

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет»

**Д.И. Шишлянников, В.Г. Островский,  
С.А. Фролов, В.Ю. Зверев**

## **ГИДРОПРИВОД БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

*Утверждено  
Редакционно-издательским советом университета  
в качестве учебного пособия*

Издательство  
Пермского национального исследовательского  
политехнического университета  
2019

УДК 622.24.05+622.272.05](075.8)  
Г46

Авторы: Д.И. Шишлянников, В.Г. Островский,  
С.А. Фролов, В.Ю. Зверев

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор *А.А. Рыбин*  
(Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет);  
канд. техн. наук, доцент *И.Е. Звонарев*  
(Санкт-Петербургский горный университет)

**Гидропривод** бурового и нефтедобывающего оборудования :  
Г46 учеб. пособие / Д.И. Шишлянников [и др.]. – Пермь : Изд-во Перм.  
нац. исслед. политехн. ун-та, 2019. – 91 с.

ISBN 978-5-398-02124-0

Изложена теория работы и особенности применения объемного гидропривода нефтепромысловых машин. Приведены чертежи конструкций гидроаппаратуры и принципиальные схемы гидравлических передач. Описан порядок работы гидравлических приводов бурового и нефтедобывающего оборудования. Даны методологические основы расчета гидравлических приводов нефтепромысловых машин. Описаны неисправности объемного гидропривода бурового и нефтепромыслового оборудования.

Предназначено для студентов технических вузов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.02. «Технологические машины и оборудование», по профилю «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов», а также для инженерно-технических работников нефтегазодобывающих и буровых предприятий, научно-исследовательских, проектных, экспертных и ремонтных организаций.

УДК 622.24.05+622.272.05](075.8)

ISBN 978-5-398-02124-0

© ПНИПУ, 2019

## СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	5
2. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	8
2.1. Основные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям гидравлических приводов.....	8
2.2. Основные физические свойства рабочих жидкостей гидроприводов нефтепромыслового оборудования.....	10
2.3. Особые состояния рабочих жидкостей гидроприводов.....	12
3. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	13
3.1. Объемные насосы.....	13
3.1.1. Основные параметры роторных объемных насосов.....	14
3.1.2. Роторно-поршневые насосы.....	17
3.1.3. Шестеренные насосы.....	19
3.1.4. Пластинчатые насосы.....	21
3.2. Объемные гидродвигатели.....	24
3.2.1. Основные параметры гидромоторов.....	25
3.2.2. Конструкции гидромоторов.....	27
3.2.3. Гидроцилиндры.....	31
3.3. Распределители.....	34
3.4. Предохранительные и редуцирующие клапаны.....	39
3.5. Обратные клапаны и гидрозамки.....	42
3.6. Дроссели и регуляторы расхода.....	44
3.7. Фильтры.....	48
3.7.1. Конструкции фильтров.....	49
3.7.2. Схемы установки фильтров.....	51
3.8. Соединительные трубопроводы.....	53
3.9. Гидробаки.....	57
4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК.....	58
4.1. Компоновка гидропривода НПК.....	59
4.2. Компоновка гидропривода «Гейзер».....	63
4.3. Основные сведения о надежности гидравлических приводов штанговых скважинных насосных установок.....	66

5. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА НЕФТЕПРОМЫСЛОВЫХ МАШИН .....	67
5.1. Обоснование выбора гидромотора.....	68
5.2. Определение необходимой подачи и рабочего давления насоса .....	69
5.3. Обоснование выбора основного насоса.....	72
5.4. Выбор устройств управления .....	72
5.5. Выбор дополнительных и вспомогательных устройств .....	75
6. НЕИСПРАВНОСТИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА БУРОВОГО И НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	76
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	78
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Условные обозначения элементов объемного гидропривода.....	80
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Варианты заданий на контрольную работу .....	82
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Справочные данные по гидравлическому оборудованию.....	83

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

**Гидропривод** – совокупность устройств, обеспечивающих приведение в движение механизмов и машин. Как правило, он состоит из гидравлической передачи, аппаратуры управления и регулирования, вспомогательных устройств (фильтров, резервуаров и т.п.) и магистралей (рис. 1).



Рис. 1. Структура объемного гидропривода

Устройство гидравлических приводов нефтепромысловых машин графически принято изображать в виде гидравлических схем. Условные обозначения основных элементов объемного гидропривода приведены в прил. 1.

**Гидропередача** является основой гидропривода и предназначена для передачи механической энергии от приводного двигателя к нагрузке посредством жидкости. Гидравлическая передача состоит из насоса, гидродвигателя и соединительных трубопроводов (гидролиний). Насос служит для создания потока жидкости, т.е. для преобразования механической энергии приводного двигателя в гидравлическую энергию, а гидродвигатель – для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена гидропередачи (механическую энергию).

Различают разомкнутые и замкнутые гидропередачи (рис. 2).

**Гидропередача с разомкнутой системой циркуляции** (см. рис. 2, а) характеризуется тем, что рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком. Достоинство такой схемы – хорошие условия для охлаждения и

очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

**Гидропередача с замкнутой схемой циркуляции** (см. рис. 2, б) характеризуется тем, что рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры.

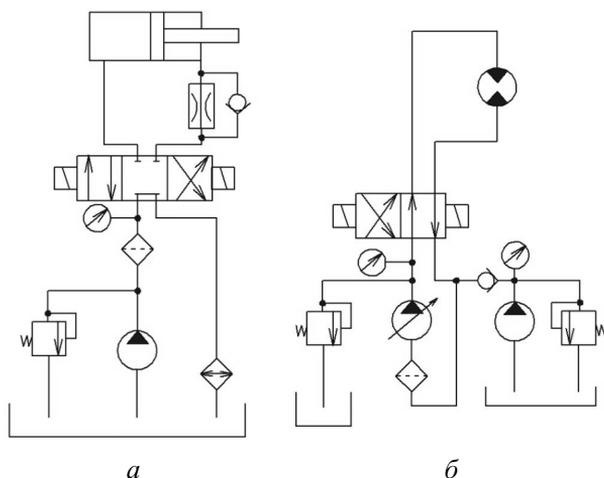


Рис. 2. Схемы гидравлические: а – с разомкнутой системой циркуляции; б – с замкнутой системой циркуляции

При разработке гидравлических систем нефтепромысловых машин учитывают особенности, связанные с их спецификой: пожаро- и взрывоопасную атмосферу; значительные объемы рабочей жидкости; большое число гидроаппаратуры в гидросистеме, часто приводящее к снижению объемного КПД; относительно частые перемонтаж и ремонт, что связано со сливом рабочей жидкости из гидроэлементов; работу элементов гидросистемы в широком диапазоне значений давления (0,1–63 МПа) и температуры (–50–(+80) °С).

Применительно к нефтепромысловым машинам *достоинства гидропривода* состоят в следующем:

– простота получения практически любого вида механического перемещения с независимым расположением выходных элементов, что упрощает компоновку, кинематику и конструкцию машины;

– малые масса и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности ( $0,1-0,2$  кВт/дм<sup>3</sup>), что обеспечивает повышение энерговооруженности в заданных габаритах оборудования. Если сравнить гидравлический мотор и электрический двигатель одинаковой мощности, то оказывается, что размеры гидромотора составят 12–13 % размера электродвигателя, а вес гидромотора 10–12 % веса электродвигателя;

– возможность бесступенчатого регулирования выходной скорости в широком диапазоне, что обеспечивает эффективность работы буровых и нефтепромысловых машин;

– возможность создания высокомоментного низкооборотного привода, что позволяет исключить большегабаритные механические передачи из конструкции машины;

– надежное ограничение в заданных пределах величин нагрузок и простота защиты машины от экстренных перегрузок, что обеспечивает высокую надежность бурового и нефтепромыслового оборудования;

– хорошие динамические свойства, высокая частота реверсирования и высокое быстродействие, что существенно упрощает создание систем автоматизированного управления;

– наибольшая механическая и скоростная жесткость. Механическая жесткость – величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость – относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.

Гидроприводу присущи и *недостатки*, которые ограничивают его применение:

– изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных значениях температуры);

– утечки жидкости из гидросистем, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидropередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях;

– необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности для достижения малых зазоров между подвиж-

ными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления;

- взрыво- и огнеопасность применяемых минеральных рабочих жидкостей;

- невозможность передачи энергии на большие расстояния из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

Со многими из этих недостатков можно бороться. Например, стабильность вязкости при изменении температуры достигается применением синтетических рабочих жидкостей. Окончательный выбор типа привода устанавливается при проектировании машин по результатам технико-экономических расчетов с учетом условий работы этих машин. Гидропривод тем не менее имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстроедействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность привода.

## **2. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

### **2.1. Основные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям гидравлических приводов**

В гидроприводе нефтепромысловой машины рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе нефтепромысловых машин применяют минеральные масла и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости гидросистемы нефтепромысловой машины определяется следующими характеристиками:

- диапазоном рабочих значений температуры;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностью засорения и т.д.).

Специфические условия эксплуатации гидропривода нефтепромыслового оборудования определяют следующие основные требования к рабочей жидкости их гидросистем:

- негорючесть;
- высокие смазочные свойства;
- стабильность;
- противокоррозионные и защитные свойства;
- инертность;
- отсутствие стойкой пены;
- нетоксичность;
- низкая стоимость;
- возможность работы в широком диапазоне значений температуры: от  $-40$  до  $+80$  °С.

Диапазон рекомендуемых рабочих значений температуры рабочей жидкости находят по ее вязкостным характеристикам. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также смазывающей способностью рабочей жидкости. Нижний температурный предел определяется условием полного заполнения рабочих камер насоса.

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости: при больших значениях давления и малых скоростях движения рабочих механизмов стремятся применять рабочую жидкость повышенной вязкости, а при низких значениях давления и высоких скоростях движения рабочего оборудования – пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства. При этом необходимо соблюдать следующие требования:

- не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости;
- пользоваться чистым заправочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой;
- не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц;
- фильтровать жидкость перед ее заливкой;
- герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость.

Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50–100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

## 2.2. Основные физические свойства рабочих жидкостей гидроприводов нефтепромыслового оборудования

Рассмотрим основные свойства рабочих жидкостей гидроприводов нефтепромысловых машин, которые имеют наибольшее значение в гидравлических расчетах, а также зависимость этих свойств от изменяющихся условий применения жидкостей.

**Плотность жидкости**  $\rho$  – физическая величина, определяемая для однородной среды отношением ее массы  $M$  к занимаемому объему  $V$ .

Плотность жидкости оказывает большое влияние на величину давления в гидросистеме, так как только при определенном перепаде давления возможен поток жидкости через конструктивные каналы гидравлических устройств. Чем больше плотность рабочей жидкости, тем больше давления затрачивается на ускорение и торможение потока, при этом нет полезной работы в исполнительном механизме. Для рабочей жидкости с более высокой плотностью необходимо, при прочих равных условиях, для передачи данной энергии потока применять элементы с большим проходным сечением и, наоборот, для жидкости с меньшей плотностью – элементы с очень небольшими зазорами. Создание элементов с малыми зазорами связано с технологическими трудностями и требует тонкой очистки технологических жидкостей. Исходя из этого в гидроприводах рекомендуется применять рабочие жидкости плотностью 700–1000 кг/м<sup>3</sup>.

Плотность жидкости определяют с помощью денсиметра (ареометра). Прибор (рис. 3) представляет собой колбу, загруженную мерным грузом. Верхняя запаянная часть трубки имеет малый диаметр и отградуирована в единицах плотности. Чем глубже погружается колба, тем меньше плотность жидкости. Деление на трубке, которое совмещается со свободной поверхностью жидкости, показывает ее плотность.

**Сжимаемость жидкости** – свойство изменять объем при изменении давления. Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости  $\alpha_p$ , который представляет собой относительное изменение объема жидкости при увеличении давления на единицу. Так, при увеличении давления на величину  $\Delta p$  первоначальный объем жидкости  $V$  изменится на величину

$$\Delta V = \alpha_p V \Delta p.$$

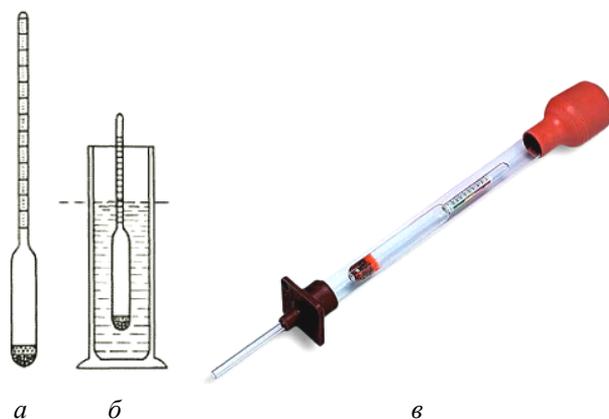


Рис. 3. Денсиметр (ареометр): *а* – общий вид; *б* – замер плотности жидкости; *в* – в колбе для забора проб жидкости из гидравлических баков  
 Единица измерения коэффициента сжимаемости  $\alpha_p$  – м<sup>-2</sup>/Н.  
 Величину, обратную  $\alpha_p$ , называют *модулем упругости жидкости*:

$$E_{ж} = 1/\alpha_p.$$

Единица измерения модуля упругости жидкости – Н/м<sup>2</sup>.

Модули упругости большинства жидкостей настолько велики, что жидкости можно считать несжимаемыми и модули упругости принимать постоянными. Это допущение используется при выводе большинства зависимостей гидравлики. Среднее значение модуля упругости для воды равно 2050 МН/м<sup>2</sup>, а для минеральных масел 1670 МН/м<sup>2</sup>.

Однако при решении задач о гидравлическом ударе, а также об устойчивости и колебании гидросистем сжимаемость жидкости необходимо учитывать.

**Вязкость** – свойство жидкостей оказывать сопротивление сдвигу или относительному смещению слоев. Различают вязкость динамическую и кинематическую.

**Динамическая вязкость**  $\eta$  выражает удельную силу трения между слоями, скользящими с относительной скоростью, равной 1; силу сопротивления перемещению слоя жидкости площадью 1 см<sup>2</sup> на 1 см со скоростью 1 см/с. Динамическая вязкость измеряется в пуазах:

$$1 \text{ П} = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 100 \text{ сП}.$$

**Кинематическая вязкость**  $\nu$  – отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}.$$

Кинематическую вязкость измеряют в стоксах:

$$1 \text{ Ст} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ см}^2/\text{с}.$$

Вязкость является важнейшей характеристикой жидкости любого назначения и для большей части жидкостей зависит от температуры и давления. Чем больше скорость перемещения исполнительного механизма и чем меньше рабочее давление, тем вязкость жидкости должна быть меньше, так как при большой скорости потока имеют место большие потери давления. При малой скорости перемещения исполнительного механизма и при больших значениях давления следует применять более вязкие жидкости, так как с уменьшением вязкости увеличивается величина утечек. Вязкость обычно значительно ограничивает диапазон рабочих значений температуры гидросистемы. Для гидропривода буровых и нефтедобывающих машин рекомендуются жидкости, вязкость которых находится в пределах 10–70 сСт.

Из тепловых свойств жидкости наибольшее практическое значение имеют удельная теплоемкость и теплопроводность, характеризующие способность жидкости отводить тепло от трущихся поверхностей деталей гидравлических приводов.

### **2.3. Особые состояния рабочих жидкостей гидроприводов**

Жидкость практически представляет собой сплошную однородную среду. Однако в некоторых случаях происходит нарушение сплошности жидкости, которое может существенно повлиять на закономерности ее равновесия и движения.

*Растворение в жидкости газов* представляет собой процесс проникновения молекул газа из окружающей среды через свободную поверхность внутрь жидкости. Если давление в какой-либо части объема жидкости уменьшается (или температура повышается), то находящийся в жидкости газ начинает выделяться в виде пузырьков и в жидкости образуются разрывы сплошности, ухудшающие свойства жидкости. Газ выделяется из жидкости до тех пор, пока не наступает равновесие между жидкой и газовой фазами системы. При выделении газа жидкость вспенивается. Время насыщения жидкости газом зависит от площади свободной поверхности. Возмущение поверхности ускоряет процесс растворения газа.

В случае появления в жидкости пузырьков пара различают два явления: кипение и кавитацию жидкости.

**Кипение жидкости** – это процесс образования пузырьков пара внутри жидкости и выделение их через свободную поверхность в окружающую среду. Процесс сопровождается нарушением сплошности жидкости и изменением ее свойств.

Один из недостатков используемых в гидравлическом приводе промышленных масел – их гигроскопичность. Установлено, что за год работы жидкость гидропривода буровой машины набирает из воздуха 2–3 % воды, в результате чего температура кипения снижается на 20–30 °С.

При кипении рабочей жидкости в трубопроводах образуются сжимаемые газовые пробки, эффективность и быстрдействие работы гидропривода резко снижаются, нарушается равномерность движения ведомых звеньев гидропривода.

