающие при этом большие силы гидравлического сопротивления тормозят поршень. На условно-графическом изображении гидроцилиндра с торможением демпфирующие выступы следует показывать в соответствии с рис. 2.5,б.

### 3.5. ПРЕДОХРАНЕНИЕ ГИДРОПРИВОДА ОТ ПЕРЕГРУЗОК. СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

При эксплуатации гидропривода возможно повышение давления, которое может привести к разрушению напорной гидролинии или насоса. Аварийное повышение давления может быть вызвано силами двух типов: статическими нагрузками на рабочем органе, превышающими допустимые, и динамическими нагрузками, вызванными силами инерции, возникающими при быстром разгоне или резком торможении гидродвигателя.

Для защиты гидропривода от "статического" повышения давления между напорной и сливной гидролиниями устанавливается предохранительный клапан *КП* (рис. 3.5, 3.6), который открывается при предельно допустимом максимальном давлении и соединяет эти гидролинии, благодаря чему подаваемая жидкость полностью или частично сливается в бак.

В момент разгона рабочего органа и при его резкой остановке возникают инерционные динамические нагрузки, вызывающие нарушение плавности хода рабочего органа и недопустимое повышение давления в напорных магистралях. Давление повышается также, когда золотник распределителя находится в нейтральном положении, рабочие полости гидродвигателя заперты, а на рабочий орган действуют повышенные внешние нагрузки.

В этих случаях для защиты гидродвигателей, устанавливают предохранительные клапаны прямого действия *А2* (рис. 3.5) и *А1* (рис. 3.6), которые,

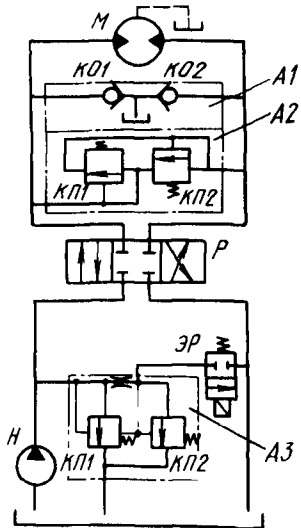


Рис. 3.5. Гидравлические устройства:  
 А1 – подпитка гидромотора;  
 А2 – блок предохранительных клапанов; А3 – предохранительный клапан непрямого действия; ЗР – двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением

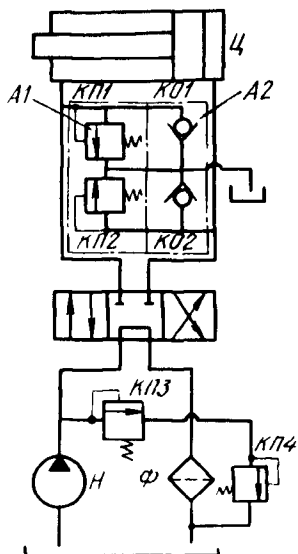


Рис. 3.6. Гидравлические устройства:  
 А1 – блок предохранительных клапанов; А2 – подпитка гидроцилиндра

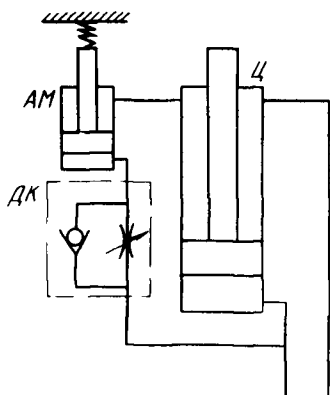


Рис. 3.7. Гидравлическое устройство для гашения вибраций

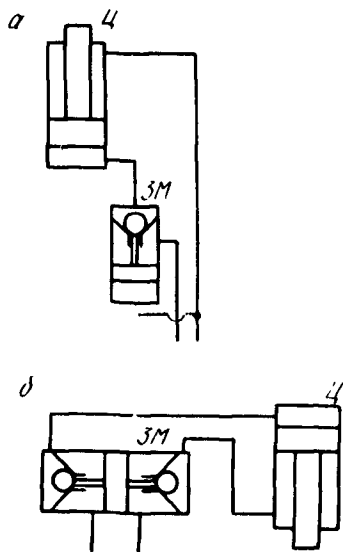


Рис. 3.8. Схема включения гидрозамков:  
 а – одностороннего; б – двустороннего

работая в режиме перепуска, при некотором превышении допустимого давления открывают перепуск рабочей жидкости между рабочими полостями гидромоторов и гидроцилиндров.

При нейтральном положении золотника под воздействием внешней нагрузки возможно перемещение рабочего органа и связанного с ним поршня гидроцилиндра или вала гидромотора, что может вызвать кавитацию в одной из запертых полостей гидродвигателя. Во избежание этого рабочие полости подпитываются из сливной гидролинии через обратные клапаны, которые обычно монтируются в блоке с предохранительными клапанами *A1* (рис. 3.5) и *A2* (рис. 3.6). Подпитка гидромотора необходима также и потому, что в его сливной полости создается дефицит рабочей жидкости, вызванный утечками, отводимыми в дренаж.

Для гашения вибраций параллельно гидроцилиндру *Ц* ставится блок дросселя с обратным клапаном *ДК* и пружинный поршневой амортизатор *АМ* (рис. 3.7).

### 3.6. ФИКСАЦИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ В ЗАДАННОМ ПОЛОЖЕНИИ

Во многих строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах гидроцилиндры и гидромоторы используются для подъема груза, рабочих органов, наклона и выноса рам и т.п., при этом требуется надежная фиксация груза или рабочего органа в любом положении обслуживающим персоналом или при аварийном падении давления рабочей жидкости, например, в случае разрыва трубопроводов или шлангов, питающих гидродвигатель. Такое требование предъявляется к механизмам подъема – опускания ковшей скреперов, подъема отвалов и наклона колес автогрейдеров, подъема рам транспортеров грейдеров-элеваторов, к грузо- и стрелоподъемным механизмам и выносным опорам стреловых монтажных кранов.

Для удержания груза или поднятого рабочего органа в заданном положении рабочие полости гидродвигателя должны быть наглухо заперты, однако с помощью распределителя этого достичь нельзя ввиду значительных утечек рабочей жидкости через зазоры между золотником и корпусом распределителя. Надежную фиксацию обеспечивают гидрозамки, устанавливаемые на гидролиниях, обслуживающих гидродвигатели.

Гидрозамок представляет собой управляемый обратный клапан (рис. 3.8, *a*), который свободно пропускает жидкость только в направлении подъема груза, например, в поршневую полость гидроцилиндра, и надежно ее запирает при попытке самопроизвольного опускания груза. При постановке золотника распределителя в положение "Опускание" рабочая жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра и одновременно подается в управляющую линию гидрозамка. При этом толкатель перемещает обратный клапан, открывая выход рабочей жидкости из поршневой полости. Таким образом, опускание груза происходит только тогда, когда обе рабочие полости гидродвигателя находятся под давлением, поэтому опускание невозможно при неработающем насосе или при обрыве трубопроводов между распределителем

телем и гидродвигателем. Для предотвращения обрыва гидрозамки обычно ставятся на гидроцилиндрах или встраиваются в их корпус.

Гидрозамки не только надежно запирают рабочие полости гидромоторов, но также предохраняют трубопроводы от динамических нагрузок, возникающих при транспортировке груза или в транспортном положении рабочего органа. Они бывают односторонними и двусторонними; первые ставятся при односторонней внешней нагрузке (рис. 3.8, а), вторые – в случае двусторонней нагрузки (рис. 3.8, б).

### 3.7. СИНХРОНИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

В некоторых случаях требуется строго одновременное (синхронное) вращение гидромоторов, движение поршней гидроцилиндров, перемещающих рабочий орган (например, поршней гидроцилиндров подъема рабочего органа снегоуборщика). Для этой цели применяется делитель потока.

В делитель потока (рис. 3.9, а) рабочая жидкость входит через подвод А и, пройдя через дроссели 1, разделяется на два потока, которые проходят через проточки плавающего поршенька-порционера 2 и поступают к гидроцилиндрам через отверстия отвода Е и Ж. Кроме того, по каналам Г и Д рабочая жидкость одновременно подводится к торцам порционера. Пока нагрузки, приложенные к поршням, одинаковы, равны и давления под поршня-

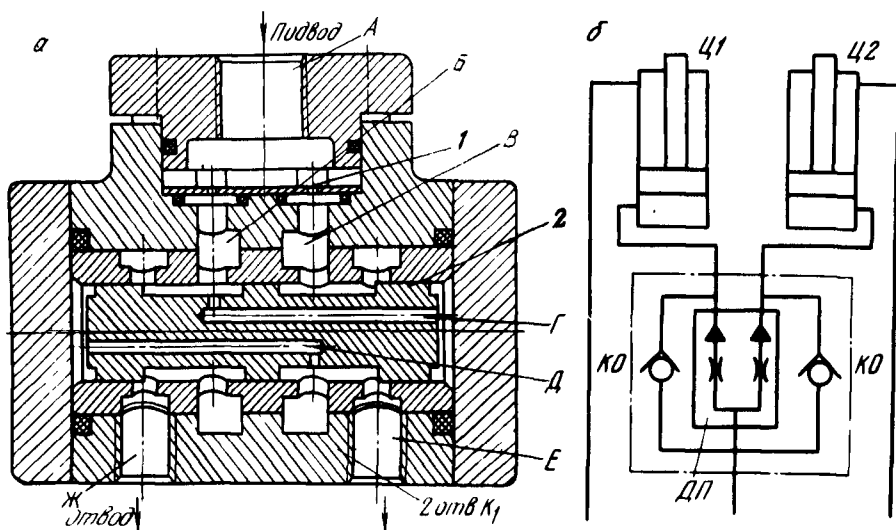


Рис. 3.9. Делитель потока типа КД:

а – конструктивная схема; б – схема включения делителя потока с обратными клапанами; 1 – дроссельная шайба; 2 – порционер

ми, в отводах *Е* и *Ж* и по обеим сторонам порционера, поэтому он занимает среднее положение, разделяя поток жидкости на равные части. Следовательно, и скорости движения обоих поршней одинаковы. При увеличении нагрузки на какой-либо из поршней, например, на правый, скорость его движения уменьшается, а давление в каналах *Е* и *Д* и на левом торце порционера 2 возрастает, что приводит к его смещению вправо, частичному перекрытию левого выходного отверстия *Ж* и открытию правого отверстия *Е*, ведущего к более нагруженному цилиндру. В результате в правый цилиндр пойдет большей расход, скорость правого отстающего поршня будет увеличиваться, а левого поршня уменьшаться до тех пор, пока их скорости вновь не выравняются.

Конструкция делителя потока предусматривает движение рабочей жидкости только в одном направлении — в сторону гидродвигателя, поэтому он обычно устанавливается вместе с двумя обратными клапанами, которые позволяют рабочей жидкости выходить из гидродвигателя на слив в обход делителя потока (рис. 3.9, б).

### 3.8. УСТАНОВКА ФИЛЬТРОВ

На упрощенной схеме гидропривода (рис. 3.10, а) условно показано несколько способов установки фильтра. Все фильтры, кроме  $\Phi 1$ , включены последовательно, поэтому очищают всю рабочую жидкость, циркулирующую в гидроприводе. Фильтры  $\Phi 5$  и  $\Phi 6$  установлены в напорной линии и задержи-

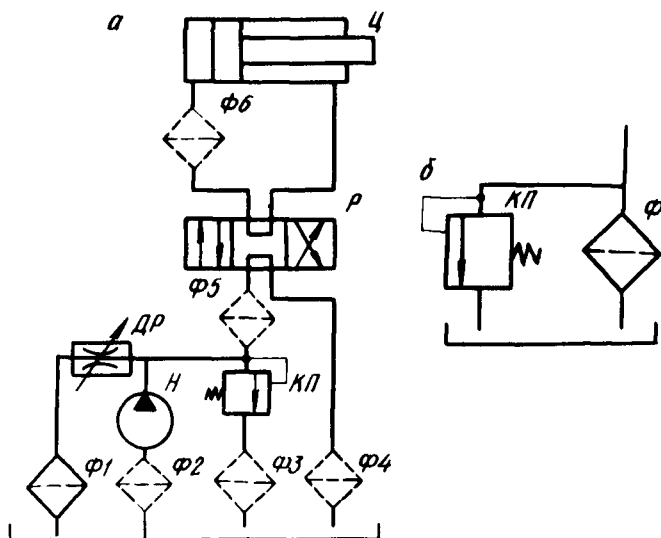


Рис. 3.10. Возможные варианты включения фильтров в гидросистему:

а — схема включения; б — защита при засорении или повышенной вязкости рабочей жидкости

вают продукты износа насоса, однако они должны обладать повышенной прочностью, так как работают при полном рабочем давлении; при этом их размеры могут быть меньше, чем у фильтров, установленных на всасывающей и сливных гидролиниях.

Фильтр  $\Phi 2$  на всасывании защищает прежде всего насос; для недопущения кавитации потери давления в загрязненном фильтре и линии всасывания не должны превышать 8–12 кПа. Фильтры  $\Phi 3$  и  $\Phi 4$  установлены на сливной линии, поэтому они пропускают всю рабочую жидкость и задерживают загрязнения, образовавшиеся при работе всего гидропривода, при этом фильтр  $\Phi 4$  действует при работающем, а фильтр  $\Phi 3$  – при выключенном гидроцилиндре, когда рабочая жидкость сбрасывается через предохранительный клапан  $KП$ . Фильтр  $\Phi 1$  установлен параллельно напорной линии и рассчитывается на меньший расход, потому что пропускает только часть рабочей жидкости (10–20% – в зависимости от сопротивления регулируемого дросселя  $ДР$ ), поэтому рабочая жидкость очищается постепенно за несколько проходов.

Для защиты фильтра от чрезмерного роста давления перед ним, вызванного его загрязнением, параллельно фильтру включается предохранительный клапан  $KП$  (рис. 3.10, б), работающий в режиме перепускного. Пружина клапана настраивается на допустимое для данного фильтра давление, которое обычно указывается в его технической характеристике.

Как правило, в гидросистемах строительного-дорожных и подъемно-транспортных машин фильтры устанавливаются на сливных линиях, за исключением гидросистем с замкнутой циркуляцией (см. рис. 3.1), где они включаются в напорную линию насоса подпитки.

Фильтры, устанавливаемые на трубопроводах, называются линейными, а укрепляемые на крышках гидробаков – встроенными.

## Г л а в а 4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА

### 4.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

#### 4.1.1. Типовое задание и выбор исходных данных

Типовое задание содержит следующие исходные данные: 1) тип базовой машины (скрепер, экскаватор и т.п.); 2) характеристику климатической зоны эксплуатации машины; 3) усилия на штоках гидроцилиндров и нагружающие моменты на валах гидромоторов; 4) скорости перемещения штоков гидроцилиндров и частоту вращения валов гидромоторов.

От типа базовой машины зависят компоновка элементов гидропривода (характер принципиальной гидросхемы) и условия (режим) его работы. По характеристике климатической зоны эксплуатации базовой машины определяются граничные температуры воздуха, которые учитываются при выборе марки рабочей жидкости. Усилия на штоках гидроцилиндров и нагружающие моменты на валах гидромоторов необходимы для расчета диаметров гидроцилиндров и для выбора типоразмеров гидромоторов.

Поскольку данные п. 4 не выбираются, а задаются в типовом задании, напомним, что скорости гидродвигателей зависят от типа, назначения и режима работы гидропривода. С одной стороны, они определяют подачу насоса, диаметр трубопроводов и размеры гидроаппаратов, т.е. существенно влияют на мощность, размеры и массу гидропривода, с другой — от них непосредственно зависит производительность базовой машины. Влияние режима работы гидропривода сказывается в том, что при легком режиме скорости гидродвигателей, приводящих в движение рабочие органы машины, мало влияют на производительность машины, и в этих случаях назначаются малые скорости гидродвигателей. В гидроприводах с тяжелыми условиями работы наоборот назначаются большие скорости гидродвигателей, так как они существенно увеличивают производительность машины. Поэтому диапазон скоростей, например, поршней гидроцилиндров СДМ довольно обширен: от 2 до 30 м/мин (0,03–0,5 м/с).

К исходным данным, которые студент выбирает самостоятельно, относятся режим работы гидропривода; номинальное давление в гидроприводе и марка рабочей жидкости.

При выборе этих исходных данных можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в § 4.1. 2, 4.1. 3, 4.1.4.

#### 4.1.2. Режим работы гидропривода

Режим работы гидропривода той или иной базовой машины оценивается в зависимости от продолжительности работы гидропривода под нагрузкой (учитываемой коэффициентом  $k_H$ ), степени использования номинального

Табл. 4.1. Режимы работы гидропривода

Режимы работы	Коэффициент использования номинального давления $k_D$	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой $k_H$	Число включений в час	Место установки
Легкий	менее 0,4	0,1–0,3	до 100	Системы управления, снегоочистители, трубоукладчики, рыхлители
Средний	0,4–0,7	0,3–0,5	100–200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры
Тяжелый	0,7–0,9	0,5–0,8	200–400	Погрузчики, автокраны
Весьма тяжелый	более 0,9	0,8–0,9	400–800	Экскаваторы, катки, землеройные машины непрерывного действия

давления (коэффициент  $k_D$ ) и числа включений гидропривода в час или в течение рабочего цикла. Эти величины можно определить по циклограмме нагружения гидропривода. Например, коэффициент  $k_H$  определится как отношение суммы отрезков времени  $T_i$  работы отдельных гидродвигателей, с учетом времени  $T_c$  совмещения операций, ко времени  $T$  всего рабочего цикла:

$$k_H = \frac{\sum T_i - T_c}{T} = \sum \tau_i - \tau_c$$

где  $\tau_i = T_i / T$  – относительное время операций;  $\tau_c = T_c / T$  – относительное время совмещения операций.

При отсутствии циклограммы нагружения гидропривода рассмотренные выше коэффициенты можно принять в зависимости от типа базовой машины и режима работы гидропривода по средним значениям, представленным в табл. 4.1.

#### 4.1.3. Выбор номинального давления

По значению номинального давления различаются гидравлические системы: а) низкого давления (до 1,6 МПа) для холостых ходов привода и вспомогательных механизмов (тормозов, муфт и т.п.); б) среднего давления (до 6,3 МПа) – для бульдозеров, автогрейдеров; в) высокого давления

(до 20 МПа) — для приводов прочих грузоподъемных и дорожно-строительных машин; г) сверхвысокого давления (более 25 МПа).

В конструировании гидроприводов имеется тенденция к увеличению рабочего давления, так как это позволяет при малых габаритах насосов и гидродвигателей получать большую мощность, а при той же мощности — меньшие габариты и вес конструкции. Однако надо иметь в виду, что при больших давлениях (более 25 МПа) повышают требования к применяемым материалам, уплотнениям, к жесткости конструкции и т.п. Следует также учитывать максимальные давления, создаваемые серийными насосами, которые выпускаются промышленностью и применяются в данной отрасли. Кроме того, если выбрать большое давление при сравнительно малом усилии на штоке гидроцилиндра, то диаметр последнего может оказаться слишком малым, не предусмотренным рядом нормализованных гидроцилиндров.

При выборе гидравлической схемы с питанием гидроцилиндров и гидромоторов от общего насоса следует иметь в виду, что многие гидромоторы, выпускаемые промышленностью, работают при сравнительно невысоких давлениях, и поэтому давление перед гидроцилиндрами должно мало отличаться от давления перед гидромотором. В противном случае для снижения давления в магистрали гидромотора придется использовать дроссель или редукционный клапан, что увеличит гидравлические потери и снизит КПД гидропривода. Если применение высокого давления в системе питания гидроцилиндров при малом давлении перед гидромоторами почему-либо неизбежно, то следует перейти к двухпоточной схеме и для питания каждой группы гидродвигателей предусмотреть свой автономный насос.

Выбирая номинальное давление, нужно руководствоваться рядом нормальных давлений по ГОСТ 6540–64 (МПа): 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32.

#### 4.1.4. Выбор марки рабочей жидкости

Кроме основной функции рабочего тела — передачи энергии от насоса к гидравлическому двигателю, рабочая жидкость выполняет также другие важные вспомогательные функции: смазывает трущиеся поверхности, предохраняет их от коррозии, охлаждает гидравлическую систему, удаляет из системы продукты износа трущихся пар.

Многообразие задач, выполняемых рабочей жидкостью, определяет ряд требований, которым она должна удовлетворять: иметь высокий и стабильный объемный модуль упругости, минимальный температурный градиент вязкости, хорошие смазывающие свойства, стойкость против окисления кислородом воздуха, высокую механическую прочность, долговечность; должны отсутствовать механические примеси.

Кроме того, рабочая жидкость не должна быть токсичной, агрессивной по отношению к материалам уплотнений, не должна выделять пары и газы, образовывать пену, она должна иметь высокую температуру вспышки и низкую температуру застывания, должна быть дешевой и недефицитной.

Минеральные рабочие жидкости изготавливаются на основе нефтяных масел, синтетические — на основе сложных эфиров и фторуглеродных полимеров. Взрыво- и пожаробезопасные жидкости изготавливаются на кремний- или фосфорорганической основе.

В гидроприводах строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин применяются только загущенные минеральные масла, состоящие из маловязкой масляной основы и полимерной вязкостной присадки. Благодаря добавлению присадок увеличиваются вязкость и химическая стойкость масел при повышенных температурах, уменьшается вспенивание, увеличивается долговечность и улучшаются их антикоррозийные свойства.

Многообразие требований к рабочей жидкости не позволяет создать универсальное масло. Поэтому промышленность выпускает масла довольно обширного ассортимента, из которых только для мобильных машин применяется около двадцати марок. Такая широкая номенклатура применяемых масел, с одной стороны, позволяет подобрать масло, наиболее подходящее для данного гидропривода в зависимости от условий его эксплуатации (климатическая зона, сезонность, силовой и динамический режимы машины и т.п.), с другой стороны, создает известные производственные трудности с заказом, поставкой и хранением масел большого ассортимента.

Выбор марки минерального масла определяется температурными условиями, режимом работы гидропривода и его номинальным давлением, которым должно соответствовать важнейшее физическое свойство масла — вязкость, завышение или занижение вязкости масла приводит к ухудшению эксплуатационных свойств гидропривода.

Применение масла с завышенной вязкостью (более  $10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) приводит к увеличению гидравлических сопротивлений и, следовательно, потребляемой гидроприводом мощности, к уменьшению объемных КПД насосов и гидродвигателей, ухудшению фильтрации и снижению ресурса гидроаппаратов, вызывает нежелательный нагрев масла. При занижении вязкости (ниже  $0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) повышается интенсивность износа трущихся пар, ускоряется окисление масла, увеличиваются его утечки и перетечки, что также увеличивает потребляемую гидроприводом мощность.

Для гидроприводов с легким режимом работы и меньшим номинальным давлением следует применять масла с меньшей вязкостью, чем для гидроприводов с тяжелым режимом работы и большим номинальным давлением. Так, при прочих равных условиях, при номинальном давлении до 70 МПа рекомендуется вязкость масла  $0,2 \cdot 10^{-4}$ – $0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  (при  $50^\circ\text{C}$ ), а при давлении 7–20 МПа  $0,6 \cdot 10^{-4}$ – $1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Вязкость масла существенно зависит от температуры и должна поддерживаться в оптимальных пределах во всем интервале эксплуатационных температур, который зависит от климатической зоны и является важнейшим показателем, определяющим работоспособность, эффективность и долговечность гидропривода.

Граничные температуры окружающего воздуха для различных климатических зон: для Крайнего Севера и Сибири от  $-50$  до  $+30^\circ\text{C}$ , средней полосы СССР от  $-35$  до  $+40^\circ\text{C}$  и для южных районов СССР от  $-25$  до  $+50^\circ\text{C}$ .

Табл. 4.2. Ограничение вязкостей рабочих жидкостей для роторных насосов

Тип насоса	Вязкость жидкости ( $10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ )	
	минимальная <sup>1</sup>	максимальная <sup>2</sup>
Аксиально-поршневые	0,06–0,08	18–20
Пластинчатые	0,10–0,12	35–45
Шестеренные	0,16–0,18	45–50

**Примечания:**

1. Обеспечивается гидродинамическая смазка сопряженных поверхностей трения и удовлетворительное значение объемного КПД (не менее 0,8).
2. Обеспечивается минимально необходимая прокачиваемость.

Нижний предел применимости масла определяется температурой прокачиваемости его в гидроприводе, которая обычно на 10–15°C выше температуры застывания масла. Кроме того, ГОСТ 14892–69 рекомендует определенные пределы вязкости масла для нормальной работы насосов (табл. 4.2).

Для поддержания вязкости масла в заданных пределах, особенно при эксплуатации машин в северных и южных районах, в конструкции гидропривода приходится предусматривать теплообменники для охлаждения или подогрева масла, чтобы в гидробаке оно имело температуру 60–70°C.

В соответствии с техническими требованиями в гидроприводах машин, работающих на открытом воздухе, следует применять не более двух сортов масел. В средней климатической зоне для СДМ летом обычно применяют масло ИС-30 или ИС-20. В южных районах используют масла ДП-8, ДП-11, МС-20. Однако в последнее время получают распространение недавно разработанные масла МГ-20, МГ-30 и ВМГЗ, отличающиеся хорошей смазочной способностью и антикоррозийными свойствами. Их применение позволяет отказаться от 20 прежних сортов масел. Масла МГ-20 и МГ-30 предназначаются для гидроприводов СДМ и ПТМ, работающих на открытом воздухе в средних и южных районах СССР. Заменителями могут служить масла ИС-20 и ИС-30.

Масло ВМГЗ пригодно для всесезонной эксплуатации гидроприводов СДМ и ПТМ на открытом воздухе в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока, а в средней и южной зонах – для эксплуатации гидроприводов в зимний период. Его заменителем может быть жидкость АМГ-10. Технические данные масел, используемых в гидроприводах, и условия их применения приведены в прил. 25, 26 (стрелками отмечены граничные значения вязкости, в пределах которых возможна эксплуатация отечественных насосов и гидромоторов: I – шестеренных; II – пластинчатых; III – аксиально-поршневых).

## 4.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ГИДРОЦИЛИНДРА

Внутренний диаметр гидроцилиндра определяется в зависимости от направления действия рабочего усилия. При работе штока на сжатие (выталкивание) (рис. 4.1, а) рабочая жидкость под давлением  $p$  подается в поршневую полость и создает на штоке определенное усилие  $P$ ; при этом в штоковой полости возникает сила сопротивления, вызванная противодействием  $p_{ш}$ .

В этом случае диаметр гидроцилиндра (мм)

$$D = 35,7 \sqrt{\frac{P}{(p - \frac{p_{ш}}{\psi}) \eta_{м.ц}}}, \quad (4.1)$$

где  $P$  – заданное рабочее усилие, кН;  $p$  – рабочее давление при входе, МПа;  $\psi = D^2 / (D^2 - d^2)$  – коэффициент мультипликации, равный отношению площадей поршневой и штоковой полостей;  $d$  – диаметр штока;  $\eta_{м.ц}$  – механический КПД гидроцилиндра.

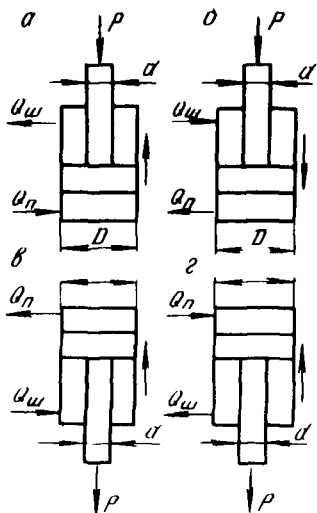


Рис. 4.1 К расчету диаметра гидроцилиндра:  
а, в – противодействующая нагрузка; б, г – попутная нагрузка; а, в – шток работает на выталкивание; б, г – шток работает на втягивание

Если шток работает на втягивание (рис. 4.1, б, в), то масло подается в штоковую полость, а сила сопротивления создается противодействием  $p_{п}$  в поршневой полости. Диаметр гидроцилиндра (мм)

$$D = 35,7 \sqrt{\frac{P}{(\frac{p}{\psi} - p_{п}) \eta_{м.ц}}}, \quad (4.2)$$

Противодавления  $p_{\Pi}$  и  $p_{Ш}$ , возникающие вследствие вытеснения масла из гидроцилиндра, определяются сопротивлением его движению по сливной гидролинии от гидроцилиндра до гидробака и равны сумме линейных и местных сопротивлений труб и сопротивлений всех гидроаппаратов, установленных на сливной гидролинии.

При расчетах гидравлических сопротивлений скорость масла определяется в первом случае по расходу  $Q_{Ш}$ , выходящему из штоковой полости, во втором случае – по расходу  $Q_{\Pi}$ , вытесняемому из поршневой полости. Предварительно можно принять  $p_{\Pi} \approx p_{Ш} = 0,3-0,5$  МПа (расчет в § 4.1.1).

Большее значение  $\psi$  принимается для гидроцилиндров с большим ходом поршня, но может быть назначено в зависимости от желаемого соотношения скоростей рабочего  $c$  и холостого  $c_0$  ходов, так как при постоянном расходе

$$\frac{c_0}{c} = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)} = \psi.$$

Как указано выше, в СДМ применяются гидроцилиндры с  $\psi = 1,33$  и  $\psi = 1,65$ . В формулах (4.1) и (4.2) учитывается механический КПД гидроцилиндра  $\eta_{м.ц}$ , значение которого зависит от вида уплотнений поршня с гильзой цилиндра и штока со втулкой. На практике применяются манжетные уплотнения по ГОСТ 6969-58 для диаметров до 300 мм, работающие при давлении до 32 МПа; уплотнения круглыми резиновыми кольцами по ГОСТ 9833-73 для диаметров до 400 мм, работающие при давлении до 35 МПа, также уплотнения металлическими (чугунными) кольцами по нормам А54-1 (диаметр до 500 мм, давление до 32 МПа).