**Кавитация жидкости** – это явление, когда пузырьки пара или паровоздушные пузырьки, появившиеся в жидкости, не выходят из нее, а, попадая в область повышенного давления, с большой силой смыкаются (паровые пузырьки конденсируются, а газовые сжимаются). Разрушение пузырьков сопровождается шумом, вибрацией и местными гидравлическими ударами, приводящими к постепенному эрозионному разрушению ограничивающих поток твердых стенок деталей гидравлических аппаратов.

Кавитация в насосе является следствием недостаточного напора на входе в насос и внешне проявляется в виде шума и высокочастотных колебаний давления в напорной магистрали.

### **3. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

#### **3.1. Объемные насосы**

К гидравлическим машинам объемного действия относят насосы и гидродвигатели объемного действия.

Насосом называется гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию приводного двигателя в энергию потока жидкости, используемую потребителем. Объемный насос работает на принципе отсечения и вытеснения жидкости. Его характерной особенностью является наличие одной или нескольких камер, способных периодически изменять свой объем и вследствие этого всасывать жидкость в приемную полость, отсекающую ее и вытеснять под давлением в отдающую полость и напорную магистраль.

Основные узлы насосов: механизм подачи (вытеснения) жидкости, механизм распределения, механизм регулирования подачи жидкости.

Принадлежность объемных гидромашин к той или иной классификационной группе определяется формой рабочих звеньев, их кинематикой и конструктивными особенностями машины. Роторные объемные гидромашин подразделяют по следующим признакам:

- по возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые и нерегулируемые;

- по направлению потока рабочей жидкости – с постоянным и реверсивным потоком;

- по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, – одно-, двух- и многократного действия;

- по конструкции – шестеренные (с внутренним зацеплением, с внешним зацеплением), пластинчатые, поршневые (радиально-поршневые, аксиально-поршневые с наклонным блоком, аксиально-поршневые с наклонным диском).

Роторные гидромашин, кроме машин с клапанным распределением, могут быть обратимыми. Это значит, что они могут работать как в режиме насоса, так и в режиме двигателя.

### **3.1.1. Основные параметры роторных объемных насосов**

Работа насоса характеризуется его подачей  $Q_n$ , давлением нагнетания  $p_n$ , потребляемой мощностью  $N_n$ , частотой вращения  $n_n$  и КПД  $\eta$ .

Подача насоса – это отношение объема подаваемой рабочей среды ко времени. Объемную подачу насоса  $Q_n$ , м<sup>3</sup>/с, без учета объемных потерь определяют по формуле

$$Q_n = q_n n_n \cdot 60 \cdot 10^{-6},$$

где  $q_n$  – рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>/об;  $n_n$  – частота вращения насоса, об/мин.

Рабочий объем насоса – суммарное изменение объема рабочих камер за один оборот машины; объем жидкости, который машина способна переместить из подводящей линии в отводящую (при отсутствии утечек и сжимаемости) за один цикл (оборот):

$$q_n = V_k i,$$

где  $V_k$  – геометрический объем рабочей камеры, см<sup>3</sup>;  $i$  – число рабочих камер насоса, шт.

Рабочий объем  $q_n$  определяет отношение всех основных рабочих параметров насоса, поэтому он принят по ГОСТ 13824–80 в качестве основного параметра гидромашин.

По конструктивному исполнению насосы могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. В регулируемом насосе за счет изменения рабочего объема обеспечивается изменение подачи в заданных пределах. Это достигается регулирующим органом, конструкция которого зависит от устройства насоса. Относительная величина изменения рабочего объема носит название параметра регулирования насоса  $u_n$ :

$$u_n = \frac{q_n}{q_{n \max}},$$

где  $q_n$  и  $q_{n \max}$  – текущее значение рабочего объема насоса и его максимальное значение соответственно, см<sup>3</sup>/об.

Параметр регулирования может изменяться в пределах от 0 до 1 и является безразмерной величиной. Для регулируемых насосов объемная подача

$$Q_n = q_n n_n u_n.$$

Для насосов постоянной подачи  $u_n = 1$ .

Мощность насоса определяется энергией, сообщаемой жидкости приводным двигателем. Различают теоретическую, полезную и приводную мощности насоса.

Теоретическая (индикаторная) мощность, кВт, при данном перепаде давления эквивалентна теоретической подаче насоса и определяется по выражению

$$N_{нт} = Q_n p_n \cdot 10^{-3},$$

где  $Q_n$  – подача насоса без учета объемных потерь, м<sup>3</sup>/с;  $p_n$  – разность значений давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах насоса, Па.

Полезная мощность насоса, кВт, – мощность, сообщаемая жидкости на выходе из насоса:

$$N_n = N_{нт} \eta_{об},$$

где  $\eta_{об}$  – объемный КПД насоса, характеризующий величину утечек жидкости через зазоры.

Приводная мощность, или мощность, потребляемая насосом, находится из выражения

$$N_{\text{нп}} = \frac{M_{\text{н}} \omega_{\text{н}}}{9550} = \frac{N_{\text{нг}}}{\eta},$$

где  $N_{\text{нп}}$  – приводная мощность насоса, кВт;  $M_{\text{н}}$  – момент на приводном валу насоса, Н·м;  $\omega_{\text{н}}$  – частота вращения приводного вала насоса, об/мин;  $\eta$  – полный КПД насоса:

$$\eta = \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{об}},$$

где  $\eta_{\text{гм}}$  – гидромеханический КПД насоса, характеризующий потери энергии в парах трения насоса и гидравлические потери при течении рабочей жидкости в полостях насоса.

Скоростная и расходная характеристики объемного насоса приведены на рис. 4.

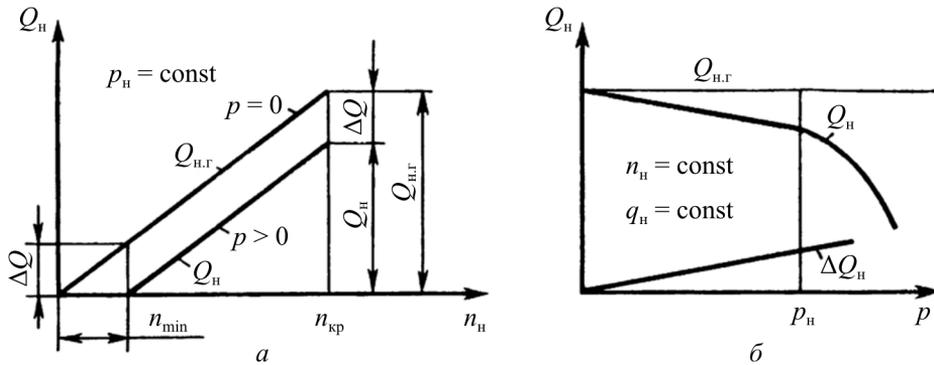


Рис. 4. Скоростная (а) и расходная (б) характеристики нерегулируемого объемного насоса

Анализируя приведенные графики, можно заметить, что величина утечек в объемном насосе не зависит от частоты вращения приводного вала и возрастает с ростом давления при прочих равных условиях. Одновременно с этим следует отметить, что существует зона изменения частоты вращения от 0 до  $n_{\text{min}}$ , в которой в результате утечек рабочей жидкости насос не подает рабочей жидкости в напорный трубопровод. Это объясняется тем, что подача насоса в этом интервале частоты вращения соизмерима с утечками рабочей жидкости. Эту зону называют зоной нерегулируемости. У различных типов насосов она различна. Наибольшую зону нерегулируемости имеют шестеренные и лопастные насосы по сравнению с поршневыми. Зона нерегулируемости насосов возрастает с износом вытеснителей и рабочих камер. Некоторые лопастные насосы после длительной эксплуатации имели зону нерегулируемости 20–25 %, у аксиальных роторно-поршневых насосов она составляет 1,5–2 %.

### 3.1.2. Роторно-поршневые насосы

В гидроприводе бурового и нефтедобывающего оборудования применяются шестеренные, пластинчатые, аксиальные и радиальные роторно-поршневые объемные насосы.

Аксиальные роторно-поршневые насосы подразделяются на насосы с наклонной шайбой (рис. 5, *a*) и наклонным цилиндрическим блоком (рис. 5, *б*), имеют цилиндрический блок 1 с поршнями 2, торцовый распределитель 3, приводной вал 4, а также устройство для изменения угла наклона у шайбы или блока.

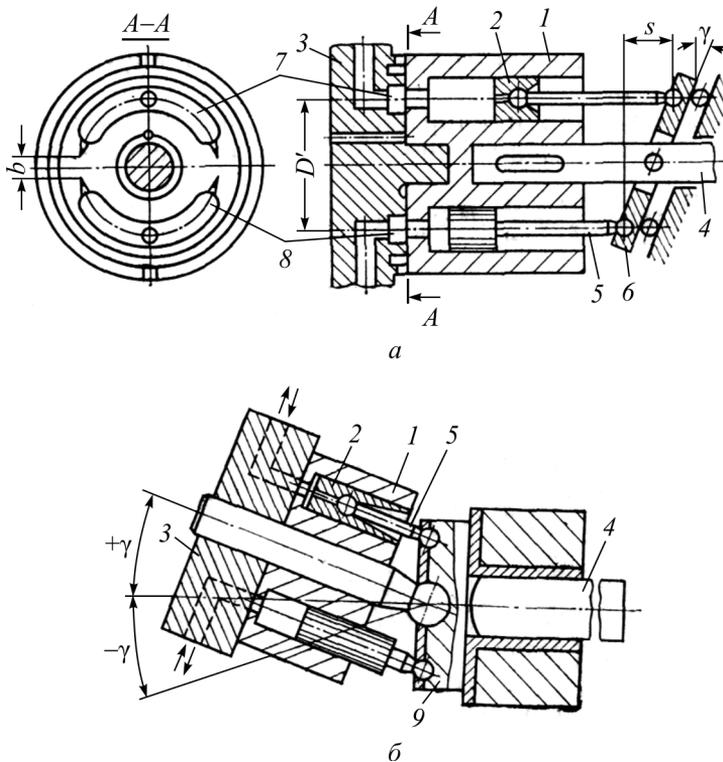


Рис. 5. Схемы аксиальных роторно-поршневых насосов:  
*a* – с наклонным диском; *б* – с наклонным блоком

При вращении приводного вала и блока цилиндров поршни 2 под действием шатунов 5, шарнирно соединенных с наклонной шайбой  $\delta$  или фланцем 9, совершают возвратно-поступательное движение. Всасывание жидкости происходит при перемещении поршней от неподвижного распределительного устройства 3, а нагнетание – при обратном ходе. Жидкость поступает в цилиндры и отводится от них через полукольцевые пазы 7 и 8 торцового распределителя.

Изменение угла наклона шайбы (или цилиндрического блока) от  $+\gamma$  до  $-\gamma$  позволяет плавно изменять ход поршней  $S$  и подачу насоса, осуществлять его реверсирование.

Расчетная подача насоса

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} znS = \frac{\pi d^2}{4} znD' \operatorname{tg} \gamma,$$

где  $d$  – диаметр цилиндра;  $z$  – число цилиндров;  $n$  – частота вращения приводного вала;  $D'$  – диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров. Обычно в аксиальных роторно-поршневых насосах  $z = 7$  или  $z = 9$ , а максимальное значение  $\gamma \approx 20^\circ$ .

Радиальные роторно-поршневые насосы (рис. 6) состоят из цилиндрического блока 4 с поршнями 2 и обоймы 5, помещенной в игольчатый подшипник. Обойма смещена относительно оси цилиндрического блока на величину эксцентриситета  $e$  и имеет устройство для его изменения. Распределитель представляет собой ось со всасывающим 6 и нагнетательным 1 каналами, разделенными уплотнительной перемычкой 3.

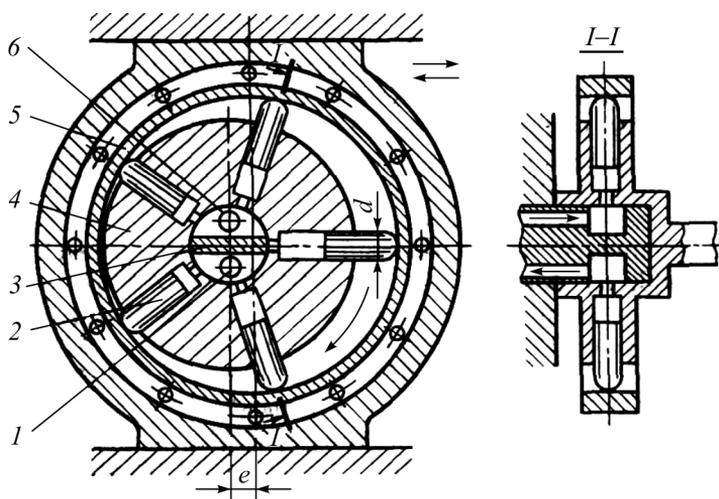


Рис. 6. Схема радиального роторно-поршневого насоса

При вращении цилиндрического блока каналы цилиндров поочередно соединяются с полостями всасывания и нагнетания распределительного устройства. В нейтральном положении поршней их каналы перекрываются уплотнительной перемычкой. Поршни прижимаются к обойме 5 под действием центробежных сил; в некоторых случаях жидкость подается в полость всасывания вспомогательным насосом. В процессе работы обойма

вращается вместе с цилиндрическим блоком, что устраняет трение скольжения головок поршней о внутреннюю поверхность обоймы.

Изменение подачи и направления потока жидкости осуществляется изменением величины и знака эксцентриситета:

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} z n 2 e_{\max} = \frac{\pi d^2}{2} z n e_{\max},$$

где  $e_{\max}$  – максимальный эксцентриситет.

Радиальные роторно-поршневые насосы отличаются высоким объемным КПД (0,96–0,98), долговечностью, но превосходят аксиальные роторно-поршневые насосы по удельной массе.

Достоинства роторно-поршневых насосов следующие:

- работа на давлении (до 80 МПа для аксиальных насосов);
- высокий КПД и удельная мощность;
- сравнительно высокие значения подачи;
- обратимость и реверсируемость;
- широкие диапазоны регулирования.

Отмечаются следующие недостатки:

- высокая чувствительность к наличию механических примесей в рабочей жидкости (необходимы фильтры тонкой очистки на 25 мкм);
- сложность конструкции и проведения ремонта, высокая стоимость.

### **3.1.3. Шестеренные насосы**

Шестеренные насосы являются наиболее распространенными из насосов с постоянным рабочим объемом благодаря простоте их конструкции, малой удельной массе, компактности, долговечности и сравнительно высокому КПД.

Одноступенчатый шестеренный насос с внешним зацеплением (рис. 7, а) состоит из корпуса 1, в котором смонтированы находящиеся в зацеплении ведущая 2 и ведомая 3 шестерни с одинаковым количеством зубьев. При вращении шестерен жидкость, поступающая через всасывающее отверстие, заполняет объем впадин, освобождаемый при выходе зубьев из зацепления. Вместе с шестернями жидкость перемещается в сторону нагнетательной линии, где входящими в зацепление зубьями вытесняется из впадин и подается в нагнетательную линию.

Для предупреждения запираания жидкости во впадинах зацепляющимися зубьями в корпусе или шестернях делают каналы, соединяющие впадины со всасывающей или нагнетательной полостью. На рис. 7, б показаны разгрузочные каналы, выполненные на зубьях шестерен.

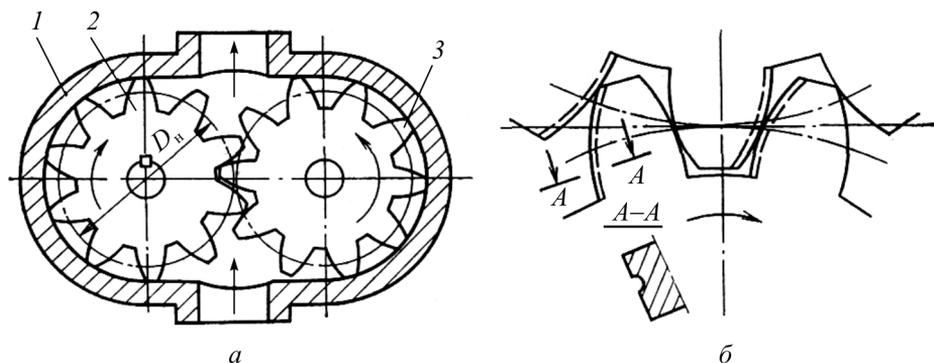


Рис. 7. Одноступенчатый шестеренный насос с внешним зацеплением

Конструктивное исполнение шестеренных насосов может быть различным в зависимости от их рабочих объемов. На рис. 8 показана конструкция насоса НШ-46 (рабочий объем –  $46 \text{ см}^3$  за один оборот). Ведущая 5 и ведомая 8 шестерни установлены на втулках 7 и 9. С корпусом 6 винтами 2 соединена крышка 1, имеющая две цилиндрические расточки под втулки 9. Зазоры уплотняются резиновыми кольцами 4, 10, 11 и сальником 3. По осевому каналу в ведомой шестерне отводятся во всасывающую полость утечки жидкости.

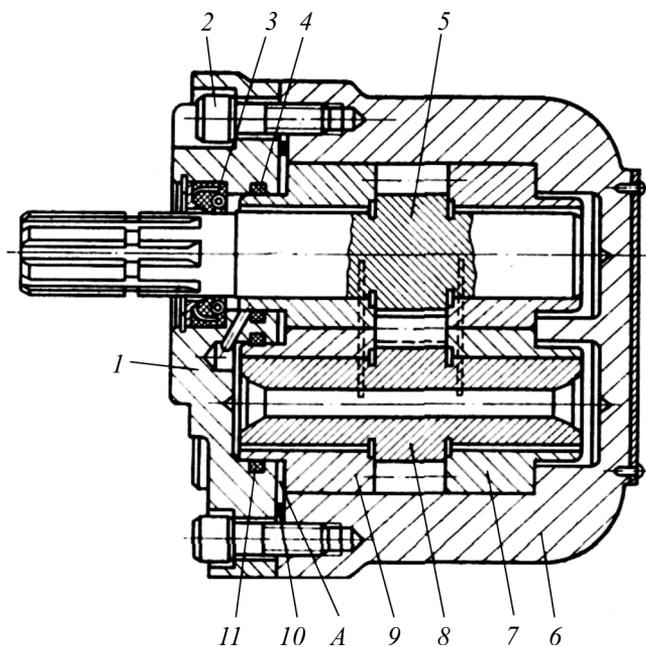


Рис. 8. Шестеренный насос НШ-46

В насосе предусмотрена гидравлическая компенсация зазоров между торцами шестерен и втулок. Рабочая жидкость по каналу поступает в полость *A*, поджимает торцы втулок к шестерням тем сильнее, чем больше развиваемое насосом давление. Благодаря этому объемный КПД насоса сохраняется достаточно высоким (0,85–0,9) при значениях давления, достигающих 10–20 МПа.

Расчетная подача насоса приближенно может быть найдена при допущении, что объем впадин равен объему зубьев и насос за каждый оборот подает количество жидкости, равное сумме объемов впадин обеих шестерен:

$$Q_p = \pi D_n h l n = \pi k m^2 z l n,$$

где  $D_n$  – диаметр начальной окружности шестерни,  $D_n = mz$ ;  $m$  – модуль зуба;  $z$  – число зубьев;  $h$  – высота зуба,  $h = km$ ;  $k$  – коэффициент пропорциональности;  $l$  – длина зуба;  $n$  – частота вращения шестерни.

Достоинства шестеренных насосов следующие:

- дешевизна;
- простота и компактность конструкции;
- высокий КПД (около 90 %);
- низкие требования к частоте жидкости (способны работать с механическими включениями в рабочей жидкости до 100 мкм);
- широкий диапазон вязкости жидкостей;
- малые габариты и масса.

Недостатки шестеренных насосов следующие:

- значительное увеличение утечек при износе шестерен (увеличении сечений зазоров) и снижении вязкости рабочей жидкости при повышении температуры;
- для регулирования подачи требуется использовать дополнительные устройства (частотный привод, дроссельное регулирование и т.д.).

### **3.1.4. Пластинчатые насосы**

Пластинчатые (шиберные) насосы (рис. 9) состоят из ротора 2 с пазами, в которых могут свободно перемещаться пластины 4. Ротор размещен в статоре 6, имеющем внутреннюю профилированную поверхность, в результате чего между статором и ротором образуются две серповидные полости. Против полостей расположены всасывающие 1, 7 и нагнетательные 5, 8 окна, разделенные перемычками 3.

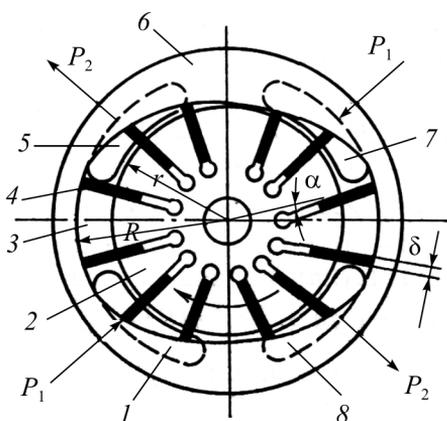


Рис. 9. Схема пластинчатого (шиберного) насоса двойного действия

При вращении ротора пластины под действием центробежных сил и давления жидкости, подводимой из полостей нагнетания под их торцы, прижимаются к внутренней поверхности статора, разделяя серповидные полости на камеры. У всасывающих окон объем камер между соседними пластинами увеличивается, вследствие чего происходит всасывание жидкости, а у нагнетательных

окон – уменьшается и жидкость подается в нагнетательную линию. За один оборот ротора происходит два цикла всасывания и нагнетания. Благодаря диаметрально противоположному расположению нагнетательных окон радиальные усилия, возникающие от давления рабочей жидкости на ротор, взаимно уравниваются.

Пазы в роторе располагают радиально или под некоторым углом  $\alpha$ . Наклон пластин улучшает условия движения их в пазах, но исключает возможность реверса.

При радиальном расположении пазов каждая камера за один оборот переносит в полость нагнетания объем жидкости

$$q_1 = 2 \left[ \pi \frac{R^2 - r^2}{z} - (R - r)\delta \right] l,$$

где  $R$  и  $r$  – большой и малый радиусы статора;  $z$  – число пластин;  $\delta$  – толщина пластины;  $l$  – ширина ротора.

Расчетная подача насоса

$$Q_p = q_1 z n = 2l \left[ \pi(R^2 - r^2) - (R - r)\delta z \right] n.$$

Для насосов с наклонными пазами в роторе

$$Q_p = 2 \left[ \pi(R^2 - r^2) - \frac{R - r}{\cos \alpha} \delta z \right] l n,$$

где  $n$  – частота вращения ротора;  $\alpha$  – угол отклонения оси паза от радиального направления,  $\alpha \approx 7^\circ \dots 10^\circ$ .

Подача насоса мало зависит от числа пластин. С увеличением числа пластин растут потери на трение, но повышается равномерность потока, поэтому обычно  $z = 10 \dots 16$ . В гидроприводах применяют одинарные и двойные пластинчатые насосы.

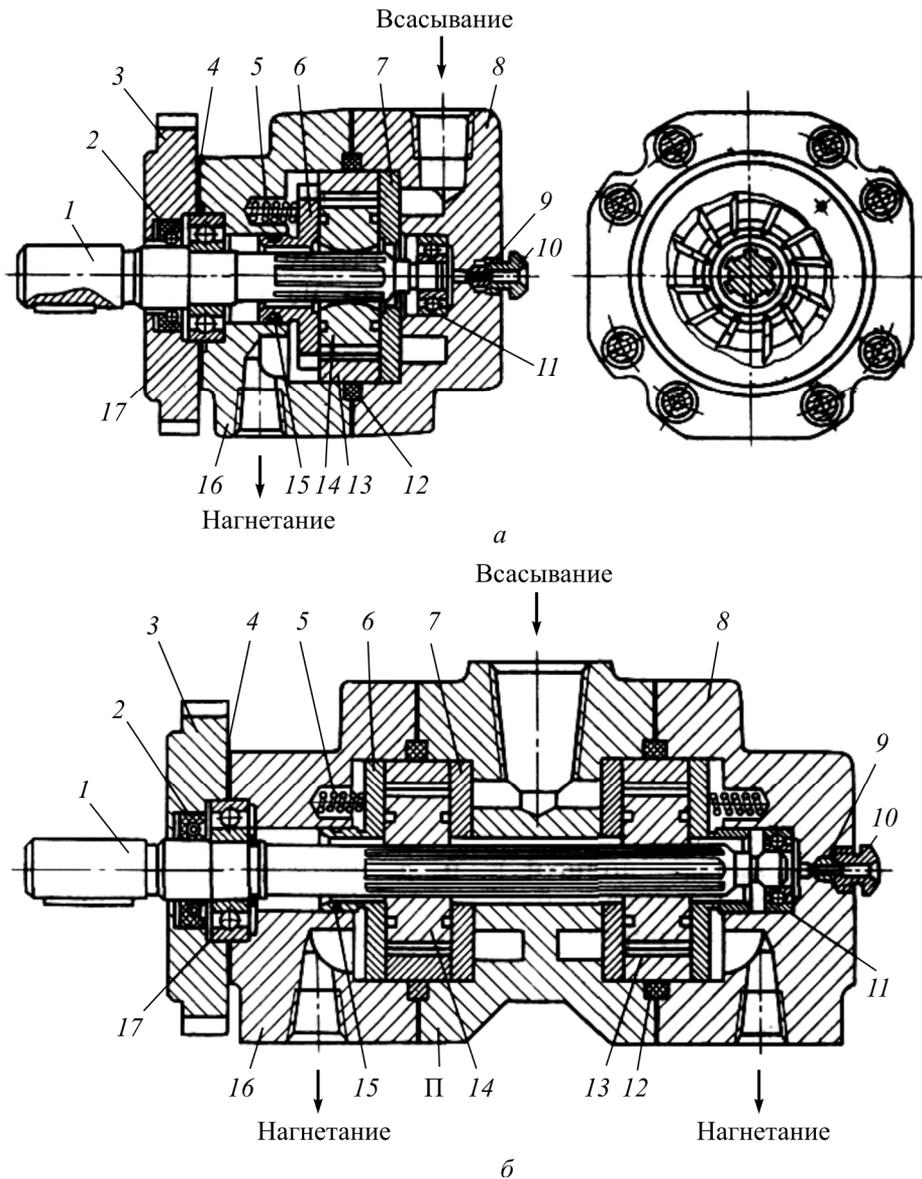


Рис. 10. Пластинчатые (шиберные) насосы

Одинарный пластинчатый насос (рис. 10, а) имеет статорное кольцо 13, установленное в цилиндрической полости корпуса 16, и крышку 8. Ротор 14 посажен на вал 1, опирающийся на подшипники 11 и 17. Уплот-

нение ротора с торцов осуществляется плоским диском 7 с двумя окнами для всасывания масла и диском 6 плавающего типа, в котором расположено два нагнетательных окна.

Диски поджаты к статорному кольцу тремя пружинами 5, а в процессе работы насоса – давлением масла, подводимого из нагнетательной полости к торцу диска 6.

Уплотнительные кольца 12 и 15, прокладка 4 и манжета 2 в корпусе фланца 3 предотвращают утечки масла из внутренней полости насоса. Отводимое из корпуса насоса масло проходит через подшипник 11 и канал в крышке 8 в дренажную трубку, закрепляемую с помощью втулки 9 и шпателя 10.

Насос в двояном исполнении (рис. 10, б) состоит из двух одинарных насосов, объединенных промежуточным корпусом П и имеющих один приводной вал. Насосы имеют общую всасывающую линию и отдельные нагнетательные выходы. Объемный КПД пластинчатых насосов при давлении 6–7 МПа в зависимости от подачи колеблется в пределах 0,7–0,9.

Пластинчатые насосы имеют меньший объемный КПД в сравнении с поршневыми и поэтому обычно работают на более вязкой рабочей жидкости.

### 3.2. Объемные гидродвигатели

*Объемным гидродвигателем* называется гидравлическая машина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делятся на гидромоторы и гидроцилиндры.

*Гидромотор* создает вращательный момент и сообщает ведомому валу непрерывное вращение. В гидроцилиндре выходное звено создает силу и совершает возвратно-поступательное движение.

Практически все роторные насосы являются обратимыми машинами и могут быть применимы в качестве гидромоторов, если к ним подавать жидкость под давлением.

Аксиальные роторно-поршневые гидромоторы используются, как правило, в тех случаях, когда необходимо получить высокие скорости вращения вала, а радиально-поршневые – когда необходимы небольшие скорости вращения при большом создаваемом моменте вращения. Например, поворот башни некоторых автомобильных кранов осуществляют радиально-поршневые гидромоторы. В станочных гидроприводах широко распространены пластинчатые гидромоторы. Шестеренные гидромоторы используются в несложных гидросистемах с невысокими требованиями к неравномерности вращения вала гидромотора.

Гидромоторы применяются в технике значительно реже электромоторов, однако в ряде случаев они имеют существенные преимущества перед последними. Гидромоторы меньше в среднем в 3 раза по размерам и в 15 раз по массе, чем электромоторы соответствующей мощности. Диапазон регулирования частоты вращения гидромотора существенно шире: например, он может составлять от 2500 до 30–40 об/мин, а в некоторых случаях, у гидромоторов специального исполнения, доходит до 1–4 об/мин и меньше. Время запуска и разгона гидромотора составляет доли секунды, что для электромоторов большой мощности (несколько киловатт) недостижимо. Для гидромотора не представляют опасности частые включения-выключения, остановки и реверс. Закон движения вала гидромотора может легко изменяться путем использования средств регулирования гидропривода.

### 3.2.1. Основные параметры гидромоторов

Подводимый к гидромотору расход жидкости  $Q_M$ , в отличие от расхода жидкости для насоса, больше теоретического расхода  $Q_{MT}$  на величину утечек в гидромоторе  $\Delta Q_M$  (сжатием жидкости пренебрегаем):

$$Q_M = \frac{Q_{MT}}{\eta_{OM}} = \frac{q_M n_M}{\eta_{OM}},$$

где  $Q_M$  – подводимый к гидромотору расход жидкости;  $Q_{MT}$  – теоретический расход жидкости в объемном гидромоторе;  $q_M$  – рабочий объем гидромотора;  $n_M$  – действительная частота вращения приводного вала гидромотора;  $\eta_{OM}$  – объемный КПД гидромотора.

Объемный КПД гидромотора определяется выражением

$$\eta_{OM} = \frac{Q_{MT}}{Q_M} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_M},$$

где  $\Delta Q_M$  – расход рабочей жидкости на утечки в гидромоторе.

Частота вращения вала гидромотора:

– теоретическая

$$n_{MT} = \frac{Q_{MT}}{q_M};$$

– действительная

$$n_M = \frac{Q_{MT} - \Delta Q_M}{q_M} = \frac{Q_M}{q_M}.$$

Рабочий объем гидромотора

$$q_m = \frac{Q_m}{n_m}.$$

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N_{мп} = Q_m p_m = M_{мт} \omega_{мт},$$

где  $M_{мт}$  – теоретический вращающий момент на валу гидромотора;  
 $\omega_{мт}$  – теоретическая угловая скорость вала гидромотора.

Полезная мощность, развиваемая гидромотором,

$$N_m = M_m \omega_m,$$

где  $M_m$  – действительный вращающий момент на валу гидромотора;  
 $\omega_m$  – действительная угловая скорость вала гидромотора.

Баланс энергии гидромотора

$$N_{мп} = N_m + \Delta N,$$

где  $\Delta N$  – мощность гидравлических и механических потерь в гидромоторе.

Полный КПД гидромотора

$$\eta_m = \frac{N_m}{N_{мп}}.$$

Таким образом, величины, характеризующие рабочий процесс гидромотора, отличаются по физическому содержанию от аналогичных величин для насоса.

Основными характеристиками гидромотора являются скоростная и механическая.

Скоростная характеристика выражает зависимость выходной скорости гидромотора от количества поступающей в него жидкости. График 1 на рис. 11, а представляет скоростную характеристику гидромотора при нагрузке. Потеря скорости в результате утечек

$$\Delta n = \frac{\Delta Q_m}{q_m}.$$

График 2 (см. рис. 11, а) является теоретической скоростной характеристикой гидромотора.

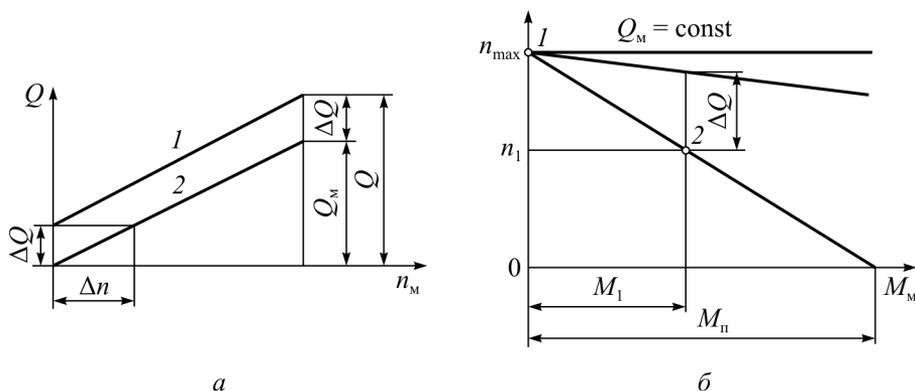


Рис. 11. Скоростная (а) и механическая (б) характеристики гидромотора

Для построения механической характеристики гидромотора необходимо определить две ее точки:  $n_M$  при  $M_M = 0$  (максимальная частота вращения приводного вала гидромотора  $n_{\max}$ ) и  $n_M$  при  $M_M > 0$ , например при номинальном моменте  $M_1$ . Наклон характеристики гидромотора является убывающей функцией нагрузки и определяется утечками. Мягкая характеристика свидетельствует о низкой герметичности гидромотора. Предельное значение момента  $M_{\text{п}}$ , при котором объемные потери достигают полного расхода гидромотора, можно определить приближенно, пользуясь графиком (рис. 11, б):

$$\frac{M_{\text{п}}}{n_{\max}} = \frac{M_1}{n_{\max} - n_1},$$

откуда

$$M_{\text{п}} = \frac{M_1}{1 - \eta_{\text{ом}}},$$

где  $M_1$ ,  $n_1$  – текущее значение момента и частоты вращения приводного вала гидромотора соответственно;  $\eta_{\text{ом}}$  – объемный КПД гидромотора.