Средние значения механического КПД гидроцилиндра можно выбрать по табл. 4.3. Расчетный диаметр  $D$  цилиндра округляют до ближайшего значения по нормали ОН 22-176-69 (см. прил. 4).

Табл. 4.3. Значения механического КПД гидроцилиндров в зависимости от вида уплотнения и диаметра

Уплотнение				
резиновыми манжетами			кольцами	
			резиновыми	чугунными
Диаметр, мм				
40-60	80-125	110-220	до 400	до 5000
0,93	0,95	0,97	0,97	0,95

После расчета и выбора диаметра цилиндра следует проверить рабочее усилие (кН) для двух рассмотренных случаев по формулам:

$$P_{\text{д}} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} D^2 \left( p - \frac{P_{\text{ш}}}{\psi} \right) \eta_{\text{м.ц}},$$

$$P_{\text{д}} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} D^2 \left( \frac{P}{\psi} - p_{\text{п}} \right) \eta_{\text{м.ц}},$$

где  $p$  — рабочее давление на входе, МПа.

### 4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА, ПОТРЕБЛЯЕМОГО ГИДРОЦИЛИНДРАМИ

При работе штока на выталкивание (рис. 4.1, а, з) для получения заданной скорости  $c$  (м/мин) рабочего хода поршня в поршневую полость с площадью  $F_{\text{п}}$  (м<sup>2</sup>) гидроцилиндра следует подать теоретический расход (л/мин)

$$Q_{\text{п.т}} = 10^3 c F_{\text{п}}.$$

Одновременно из штоковой полости с площадью  $F_{\text{ш}}$  (м<sup>2</sup>) гидроцилиндра будет вытесняться теоретический расход (л/мин)

$$Q_{\text{ш.т}} = 10^3 c F_{\text{ш}} = \frac{Q_{\text{п.т}}}{\psi}.$$

Такой же расход  $Q_{\text{ш.т}}$  следует подавать в штоковую полость при работе штока на втягивание (рис. 4.1, б, в), при этом из поршневой полости вытесняется теоретический расход  $Q_{\text{п.т}}$ .

Действительные расходы, подаваемые насосом для питания поршневых и штоковых полостей нескольких гидроцилиндров,

$$Q_{\text{ц.п}} = \frac{1}{\eta_{\text{о}}} \sum_{i=1}^z Q_{\text{п.т}i}; \quad Q_{\text{ц.ш}} = \frac{1}{\eta_{\text{о}}} \sum_{i=1}^z Q_{\text{ш.т}i},$$

где  $z$  — число параллельно включенных и одновременно работающих гидроцилиндров;  $\eta_{\text{о}} = \eta_{\text{о.ц}} \eta_{\text{о.р}} \eta_{\text{о.н}}$  — объемный КПД, учитывающий утечки рабочей жидкости в гидроцилиндре  $\eta_{\text{о.ц}}$ , распределительных устройствах  $\eta_{\text{о.р}}$ , в самом насосе  $\eta_{\text{о.н}}$ .

Объемный КПД насоса  $\eta_{\text{о.н}}$  принимается по техническим характеристикам (см. прил. 4). Объемный КПД распределителя  $\eta_{\text{о.р}}$  с учетом износа можно принять равным 0,98–0,96. В гидроцилиндрах с уплотнениями манжетами или резиновыми кольцами утечки практически отсутствуют, поэтому  $\eta_{\text{о.ц}} = 1$ .

#### 4.4. ВЫБОР ГИДРОМОТОРА

Обычно задаются крутящий момент  $M$  (Н·м) и частота вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) выходного вала роторного рабочего органа машины. В общем случае для выбора гидромотора следует по этим данным определить, к какому классу гидромоторов – к высокомоментным ( $M/n_2 > 10$ ) или низкомоментным ( $M/n_2 < 10$ ) – относится искомый гидромотор, после чего по соответствующим техническим характеристикам выбрать по крутящему моменту наиболее подходящий типоразмер (см. прил. 4).

Гидромотор можно также подобрать по рабочему объему ( $\text{см}^3/\text{об}$ )

$$q_M = \frac{M}{0,159 (p_M - \Delta p_c) \eta_{М.М}}$$

где  $M$  – крутящий момент, Н·м;  $p_M$  – давление на входе в гидромотор, МПа;  $\Delta p_c$  – потеря давления в сливной гидролинии от гидромотора до бака, МПа;  $\eta_{М.М}$  – механический КПД гидромотора.

При этом надо иметь в виду, что давление в гидросистеме должно как можно ближе соответствовать паспортному (по техническим характеристикам) значению давления на входе в гидромотор, так как при пониженном давлении гидромотор не будет развивать заданного момента, т.е. будет недогружен, что снизит КПД гидросистемы.

Однако в гидроприводах строительного-дорожных машин даже для получения больших крутящих моментов в основном используются низкомоментные гидромоторы (аксиально-поршневые типа 210 и шестеренные типа НШ, МНШ). Они передают крутящий момент на входной вал рабочего органа через редуктор, который увеличивает малый крутящий момент до заданной величины. В таком случае следует выбрать гидромотор и определить передаточное число редуктора по формуле  $i_p = M / (M_{М.Н} \eta_{М.Р})$ , где  $M$  – крутящий момент на входном валу рабочего органа;  $M_{М.Н}$  – номинальный крутящий момент гидромотора;  $\eta_{М.Р}$  – механический КПД редуктора.

Ввиду применения редуктора рабочая частота вращения гидромотора должна быть больше частоты вращения входного вала рабочего органа  $n_2$ ;  $n = i_p n_2$ . Кроме того, она отличается от номинальной частоты  $n_H$  вращения гидромотора, но не должна быть меньше его минимально допустимой частоты вращения, которая для разных типов равна ( $\text{мин}^{-1}$ ): аксиально-поршневых – 60; шестеренных – 100; роторно-пластинчатых – 300.

Если гидромотор соединяется с рабочим органом непосредственно, без редуктора, то  $n_M = n_2 = n_H$ .

## 4.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА, ПОТРЕБЛЯЕМОГО ГИДРОМОТОРОМ

Чтобы обеспечить найденную выше (или заданную) частоту вращения гидромотора, для его питания необходимо подать расход

$$Q_{Mi} = (q_M n_M)_i / \eta_0 ,$$

где  $q_M$  – паспортное значение рабочего объема данного гидромотора, см<sup>3</sup>/об, л/об;  $n_M$  – найденная (или заданная) частота вращения гидромотора, мин<sup>-1</sup>;  $\eta_0 = \eta_{0.M} = \eta_{0.P} \eta_{0.H}$  – объемный КПД системы гидромоторов, подобный принятому выше объемному КПД гидросистемы цилиндров, где  $\eta_{0.M}$  – КПД гидромотора, принятый по его технической характеристике.

Расход, который следует подать для питания всех параллельно и совместно работающих гидромоторов,

$$Q_M = \sum_{i=1}^z Q_{Mi}$$

где  $z$  – число параллельно и совместно работающих гидроцилиндров.

## 4.6. ВЫБОР НАСОСА

При выборе насоса возможны несколько случаев. В однопоточном гидроприводе один общий насос должен обеспечить питание всех гидродвигателей в период их совместной работы и, следовательно, его расчетная подача должна равняться расходу гидропривода:  $Q_{H.P} = Q_{Г.П} = Q_{Ц} + Q_M$

Если окажется, что один насос не может обеспечить необходимую подачу, то следует установить два, желательно одинаковых, насоса с подачей каждого  $Q_{H.P} = Q_{Г.П}/2 = (Q_{Ц} + Q_M)/2$  или подобрать два однотипных насоса с различной подачей с тем, чтобы один из них подключать только в период совместной работы гидроцилиндров и гидромоторов.

В том случае, когда расходы в гидросистемах цилиндров и моторов значительно отличаются друг от друга ( $Q_{Ц} \gg Q_M$ ) или наоборот, рационально использовать двухпоточный гидропривод, т.е. обеспечивать раздельное питание гидроцилиндров и гидромоторов от двух независимых насосов, которые подбираются соответственно по расходам  $Q_{Ц}$  и  $Q_M$ .

Рабочий объем насоса  $q_{H.P}$  (см<sup>3</sup>/об) должен соответствовать расходу гидропривода, приходящемуся на один оборот вала насоса:  $q_{Г.П} = Q_{Г.П}/n_H$ . При непосредственном соединении вала насоса с валом отбора мощности двигателя  $n_D = n_H$ , поэтому  $q_{H.P} = Q_{Г.П}/n_D$ .

В тех случаях, когда нельзя подобрать насос так, чтобы удовлетворялось равенство  $q_{H.P} = q_{Г.П}$ , следует по вычисленному значению  $q_{Г.П}$  в технических

характеристиках (см. прил. 4) выбрать насос с ближайшим значением рабочего объема  $q_H$  и рассчитать действительную подачу насоса (л/мин)

$$Q_H = 10^{-3} q_H n_d \eta_{o.H}, \quad (4.3)$$

которая может отличаться от его расчетной подачи  $Q_{H.p.}$

Выбранный насос должен развивать давление

$$p_H = p + \Delta p, \quad (4.4)$$

где  $p$  – давление на входе в гидроцилиндр или гидромотор;  $\Delta p$  – полная потеря давления в гидроприводе от насоса до гидробака (предварительно можно принять  $\Delta p = (0,06 \dots 0,1) p$ , но после расчета потерь давления в соответствии с § 4.11 следует уточнить принятое значение  $\Delta p$ ).

Максимальное давление  $p_{H \text{ макс}}$ , которое может создавать насос при перегрузках, ограничивается предохранительным клапаном. Он открывается при давлении, превышающем расчетное давление  $p_H$  насоса на

$$\Delta p_{п.с} = (0,15 \dots 0,3) p_H.$$

Следовательно, максимальное рабочее давление насоса

$$p_{H \text{ макс}} = p_H + \Delta p_{п.к} = (1,15 \dots 1,3) p_H.$$

Естественно, что оно не должно превышать максимально допустимое давление данного насоса  $p_{\text{макс}}$ , указанное в его технической характеристике. Точно так же частота вращения  $n_H$  выбранного насоса должна быть меньше максимально допустимой частоты вращения  $n_{\text{макс}}$ , также указанной в технической характеристике.

Нужно иметь в виду, что рабочее давление насоса определяется сопротивлением гидропривода, который он обслуживает, и поэтому может отличаться от номинального давления, указанного в его паспорте.

## 4.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Задача расчета состоит в определении диаметров трубопроводов и потерь давления, возникающих в них при движении масла. Расчет производится по участкам, на которые разбивают гидравлическую схему, при этом под участком понимается часть гидролинии между разветвлениями, пропускающая одинаковый расход и имеющая одинаковый диаметр. Участок может представлять собой прямую трубу или на нем могут быть расположены различные местные сопротивления (колена, тройники, крестовины, штуцеры и т.п.) и гидроаппараты.

#### 4.7.1. Расчет диаметров труб и рукавов

Внутренний диаметр трубы или резино-металлического рукава (мм) определяется по формуле

$$d = 4,6 \sqrt{Q/v} ,$$

где  $Q$  – расход жидкости на рассматриваемом участке, л/мин,  $v$  – средняя скорость жидкости, м/с. Полученное значение округляется до ближайшего по ГОСТ 8732–78 и ГОСТ 8734–75 (см. прил. 17) или для рукавов по нормали ОН 22-184–69 и МН73–64 (см. прил. 18). Затем по принятому диаметру определяется истинная средняя скорость (м/с) масла

$$v = 21 Q / d .$$

Средняя скорость во всасывающих и сливных трубопроводах выбирается в зависимости от назначения трубопроводов, а в напорных, кроме того, в зависимости от длины  $L$  и давления  $p$ .

Можно рекомендовать следующие значения средней скорости: для всасывающих трубопроводов  $v = 0,5–1,5$  м/с, сливных –  $1,4–2,25$  м/с. Для напорных трубопроводов при  $p = 5,0–6,0$  МПа и  $L > 10$  м  $v = 3–4$  м/с, при  $p \geq 10,0$  МПа и  $L < 10$  м  $v = 5–6$  м/с.

Принятые и вычисленные значения расходов, диаметров и скоростей вносятся в табл. 4.4.

Табл. 4.4. Исходные данные для расчета гидравлических потерь

№ участка	Назначение	Скорость $v$ , м/с		Расход $Q$ , л/мин	Диаметр $d$ , мм		Длина участка $L$ , м
		допустимая	вычисленная		вычисленный	принятый по ГОСТу	

#### 4.7.2. Расчет гидравлических потерь

Гидравлические потери в гидролиниях слагаются из потерь на гидравлическое трение  $\Delta p_T$ , потерь в местных сопротивлениях  $\Delta p_M$  и потерь в гидроаппаратах  $\Delta p_{га}$ .

Потери давления на трение (Па)

$$\Delta p_T = 0,5 \rho \lambda L v^2 / d ,$$

где  $\rho$  – плотность;  $\lambda$  – коэффициент трения;  $L$  – длина участка;  $v$  – средняя скорость масла;  $d$  – диаметр трубы или шланга.

Для вычисления коэффициента трения  $\lambda$  необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu} .$$

При ламинарном движении ( $Re < 2300$ ) для трубопроводов  $\lambda = 75/Re$ , для резиновых рукавов  $\lambda = (80–100)/Re$ .

При турбулентном движении ( $Re \geq 2300$ ) коэффициент трения  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости  $\Delta/d$ , где  $\Delta$  — средняя эквивалентная неровность стенок. Для новых стальных бесшовных труб и резиновых шлангов можно принять  $\Delta = 0,03$  мм; для труб, бывших в эксплуатации,  $\Delta = 0,2$  мм. Трубы из цветных металлов практически считаются гладкими.

Шероховатостью стенок можно пренебречь и считать трубы гидравлически гладкими, если  $Re \Delta/d < 10$ , тогда  $\lambda = 0,316/\sqrt[4]{Re}$ .

При  $Re > 10^5$  коэффициент трения практически перестает зависеть от  $Re$  и можно принять для стальных бесшовных труб и резиновых рукавов в среднем  $\lambda = 0,02$ , а потери на трение ( $\Delta p_T$ ) считать по приближенной формуле

$$\Delta p_T = 10 \rho v^2 L/d,$$

где  $d$  — в миллиметрах,  $v$  — в метрах в секунду и  $L$  — в метрах.

Результаты расчетов следует свести в таблицу (табл. 4.5). Кроме потерь на трение, должны быть вычислены потери давления в местных сопротивлениях ( $\Delta p_M$ ) по формуле

$$\Delta p_M = 0,5 \rho \zeta v^2.$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений находятся в прил. 23 и заносятся в таблицу (табл. 4.6). Потери давления в гидроаппаратах принимают по их техническим характеристикам (прил. 6–16, 22) и заполняют таблицу (табл. 4.7).

Если участки соединены последовательно, то общая потеря давления в гидроприводе представляет собой сумму потерь давления на всех участках. Потери во всех гидрелиниях, соединенных параллельно, рассчитываются раз-

Табл 4.5. Расчет потерь на трение

№ участка	$L, м$	$d, мм$	$Q, л/мин$	$v, м/с$	$v^2, м^2/с^2$	$Re$	$\lambda$	$\Delta p_T, МПа$
-----------	--------	---------	------------	----------	----------------	------	-----------	-------------------

Табл 4 6 Расчет потерь в гидравлических сопротивлениях

№ участка	Вид сопротивления	Количество	$\zeta$	$v^2, м^2/с^2$	$\Delta p_M, МПа$	$\Sigma \Delta p_M, МПа$
-----------	-------------------	------------	---------	----------------	-------------------	--------------------------

Табл 4 7 Перечень установленных гидроаппаратов (технические данные и гидравлические потери)

№ участка	Буквенное позиционное обозначение	Наименование гидроаппарата	Марка и типоразмер	Параметры				$\Delta p_{га}, МПа$
				табличные		в гидросхеме		
				$Q, м^3/с$	$p, МПа$	$Q_3, м^3/с$	$p, МПа$	

дельно для каждой из них, и при определении давления, создаваемого насосом, учитываются только наибольшие из этих потерь.

Например, при расчете потерь в гидросистеме, изображенной на рис. 4.2, суммарные потери в гидролиниях гидроцилиндра (участки 1-2-3-4-7)

$$\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{T1}} + \Delta p_{\text{T2}} + \Delta p_{\text{T3}} + \Delta p_{\text{T4}} + \Delta p_{\text{T7}} + \Delta p_{\text{M1}} + \\ + \Delta p_{\text{M2}} + \Delta p_{\text{M3}} + \Delta p_{\text{M4}} + \Delta p_{\text{M7}} + \Delta p_{\text{P1}} + \Delta p_{\text{Ф}},$$

где  $\Delta p_{\text{P}}$  – потеря давления в распределителе;  $\Delta p_{\text{Ф}}$  – потеря давления в фильтре (см. прил. 19, 20). Цифровые индексы соответствуют номерам участков.

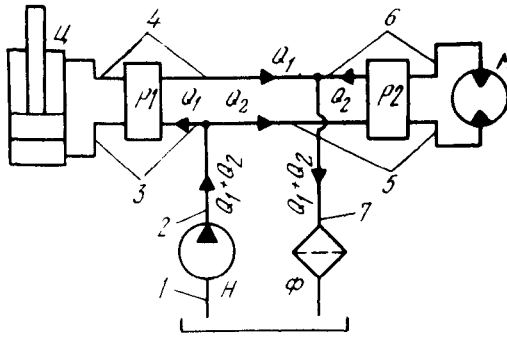


Рис. 4.2 К расчету суммарных гидравлических потерь давления в гидросистеме:  
1-7 – номера расчетных участков трубопроводов

Суммарные потери в гидролиниях гидромотора (участки 1-2-5-6-7)

$$\Delta p_{\text{M}} = \Delta p_{\text{T1}} + \Delta p_{\text{T2}} + \Delta p_{\text{T5}} + \Delta p_{\text{T6}} + \Delta p_{\text{T7}} + \Delta p_{\text{M1}} + \\ + \Delta p_{\text{M2}} + \Delta p_{\text{M5}} + \Delta p_{\text{M6}} + \Delta p_{\text{M7}} + \Delta p_{\text{P2}} + \Delta p_{\text{Ф}}.$$

Если при расчете окажется, что, например, потери в гидролинии цилиндра больше, чем в гидролинии мотора, т.е.  $\Delta p_{\text{ц}} > \Delta p_{\text{M}}$ , то необходимое давление насоса в соответствии с формулой (4.4)

$$p_{\text{H}} = p + \Delta p_{\text{ц}}.$$

Давления в поршневой  $p_{\text{п}}$  или штоковой  $p_{\text{ш}}$  полостях гидроцилиндра, необходимые для расчета его диаметра по формулам (4.1), (4.2), определяются как сумма потерь давления на участках сливной гидролинии. Например,

$$p_{\text{ш}} = \Delta p_{\text{T4}} + \Delta p_{\text{T7}} + \Delta p_{\text{M4}} + \Delta p_{\text{M7}} + \Delta p_{\text{P1}} + \Delta p_{\text{Ф}}.$$

Нужно иметь в виду, что при работе штока гидроцилиндра на выталкивание (рис. 4.1, а, з), потерю давления в сливной гидролинии следует рассчитывать по расходу  $Q_{ш}$ , выходящему из штоковой полости, а при работе штока на втягивание (рис. 4.1, б, в) — по расходу  $Q_{п}$ , вытесняемому из поршневой полости гидроцилиндра.

В правильно спроектированной гидросистеме суммарные гидравлические потери не должны превышать 6% номинального давления. В гидросистемах машин, работающих на открытом воздухе в Сибири и на Крайнем Севере, потери давления в зимнее время допускаются до 12%, а при разогреве рабочей жидкости — до 20%.

### 4.7.3. Расчет замедлительного дросселя

Если необходимо обеспечить медленное свободное опускание груза с постоянной скоростью  $c_0$ , то в сливной магистрали гидроцилиндра следует установить замедлительный дроссель (см. § 3.4). Он представляет собой шайбу с малым калиброванным отверстием, диаметр которого  $d_0$  следует определить.

При опускании груза весом  $P$  под поршнем создается давление  $p = P / F = P \eta_{м.ц} / F$ , под воздействием которого жидкость вытесняется из гидравлического цилиндра в количестве  $Q = c_0 F$ .

Тот же расход должен пройти через отверстие дросселя диаметром  $d_0$  и коэффициентом расхода  $\mu = 0,62-0,65$ . При этом в гидроцилиндре создается противодействие, равное потере давления  $\Delta p_c$  в сливной линии на ее участке между гидроцилиндром и гидробаком.

Расчетный диаметр отверстия дросселя

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p - \Delta p_c)}}$$

При расчете  $d_0$  следует учитывать характер работы гидроцилиндра. При работе его штока на сжатие масло вытесняется из поршневой полости через дроссель в количестве

$$Q = Q_{п} = \frac{\pi D^2}{4} c_0$$

под давлением

$$p = p_{п} = \frac{4P}{\pi D^2} \eta_{м.ц}$$

и потеря давления в сливной гидролинии  $\Delta p_c$  рассчитывается по расходу  $Q_{п}$ .

Если шток работает на растяжение, то масло вытесняется из штоковой полости гидроцилиндра в количестве

$$Q = Q_{\text{ш}} = \frac{\pi D^2}{4 \psi} c_0$$

под давлением

$$p = p_{\text{ш}} = \frac{4 \psi P}{\pi D^2} \eta_{\text{м.ц}}$$

и потеря давления в сливной гидролинии  $\Delta p_c$  рассчитывается по расходу  $Q_{\text{ш}}$ . Диаметр отверстия  $d_0$  в дроссельной шайбе во избежание засорения не должен быть меньше 0,3 мм. Поэтому, если по расчету он окажется меньше 0,3 мм, то следует установить последовательно несколько шайб (пакет), отверстия в которых будут больше, чем отверстия в одиночной шайбе:

$$d_n = \sqrt[n]{4} d_0,$$

где  $d_n$  – диаметр отверстий в шайбах пакета;  $n$  – число шайб в пакете.

#### 4.8. ВЫБОР ФИЛЬТРА

Типоразмер фильтра, как правило, выбирается по номинальному потоку масла в сливной гидролинии и необходимой для данного гидропривода тонкости фильтрации. Технические данные бумажных и сетчатых фильтров определяются нормальями: линейных – по ОН 22-138–68, встроенных – по ОН 22-60–67 (см. прил. 19). Пластинчатые, магнитные и магнитно-сетчатые фильтры можно выбрать по нормальям ЭНИМСа (см. прил 20).

Если в нормальных нет фильтра с соответствующим номинальным потоком, то возможна установка двух параллельно включенных фильтров, рассчитанных на половинный поток каждый.

#### 4.9. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И КПД ГИДРОПРИВОДА

Полная мощность гидропривода (кВт) равна мощности, потребляемой насосом,

$$N_{\text{гп}} = N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{60 \eta_{\text{н}}},$$

где у многопоточных гидроприводов мощность определяется как сумма мощностей установленных насосов:  $N_{\text{гп}} = \sum N_{\text{ни}}$

КПД гидропривода – это произведение его механического, объемного и гидравлического КПД:

$$\eta_{\text{гп}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}}$$

Механический КПД равен произведению механических КПД последовательно включенных насоса, распределителя и гидродвигателя

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м.н}} \eta_{\text{м.р}} \eta_{\text{м.гд}}$$

Аналогично объемный КПД  $\eta_o = \eta_{o.n} \eta_{o.p} \eta_{o.gd}$ . Гидравлический КПД гидропривода зависит от суммы гидравлических потерь  $\Delta p$  во всех последовательно включенных гидроагрегатах и трубопроводах (см. § 4.7.2):

$$\eta_{\Gamma} \approx \frac{p_n - \Delta p}{p_n}.$$

При расчете КПД двух- и многопоточных гидроприводов сначала рассчитывается КПД  $\eta_{\Gamma i}$  каждой параллельно работающей части гидросистемы, а затем определяется КПД всего гидропривода по формуле

$$\eta_{\Gamma\Gamma} = \frac{\sum N_{ni} \eta_{\Gamma i}}{\sum N_{ni}},$$

где  $N_{ni}$  – мощность, потребляемая  $i$ -м насосом,  $\eta_{\Gamma i}$  – КПД той части гидросистемы, которую он обслуживает. У правильно спроектированного гидропривода  $\eta_{\Gamma\Gamma} = 0,6-0,8$ .

#### 4.10. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

Вся энергия, затраченная на преодоление различного рода сопротивлений в гидроприводе, в конечном итоге превращается в теплоту, поглощаемую маслом, что вызывает его нагрев и нежелательное уменьшение вязкости. В северных районах наоборот: этой теплоты может оказаться недостаточно для того, чтобы компенсировать охлаждение гидропривода и поддерживать оптимальную температуру масла.

С известным приближением считается, что полученная маслом теплота должна отдаваться в окружающую среду через поверхность стенок масляного бака. Если площадь стенок оказывается недостаточной, то устанавливается маслоохладитель (масляный радиатор), а в машинах северного исполнения – маслоподогреватель.

Тепловой поток (кВт) через стенки маслобака эквивалентен потерянной мощности и с учетом режима работы гидропривода (см. табл. 4.1) определяется по формуле

$$G = N_{\Gamma} k_{\Gamma} (1 - \eta_{\Gamma\Gamma}).$$

Если масло охлаждается только в гидробаке, то его установившаяся температура не должна превышать  $60-70^{\circ}\text{C}$  и определяется по уравнению

$$t_{\text{М}} = t_{\text{В}} + \frac{G}{k_{\text{пр}} F_{\text{б}}}, \quad (4.6)$$

где  $t_{\text{В}}$  – температура воздуха;  $k_{\text{пр}}$  – коэффициент теплопередачи от масла к окружающему воздуху, приведенный к охлаждаемой поверхности гидробака;  $F_{\text{б}}$  – охлаждаемая поверхность бака.

Исследование теплового режима большого числа гидроприводов СДМ, работающих на открытом воздухе, позволило найти средние значения приведенного коэффициента теплопередачи  $k_{\text{пр}}$  (Вт/м<sup>2</sup>·°С); для навесных экскаваторов 40–42; ковшовых погрузчиков 38–40,5; автогрейдеров 36–39 и для бульдозеров 35–37. При отсутствии обдува  $k_{\text{пр}}$  не превышает 15 Вт/(м<sup>2</sup> × °С). Ориентировочно в зависимости от скорости обдува  $v$  и разности температур  $\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{м}} - t_{\text{в}}$  масла в баке и окружающего воздуха  $k_{\text{пр}}$  можно принять по графику рис. 4.3.

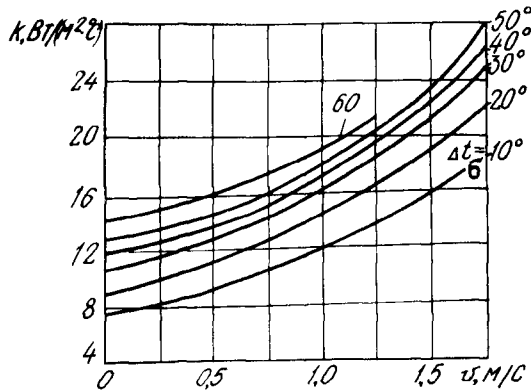


Рис. 4.3. Зависимость приведенного коэффициента теплопередачи от скорости обдува  $v$  и разности температур  $\Delta t_{\text{б}}$  масла и окружающего воздуха

С учетом интенсивности теплоотдачи от поверхностей бака, смачиваемых или не смачиваемых маслом, соотношение расчетной площади поверхности бака  $F_{\text{б}}$  (м<sup>2</sup>) и объема масла  $V_{\text{м}}$  (дм<sup>3</sup>) в нем выражается формулой

$$F_{\text{б}} = a \sqrt[3]{V_{\text{м}}^2},$$

где  $a = 0,060 - 0,069$  (в среднем 0,065).

Тогда формула (4.6) принимает вид

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{G}{a k_{\text{пр}}^3 \sqrt[3]{V_{\text{м}}^2}}. \quad (4.7)$$

Достаточный для охлаждения масла объем его в гидробаке можно найти из формулы (4.7):

$$V_{\text{м}} = \sqrt[3]{\left( \frac{G}{a k_{\text{пр}} \Delta t_{\text{б}}} \right)^3},$$

где  $\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{м}} - t_{\text{в}}$ .

Полный геометрический объем гидробака рассчитывается из условия его наполнения на 0,8 высоты и принимается по ближайшему значению из ряда, рекомендованного ГОСТ 16770–71 (см. прил. 24). Если принятый объем значительно отличается от расчетного, то следует проверить действительную установившуюся температуру масла по формуле (4.7).

Полезный объем масла в гидробаке  $V_M$  не должен превышать максимальный  $V_{\text{макс}}$ , равный 1,2–2-минутной подаче насоса у мобильных машин и 2–3-минутной подаче у стационарных установок. В том случае, когда эти условия не выдерживаются и объем масла оказывается больше, следует, приняв  $V_M = V_{\text{макс}}$ , определить количество теплоты  $G_B$ , которое в этом случае будет отводиться поверхностями гидробака:

$$G_B = a k_{\text{пр}} \Delta t_B \sqrt[3]{V_{\text{макс}}^2}.$$

Для отвода избыточного тепла  $G_p = G - G_B$  необходимо предусмотреть теплообменник – воздушно-масляный радиатор. Обычно он устанавливается перед или рядом с водяным радиатором двигателя базовой машины. Охлаждаемое масло протекает по трубкам радиатора, которые снаружи обдуваются потоком воздуха.

Площадь поверхности охлаждения масляного радиатора  $F_p$  следует считать на отвод избыточной теплоты  $G_p$  по формуле

$$F_p = \frac{G_p}{k_p \Delta t_p},$$

где  $k_p$  – коэффициент теплопередачи от масла к воздуху в радиаторе. Расчетный перепад температур в масляном радиаторе можно принять в пределах  $\Delta t_p = (30–45)^\circ\text{C}$ .