### 3.2.2. Конструкции гидромоторов

В гидроприводах бурового оборудования применяют гидромоторы различных типов: аксиальные роторно-поршневые, радиальные роторно-поршневые, пластинчатые и шестеренные. Более широко распространены высокооборотные аксиальные роторно-поршневые гидромоторы, имеющие высокий КПД (0,85–0,93) при сравнительно небольшой удельной массе. Эти гидромоторы изготавливаются с наклонной шайбой и наклонным цилиндрическим блоком.

Аксиальный роторно-поршневой гидромотор с наклонной шайбой типа Г-15 показан на рис. 12. Его вал смонтирован на опорах качения, установленных в корпусе и опорно-распределительном диске 8. Ротор 9 посажен на вал 1 свободно и центрируется на нем узким пояском. В цилиндрах ротора размещены поршни 10. Поводком 5 ротор соединен с барабаном 12, установленным на валу на шпонке. Толкатели 13 расположены против поршней ротора и могут свободно перемещаться относительно барабана. В наклонной расточке корпуса гидромотора смонтирован упорно-радиальный подшипник 14, с подвижным кольцом 3 которого контактируют толкатели барабана. При неработающем гидромоторе кольцо 3 и сепаратор подшипника удерживаются от выпадения предохранительной обоймой 2.

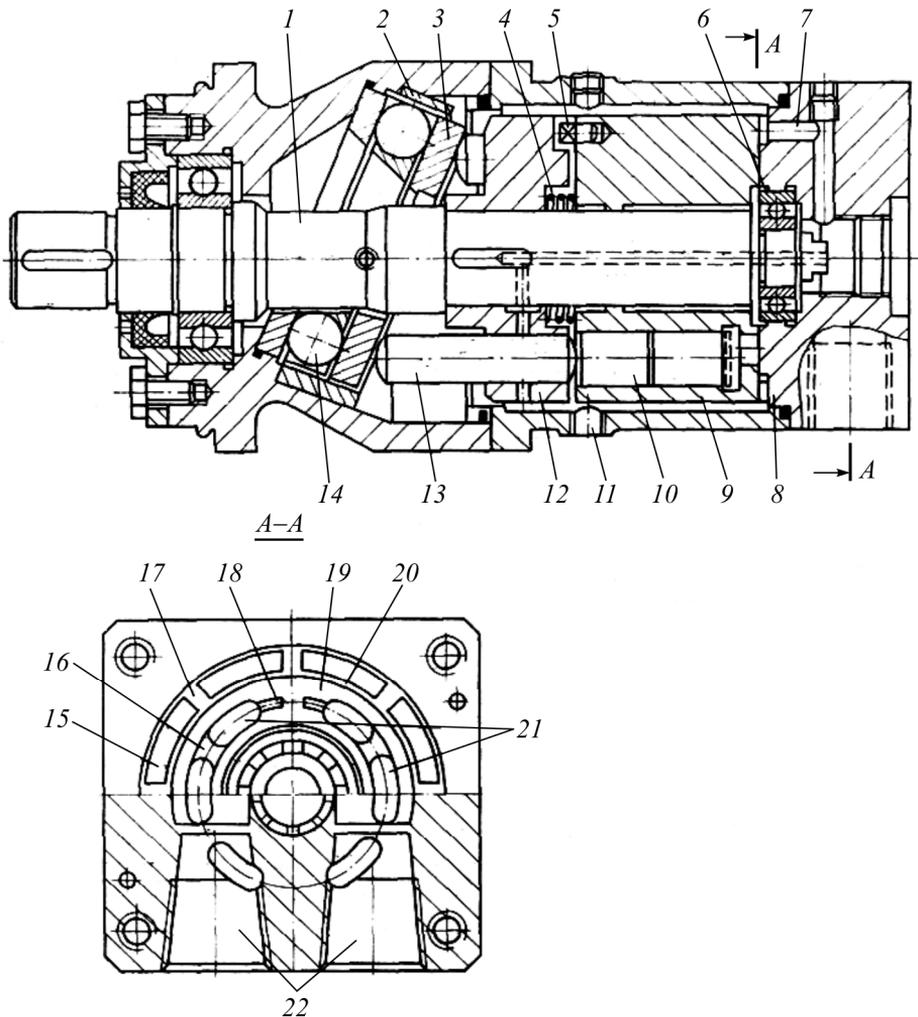


Рис. 12. Аксиальный роторно-поршневой гидромотор с наклонной шайбой

Гидромотор имеет торцовое распределение жидкости. В опорно-распределительном диске 8 размещен подшипник 6 и выполнены два полукольцевых пазы 21 с каналами 22 для подвода жидкости диска. В полукольцевых пазах оставлены перемычки 16 и 18, заниженные относительно поверхности контакта опорно-распределительного диска с ротором. Пружина 4 прижимает ротор к торцовой поверхности опорно-распределительного диска, сектора 15 которого предназначены для уменьшения контактного давления.

Принцип работы гидромотора следующий: масло через один из каналов 22 и соединенный с ним полукольцевой паз поступает в находящиеся против этого паза цилиндры ротора, воздействуя на поршни и толкатели. Перемещаясь, толкатели упираются в подвижное кольцо 3 подшипника. Благодаря наклонному положению подшипника возникают тангенциальные силы, вращающие толкатели вместе с барабаном, валом и ротором. При вращении вала толкатели, находящиеся против второго полукольцевого паза, перемещаются в сторону опорно-распределительного диска, вследствие чего поршни выталкивают масло в сливную трубку. Каждый из цилиндров ротора поочередно соединяется с нагнетательным и сливным полукольцевыми пазами. В нейтральных положениях полости цилиндров перекрыты перемычками 19, разделяющими полукольцевые пазы.

Для реверсирования вала гидромотора изменяют направление потока масла, подводя его в полукольцевой паз, через который масло отводилось. Для улучшения работы торцового распределения предусмотрена свободная посадка ротора на вал, благодаря чему толкатели передают на ротор только осевые усилия и торцовое распределение разгружено от радиальных и тангенциальных сил, возникающих при передаче на вал гидромотора крутящего момента или из-за неточности изготовления и сборки. Отжим ротора от опорно-распределительного диска маслом, протекающим через торцовое распределение, предотвращается путем отвода масла через кольцевую проточку 20 и пазы 17 в корпус гидромотора. Для отвода масла, протекающего через полость подшипника 6, предусмотрен канал 7. Из корпуса гидромотора масло отводится через отверстие 11.

Детали гидромотора смазываются маслом, находящимся в корпусе, а толкатели – маслом, подводимым через канал вала.

Принцип работы аксиального роторно-поршневого гидромотора с наклонным блоком цилиндров типа ИМ аналогичен описанному, но конструктивное исполнение его иное (рис. 13).

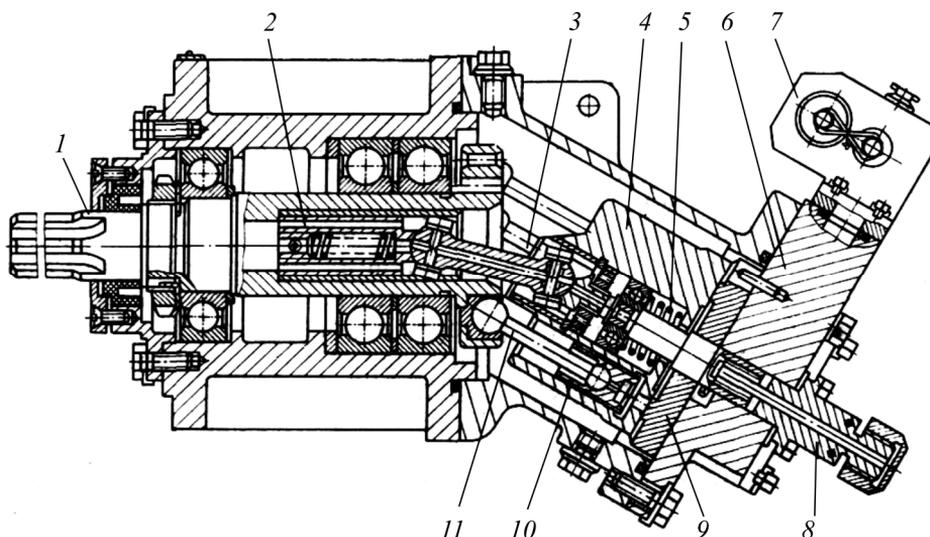


Рис. 13. Аксиальный роторно-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров

Вал 1 гидромотора, смонтированный на подшипниках, соединен с ротором (блоком цилиндров) 4 карданом 3. Поршни 10 соединяются с фланцем вала 1 шатунами 11. С помощью пружин 2 и 5 создаются поджимающие усилия на кардан и ротор. Торцовый распределительный диск 9 зафиксирован относительно крышки 6, имеющей каналы для подвода и отвода рабочей жидкости.

Детали гидромотора смазываются маслом, которое протекает через торцовый распределительный диск в корпус и разбрызгивается в процессе работы. Из корпуса утечки масла отводятся через штуцер 8. Предохранительная клапанная коробка 7 служит для ограничения давления жидкости в гидросистеме при прямом и обратном направлениях потока.

Радиальные роторно-поршневые гидромоторы вследствие специфических особенностей их распределительного устройства рассчитаны на сравнительно небольшой расход рабочей жидкости, поэтому являются тихходными. Они могут развивать большие крутящие моменты, КПД их незначительно меньше, чем у аксиальных роторно-поршневых гидромоторов, но по удельной массе они превосходят гидромоторы других типов. Их целесообразно использовать в приводах механизмов, валы которых передают большие крутящие моменты при сравнительно невысоких частотах вращения, например в буровых лебедках.

Пластинчатые и шестеренные гидромоторы отличаются быстроходностью и компактностью, но при больших значениях давления рабочей

жидкости имеют более низкий КПД, чем поршневые, вследствие чего их обычно выполняют низкомоментными.

Конструкции радиальных роторно-поршневых, пластинчатых и шестеренных гидромоторов аналогичны конструкциям соответствующих типов насосов.

### 3.2.3. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких значениях давления (до 32 МПа), их изготовляют одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоками и телескопические.

Для привода рабочих органов бурового и нефтепромыслового оборудования наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 14).

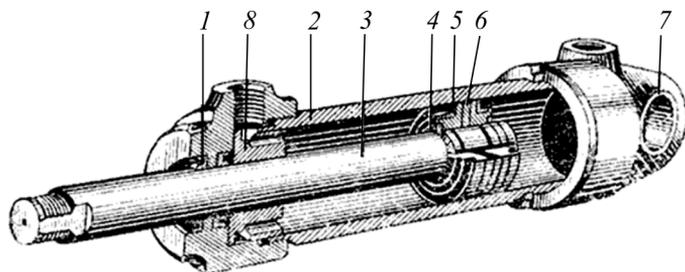


Рис. 14. Гидроцилиндр двухстороннего действия

Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником 1. Манжета фиксируется стопорными кольцами 4. Проушина 7 служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

У нормализованных цилиндров, применяющихся в конструкции нефтепромысловых машин, диаметр штока составляет в среднем половину диаметра поршня, ход поршня не превосходит десяти его диаметров. При большей величине хода и значениях давления, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость к действию продольной силы.

С целью уменьшения потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с.

Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. В некоторых случаях скорость поршня достигает 0,5 м/с. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах буровых и нефтепромысловых машин предотвращают демпферы (тормозные устройства). Принцип действия большинства из них основан на запирании небольшого объема жидкости и преобразовании энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

На рис. 15 представлены типичные схемы демпферных устройств. Пружинный демпфер (см. рис. 15, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода. Демпфер с ложным штоком (см. рис. 15, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

Регулируемый демпфер с отверстием (см. рис. 15, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (см. рис. 15, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

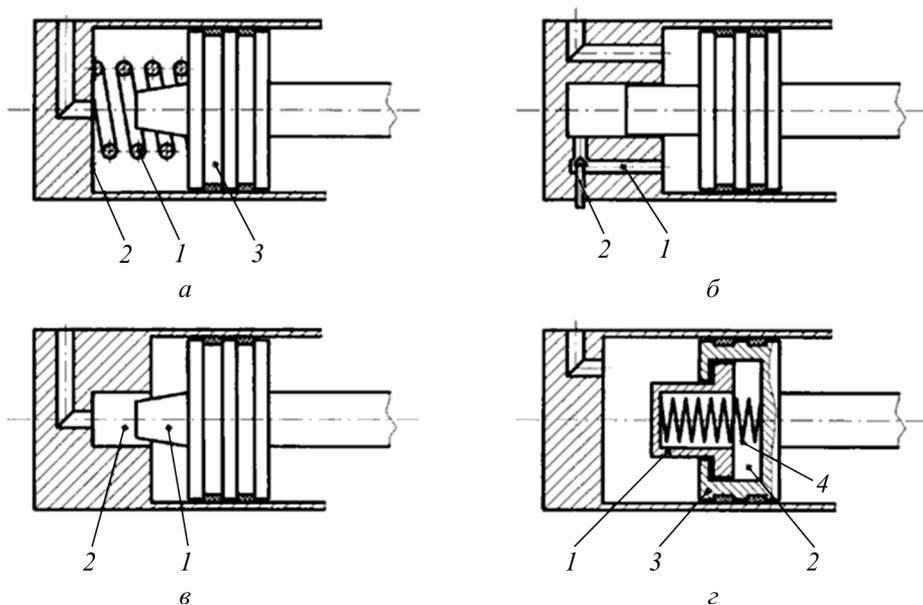


Рис. 15. Принципиальные схемы демпферов гидроцилиндров:  
*а* – пружинный; *б* – с ложным штоком;  
*в* – регулируемый с отверстием; *г* – гидравлический

Основными параметрами гидроцилиндра являются диаметры поршня  $D$  и штока  $d$ , рабочее давление  $P$  и ход поршня  $S$ . Рассмотрим схему поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком (рис. 16).

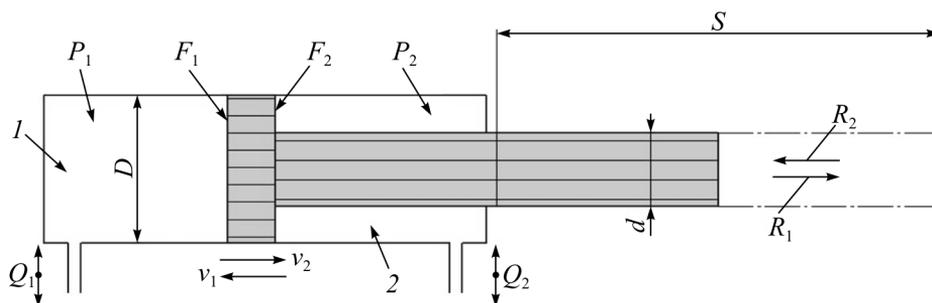


Рис. 16. Основные параметры гидроцилиндра

По основным параметрам можно рассчитать следующие величины:  
– площадь поршня в поршневой  $1$  и штоковой  $2$  полостях соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4};$$

– усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигании и втягивании соответственно:

$$R_1 = F_1 P_1 k_{тр}, \quad R_2 = F_2 P_2 k_{тр},$$

где  $k_{тр}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение,  $k_{тр} = 0,9 \dots 0,98$ ;

– скорости перемещения поршня:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2}, \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Гидроцилиндры просты в изготовлении, надежны в эксплуатации, с их помощью можно получать значительные усилия, их расположение не зависит от установки насоса, распределительной и регулирующей аппаратуры. Эти преимущества обусловили широкое применение силовых гидроцилиндров в буровых и нефтепромысловых машинах.

### 3.3. Распределители

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п.

Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами – направляющими гидрораспределителями.

При изготовлении гидрораспределителей в качестве конструктивных материалов применяют стальное литье, модифицированный чугун, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от абразивного износа поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п.

Размеры и масса гидрораспределителей зависят от расхода жидкости через них, с увеличением которого они увеличиваются.

**По способу присоединения** к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: резьбового, фланцевого и стыкового присоединения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

**По конструкции запорно-регулирующего элемента** гидрораспределители подразделяются следующим образом:

– золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспре-

делителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента;

– крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму;

– клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

**По числу фиксированных положений золотника** гидрораспределители подразделяются на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

**По управлению** гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

В гидроприводе бурового и нефтепромыслового оборудования наибольшее применение нашли золотниковые гидрораспределители. Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник *1*, который в зависимости от числа каналов (подводов) *3* в корпусе *2* может иметь один, два и более поясков (рис. 17, *а*). На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (рис. 17, *б*).