Коэффициент  $k_p$  зависит от многих факторов (конструкция радиатора, форма трубок, скорость и характер движения масла и воздуха и т.п.), большую часть которых учесть невозможно, поэтому коэффициент теплопередачи  $k_p$  по данным анализа многих существующих конструкций масляных радиаторов принимаются в пределах 35–120 Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

#### 4.11. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

Обычно невозможно подобрать насос, гидроцилиндр, гидромотор, которые обеспечивали бы точные значения основных заданных параметров гидропривода, определяющих рабочий процесс базовой машины. Поэтому необходимо провести проверочный расчет, цель которого – установить действительные значения упомянутых параметров при выбранной системе рабочих агрегатов. Проверяются усилие  $P$  на штоке гидроцилиндра, скорость с движения его поршня, частота вращения  $n_M$  вала гидромотора и рабочее давление  $P_H$  насоса:

1. Усилие на штоке гидроцилиндра  $P_D$  проверяются после расчета и выбора диаметра гидроцилиндра (см. § 4.6).

2. Для определения скоростей движения гидродвигателей следует вычислить истинный расход рабочей жидкости (л/мин), поступающей в гидродвигатели,

$$Q_D = Q_{н.д} - \Sigma Q_{ут},$$

где  $Q_{н.д}$  — подача выбранного насоса, найденная по формуле (4.3);  $\Sigma Q_{ут}$  — суммарные утечки во всех гидроаппаратах, включенных между насосом и гидродвигателем.

3. Скорость поршня гидроцилиндра (м/мин)

$$c = \frac{10^{-3} Q_D}{F} \eta_{о.ц},$$

где  $F$  — площадь поршневой или штоковой полости при работе цилиндра соответственно на выталкивание или втягивание, м<sup>2</sup>;  $\eta_{о.ц}$  — объемный КПД цилиндра.

4. Частота вращения вала гидромотора (мин<sup>-1</sup>)

$$n_{м.д} = \frac{10^3 Q_D \eta_{о.м}}{q_m},$$

где  $\eta_{о.м}$  — объемный КПД гидромотора;  $q_m$  — рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>/об.

5. Действительное рабочее давление насоса:

а) рабочее давление насоса (МПа), необходимое для обслуживания гидроцилиндра. При работе цилиндра на выталкивание

$$p_{ц.д} = \frac{4 \cdot 10^3 P}{\pi D^2 \eta_{м.ц}} + \Delta p_H + \frac{1}{\psi} \Delta p_C;$$

при работе гидроцилиндра на втягивание

$$p_{ц.д} = \left( \frac{4 \cdot 10^3 P}{\pi D^2 \eta_{м.ц}} + \Delta p_C \right) \psi + \Delta p_H,$$

где  $P$  — заданное усилие на штоке гидроцилиндра, кН;  $D$  — диаметр поршня, мм;  $\eta_{м.ц}$  — механический КПД гидроцилиндра;  $\psi$  — коэффициент мультипликации;  $\Delta p_H$  и  $\Delta p_C$  — потери давления в напорной и сливной гидролиниях, МПа;

б) рабочее давление насоса (МПа), необходимое для обслуживания гидромотора,

$$p_{м.д} = \frac{2 \pi M}{\eta_{м.м} q_m} + \Delta p_M,$$

где  $M$  — заданный крутящий момент, Н·м;  $\eta_{м.м}$  — механический КПД гидромотора;  $\Delta p_M$  — суммарные потери давления в напорной и сливной гидролиниях гидромотора, МПа.

Расчеты  $p_{ц.д}$  и  $p_{м.д}$  следует провести для всех параллельно включенных гидроцилиндров и гидромоторов.

Насос должен создавать рабочее давление  $p_{н.д}$ , равное большему из найденных выше рабочих давлений  $p_{ц.д}$  или  $p_{м.д}$ . Предохранительный клапан настраивается на максимально допустимое давление (МПа).

$$p_{\text{макс}} = (1,15 \dots 1,3) p_{н.д}$$

6. Расхождение между заданными параметрами  $\Pi_3$  и действительными  $\Pi_д$  подсчитывается по формуле

$$\Pi = \frac{\Pi_3 - \Pi_д}{\Pi_3} \cdot 100\%.$$

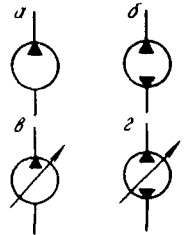
1. Условные графические обозначения

Наименование	Обозначение
1	2

Гидравлические насосы и двигатели по ГОСТ 2.782-68

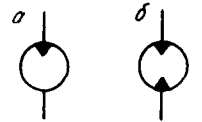
Насос с постоянной подачей:

*a* – с постоянным; *б* – с реверсивным потоком;  
*в, г* – то же с регулируемой подачей



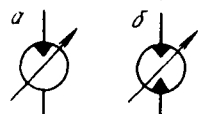
Гидромотор нерегулируемый:

*a* – с постоянным; *б* – с реверсивным потоком



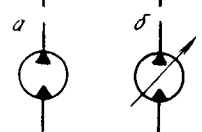
Гидромотор регулируемый:

*a* – с постоянным; *б* – с реверсивным потоком



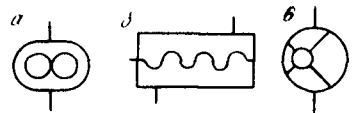
Насос-мотор:

*a* – нерегулируемый и *б* – регулируемый



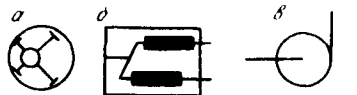
Насос:

*a* – шестеренный, *б* – винтовой,  
*в* – пластинчатый



Насос:

*a* – радиально-поршневой, *б* – аксиально-поршневой, *в* – центробежный



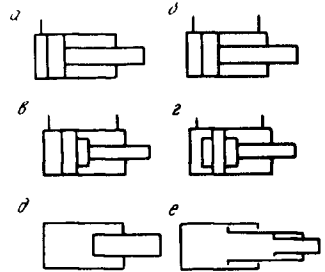
1	2
---	---

Цилиндр:

*a* – одностороннего, *б* – двустороннего действия;

*в* – с односторонним, *г* – с двусторонним торможением;

*д* – плунжерный, *е* – телескопический



Элементы гидравлического привода по ГОСТ 2.780–68 и 2.781–68

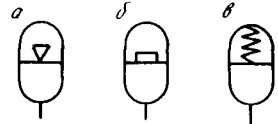
Бак:

*a* – под атмосферным давлением;  
*б* – с внутренним повышенным давлением;  
*в* – то же с пониженным давлением



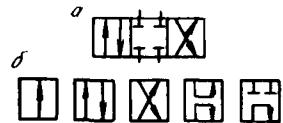
Аккумулятор:

*a* – газогидравлический; *б* – грузовой;  
*в* – пружинный



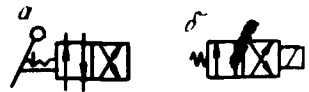
Распределитель:

*a* – четырехходовой трехпозиционный (4/3);  
*б* – изображение проходов



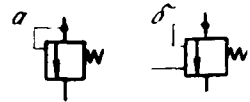
Распределитель 4/2 с управлением:

*a* – от рукоятки; *б* – от электромагнита с пружинным возвратом



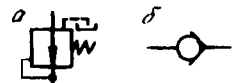
Клапан предохранительный:

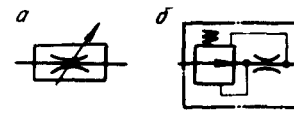
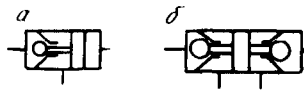
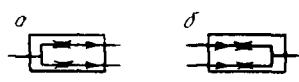
*a* – прямого действия; *б* – управляемый гидравлически



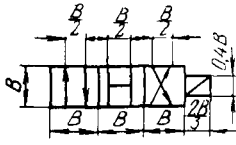
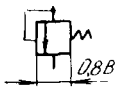

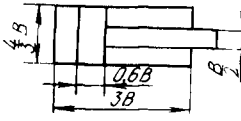
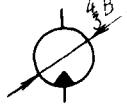
Клапан:

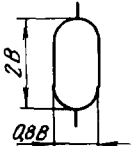

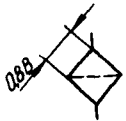

*a* – редукционный; *б* – обратный



1	2
Дроссель: <i>a</i> – регулируемый; <i>b</i> – с регулятором давления	
Клапан обратный управляемый (гидрозамок): <i>a</i> – односторонний; <i>b</i> – двусторонний	
Делитель потока ( <i>a</i> ) Сумматор потока ( <i>b</i> )	

## 2. Размеры условных графических обозначений

Наименование	Обозначение
Распределитель золотниковый	
Клапан предохранительный	
Клапан обратный	
Гидроцилиндр	
Гидромотор или насос	

	1	2
Аккумулятор		
Манометр		
Фильтр		
Вентиль		

## 3. Технические характеристики насосов

Тип	№	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	Давление, МПа	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	КПД	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7
<i>шестеренные</i>						
НШ	10	10	10/13,5	1100/1650	0,92/0,8	2,55
	32	32,6	10/13,5	1100/1650	0,92/0,8	6,55
	46	47,3	10/13,5	1100/1650	0,92/0,8	7,1
	50	48,8	10/20,0	1100/2000	0,94/0,85	8,0
	67	67	10/13,5	1100/2000	0,94/0,85	16,4
	98	98	10/13,5	1100/2000	0,94/0,85	17,7
	140	140	10/13,5	1100/2000	0,94/0,85	—
НМШ	0,03	30	10	1480	0,9	17,8
	0,06	60	8	1480	0,9	21,6
2НМШ	0,06	60	10	1480	0,9	33,7
	0,09	90	8	1480	0,9	36,2
	0,12	120	8	1480	0,9	39,6
3НМШ	0,09	90	10	1480	0,9	48,4
	0,12	120	8	1480	0,9	51,5
	0,15	150	8	1480	0,9	54,5
	0,18	180	8	1480	0,9	57,6

1	2	3	4	5	6	7	
Г11	11	5,5	0,5	1450	0,72	2,35	
	11А	5	0,5	1450	0,70	2,25	
	22А	8,3	2,5	1450	0,76	6,2	
	22	24	2,5	1450	0,78	6,2	
	23А	175	2,5	1450	0,80	8,7	
	23	245	2,5	1450	0,82	8,7	
	24А	35	2,5	1450	0,84	15	
	24	49	2,5	1450	0,85	15	
<i>роторно-пластинчатые</i>							
Г12 двой- ного дейст- вия	21А	8	6,3	950/1450	0,62/0,5	9	
	21	5,2	6,3	950/1450	0,71/0,55/0,66*	9	
	22	12	6,3	950/1450	0,79/0,7/0,79*	9	
	22А	19	6,3	950/1450	0,77/0,65/0,72*	9	
	23А	25	6,3	950/1450	0,85/0,75/0,81*	9	
Г12	23	35	6,3	950/1450	0,88/0,8/0,82*	9	
	24 А	50	6,3	950/1450	0,85/0,7/0,7*	24	
	24	70	6,3	950	0,86/0,75	24	
	25А	100	6,3	950	0,88/0,8	24	
	25	140	6,3	950	0,9/0,7	90	
	26А	200	6,3	950	0,91/0,7	90	
<i>аксиально-поршневые</i>							
210  нере- гулиру- емые 207 регули- руемые	12	11,6	16/25	2800/5000	0,96/0,88	5,5	
	16	28,1	16,25	2240/4000	0,96/0,82	12,5	
	20	54,8	16/25	1800/3150	0,95/0,87	23	
	25	107	16/25	1400/2500	0,95/0,87	44	
	32	225	16/25	1120/2000	0,94/0,86	88	
	20	54,8	16/25	1800/3200	0,965/0,9	37	
	25	107	16/25	1400/2500	0,97/0,905	67	
	32	225	16/25	1120/2000	0,975/0,91		
	223	20	109,6	16/25	1800/2700	0,965/0,845	180
	двоен- ные ре- гули- руемые	25	214	16/25	1400/2350	0,97/0,85	270
4МГ15 нерегу- лируе- мые	13	35	5	1000	0,98/0,8	29	
	14	70	5	1000	0,98/0,8	42	
11Д, 11Р регули- руемые	0,5	3	10/16	2950	0,98/0,82	10	
	1,5	9	10/16	2950	0,98/0,82	17,5	
	2,5	16	10/16	2950	0,98/0,82	29	
	5	71	10/16	1480	0,97/0,93	95	
	10	142	10/16	1480	0,97/0,93	160	
	20	251	10/16	1480	0,97/0,93	238	
	30	501	10/16	960	0,97/0,91	410	
	50	790	10/16	960	0,97/0,91	590	

1	2	3	4	5	6	7
НА 0,4/16 НАР, НАС, НАМ, НАД НА 0,125/16 НАР, НАС, НАМ, НАД регулиру- емые нерегу- лируемые		33	16	1500	0,91/0,85	
НА-Г 0,004/32		4	32	1500	0,84/0,75	16
НА 0,016/32	16		32	1500	0,86/0,77	45
НА 0,032/32	32		32	1500	0,88/0,72	45
<i>радиально-поршневые</i>						
НП	М713В	210	3,5/11,5	960	0,90/0,85	780
регулируемые	М705	100	10,0/11,5	960	0,90/0,77	310
	2М713	210	10,0/11,5	960	0,92/0,77	735
	3М715	420	10,0/11,5	960	0,93/0,85	1500
	4М50	50	11,5/20,0	960	0,75/0,67	370
	С100	100	11,5/20,0	960	0,75/0,67	700
	2С200	210	11,5/20,0	960	0,75/0,67	1300
	Р400	420	11,5/20,0	960	0,80/0,72	1665
НПД	50М	48	6,0/22,0	960	0,75/0,67	355
регулируемые	713С	226	2,0/8,5	960	—	665
	100	96	6,0/22,0	960	0,75/0,67	780
	200М	193	8,0/22,0	960	—	1210
	1-200М	226	10/22,0	960	0,75/0,67	1240
	400М	410	10,0/22,0	960	0,8/0,72	1900
Н	400	3,4	20	1450	0,75/0,58	135
нерегулируемые	401	12,5	32	1450	0,90/0,73	42
	403	25	32	1450	0,90/0,76	46
	450	3	50	980	0,7	38,5
	451А	5	50	980	0,8	55,7
	451	8,15	50	980	0,8	54
<i>винтовые</i>						
МВН	0,8	34	0,5	1430	0,8/0,66	13
	1,5	31	2,5	2930	0,75/0,63	30
	6	248	2,5	1460	0,81/0,71	113
	10	410	2,5	1460	0,82/0,72	202
	25	1030	2,5	1460	0,86/0,74	433

Примечания.

1. Второе число соответствует  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ , третье —  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ .

2. Условия всасывания: насосы Г11, Г12, НА (нерегулируемые) – высота всасывания не более 0,5 м; МВН – высота всасывания не более 5 м; Н, НП – напор на всасывании не менее 0,5 м; НА... (регулируемые) – давление на всасывании не менее 85 кПа; 210, 207 – давление на всасывании не менее 75 кПа. У всех насосов, эксплуатируемых в северных районах, напор на всасывании должен быть не менее 0,5 м.

3. У всех регулируемых насосов указан максимальный рабочий объем, у насосов 11Д, 11Р – теоретический.