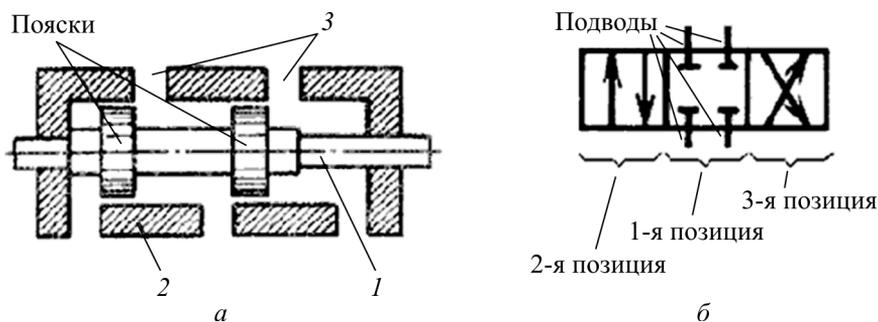


Рис. 17. Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

Рассмотрим принцип работы распределителя (рис. 18). В 1-й (исходной) позиции все линии  $A$ ,  $B$ ,  $P$  и  $T$ , подходящие к распределителю, разобщены, т.е. перекрыты (см. рис. 18,  $a$ ). При смещении золотника влево распределитель переходит во 2-ю позицию, в которой попарно соединены линии  $P$  и  $A$ ,  $B$  и  $T$  (см. рис. 18,  $b$ ). При смещении золотника вправо – в 3-ю, где соединяются линии  $P$  и  $B$ ,  $A$  и  $T$  (см. рис. 18,  $в$ ). Такой распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

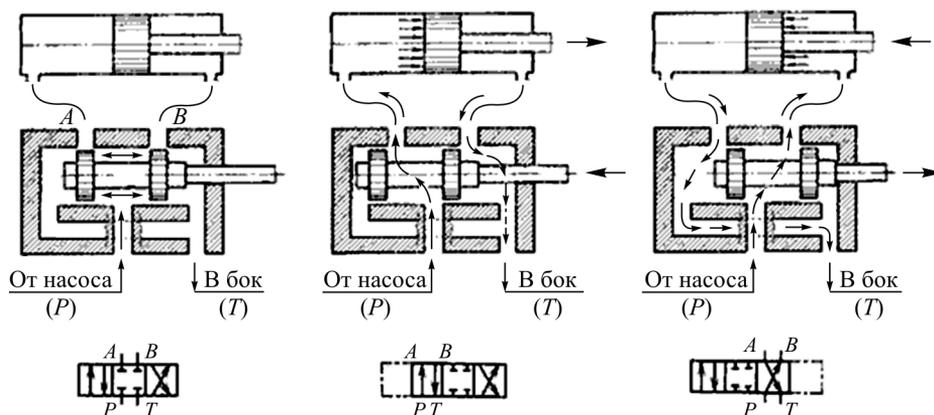


Рис. 18. Схема работы золотникового гидрораспределителя

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя «4/2» можно понять, что он имеет четыре подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный). Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя «4/2» говорит, что у него две позиции.

Примеры обозначения распределителей приведены на рис. 19.

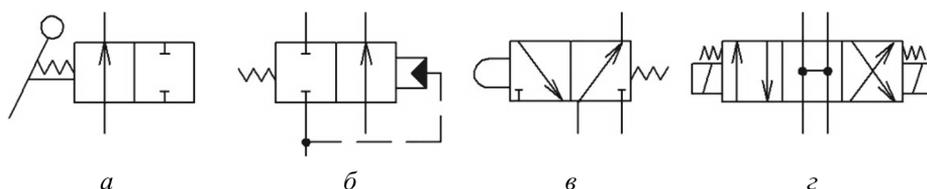


Рис. 19. Условные обозначения направляющих гидрораспределителей:  $a$  – двухлинейного, двухпозиционного (2/2) с ручным управлением;  $b$  – двухлинейного двухпозиционного (2/2) с гидравлическим управлением;  $в$  – трехлинейного двухпозиционного (3/2) с управлением от механического кулачка;  $г$  – четырехлинейного, трехпозиционного (4/3) с управлением от электромагнитов

Устройство ручного гидрораспределителя 4/3 и его условное обозначение представлены на рис. 20.

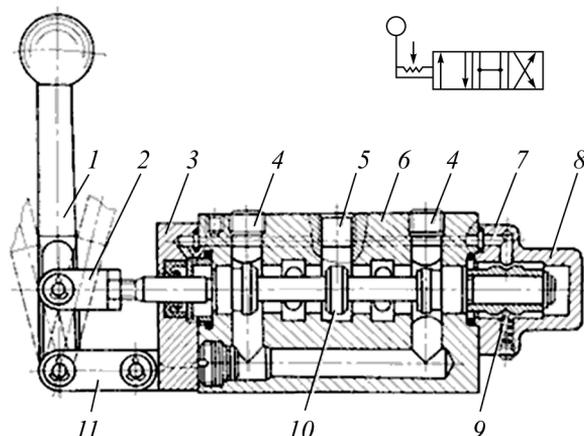


Рис. 20. Золотниковый гидрораспределитель 4/3 с ручным управлением

Переключение позиций распределителя осуществляется рукояткой *1*, которая при помощи серьги *2* шарнирно присоединяется к золотнику *10*. С корпусом *6* рукоятка шарнирно соединена ушком *11*. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор *9*, помещенный в задней крышке *8*. Утечки жидкости по золотнику со стороны передней крышки *3* исключаются манжетным уплотнением. Рабочая жидкость подводится к отверстию *5*, а отводится через отверстие *4*. Канал *7* дренажный, служит для отвода утечек.

На рис. 21 изображены гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением и его условное обозначение. Он состоит из основного гидрораспределителя *2* с гидравлическим управлением и вспомогательного гидрораспределителя *1* с электромагнитным управлением. Основной гидрораспределитель управляет потоком рабочей жидкости гидросистемы, а вспомогательный регулирует поток управления. Такие гидрораспределители применяют в гидроприводах с дистанционным и автоматическим управлением при больших расходах и высоком давлении в гидросистеме, когда применение гидрораспределителей с электромагнитным управлением невозможно.

В зависимости от числа золотников гидрораспределители подразделяют на распределители с одним и несколькими золотниками. В последнем случае распределители могут быть моноблочными (рис. 22) или секционными. Секции распределителя соединяют между собой болтами.

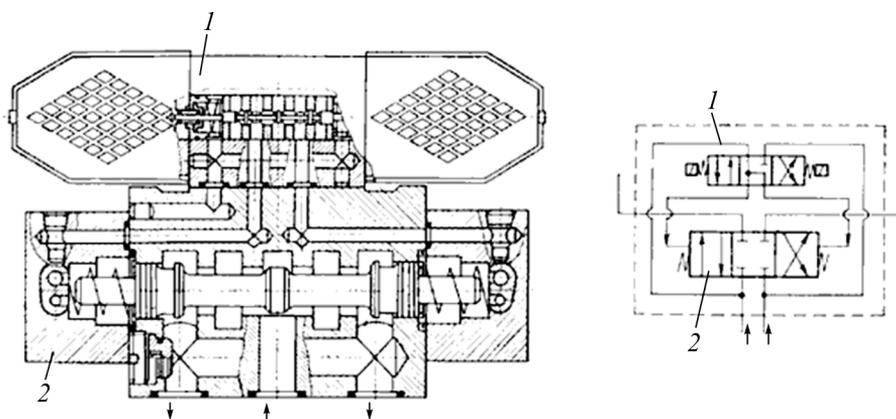


Рис. 21. Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

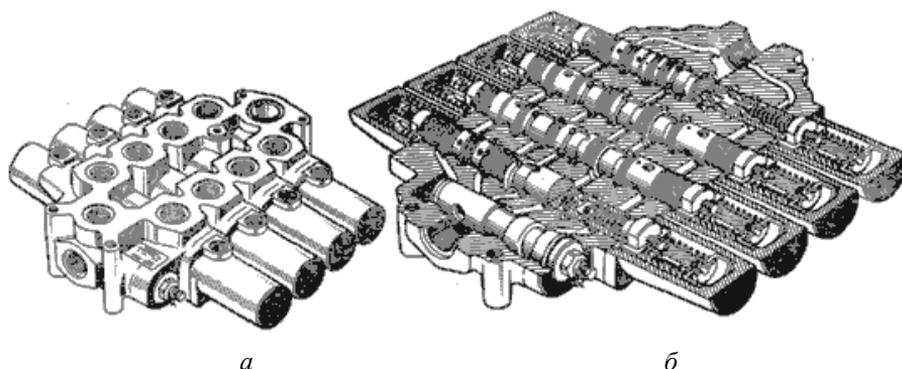


Рис. 22. Общий вид (а) и продольный разрез (б) моноблочного четырехзолотникового гидрораспределителя

Золотники гидрораспределителя могут выполняться в трех исполнениях (рис. 23). Золотники с положительным осевым перекрытием (см. рис. 23, а) имеют ширину поясков  $b$  больше, чем ширину проточки  $c$  или диаметр рабочих окон в корпусе. При нейтральном положении золотника такого гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Величина перекрытия  $\Pi = (b - c)/2$  зависит от диаметра золотника  $d$ : при  $d = 10 \dots 12$  мм перекрытие принимают равным 1–2 мм; при  $d$  до 25 мм – (3–5) мм; при  $d$  до 50 мм – (6–8) мм. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

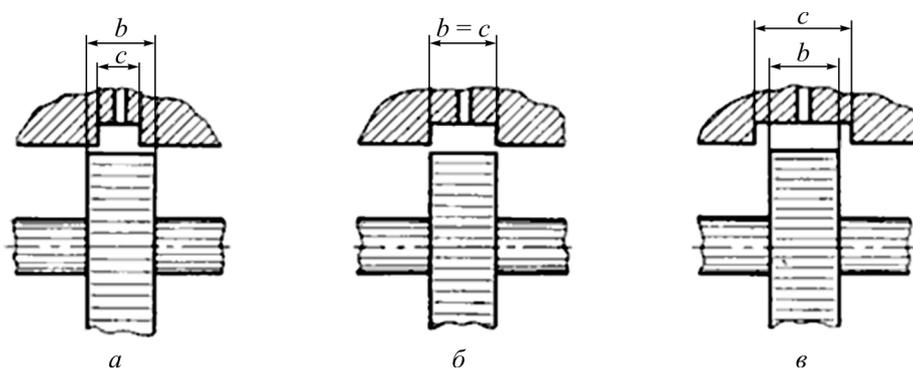


Рис. 23. Конструктивные исполнения золотников

Золотники с нулевым осевым перекрытием (см. рис. 23, б) имеют ширину пояска  $b$ , равную ширине проточки  $c$  или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие  $\Pi = 0$ . Такие золотники не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Однако изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

Золотники с отрицательным осевым перекрытием (см. рис. 23, в), у которых  $b < c$ , имеют следующие особенности: при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя, при этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с таким золотником зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Кроме этого, гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в золотнике будет происходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

### 3.4. Предохранительные и редуционные клапаны

Клапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть прямого и обратного действия. В клапанах прямого действия величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В клапанах обратного действия поток

сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

Предохранительные клапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рис. 24 приведены принципиальные схемы предохранительных клапанов с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

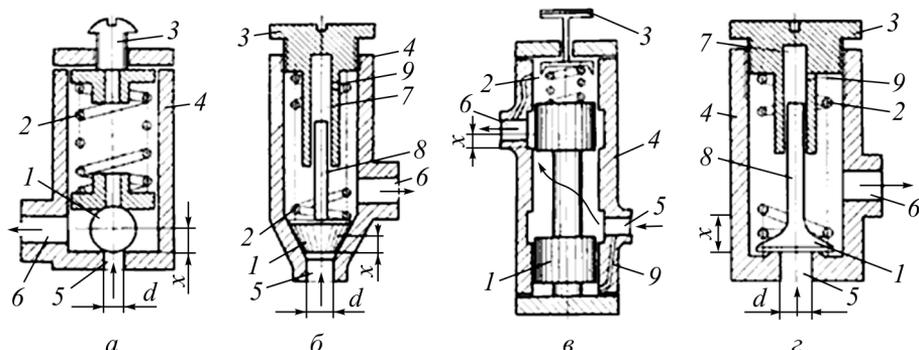


Рис. 24. Принципиальные схемы предохранительных клапанов с запорно-регулирующими элементами: *а* – шариковым; *б* – конусным; *в* – золотниковым; *г* – тарельчатым

Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента *1* (шарика, конуса и т.д.), пружины *2*, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом *3*. Отверстие *5* корпуса *4* соединяется с линией высокого давления, а отверстие *6* – со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

При установке клапана в гидросистему пружина *2* настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высокого давления. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и, если причина, вызвавшая повышение давления, не будет устранена, процесс повторится.

Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов.

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (см. рис. 24, б, з). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8–1,0 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

Достоинство предохранительных клапанов прямого действия – высокое быстродействие. Недостатки – увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

Редукционные клапаны предназначены для поддержания заданного давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке рабочей среды, более низкого, чем давление в подводимом потоке. Редукционный клапан (рис. 25) состоит из запорно-регулирующего элемента – плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 – с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления  $P_1$  плунжер поднимается, и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление  $P_1$ , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление  $P_2$ .

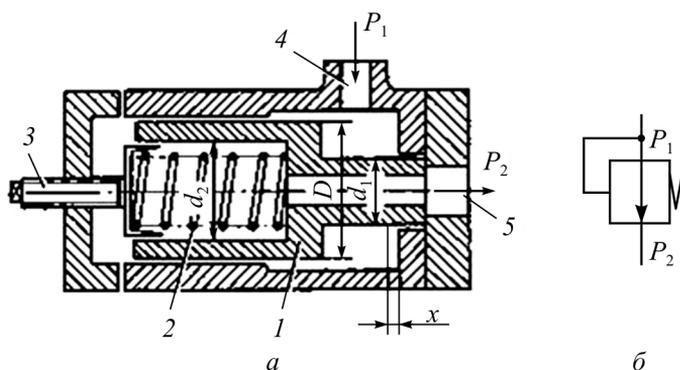


Рис. 25. Редукционный клапан: а – принципиальная схема; б – условное обозначение

Таким образом, давление  $P_2$  зависит от давления на входе клапана, от начальной силы сжатия  $F_{\text{пр}}$  и жесткости пружины  $c$ :

$$P_2 = \frac{P_1 \left( \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - F_{\text{пр}} - cx}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}},$$

где  $P_1$  – давление в напорной магистрали гидросистемы;  $D$  – диаметр плунжера;  $d_1$  – диаметр седла клапана;  $d_2$  – диаметр демпфирующей полости плунжера;  $F_{\text{пр}}$  – начальная сила сжатия пружины;  $c$  – жесткость пружины;  $x$  – величина перемещения плунжера.

Предохранительные и редуцирующие клапаны подключают к напорным магистралям гидросистем возможно ближе к защищаемой гидромашине. Клапаны всегда должны быть готовы к работе, причем их срабатывание должно происходить с возможно меньшими отклонениями. Конструкция устройств должна обеспечивать возможность и простоту их замены без демонтажа всей установки.

### 3.5. Обратные клапаны и гидрозамки

Обратным клапаном называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента. Обратный клапан Г51 (рис. 26) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.

Гидрозамок – это управляемый гидравлический обратный клапан, который используется для того, чтобы запереть рабочие зоны гидродвигателей (как правило, гидроцилиндров).

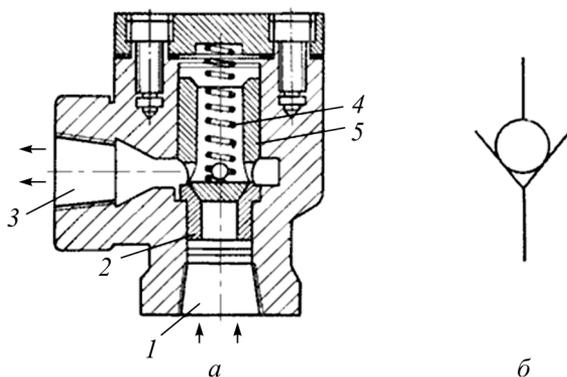


Рис. 26. Обратный клапан типа Г51:  
*а* – конструкция; *б* – условное обозначение

Принцип работы гидрозамка следующий (рис. 27, *а*). Представим, что магистраль А гидрозамка, расположенная справа, имеет связь со штоковой полостью В гидроцилиндра, а левая Б – с поршневой Г. Когда масло под давлением идет в штоковую полость В гидроцилиндра через канал А, золотник 3 смещается вправо, смещает шариковый запорно-регулирующий элемент 1 и открывает правый обратный клапан, через который масло из поршневой полости Г гидроцилиндра начнет выходить через канал Б на слив. Аналогично процесс нагнетания и слива жидкости происходит при подаче избыточного давления в канал Б.