4. Способы регулирования насосов: 11Д, 11Р, МГ, НАР – ручное регулирование; НАС – следящее гидравлическое; НАМ – электро-гидравлическое дистанционное; НАД – автоматическое от давления.

5. Для насосов типа Г12 и МВН приведено максимальное давление и для насосов типа МВН – максимальная частота вращения.

6. В графах 4 и 5 числителям соответствуют номинальные значения давления и частоты вращения, знаменателям – максимальные значения, в графе 6 в числителе приведен объемный КПД, в знаменателе – общий.

#### 4. Технические характеристики гидромоторов

Тип	№	Номинальный крутящий момент, кН·м	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	Давление, МПа		Частота вращения, мин <sup>-1</sup>		КПД	
				номинальное	максимальное	номинальная	максимальная	объемный	общий
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

#### *Высокомомментные радиально-поршневые*

М	01-00	1,50	940	10,0	15	5	100	–	–	
ГДР	250	2,86	1800	10,0	15	5	120	–	–	
	300А	2,60	1840	10,0	15	5	120	–	–	
	500Г	2,65	3560	10,0	15	6	100	–	–	
	500В	5,00	3560	10,0	15	5	80	–	–	
ВГД	120	1,50	1000	10,0	–	–	100	–	–	
	210	2,36	1600	10,0	16	3	70	–	0,9	
	310Ф	3,10	2080	10,0	–	–	100	–	–	
	420	4,75	3200	10,0	16	3	70	–	0,9	
	620Ф	6,20	4160	10,0	–	–	100	–	–	
	630	7,10	4800	10,0	16	3	70	–	0,9	
	930Ф	9,30	6240	10,0	–	–	100	–	–	
ГПР	1	30,00	20500	10,0	12	5	180	–	–	
НАТИ		2,60	1870		2,8	9	18,3	59	0,98	0,91
МР	1/10	1,48	1000	10,0	12	–	120	0,94	0,9	
	1,6/10	2,39	1600	10,0	12	–	196	0,95	0,9	
	2,5/10	3,54	2500	10,0	12	–	96	0,94	0,85	
	4/10	5,70	4000	10,0	12	–	86	0,94	0,85	
	6,3/10	9,52	6300	10,0	12	–	60	0,93	0,89	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	10/10	15,12	10000	10,0	12	—	37,8	0,96	0,91
	16/10	22,96	16000	10,0	12	—	24	0,95	0,86
	16	29,50	16000	12,5	16	—	25,7	—	0,93
	25/10	35,70	25000	10,0	12	—	9,6	0,95	0,86
<i>пластинчатые</i>									
ВЛГ	350	3,50	2640	8,0	10,0	—	70	0,91	0,72
	400А	4,35	2900	8,0	10,0	—	70	0,92	0,9
	1,8	16,80	12400	8,0	10,0	—	10	0,93	0,78
ДП	508	5,00	3500	10,0	12,0	—	50	0,94	0,9
<i>Низкомоментные*</i>									
<i>аксиально-поршневые</i>									
210	12	29	11,6	16,0	25,0	2800	5000	0,96	0,92
	16	71,5	28,1	16,0	25,0	2240	4000	0,96	0,92
	20	139	54,8	16,0	25,0	1800	3150	0,95	0,91
	25	270	107	16,0	25,0	1400	2500	0,95	0,90
	32	575	225	16,0	25,0	1120	2000	0,94	0,88
11М	2,5А	43	32	10,0	16,0	—	1500	0,95	0,85
	5	105	71	10,0	16,0	—	1440	0,97	0,93
	10	210	142	10,0	16,0	—	1440	0,97	0,93
	20	370	251	10,0	16,0	—	1440	0,97	0,93
	30	740	501	100	16,0	—	980	0,97	0,93
	50	1170	790	10,0	16,0	—	980	0,97	0,93
Г15	21	6	8	2,5	5,0	40	2400	0,95	0,85
	22	12,5	20	2,5	5,0	30	2100	0,97	0,86
	23	25	40	3,0	5,0	20	1800	0,98	0,85
	24	50	80	3,5	5,0	20	1500	0,98	0,85
	25	100	160	4,0	5,0	20	1300	0,98	0,85
	26	200	320	5,0	5,0	10	1000	0,98	0,85
<i>шестеренные</i>									
МНШ	32	47,5	32,6	10,0	13,5	300	1600	0,92	0,8
	46	69	47,3	10,0	13,5	300	1600	0,92	0,8
ДМШ	75Р	53	51,5	8,0	12,0	—	1500	—	0,85
НМШ	150Р	600	750	7,0	10,0	—	730	—	0,91
	0,03	33,5	30	—	10,0	500	1000	—	0,9
	0,06	67	60	—	8,0	500	1000	—	0,9
2НМШ	0,06	67	60	—	10,0	500	1000	—	0,9
	0,09	100	90	—	8,0	500	1000	—	0,9
	0,12	134	120	—	8,0	500	1000	—	0,9
3НМШ	0,09	100	90	—	10,0	500	1000	—	0,9
	0,12	134	120	—	8,0	500	1000	—	0,9
	0,15	168	150	—	8,0	500	1000	—	0,9
	0,18	200	180	—	8,0	500	1000	—	0,9
УРС	2,5	35,8	—	1,5—1,8	7,5	0	500	0,98	0,7
	5	71,6	—	1,4—1,8	7,5	0	500	0,98	0,7
	10	143,2	—	1,4—1,8	7,5	0	500	0,98	0,7
	20	286,4	—	1,4—1,8	7,5	0	500	0,98	0,7

\* Примечание. Номинальный крутящий момент приводится в ньютон-метрах

### 5. Основные параметры гидроцилиндров (по нормали ОН 22-176-69)

Диаметр цилиндра, мм	Диаметр штока, мм		Площадь полости, см <sup>2</sup>			Ход поршня **, мм	
	Исполнение 1, $\psi=1,33$	Исполнение 2, $\psi=1,65$	поршневой	штоковый		$\psi=1,33$	$\psi=1,65$
				$\psi=1,33$	$\psi=1,65$		
32	16	20	8,0	6,0	4,85	60-200	250-400
40	20	25	12,6	9,5	7,6	80-250	320-500
50	25	32	19,6	14,8	11,8	100-320	400-630
60	32	40	28,4	21,3	17,2	125-400	500-710
(70)	36	40	38,5	29,6	24,0	160-500	630-800
80	40	50	50	37,5	30,3	160-500	630-1000
(90)	40	50	63,5	47,6	38,5	200-630	800-1120
100	50	50	78,5	59,0	47,6	200-630	800-1250
(110)	50	60	95	71,5	57,6	250-800	1000-1400
125	60	80	122	92	74	250-800	1000-1600
(140)	70	80	154	116	93,5	320-1000	1250-1800
160	80	100	200	150	121	320-1000	1250-2000
(180)	80	110	255	192	155	400-1250	1600-2240
200	100	125	314	236	190	400-1250	1600-2500
(220)	110	140	380	286	230	500-1600	2000-2800

#### Примечания.

- \* В скобках указаны диаметры гидроцилиндров дополнительного ряда.
- \*\* В указанном интервале ход поршня выбирается из следующего ряда (мм): 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 710, 800, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800.
3. Гидроцилиндры работают при номинальном давлении  $p_{\text{ном}} = 16 \text{ МПа}$ ; допускается кратковременное давление  $p_{\text{макс}} = 20 \text{ МПа}$ .

### 6. Технические характеристики моноблочных распределителей P75

Тип	Расход, л/мин		Давление, МПа		Число		Потеря давления, МПа		Утечки, см <sup>3</sup> /мин
	номинальный	максимальный	номинальное	максимальное	золотников	позиций	нейтральное положение	рабочее положение	
P75-B2A	40-50	75	10,0	13,0	2	4	0,35	0,4	до 60
P75-P2A	40-50	75	7,0	10,0	2	3	0,35	0,4	при
P75-B3A	40-50	75	10,0	13,9	3	4	0,35	0,4	$p=6-7$
P75-P3A	40-50	75	7,0	10,0	3	3	0,35	0,4	МПа
P150-B3	100	150	10,0	13,0	3	4	-	-	-

### 7. Технические характеристики золотниковых распределителей

Наименование	Тип	Давление номинальное, МПа	Расход жидкости Q, л/мин	Потеря давления $\Delta p$ , МПа
Двухлинейный Реверсивный	СЗ	20	40-400	0,2
	по МН 5782-65	32	250-1200	0,4
Золотниковый	Р и Р <sub>н</sub>	32	по графику рис. П.27	
С электромагнитным управлением	Р102	20	то же	

### 8. Технические характеристики секционных распределителей

Параметры	Марка			
	Р-16	Р-20	Р-25	Р-32
Расход жидкости, л/мин				
номинальный	63	100	160	250
максимальный	80	125	200	320
Давление, МПа				
номинальное	16,0	16,0	16,0	16,0
максимальное	17,5	17,5	17,5	17,5
Внутренние утечки при нейтральном положении золотника и Р <sub>ном</sub> не более, см <sup>3</sup> /мин	50	50	75	100
Потери давления в секциях, МПа				
одной	0,075	0,18	0,25	0,25
двух	0,15	0,32	0,38	0,38
трех	0,20	0,48	0,52	0,52
четырёх	0,25	0,65	0,68	0,68
пяти	0,32	0,80	0,85	0,85
шести	0,38	0,95	1,00	1,00
семи	0,45	1,10	1,15	-
восьми	0,50	1,25	-	-
Максимальное количество рабочих секций	8	8	7	6

### 9. Технические характеристики обратных клапанов типа Г51-2

Показатели	Типоразмеры								
	Г51-21	Г51-22	ПГ51-22	Г51-23	Г51-24	ПГ51-24	Г51-25	Г51-26	Г51-27
Номинальный расход, л/мин	8	18	18	35	70	70	140	280	560
Утечки жидкости через клапан при температуре от 45 до 50 °С и давлении 25 МПа не более, см <sup>3</sup> /мин	0,5	0,5	0,5	0,5	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Масса, кг	1,5	1,5	1,8	2,8	2,8	3,5	6,2	14	33

Примечание. Номинальное давление 0,3- 20,0 МПа; потери давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа.

### 10. Технические характеристики

Показатели	Типоразме							
	ДР-10	ДР-10К	ДР-12	ДР-12К	ДР-С-12	ДР-16	ДР-16К	ДР-20
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расход, л/мин: номинальный	16	16	25	25	25	40	40	63
минимальный рекомендуемый	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2
Потеря давления при номинальном расходе, МПа	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Суммарные утечки не более, см <sup>3</sup> /мин	120	120	120	120	120	180	180	180
Масса, кг	2,8	3,0	2,8	2,9	3,5	3,3	3,4	3,2

Примечание. Номинальное давление 32 МПа.

### 11. Технические характеристики обратных клапанов типа 41 5157 0072 с международными присоединительными размерами

Показатели	Клапан обратный 41 5157				
	0072	0075	0078	0061	0062
Условный проход	12	20	32	50	80
Потери давления при номинальном расходе, МПа	0,16	0,16	0,16	0,2	0,2
Номинальный расход, л/мин	32	80	200	500	1250
Утечки в сопряжении клапан-седло не более, см <sup>3</sup> /мин	0,35	0,35	0,35	0,5	0,5
Масса, кг	1,22	3,8	7,6	32	106,5

Примечание. Номинальное давление 32 МПа.

дросселей типа ДР

ры						
ДР-20К	ДР-С-20	ДР-25	ДР-25К	ДР-32	ДР-32К	ДР-С-32
10	11	12	13	14	15	16
63	63	100	100	160	160	160
2	2	3	3	3	3	3
0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
180	180	240	240	240	240	240
3,6	4,6	4,9	4,9	5,9	6,3	6,9

12. Технические характеристики дросселей с обратным клапаном типа ДК

Показатели	ДК-12	ДК-20	ДК-32
	ДК-С-12	ДК-С-20	ДК-С-32
Условный проход, мм	12	20	32
Номинальное давление, МПа	32	32	32
Потери давления при номинальном расходе не более, МПа	0,3	0,3	0,4
Номинальный расход, л/мин	25	63	160
Наименьший рекомендуемый расход, л/мин	1,5	2	3
Суммарные утечки при номинальном расходе не более, см <sup>3</sup> /мин	120	180	240

### 13. Технические характеристики предохранительных клапанов типа БГ52-1 и 2БГ52-1

Показатели	Типоразмеры													
	БГ52-13	2БГ52-13	БГ52-14	2БГ52-14	БГ52-15А	2БГ52-15А	БГ52-15	2БГ52-15	БГ52-16	2БГ-52-16	БГ52-17А	2БГ52-17А	БГ52-17	2БГ52-17
Расход, л/мин:														
номинальный	35	35	70	70	100	100	140	140	280	280	400	400	560	560
минимальный	5	5	5	5	10	10	15	15	30	30	40	40	50	50
рекомендуемый														
Давление разгрузки не более, МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Масса, кг	7	15	7	15	12	20	12	20	19	21	38	46	38	46

#### Примечания.

1. Перепад давления на клапане при уменьшении расхода от минимального до максимального, рекомендуемого на всем диапазоне давлений, не более 0,5 МПа.
2. Номинальное давление 5–20 МПа.
3. Продолжительность восстановления давления после разгрузки не более 2 с.

14. Технические характеристики обратных управляемых клапанов типа КУ и КУ-С (гидрозамков)

Показатели	Типоразмеры							
	1 КУ-16, 2 КУ-16, 3 КУ-16, 4 КУ-16	1 КУ-20, 2 КУ-20, 3 КУ-20, 4 КУ-20, 1 КУ-С-20, 2 КУ-С-20, 3 КУ-С-20, 4 КУ-С-20	1 КУ-25, 2 КУ-25, 3 КУ-25, 4 КУ-25	1 КУ-32, 2 КУ-32, 3 КУ-32, 4 КУ-32, 1 КУ-С-32, 2 КУ-С-32, 3 КУ-С-32, 4 КУ-С-32	1 КУ-40, 2 КУ-40, 3 КУ-40, 4 КУ-40	1 КУ-50, 2 КУ-50, 3 КУ-50, 4 КУ-50	250	400
Номинальный расход, л/мин	40	63	100	160	250			
Утечки в сопряжении клапан-седло не более, см <sup>3</sup> /мин	4,98	4,98	7,98	7,98	15,0	20,05		
Масса, кг	11,8	13,0	19,8	17,4	39,4	71,5		

**П р и м е ч а н и я:**

1. Первая цифра в обозначении типоразмера — конструктивное исполнение, второе число — условный проход, индекс С — стыковое соединение, без индекса — резьбовое соединение.
2. Потери давления при номинальном расходе для всех типоразмеров не превышает 0,4 МПа.
3. Давление управления для клапанов типа 1 КУ 1,0—3,5 МПа, для клапанов типа 2 КУ 3,0—12,5 МПа, для клапанов типа 3 КУ 1—2 МПа, для клапанов 4 КУ 18—32 МПа.
4. Значения утечек в сопряжении клапан-седло указаны для жидкости вязкостью  $0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  при  $P_{\text{ном}} = 32 \text{ МПа}$ .

### 15. Технические характеристики регуляторов потока

Показатели	Типораз-				
	Г55-31В	Г55-31Б	Г55-31А	Г55-31	Г55-32А
Расход, л/мин: номинальный	1,5	3	5	8	12
минимальный	0,07	0,11	0,16	0,25	0,25
рекоменду- емый					
Номинальное давление, МПа			0,5–12,5		
Утечка жидкости со слива не более, см <sup>3</sup> /мин	–	–	–	75	75
Утечка жидкости из дренажа, см <sup>3</sup> /мин	–	–	–	40	40
Масса, кг	2,75	2,75	2,75	3,7	3,7

Пр и м е ч а н и е. Отклонение расхода при изменении давления от минимального

### 16. Технические характеристики делительных клапанов (делителей потока) с обратным клапаном типа КДК

Показатели	Типоразмеры		
	12/200 С12/200	20/200 С20/200	32/200 С32/200
Условный проход, мм	12	20	32
Расход в прямом направлении, л/мин	4–25	25–70	70–160
Номинальный расход через каждый об- ратный клапан (в обратном направле- нии) не более, л/мин	12,5	35	80

**Пр и м е ч а н и я:**

1. С – стыковое соединение, без буквы – резьбовое соединение; первое число – ус-  
ловный проход, второе – номинальное давление.
2. Номинальное давление 20 МПа.
3. Потери давления при наибольшем расходе в прямом направлении не более 0,8–  
1,9 МПа.
4. Потери давления при номинальном расходе через каждый обратный клапан в об-  
ратном направлении 0,2 МПа.
5. Погрешность деления не более 1%.

типа ПГ55-3

меры					
Г55-32	Г55-33	Г55-34	Г55-35А	Г55-35	Г55-36А
18	35	70	100	140	200
0,25	0,25	0,25	1	1	1
				0,7-12,5	
75	75	75	180	180	180
40	40	40	50	50	50
3,7	3,7	3,7	9,6	9,6	9,6

рекомендуемого до максимального при температуре жидкости от 10 до 50°С не более +15%.

17. Трубы стальные бесшовные (ГОСТ 8732-78 и 8734-75) (сортамент)

Условный проход, мм	ГОСТ	Номинальное давление, МПа											
		до 6,3			до 10			до 20			до 32		
		$d_H$	$\delta$	$d_{BH}$	$d_H$	$\delta$	$d_{BH}$	$d_H$	$\delta$	$d_{BH}$	$d_H$	$\delta$	$d_{BH}$
6	8734-75	8	1	6	10	2	6	14	3,5	7	14	3,5	7
8	холодноде-	10	1	8	14	3	8	18	4,5	9	18	4,5	9
10	формиро-	12	1	10	18	3	12	22	5	12	22	5	12
12	ванные	14	1	12	20	3,5	13	25	5	15	25	5	15
16		18	1,4	15,2	22	3,5	15	28	6	16	28	6	16
20		22	1,4	19,2	28	3,5	21	34	6	22	34	6	22
25		28	2	24	34	4	26	42	7	28	42	8	26
32	8732-78	38	2,5	33	42	4	34	50	7	36	50	8	34
40	горячедефор-	45	3	39	50	4	42	60	8	44	60	10	40
50	мированные	57	3,5	50	60	5	50	76	10	56	76	12	52
63		68	4	60	76	6	64	89	11	67	89	14	61
80		89	5	79	102	8	86	114	14	86	114	18	78
100		108	5	98	114	8	98	140	16	108	140	22	96

Примечание.  $d_H$  – наружный диаметр трубы, мм;  $d_{BH}$  – внутренний диаметр трубы, мм;  $\delta$  – толщина стенки, мм.

### 18. Технические характеристики резино-металлических рукавов высокого давления

Диаметры		Минимальный радиус изгиба R, мм	Длина рукава L, мм	Максимальное давление p, МПа
внутренний d <sub>вн</sub> , мм	наружный d <sub>н</sub> , мм			
По ОН 22-184-69				
II тип				
8	21	90	375,400,450	25
10	23	110	500,550,600	21,5
12	25	130	650,700,750	21
16	29	170	800,900,1000	16,5
20	34	200	1200, 1400	15
III тип				
25	46	300	1600,1800	15
32	53	385	2000,2200	12
По МН 73-64				
6	—	70	400,450	28
8	—	90	500,550	25
10	—	100	600,650	21,5
12	—	130	700,750	21
16	—	170	880,900	16,5
20	—	200	1000,1200	15
25	—	300	1400,1600	15
32	—	385	1800,2000	12
38	—	460	2200	10,5

### 19. Технические характеристики фильтров СДМ

А. По ОН 22-138-68 – линейные; по ОН 22-60-67 – встроенные

Тип фильтра (марка)	Тонкость фильтрации, мкм	Номинальный расход, л/мин	Способ установки	Фильтрующий материал
1. L20-25	25	40	Встроенные	Бумага
1.1.20-40	40	40	То же	То же
1.1.25-25	40	63	Встроенные и линейные	– ” –
1.1.25-40	40	63		
1.1.25-63	40	63		
1.1.32-25	25	100	Встроенные и линейные	– ” –
2.1.32-25	25	100		
1.2.32-40	40	100	То же	Сетка
1.2.32-63	63	100	Встроенные и линейные	То же
1.2.40-25	25	160		– ” –
1.2.40-40	40	160		– ” –
1.2.40-63	63	160		– ” –

Тип фильтра (марка)	Тонкость фильтрации, мкм	Номинальный расход, л/мин	Способ установки	Фильтрующий материал
2.2.50-40	40	250	Встроенные и линейные	— " —
1.2.50-63	63	250	То же	— " —
2.2.63-63	63	400	— " —	— " —

Примечание. Номинальное давление 630 кПа.

#### Б. Унифицированный ряд линейных фильтров с фильтроэлементом "Реготмас"

Тип фильтра (марка)	Тонкость фильтрации, мкм	Расход, л/мин	Давление, кПа	Тип фильтроэлемента "Реготмас"	Фильтрующий материал
1.1.25-25	25	63	630	640-1-05	БМФ
1.1.25-10	10	63	630	663-1-012	БТК
1.1.32-25	25	100	630	441-1-05	БМФ
1.1.32-40	40	100	630	641-1-04	ДРКБ
1.1.40-10	10	160	630	663-1-012	БТК
1.1.40-25	25	160	630	661-1-05	БМФ
1.1.40-40	40	200	630	662-1-04	ДРКБ
1.1.50-25	25	250	630	661-1-05	БМФ
1.1.63-40	40	400	630	662-1-04	ДРКБ
1.1.25-25/16	25	63	1600	640-1-05	БМФ
1.1.32-25/16	25	100	1600	441-1-05	БМФ

#### Примечания:

1. Для всех фильтров СДМ номинальный расход указан при перепаде давления 0,08 МПа и вязкости  $0,3 \cdot 10^{-4}$ – $0,4 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с; максимально допустимый перепад давления 0,35 МПа; предохранительный клапан открывается при перепаде давления 0,25 МПа и пропускает весь номинальный расход при 0,35 МПа.

2. Фильтры, приведенные в табл. Б, рекомендуется применять в следующих случаях: 1.1.25-25 – для заправки рабочей жидкостью гидроприводов машин с аксиально-поршневыми гидромашинами; 1.1.32-25, 1.1.40-25 и 1.1.50-25 – в сливных гидрелиниях экскаваторов, самоходных кранов, погрузчиков и других машин с аксиально-поршневыми гидромашинами; 1.1.25-25/16, 1.1.25-32/16 – в гидрелиниях подпитки замкнутых объемных гидроприводов и в гидромеханических передачах погрузчиков, автогрейдеров и других машин с давлением до 1,6 МПа; 1.1.25-10, 1.1.40-10 – в следящих гидроприводах, а также в линиях подпитки замкнутых гидроприводов с регулируемыми аксиально-поршневыми гидромашинами, 1.1.32-40, 1.1.40-40, 1.1.63-40 – в сливных гидрелиниях автогрейдеров, бульдозеров и других машин с шестеренными насосами, а также для замены сетчатых фильтроэлементов на других машинах (экскаваторах и пр.).

## 20. Технические характеристики фильтров

Марка	Тонкость фильтрации, мкм	Пропускная способность, л/мин	Номинальное давление, МПа	Потеря давления, МПа
С42-5 (сетчатый)	160	10,20,40,80	0,63	0,1
	80	5,10,20,40		
	40	2,5,5,10,20		
Г41-1	10	16,40,63,100	0,63	0,1
Г42-2	120	5,12,25,50	0,63	0,1
ФП-7 (пластинчатый)	5	2,5 10,25	20	0,63
	10	16,40,63,100		
	25	25,63,100,160		
	25	25,63,100,160		
	10	16,40,63,100		
ФС-7 (сетчатый)	25	25,63,100,160	0,63	0,25
	40	25,100,160	0,63	0,25
	80		20	0,63
	160		6,3	0,25
	40		25,100,160	6,3
40	25,100,160		0,63	0,25
ФМ (магнитный)	80	25,100,160	0,63	0,25
	160	8,12,25,50	0,63	0,005
	5-10	70,100,200,400	0,63	0,005
ФМС (магнитно-сетчатый)	5-10	18,35	0,63	0,01
	60-80	18,35	0,63	0,01

## 21. Буквенные позиционные обозначения основных элементов гидропривода по ГОСТ 2.704-76

Устройство (общее обозначение)	А
Гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор)	АК
Аппарат теплообменный	АТ
Гидробак	Б
Влагоотделитель	ВД
Вентиль	ВН
Гидровытеснитель	ВТ
Пневмоглушитель	Г
Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный	Д
Делитель потока	ДП
Гидродроссель (пневмодроссель)	ДР
Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
Гидроклапан (пневмоклапан)	К
То же выдержки времени	КВ
— " — давления	КД
— " — обратный	КО
— " — предохранительный	КП
— " — редуционный	КР

Компрессор	КМ
Гидромотор (пневмомотор)	М
Манометр	МН
Гидродинамическая передача	МП
Маслораспылитель	МР
Масленка	МС
Гидродинамическая муфта	МФ
Насос	Н
Насос аксиально-поршневой	НА
Насос-мотор	НМ
Насос пластинчатый	НП
Насос радиально-поршневой	НР
Пнеumoгидропреобразователь	ПГ
Гидропреобразователь	ПР
Гидрораспределитель (пневмораспределитель)	Р
Реле давления	РД
Гидроаппарат (пнеumoаппарат) золотниковый	РЭ
Гидроаппарат (пнеumoаппарат) клапанный	РК
Регулятор потока	РП
Ресивер	РС
Сепаратор	С
Сумматор потока	СП
Термометр	Т
Гидродинамический трансформатор	ТР
Устройство воздухопускное	УВ
Гидроусилитель	УС
Фильтр	Ф
Гидроцилиндр (пнеumoцилиндр)	Ц

## 22. Параметры гидроаппаратов

Наименование	Тип	Давление номинальное, МПа	Расход жидкости Q, л/мин	Потеря давления $\Delta p_{га}$
<i>Клапаны</i>				
Обратный	41.5157-0072	32	32–1250	0,16–0,2
Обратный управляемый (гидрозамок)	КУ	32	40–400	0,4
Редукционный	КР	1,5–15	25,40,63,80, 100,160	0,2
Редукционный с регулятором	Г77-2	20	16,32,63, 160	0,2
Делительный (делитель потока)	КД	20	4–160	0,8–1,0*
Делительный с обратным клапаном	КДК	20	4–160	0,8–1,0*
Поддерживающий	ПК	20	4–160	0,15

Наименование	Тип	Давление номинальное, МПа	Расход жидкости Q, л/мин	Потеря давления $\Delta p_{га}$
<i>Дроссели</i>				
Нерегулируемый	Г77-3	10	5-80	0,15-0,45
Регулируемый	ДР	32	16-160	0,2-0,3
Регулируемый с обратным клапаном	ДК	32	25,63,160	0,3-0,4
Осевой	ДО	20	160,250,400	0,4
С регулятором (регулятор потока)	ПГ55-2	20	20,80,160	0,15
С регулятором и обратным клапаном	ПГ55-3	20	20,80,160	0,15
С регулятором и предохранительным клапаном	ПГ55-1	6,3; 10; 20	20,80,160	0,15
С регулятором, обратным и предохранительным клапаном	ПГ55-62;	7,2; 20	20	0,1
Золотник напорный	Г54-2	2,5; 6,3; 10	20, 40,80,160	0,15-0,2
Золотник напорный с обратным клапаном	Г66-1	2,5; 6,3; 10	20,40,80,160	0,15-0,2
Вентиль запорный		50	40-1000	0,5
<i>Распределители</i>				
Двухлинейный	СЗ	20	40-400	0,2
Реверсивный	по МН 5782-65	32	250-1200	0,4
Золотниковый с электромагнитным управлением	P-102	20	по графику рис. П.27	
Золотниковый	P и P <sub>н</sub>	32	по графику рис. П.27	

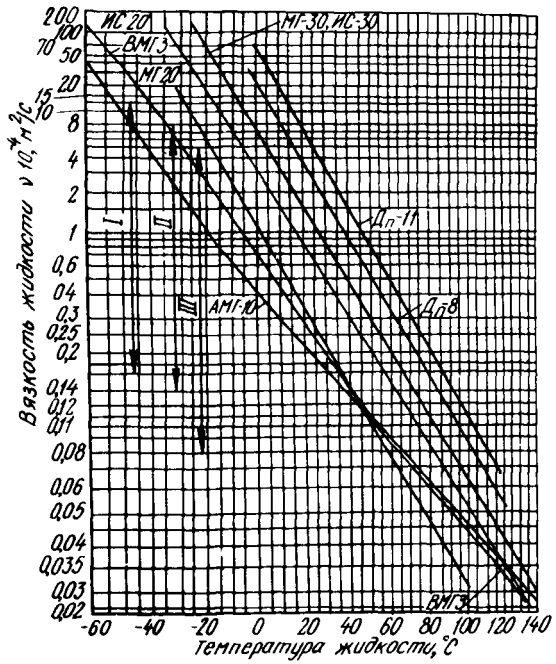
\* П р и м е ч а н и е. Потеря давления при максимальном расходе рабочей жидкости. При движении жидкости через обратные клапаны потеря давления 0,2 МПа.