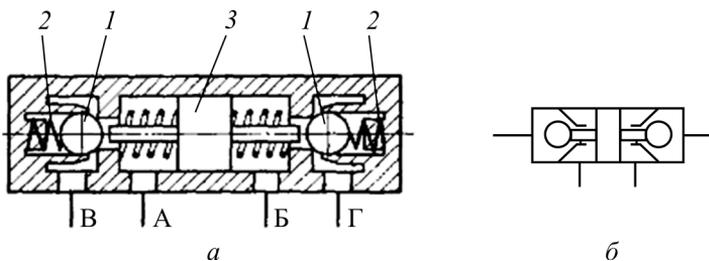


Рис. 27. Принципиальная схема (*а*) и условное обозначение (*б*)  
 двустороннего гидрозамка

Когда доступ жидкости в гидрозамок будет прекращен, золотник 3 займет начальное положение. В это время левый и правый обратные клапаны закроются под действием пружин 2.

Для запираания двух полостей цилиндра применяются двусторонние гидрозамки, для запираания одной полости – односторонние. В гидравлических системах буровых и нефтепромысловых машин получили распространение гидрозамки типа Г12, ГС12, ГО12, ГОС12, КУ на давление 8, 16 и 32 МПа.

Главные неисправности гидрозамков заключаются в следующем:

- нарушение герметичности вследствие изнашивания клапана (золотника) или седла либо попадание инородных тел между клапаном и седлом;
- поломка пружины;
- заклинивание клапана или поршня в открытом положении.

Для того чтобы решить данные проблемы, гидрозамок нужно разобрать, промыть его части и, разобрав, устранить неисправность, затем собрать, заменив при этом все уплотнительные кольца на новые. Другими словами, ремонт производится вручную.

### 3.6. Дроссели и регуляторы расхода

Дроссели и регуляторы расхода предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам. Во-первых, линейные дроссели, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рис. 28).

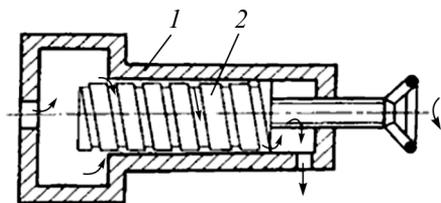


Рис. 28. Линейный дроссель:

1 – корпус; 2 – винт

В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давления и исключения засоряемости канала механическими примесями,

содержащимися в рабочей жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорение дросселя во время его работы.

Нелинейные дроссели характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давления практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованием, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.

В регулируемых (рис. 29, *а, б, в, г*) и нерегулируемых (рис. 29, *д, е*) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную – из условия исключения засоримости рабочего окна.

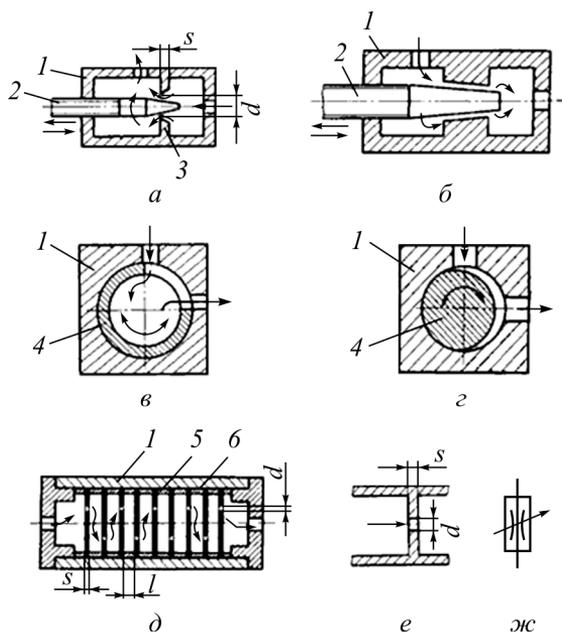


Рис. 29. Принципиальные схемы нелинейных дросселей: *а* – игольчатого; *б* – комбинированного; *в* – пробкового щелевого; *г* – пробкового эксцентричного; *д* – пластинчатого пакетного; *е* – пластинчатого; *ж* – условное обозначение регулируемого дросселя; 1 – корпус; 2 – игла; 3 – диафрагма; 4 – пробка; 5 – пластина; б – втулка

В пластинчатых дросселях (см. рис. 29, *е*) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ( $d_{\min} > 0,5$  мм), ограничиваемого засоримостью во время

работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (см. рис. 29, д). В таких дросселях расстояние между пластинами  $l$  должно быть не менее  $(3-5) d$ , а толщина пластин  $s$  не более  $(0,4-0,5) d$ .

Расход жидкости через дроссель определяется по известной формуле гидравлики

$$Q = \xi f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где  $\xi$  – коэффициент расхода, для игольчатых дросселей  $\xi = 0,75 \dots 0,80$ , для щелевых  $\xi = 0,64 \dots 0,70$ ;  $f$  – площадь проходного отверстия дросселя;  $\Delta p$  – перепад давления на дросселе;  $\rho$  – плотность жидкости.

Важной характеристикой дросселей является их равномерная и устойчивая работа при малых расходах. Однако устойчивая работа дросселя возможна при уменьшении площади до определенного предела, ниже которого расход становится нестабильным. Это объясняется облитерацией – заращиванием проходного отверстия.

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти полное его заращивание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается.

Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади живого сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его заращивание. Соответственно, уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

Ввиду этого, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим

движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слой адсорбированных молекул и не происходит зарастание щели.

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давления у дросселя. На рис. 30, *а* приведена расходная характеристика  $Q = f(\Delta P)$  дросселя Г77-11, из которой видно, что с изменением перепада давления (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель) изменяется и расход жидкости через дроссель.

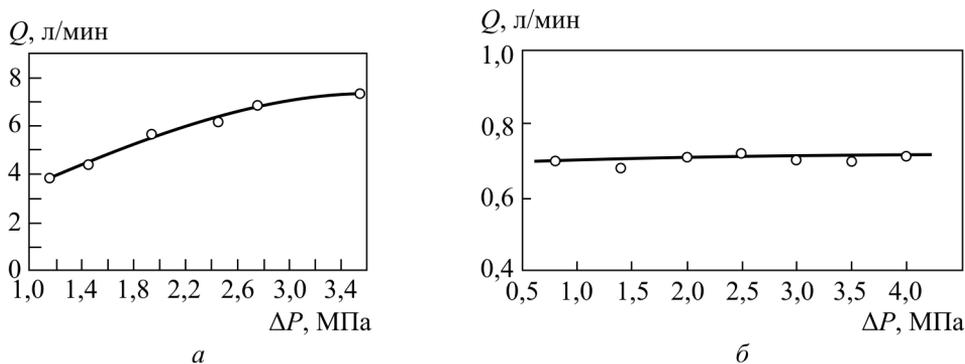


Рис. 30. Расходные характеристики: *а* – дросселя Г77-11; *б* – регулятора расхода Г55-21

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давления в дросселе  $\Delta P$  во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редуционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а постоянство перепада давления на дросселе – редуционным клапаном 2 (рис. 31). При увеличении перепада давления  $\Delta P$  расход  $Q$  через дроссель увеличивается. Однако увеличение входного давления вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана 2. Проходное сечение уменьшается, при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

Благодаря постоянству перепада давления у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид расходной характеристики  $Q = f(\Delta P)$  регулятора расхода Г55-21 приведен на рис. 30, *б*.

При работе гидропривода вследствие изменения коэффициента расхода  $\xi$ , вызванного колебаниями температуры рабочей жидкости, расход через регулятор все же изменяется. Для серийных конструкций регуляторов это изменение составляет 10–12 %.

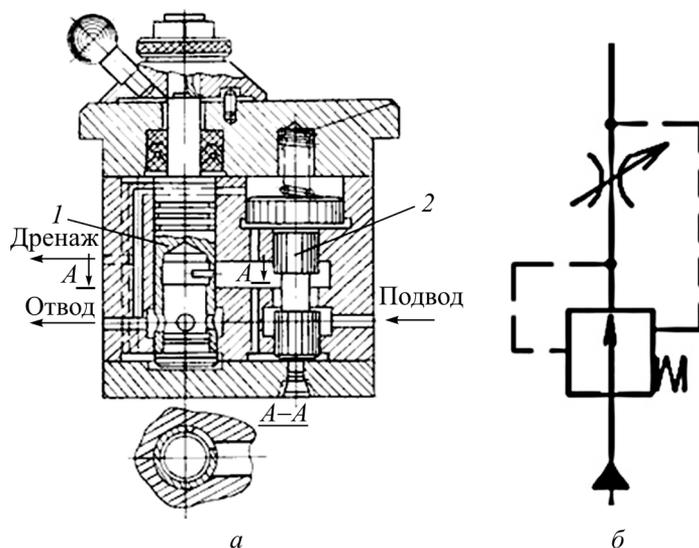


Рис. 31. Конструкция (а) и условное обозначение (б) регулятора расхода Г55-21

### 3.7. Фильтры

Фильтры служат для очистки рабочей жидкости от содержащихся в ней примесей. Эти примеси состоят из посторонних частиц, попадающих в гидросистему извне (через зазоры в уплотнениях, при заливке и доливке рабочей жидкости в гидробак и т.д.), из продуктов износа гидроагрегата и продуктов окисления рабочей жидкости.

Механические примеси вызывают абразивный износ и приводят к заклиниванию подвижных пар, ухудшают смазку трущихся деталей гидропривода, снижают химическую стойкость рабочей жидкости, засоряют узкие каналы в регулирующей гидроаппаратуре.

Примеси задерживаются фильтрами, принцип работы которых основан на пропуске жидкости через фильтрующие элементы (щелевые, сетчатые, пористые) или через силовые поля (сепараторы). В первом случае примеси задерживаются на поверхности или в глубине фильтрующих элементов, во втором – рабочая жидкость проходит через искусственно создаваемое магнитное, электрическое, центробежное или гравитационное поле, где происходит оседание примесей.

По тонкости очистки, т.е. по размеру задерживаемых частиц фильтры делятся на фильтры грубой, нормальной и тонкой очистки.

**Фильтры грубой очистки** задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки ра-

бочей жидкости в гидробаки, во всасывающих и напорных гидрролиниях и служат для предварительной очистки.

**Фильтры нормальной очистки** задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидрролиниях.

**Фильтры тонкой очистки** задерживают частицы размером менее 0,05 мм (картонные, войлочные, керамические), рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

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

### 3.7.1. Конструкции фильтров

Сетчатые фильтры устанавливают на всасывающих и сливных гидрролиниях, а также в заливочных отверстиях гидробаков. Фильтрующим элементом является латунная сетка, размер ячеек которой определяет тонкость очистки рабочей жидкости. Сетка устанавливается в один и более слоев. Для уменьшения сопротивления фильтрующую поверхность делают как можно большей.

На рис. 32 изображена конструкция сетчатого фильтра. Фильтр состоит из корпуса 1 с отверстиями для пропуска рабочей жидкости, обтянутого двумя слоями сетки 2. Торцевые поверхности фильтра закрыты двумя дисками 3. Через центральные отверстия дисков проходит стальная перфорированная труба 4, соединяемая с всасывающей трубой насосной установки.

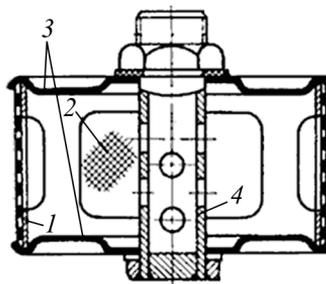


Рис. 32. Сетчатый фильтр:  
1 – корпус; 2 – сетка; 3 – диски;  
4 – перфорированная трубка

Проволочные фильтры имеют аналогичную конструкцию. Они состоят из трубы с большим количеством радиальных отверстий или пазов, на наружной поверхности которой навивается калибровочная проволока круглого или трапециевидного сечения. Зазор между рядами проволок определяет тонкость фильтрации рабочей жидкости (до 0,05 мм). Недостаток сетчатых и проволочных фильтров – трудность очистки фильтрующих элементов от скопившихся на их поверхности загрязнений.

Пластинчатые (щелевые) фильтры устанавливают на напорных и сливных гидрелиниях гидросистем. Пластинчатый фильтр типа Г41 (рис. 33) состоит из корпуса 1, крышки 2 и оси 3, на которой закреплен пакет фильтрующих элементов. Крышка, имеющая отверстия для подвода и отвода жидкости, крепится к корпусу болтами, а стык между ними уплотняется резиновым кольцом 4.

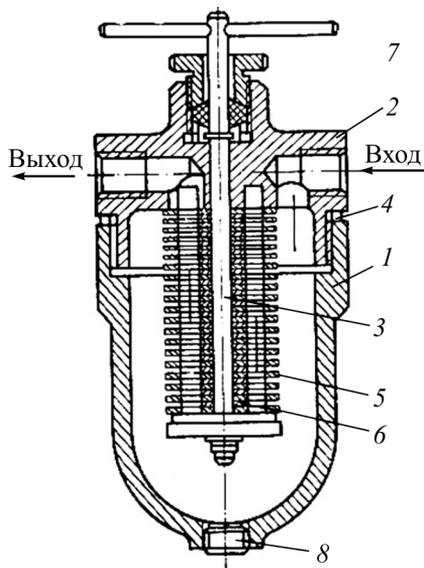


Рис. 33. Пластинчатый фильтр типа Г41

Пакет фильтрующих элементов состоит из набора основных 5 и промежуточных пластин 6, закрепленных на оси 3. Жидкость поступает в корпус фильтра и через щели между основными и промежуточными пластинами попадает во внутреннюю полость фильтра, образованную вырезами в основных пластинах. При протекании жидкости через щели содержащиеся в ней механические примеси задерживаются. Тонкость очистки зависит от толщины промежуточных пластин 6. В процессе эксплуатации фильтра щели засоряются. Для очистки фильтра промежуточные пластины 6, установленные на оси 3, проворачивают

относительно неподвижных основных пластин 5 посредством воротка 7. Таким способом разрушают слой загрязнений на входе в щели. При скапливании загрязнений на дне корпуса производится их удаление через отверстие в нижней части корпуса 8. Такой сравнительно простой способ очистки является достоинством пластинчатых фильтров.

Пластинчатые фильтры Г41 выпускают на расход до 70 л/мин при перепаде давления 0,1 и 0,2 МПа. В зависимости от типоразмера фильтров наименьший размер задерживаемых частиц составляет 0,08, 0,12 и 0,2 мм.

Сетчатые, проволочные и щелевые фильтры имеют небольшое сопротивление при протекании через них рабочей жидкости, но тонкость их очистки невелика.

Для улучшения очистки рабочей жидкости применяют фильтры тонкой очистки, которые имеют большое сопротивление и рассчитаны на не-

большие расходы. Их устанавливают на ответвлениях от гидромагистралей. Во избежание быстрого засорения перед фильтрами тонкой очистки устанавливают фильтры грубой очистки.

В фильтрах тонкой очистки используют тканевые, картонные, войлочные и керамические фильтрующие элементы. Фильтры с картонными и тканевыми элементами задерживают за один проход значительную (до 75 %) часть твердых включений размером более 4–5 мкм. Схема такого фильтра с комбинированным элементом, состоящим из элементов тонкой 2 и грубой 1 очистки, представлена на рис. 34. До открытия перепускного клапана 3 жидкость последовательно проходит через оба элемента (см. рис. 34, а). При засорении элемента тонкой очистки открывается перепускной клапан 3, и жидкость через элемент грубой очистки поступает к выходному штуцеру, минуя элемент тонкой очистки (см. рис. 34, б).

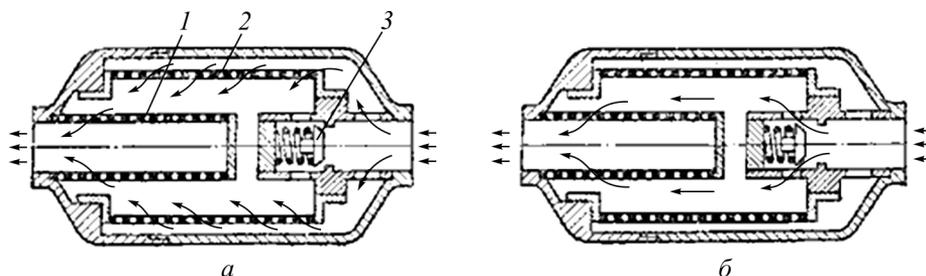


Рис. 34. Комбинированный фильтр из элементов грубой и тонкой очистки

Бумажный элемент обычно выполняется в виде цилиндра, стенки которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки той или иной формы. Металлокерамические фильтры относятся к фильтрам тонкой очистки. Их также называют глубинными, поскольку жидкость проходит через толщу пористого материала (наполнителя). Они имеют более высокую грязеемкость и сравнительно большой срок службы.

Широко распространены фильтры с наполнителями из пористых металлов и керамики, получаемые путем спекания металлических и неметаллических порошков.

### 3.7.2. Схемы установки фильтров

При выборе схемы установки фильтров в гидросистемах бурового и нефтепромыслового оборудования необходимо учесть следующие факторы:

- источник загрязнений;
- чувствительность элементов гидропривода к загрязнениям;
- режим работы машины;
- рабочее давление;
- регулярность и нерегулярность обслуживания;
- тип рабочей жидкости;
- условия эксплуатации.

Установка фильтров возможна на всасывающей, напорной и сливной гидролиниях (рис. 35), а также в ответвлениях.