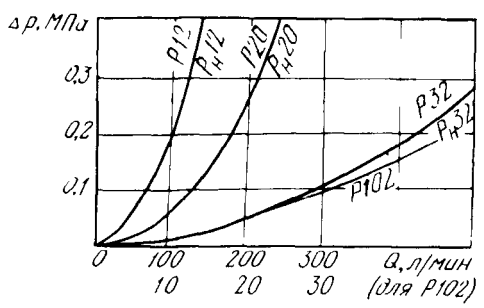
25. Технические характеристики рабочих жидкостей

Марка масла	ГОСТ или ТУ	Плотность при 50°C, кг/м <sup>3</sup>	Вязкость при 50°C, 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /с	Температура, °C		Температурные пределы применения насосов, °C		Условия применения		
				застывания	вспышки	шестеренных	аксиально-поршневых			
ВМГЗ	ТУ38-1-196-68	860	0,10	-60	135	-40	+35	-40	+65	При отрицательных температурах
Замени- тель АМГ-10	ГОСТ 6794-53	870	0,10	-70	92	-50	+25	-45	+60	
МГ-30	ТУ38-1-01-50-70	980	0,30	-35	190	-10	+60	+5	+85	При положительных температурах
Замени- тель ИС-30	ГОСТ 8675-65	916	0,30	-15	190	-5	+60	+5	+80	на открытом воздухе
МГ-20	ТУ38-1-01-50-70	985	0,20	-40	180	-15	+50	-10	+80	При положительных температурах
Замени- тель ИС-20	ГОСТ 8675-65	900	0,20	-20	180	-10	+50	+5	+80	в закрытых помещениях
ДП-8	ГОСТ 5304-50	886	0,52	-25	200	-20	-20	+50		В тракторных гидросистемах при отрицательных температурах
ДП-11	ГОСТ 5307-50	890	0,82	-15	190	-10	+90			То же при положительных температурах
АУ вер- тенное	ГОСТ 1642-50	890	0,13	-45	163	-40	+60			При положительных и отрицательных температурах в ответственных гидро-системах
Транс- форма- торное	ГОСТ 982-56	886	0,096	-45	135	-30	+90			

26. Вязкостно-температурные кривые рабочих жидкостей гидроприводов



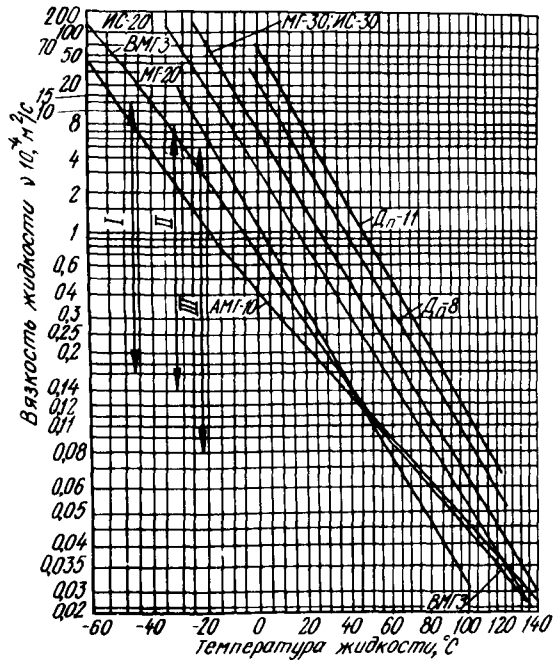
27. Потери давления в золотниковых распределителях в зависимости от номинального расхода



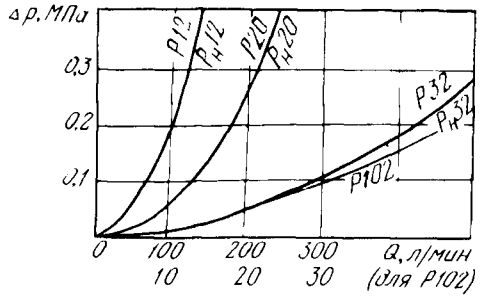
25. Технические характеристики рабочих жидкостей

Марка масла	ГОСТ или ТУ	Плотность при 50°С, кг/м <sup>3</sup>	Вязкость при 100°С, м <sup>2</sup> /с	Температура, °С		Температурные пределы применения насосов, °С		Условия применения
				застывания	вспышки	шестеренных	аксиально-поршневых	
ВМГЗ	ТУ38-1-196-68	860	0,10	-60	135	-40 +35	-40 +65	При отрицательных температурах
Заменятель АМГ-10	ГОСТ 6794-53	870	0,10	-70	92	-50 +25	-45 +60	
МГ-30	ТУ38-1-01-50-70	980	0,30	-35	190	-10 +60	+ 5 +85	При положительных температурах
Заменятель ИС-30	ГОСТ 8675-65	916	0,30	-15	190	- 5 +60	+ 5 +80	на открытом воздухе
МГ-20	ТУ38-1-01-50-70	985	0,20	-40	180	-15 +50	-10 +80	При положительных температурах
Заменятель ИС-20	ГОСТ 8675-65	900	0,20	-20	180	-10 +50	+ 5 +80	в закрытых помещениях
ДП-8	ГОСТ 5304-50	886	0,52	-25	200	-20	+50	В тракторных гидросистемах при отрицательных температурах
ДП-11	ГОСТ 5307-50	890	0,82	-15	190	-10	+90	То же при положительных температурах
АУ вертетенное	ГОСТ 1642-50	890	0,13	-45	163	-40	+60	При положительных и отрицательных температурах в ответственных гидросистемах
Трансформаторное	ГОСТ 982-56	886	0,096	-45	135	-30	+90	

1. Вязкостно-температурные кривые рабочих жидкостей гидроприводов



27. Потери давления в золотниковых распределителях в зависимости от номинального расхода



## 28. ГОСТы и нормалы

- ГОСТ 2.101-109—68 ЕСКД. Основные положения.
- ГОСТ 2.701—68 Схемы. Общие требования к выполнению.
- ГОСТ 2.704—76 Правила выполнения гидравлических и пневматических схем.
- ГОСТ 2.316—68 Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц.
- ГОСТ 2.780—68 Обозначения условные графические. Элементы гидравлических и пневматических сетей.
- ГОСТ 2.781—68 Аппаратура распределительная и регулирующая.
- ГОСТ 2.782—68 Обозначения условные графические. Насосы и двигатели.
- ГОСТ 17752—72 Объемный гидропривод и пневмопривод. Термины и определения.
- ГОСТ 17398—72 Насосы. Термины и определения.
- ГОСТ 13824—68 Насосы объемные и моторы. Рабочие объемы.
- ГОСТ 13825—68 Номинальные потоки жидкости.
- ГОСТ 14063—68 Аппаратура гидравлическая и пневматическая. Основные параметры.
- ГОСТ 14064—68 Аккумуляторы гидравлические. Основные параметры.
- ГОСТ 16770—71 Баки гидравлических и смазочных систем. Номинальные емкости.
- ГОСТ 14066—68 Фильтры гидравлических и смазочных систем. Основные параметры.
- ГОСТ 16515—70 Фильтры гидравлических и смазочных систем. Общие технические требования.
- ГОСТ 6540—68 Цилиндры гидравлические и пневматические. Основные параметры.
- ГОСТ 16029—70 Цилиндры телескопические, гидравлические и пневматические. Основные параметры.
- ГОСТ 6286—73 Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетками.
- ГОСТ 8732—78 Трубы стальные бесшовные горячекатаные. Сортамент.
- ГОСТ 8734—75 Трубы стальные бесшовные холоднотянутые и холоднокатаные. Сортамент.
- ГОСТ 9041—59 Уплотнения резино-тканевые шевронные многорядные.
- ГОСТ 8752—70 Манжеты резиновые армированные для валов.
- ГОСТ 14896—74 Манжеты резиновые уменьшенного сечения для гидравлических устройств.
- ГОСТ 6969—54 Манжеты резиновые уплотнительные диаметром до 300 мм для гидравлических устройств.
- ГОСТ 9833—73 Кольца резиновые круглого сечения для уплотнения гидравлических и пневматических устройств.
- ОН22-185—69 Привод гидростатический. Распределители золотниковые с ручным управлением на  $P_{ном} = 160 \text{ кгс/см}^2$ .
- МН57282—65 Золотники с электрогидравлическим управлением.
- ОН22-176—69 Привод гидростатический. Цилиндры поршневые на  $P_{ном} = 160 \text{ кгс/см}^2$ .
- ОН22-138—68 Привод гидростатический. Фильтры магистральные на  $P_{ном} = 6,3 \text{ кгс/см}^2$ .
- ОН22-60—67 Привод гидростатический. Фильтры встроенные.
- МН73—64 Рукава высокого давления с заделками. Конструкция. Основные размеры и технические требования.
- ГОСТ 8625—71 Манометры, вакуумметры и мановакуумметры показывающие. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 16028—70 Гидравлические приводы. Правила по технике безопасности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Абрамов Н.Н.* Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам. – М.: Высшая школа, 1972.
2. *Артмонов М.Д., Морин Н.Н., Скворцов Г.А.* Основы и конструирование авто-тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1972.
3. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971.
4. *Беркович Ф.М., Каштанов Л.Н.* Гидравлические схемы строительных, дорожных и коммунальных машин и методика их составления. – М., 1973.
5. *Брон Л.С., Тартаковский Ж.Э.* Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. – М.: Машиностроение, 1974.
6. *Васильченко В.А., Поздняянская Н.В.* Рабочие жидкости для гидроприводов машин. – Механизация строительства, 1972, № 1, с. 20–22.
7. *Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б.* Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Вышэйшая школа, 1976.
8. *Гидравлическое оборудование/ВНИИгидропривод.* – М., 1972.
9. *Гидропривод* тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов/В.И. Мелик-Гайказов, Ю.П. Подгорный, М.Ф. Самусенко и др. – М.: Машиностроение, 1968.
10. *Каверзин С.В.* Гидропривод строительных и дорожных машин/Красноярский политехн. ин-т. – Красноярск, 1975.
11. *Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Г.* Справочник по гидроприводам горных машин. – М.: Недра, 1973.
12. *Лейко В.С., Васильченко В.А.* Особенности расчета и проектирования гидропривода для обеспечения работоспособности при низких температурах. – Вестник машиностроения, 1974, № 9, с. 7–11.
13. *Мирзоян Г.С., Мануйлов В.Ю.* Основные параметры и расчет объемного гидропривода дорожно-строительных машин. – М., 1975.
14. *Объемные гидравлические приводы/Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.* – М.: Машиностроение, 1969.
15. *Одноковшовые экскаваторы и самоходные краны с гидравлическим приводом/И.Л. Беркман, А.А. Буланов, А.В. Раннев и др.* – М.: Машиностроение, 1971.
16. *Савин И.Ф.* Гидравлический привод строительных машин. – М.: Стройиздат, 1974.
17. *Справочник* конструктора дорожных машин/Под ред. И.П. Бородачаева. – М.: Машиностроение, 1965.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	4
<b>Глава 1. Общие положения . . . . .</b>	<b>6</b>
1.1. Назначение и объем курсовой работы . . . . .	6
1.2. Задание на курсовую работу. . . . .	6
1.3. Содержание курсовой работы . . . . .	7
1.3.1. Пояснительная записка. . . . .	7
1.3.2. Графическая часть . . . . .	8
1.4. Порядок проектирования . . . . .	9
1.5. Оформление курсовой работы . . . . .	9
1.5.1. Оформление чертежей гидросхем . . . . .	9
1.5.2. Оформление пояснительной записки . . . . .	12
1.5.3. Обозначения конструкторских документов . . . . .	12
<b>Глава 2. Объемный гидравлический привод. Общие понятия . . . . .</b>	<b>14</b>
2.1. Классификация объемных гидравлических приводов . . . . .	14
2.2. Состав гидропривода . . . . .	15
2.3. Элементы и устройства гидропривода. Их назначение . . . . .	15
2.3.1. Насосы и гидромоторы. . . . .	15
2.3.2. Гидроцилиндры . . . . .	20
2.3.3. Направляющие гидроаппараты . . . . .	22
2.3.4. Регулирующие гидроаппараты . . . . .	25
2.3.5. Трубопроводы и присоединительная арматура . . . . .	28
2.3.6. Гидробаки. . . . .	29
2.3.7. Фильтры (отделители твердых частиц) . . . . .	29
<b>Глава 3. Составление принципиальной гидросхемы . . . . .</b>	<b>32</b>
3.1. Общие требования к гидроприводам строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин. . . . .	32
3.2. Схемы циркуляции рабочей жидкости. . . . .	33
3.3. Регулирование скорости рабочих органов . . . . .	35
3.4. Поддержание постоянной скорости рабочего органа . . . . .	37
3.5. Предохранение гидропривода от перегрузок. Снижение динамических нагрузок . . . . .	39
3.6. Фиксация рабочих органов в заданном положении . . . . .	41
3.7. Синхронизация движения рабочих органов. . . . .	42
3.8. Установка фильтров . . . . .	43
<b>Глава 4. Основы расчета гидропривода . . . . .</b>	<b>45</b>
4.1. Исходные данные для расчета . . . . .	45
4.1.1. Типовое задание и выбор исходных данных . . . . .	45
4.1.2. Режим работы гидропривода . . . . .	45
4.1.3. Выбор номинального давления . . . . .	46
4.1.4. Выбор марки рабочей жидкости . . . . .	47
4.2. Определение диаметра гидроцилиндра. . . . .	50
4.3. Определение расхода, потребляемого гидроцилиндрами . . . . .	52

4.4. Выбор гидромотора . . . . .	53
4.5. Определение расхода, потребляемого гидромотором . . . . .	54
4.6. Выбор насоса . . . . .	54
4.7. Гидравлический расчет трубопроводов . . . . .	55
4.7.1. Расчет диаметров труб и рукавов . . . . .	56
4.7.2. Расчет гидравлических потерь . . . . .	56
4.7.3. Расчет замедлительного дросселя . . . . .	59
4.8. Выбор фильтра . . . . .	60
4.9. Расчет мощности и КПД гидропривода . . . . .	60
4.10. Тепловой расчет гидропривода . . . . .	61
4.11. Проверочный расчет гидропривода . . . . .	63
<b>Приложения . . . . .</b>	<b>66</b>
<b>Л и т е р а т у р а . . . . .</b>	<b>91</b>

*Всеволод Вячеславович Юшкин*

## **ОСНОВЫ РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА**

Редактор *Т.В. Челюканова*

Мл. редакторы *Н.В. Валишева, Т.И. Досаева*

Худож. редактор *Ю.С. Сергачев*

Техн. редактор *Г.А. Лакишик*

Корректоры *В.В. Неверко, З.Б. Звонарева*

Оператор *И.В. Скубий*

ИБ № 1319

Подписано в печать 01.10.81. АТ 20625. Формат 60х90 1/16. Бумага офсет. Гарнитура  
Пресс Роман. Печать офсет. Усл.печ.л. 6,0. Усл.кр.-отт. 6,25. Уч.-изд.л. 6,31. Тираж  
5000 экз. Тип. зак. 5005. Цена 25 к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета БССР по делам изда-  
тельств, полиграфии и книжной торговли. 220048, Минск, проспект Машерова, 11.

Типография "Победа". Молодечно, Привокзальный пер., 11.

Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в издательстве "Вышэйшая школа".

**Юшкин В.В.**

**Ю 96** Основы расчета объемного гидропривода: [ Учеб. пособие для вузов ]. – Мн.: Выш. школа, 1982. – 93 с., ил.  
25 к.

В учебном пособии излагаются общие основы расчета объемного гидропривода машин и механизмов различных типов, а также рекомендации по методике их расчета и проектирования.

Предназначено для студентов механических специальностей вузов, занимающихся расчетом и проектированием гидравлического привода.

Ю 2702000000–032 92–82  
М304 (05)–82

ББК 34.447 я 73  
6П2.3

**В. В. ЮШКИН**

**ОСНОВЫ  
РАСЧЕТА  
ОБЪЕМНОГО  
ГИДРОПРИВОДА**