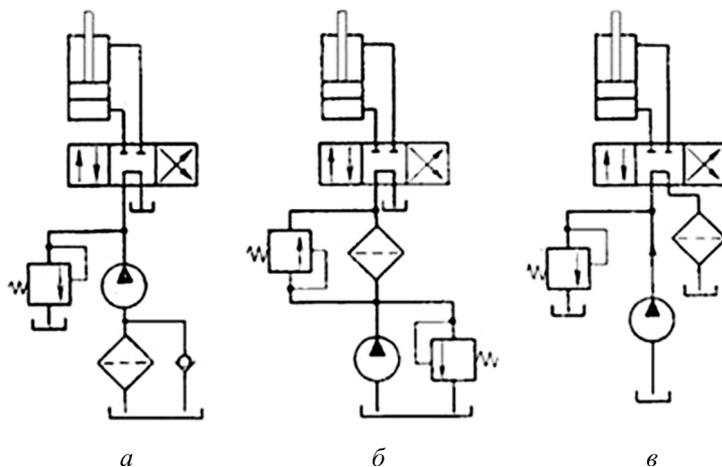


Рис. 35. Схемы установки фильтров: *а* – на всасывающей гидролинии; *б* – в напорной гидролинии; *в* – на сливе

Установка фильтров на всасывающей гидролинии обеспечивает защиту всех элементов гидросистемы. Недостатки: ухудшается всасывающая способность насосов и возможно появление кавитации. Зачастую при такой схеме установки фильтров дополнительно устанавливают индикатор засорения фильтра, соединенный с реле, отключающем привод насоса при недопустимом загрязнении фильтра. Также в гидросистему может быть установлен обратный клапан, включающийся в работу при недопустимом засорении фильтра (см. рис. 35, *а*).

Установка фильтров в напорной гидролинии обеспечивает защиту всех элементов гидросистемы, кроме насоса. Засорение фильтра может вызвать разрушение фильтрующих элементов. Для предотвращения данных аварийных ситуаций в гидросистему параллельно фильтру устанавливают предохранительный клапан (см. рис. 35, *б*).

Установка фильтров на сливной гидролинии (см. рис. 35, в) наиболее распространена, так как при данной схеме фильтры не испытывают высокого давления, не создают дополнительного сопротивления на всасывающей и напорной гидролиниях и задерживают все механические примеси, содержащиеся в рабочей жидкости, возвращающейся в гидробак. Недостаток такой схемы заключается в создании подпора в сливной гидролинии, что не всегда является желательным.

### 3.8. Соединительные трубопроводы

В гидросистемах буровых и нефтепромысловых машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Гидролинии должны обладать следующими характеристиками:

- достаточной прочностью;
- минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений;
- отсутствием утечек жидкости;
- отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные трубопроводы применяют при высоких значениях давления (свыше 32 МПа). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлении до 15 МПа и в основном в гидросистемах машин с ограниченной массой. Медные трубопроводы используются при меньших значениях давления (до 5–7 МПа), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы. Также медные трубопроводы применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления резиновых трубопроводов применяют натуральную и синтетическую резину. Трубопровод состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рис. 36). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновые трубопроводы уменьшают пульсацию давления в гидросистеме.

Резиновые трубопроводы имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления, снижение общей жесткости гидросистемы,

малая долговечность (1,5–3 года). Ввиду этого при проектировании гидросистем буровых и нефтепромысловых машин резиновых трубопроводов следует по возможности избегать.

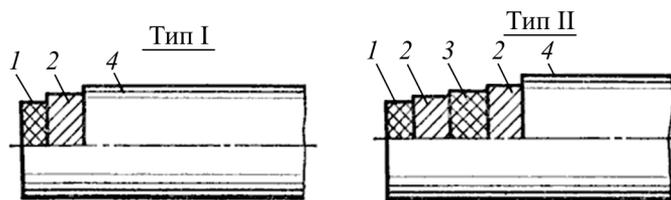


Рис. 36. Схемы конструкции резиновых трубопроводов с оплеткой:  
 1 – внутренний резиновый слой; 2 – металлическая оплетка;  
 3 – промежуточный резиновый слой; 4 – наружный резиновый слой

Металлические гибкие трубопроводы (рис. 37) имеют основу в виде гофрированной внутренней трубы, выполненной из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель. Трубопроводы с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 °С, а с асбестовым уплотнением – до 300 °С. Металлические гибкие трубопроводы дороги и применяются в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.

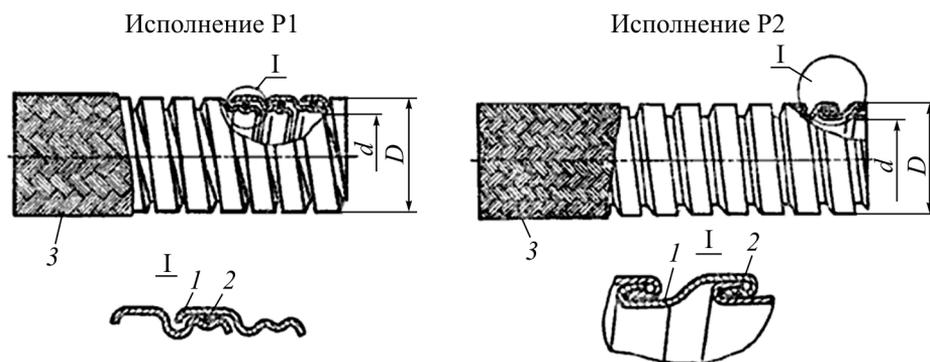


Рис. 37. Металлические гибкие трубопроводы: 1 – профилированная лента;  
 2 – уплотнитель; 3 – проволочная оплетка

Соединения трубопроводов могут быть неразборными и разборными. Неразборные соединения применяют в неремонтируемых гидросистемах. В таком случае для соединения трубопроводов применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми или ско-

шенными под углом  $30^\circ$  концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25–30 % по сравнению с применением разборных соединений.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) – это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов. неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по наружному конусу (рис. 38, *а*) состоит из трубопровода *1* с развальцованным на конус концом, ниппеля *2*, штуцера *3* и накидной гайки *4*. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте раструба, возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин, сравнительно большой момент затяжки накидной гайки, небольшое количество переборок, применение специализированного инструмента для развальцовки.

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис. 38, *б*) состоит из ниппеля *2*, приваренного или припаянного к трубе *1*, штуцера *3* и накидной гайки *4* с уплотнением *5*. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля *2* к внутренней поверхности штуцера *3* и затяжкой накидной гайки *4*. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекося труб.

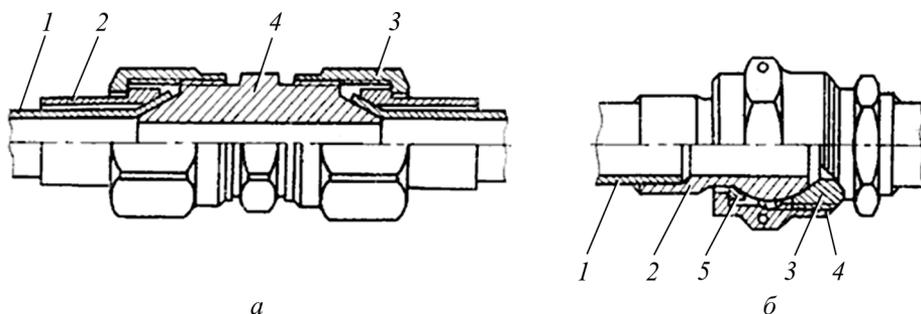


Рис. 38. Соединение трубопроводов по наружному (*а*) и внутреннему (*б*) конусу

Соединение с врезающимся кольцом (рис. 39) состоит из штуцера *1* с внутренней конической поверхностью *2*, накидной гайки *5* и врезающегося кольца *3*. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхно-

стью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

К неподвижным разборным соединениям относится и фланцевое соединение (рис. 40), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих значениях давления до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

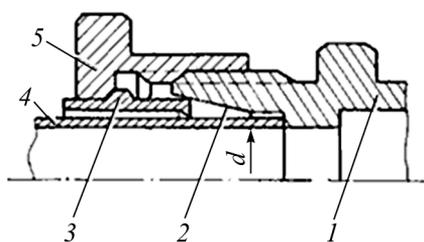


Рис. 39. Соединение с врезающимся кольцом

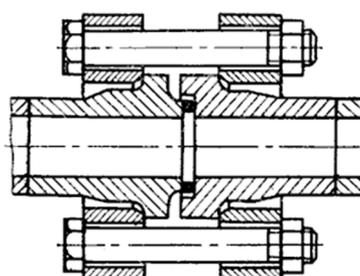


Рис. 40. Фланцевое соединение

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рис. 41, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2.

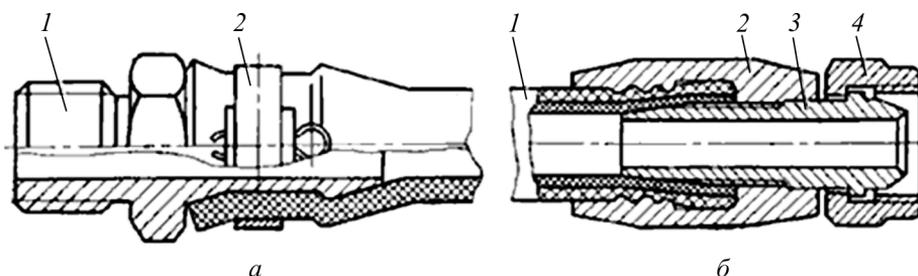


Рис. 41. Заделка концов рукавов: а – при давлении до 0,5 МПа; б – при давлении до 10 МПа

При давлении до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рис. 41, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, кото-

рый своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давления более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.

### 3.9. Гидробаки

Гидробаки (рис. 42) предназначены для питания гидропривода нефтепромысловой машины рабочей жидкостью. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством; в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей.

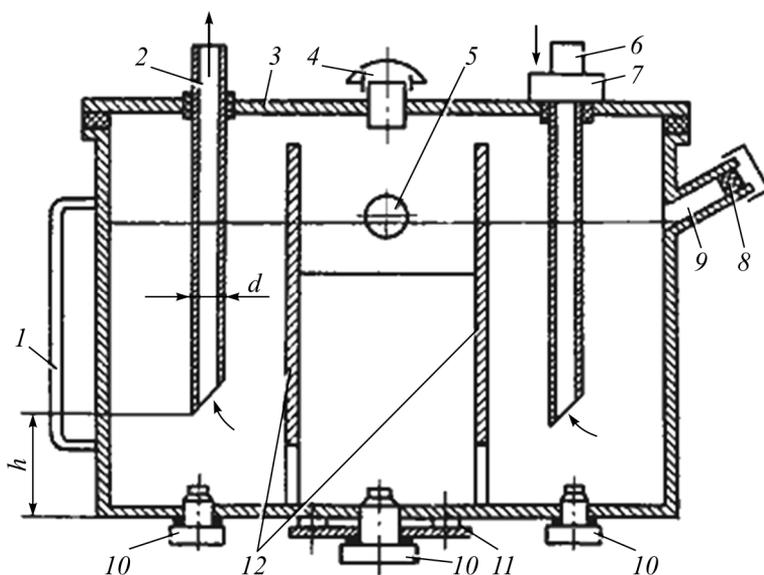


Рис. 42. Гидробак: 1 – указатель масла; 2 – всасывающая труба; 3 – крышка; 4 – сапун; 5 – глазок; 6 – сливная труба; 7 – фильтр; 8 – сетчатый фильтр; 9 – заливное отверстие; 10 – магнитная пробка; 11 – крышка для слива РЖ; 12 – перегородки (успокоители)

Гидробаки изготавливают сварными из листовой стали толщиной 1–2 мм или литыми из чугуна. Форма гидробаков чаще всего прямоугольная. Внутри гидробака имеются перегородки 12, которыми всасывающая труба отделена от сливной 6. Кроме того, перегородки удлиняют путь циркуляции рабочей жидкости, благодаря чему улучшаются условия для пеногашения и оседания на дно гидробака примесей, содержащихся в рабочей жидкости. Лучшему выделению воздуха из рабочей жидкости способствует мелкая сетка, поставленная в гидробаке под углом. Для выравнивания

уровня жидкости в гидробаке перегородки имеют отверстия на высоте 50–100 мм от дна. Заливку рабочей жидкости производят через отверстие 9 с сетчатым фильтром 8, имеющим ячейки размером не более 0,1 мм. Отверстие для заливки закрывают пробкой. Для контроля уровня рабочей жидкости в гидробаке служит указатель 1 или смотровой глазок 5.

Для выравнивания давления над поверхностью жидкости в баке с атмосферным давлением служит сапун 4. Возможны случаи, когда давление в гидробаке отличается от атмосферного (избыточное давление или вакуум).

Сливную и всасывающую трубы устанавливают на высоте  $h = (2...3) d$  от дна бака, а концы труб скашивают под углом  $45^\circ$ . При этом скос сливной трубы направлен к стенке, а всасывающей – от стенки. Такое расположение концов труб уменьшает смешивание жидкости с воздухом, взмучивание осадков и попадание примесей во всасывающую гидролинию. В верхней части сливной трубы может быть установлен фильтр.

Дно гидробака имеет отверстие с крышкой 11 для спуска рабочей жидкости, периодической очистки и промывки гидроемкости. На дне также могут быть установлены магнитные пробки 10 для задержания металлических примесей. Крышка 3 бывает съемной. С гидробаком она соединяется через уплотнитель из маслостойкой резины.

В процессе эксплуатации гидропривода температура рабочей жидкости не должна превышать 55–60 °С и в отдельных случаях 80 °С. Если поддержание температуры в пределах установленной не может быть обеспечено естественным охлаждением, в гидросистеме устанавливают теплообменники.

#### **4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

Постепенное и непрерывное осложнение условий разработки и эксплуатации нефтяных месторождений привело и к усложнению способов подъема пластовой жидкости по скважине. Если в первые годы разработки месторождений нефть по скважинам поднималась на поверхность почти исключительно за счет пластовой энергии – фонтанным способом, то в дальнейшем стало необходимым поднимать жидкость из большей части скважин механизированными способами.

В настоящее время абсолютное большинство нефтяных скважин России и стран СНГ эксплуатируется с использованием штанговых скважинных насосных установок (ШСНУ). Одной из основных тенденций развития ШСНУ является увеличение длины хода точки подвеса штанг, что

улучшает основные показатели установки, ее долговечность и подачу. Однако увеличение длины хода различным образом влияет на изменение параметров ее отдельных элементов: привода, колонны штанг, труб, скважинного насоса, устьевого оборудования.

При увеличении длины хода показатели всех элементов установки улучшаются, за исключением показателей привода, если он выполняется на базе установок, имеющих кривошипно-шатунный механизм. Обеспечение рациональных режимов работы штанговых глубинных насосов возможно посредством использования гидравлического привода.

Отечественными и зарубежными учеными разработано значительное количество гидравлических приводов ШСНУ. Подробнее рассмотрим конструктивные особенности гидроприводов НПК-10-8-6 и ГПШСН 80-3.5А «Гейзер», используемых на нефтепромыслах ООО «ЛУКОЙЛ-Пермь».

#### 4.1. Компоновка гидропривода НПК

Привод НПК-10-8-6 (рис. 43) предназначен для придания возвратно-поступательного движения плунжерам глубинных штанговых насосов при откачке жидкости из скважины с максимальной нагрузкой на штоке 80 кН. Привод монтируется непосредственно на колонном фланце устьевого арматуры, что исключает необходимость центрирования и предотвращает утечки рабочей жидкости по штоку гидроцилиндра.

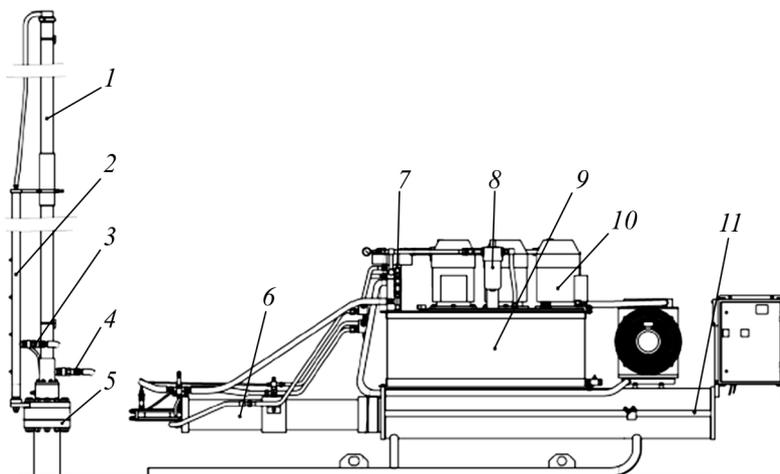


Рис. 43. Гидропривод штанговой скважинной насосной установки НПК-10-8-6: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – рама мачты; 3, 4 – быстроразъемные соединения трубопроводов; 5 – устьевого оборудования скважины; 6 – вспомогательный гидроцилиндр; 7 – панель гидрораспределителей; 8 – фильтр; 9 – маслостанция; 10 – приводной электродвигатель; 11 – рама маслостанции

В состав гидропривода НПК-10-8-6 входит силовой гидроцилиндр 1, установленный на раме мачты 2, которая, в свою очередь, с помощью фланцевого соединения устанавливается на устьевой арматуре 5. Рабочая жидкость из маслостанции 9, установленной на раме 11, через панель гидрораспределителей 7 по рукавам высокого давления подается в силовой гидроцилиндр 1.

Данный способ монтажа обуславливает значительные нагрузки на устьевую арматуру, что существенно ограничивает область применения привода. Гидропривод НПК-10-8-6 обеспечивает бесступенчатое изменение длины хода штока от 0,1 до 6 м и числа двойных ходов штока в диапазоне от 0,1 до 6 мин<sup>-1</sup>. Регулирование числа качаний осуществляется посредством включения/отключения насосов маслостанции и заданием пауз в конце хода штока. Маслостанция и станция управления гидроприводом устанавливаются на раме, лежащей на земле. В гидроприводе НПК-10-8-6 реализован пневматический способ уравнивания: при опускании колонны штанг осуществляется зарядка пневмоаккумулятора, запасенная энергия расходуется при подъеме пластовой жидкости. Принципиальная гидравлическая схема привода НПК-10-8-6 представлена на рис. 44.

Подача питания на электродвигатель ЭД от шкафа управления обуславливает включение насоса Н. При нейтральном (среднем) положении гидрораспределителя Р и открытом шаровом кране КШ1 рабочая жидкость подается насосом Н из бака Б по трубопроводам 1 и 2, напорным гидромагистралям 3 и 4 через фильтры Ф1 и Ф2 назад в бак Б. Таким образом, при работе маслостанции привода НПК-10-8-6 в режиме разгрузки насоса осуществляется очистка рабочей жидкости.

Подача сигнала на электромагнит ЭМ1 и переключение гидрораспределителя Р соединяет напорную гидролинию 4 и трубопровод 5. По трубопроводу 6 рабочая жидкость подается в нижнюю штоковую полость вспомогательного гидроцилиндра ГЦ2, воздействуя на его нижний поршень. Шток гидроцилиндра ГЦ2 под действием избыточного давления газа аккумуляторов А, подаваемого по трубопроводам 11 и 12 в верхнюю поршневую полость вспомогательного гидроцилиндра ГЦ2, и давления жидкости, создаваемого насосом Н на нижний поршень гидроцилиндра ГЦ2 со стороны нижней штоковой полости, начинает движение вниз. Рабочая жидкость из верхней штоковой полости вспомогательного гидроцилиндра ГЦ2 вытесняется, по трубопроводам 7–9 подается в штоковую полость силового гидроцилиндра ГЦ1. Шток гидроцилиндра ГЦ1 движется вверх, поднимая устьевую шток, колонну насосных штанг и плунжер глубинного штангового насоса (реализуется ход вверх).

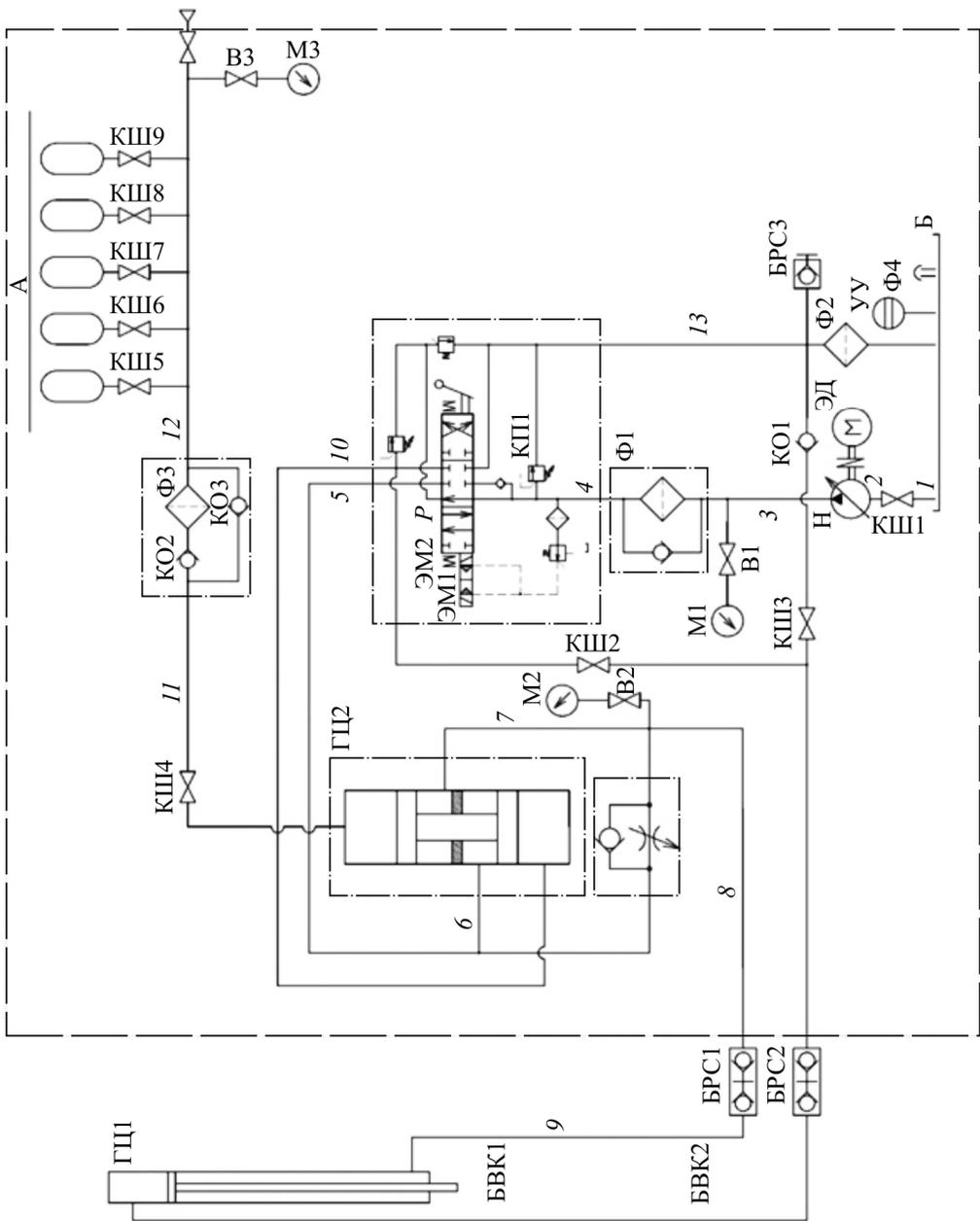


Рис. 44. Принципиальная гидравлическая схема привода НПК-10-8-6

При достижении верхнего положения штока приводного гидроцилиндра ГЦ1 закрепленный на нем флажок подает сигнал на бесконтактный выключатель БВК1, который, в свою очередь, через станцию управления подает команду на переключение гидрораспределителя Р посредством электромагнита ЭМ2.

Движение рабочей жидкости (см. рис. 44) в этом случае происходит по следующему направлению: трубопроводы 1 и 2 – насос Н – напорная гидролиния 3 – фильтр Ф1 – трубопровод 4 – гидрораспределитель Р – трубопровод 10 – нижняя поршневая полость вспомогательного гидроцилиндра ГЦ2.

Из нижней штоковой полости вспомогательного гидроцилиндра ГЦ2 жидкость по трубопроводам 6 и 5 через гидрораспределитель Р по трубопроводу 13 сливается в бак Б, проходя через фильтр Ф2.

Шток гидроцилиндра ГЦ2 в результате оказываемого усилия на нижний поршень начинает движение вверх, в результате чего в верхней штоковой полости гидроцилиндра ГЦ2 создается зона низкого давления. Плунжер скважинного штангового насоса под действием собственного веса и веса колонны насосных штанг движется вниз. Вытесняемая из штоковой полости силового гидроцилиндра ГЦ1 жидкость по трубопроводу 9 и 8 поступает в верхнюю штоковую полость гидроцилиндра ГЦ2 (реализуется ход вниз).

Верхний поршень вспомогательного гидроцилиндра ГЦ2 движется вверх, преодолевая сопротивление давления сжатого газа под действием суммарного давления рабочей жидкости, создаваемого насосом Н на нижний поршень, и жидкости, вытесняемой из штоковой полости гидроцилиндра ГЦ1. Таким образом осуществляется зарядка пневмоаккумуляторов А и запасание энергии, необходимой для уменьшения мощности, потребляемой приводом во время подъема пластовой жидкости (уравновешивание гидропривода).

Из нижней штоковой полости гидроцилиндра ГЦ2 жидкость по трубопроводам 6 и 5 через гидрораспределитель Р, трубопровод 13 и фильтр Ф2 сливается в бак Б.

При достижении нижнего положения штока приводного гидроцилиндра ГЦ1 закрепленный на нем флажок подает сигнал на нижний бесконтактный выключатель БВК2, что приводит к изменению направления потока жидкости через гидрораспределитель Р. Цикл работы гидропривода НПК-10-8-6 повторяется.

Для защиты гидросистемы от перегрузок в гидравлической схеме предусмотрен предохранительный клапан КП1, встроенный в корпус гидрораспределителя Р. При превышении давления настройки клапана КП1 в гидросистеме происходит слив рабочей жидкости по магистрали 13 и фильтр Ф2 в гидробак.

Давление в напорной линии насоса и в линии силового гидроцилиндра ГЦ1 контролируется по показаниям манометров М1 и М2, в системе

пневмоаккумуляторов – по показаниям манометра МЗ. Изменение числа качаний осуществляется посредством задания пауз в конце хода штока.

#### 4.2. Компоновка гидропривода «Гейзер»

Гидравлический привод штангового скважинного насоса (ГПШСН) «Гейзер» 80×3,5А-01 предназначен для придания возвратно-поступательного движения плунжеру глубинного штангового насоса при откачивании жидкости из нефтяных скважин. Привод обеспечивает режим работы штангового насоса при номинальной нагрузке на устьевом штоке до 80 кН (8 т).

Технические данные ГПШСН «Гейзер» 80×3,5А-01 приведены ниже:

Исполнение – раздельное.

Управление – автоматическое.

Число двойных ходов в минуту – 1–6.

Гидроцилиндр:

Длина хода штока цилиндра – не более 3500 мм.

Диаметр поршня – 120 мм.

Диаметр штока – 45 мм.

Рабочее давление  $P_{\max}$ , МПа, – не более 13(132,5) кгс/см<sup>2</sup>.

Насосная станция:

Двигатель, тип – асинхронный.

Мощность – 37 кВт.

Частота вращения – 24,5(1470) с<sup>-1</sup> (об/мин).

Напряжение – 660/380 В.

Частота тока – 50 Гц.

Насос:

Производительность – 175 л/мин.

Емкость гидросистемы – не более 550 дм<sup>3</sup>.

Фильтр грубой очистки – не более 25 мкм.

Система охлаждения:

Теплообменник – 25–55 кВт.

Габаритные размеры привода (в боксе):

Длина – 45 000 мм.

Ширина по основанию (по крыше) – 2200(2300) мм.

Высота – не более 2500 мм.

Гидропривод ГПШСН «Гейзер» 80×3,5А-01 (рис. 45) монтируется над устьем скважины на фундаментных плитах. Силовой гидроцилиндр 2 установлен на опоре шатрового типа 1, не имеющей непосредственной связи с устьевым оборудованием. Рабочая жидкость по трубопроводам 6 пода-

ется в силовой гидроцилиндр 2. Маслостанция 5 и станция управления 4 располагаются в блок-боксе, который исключает воздействие внешних факторов на работу оборудования и повышает безопасность эксплуатации. Размещение оборудования в укрытии и наличие нагревательного элемента в маслостанции обеспечивают самостоятельный запуск установки после аварийного отключения электроэнергии при температуре ниже  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

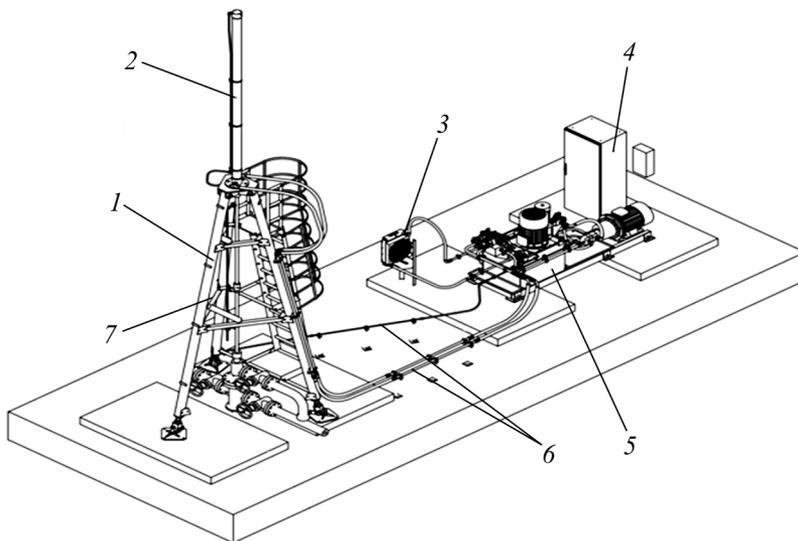


Рис. 45. Гидропривод штанговой скважинной установки ГПШСН «Гейзер» 80×3,5А-01: 1 – опора; 2 – силовой гидроцилиндр; 3 – радиатор; 4 – станция управления; 5 – маслостанция; 6 – рукава высокого давления; 7 – узел подвески насоса

Регулирование числа качаний на ГПШСН «Гейзер» осуществляется посредством использования частотного привода маслостанции (частотный преобразователь и асинхронный электродвигатель) в диапазоне от 1 до 6 двойных ходов в минуту, длина хода штока изменяется от 1 до 3,5 м. Уравновешивание реализовано с использованием электродинамического торможения: при ходе штока вниз приводной электродвигатель работает в генераторном режиме и рекуперировывает электроэнергию в сеть нефтепромысла. Интеллектуальная система контроля параметров работы и управления ГПШСН «Гейзер» 80×3,5А-01 позволяет подключать периферийные устройства, например эхолоты, что обеспечивает комплексную оценку работы системы привод–скважина.

Принципиальная гидравлическая схема ГПШСН «Гейзер» 80×3,5А-01 представлена на рис. 46. При ходе поршня гидроцилиндра ГЦ вверх рабочая жидкость подается в штоковую полость из бака через фильтр Ф и об-

ратный клапан ОК посредством аксиально-поршневого насоса АПН через золотниковый распределитель с электрическим управлением ЗР. Аксиально-поршневой насос АПН через муфту М соединен с асинхронным электродвигателем ЭД, который, в свою очередь, подключен к промышленной сети через частотный преобразователь ЧП. Частотный преобразователь ЧП позволяет регулировать частоту вращения асинхронного электродвигателя ЭД и изменять подачу аксиально-поршневого насоса АПН в широких пределах.

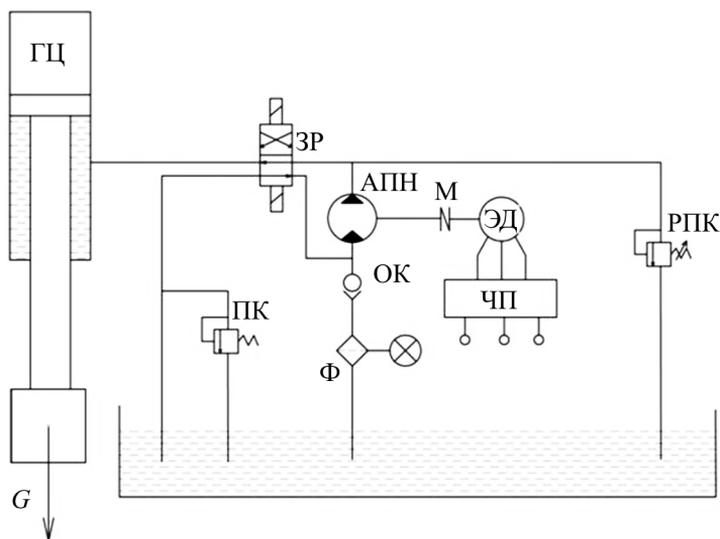


Рис. 46. Принципиальная гидравлическая схема ГПШСН «Гейзер» 80×3,5А-01: ГЦ – гидравлический цилиндр; ЗР – золотниковый распределитель; АПН – аксиально-поршневой насос; М – муфта; ЭД – электродвигатель асинхронный; ЧП – частотный преобразователь; РПК – регулируемый предохранительный клапан; ОК – обратный клапан; ПК – предохранительный клапан; Ф – фильтр; G – вес колонны штанг и пластовой жидкости

При ходе штанг и штока гидроцилиндра ГЦ вниз жидкость из штоковой полости через золотниковый распределитель ЗР попадает в аксиально-поршневой насос АПН, а затем сливается обратно в бак через регулируемый предохранительный клапан РПК. При ходе штанг и штока гидроцилиндра ГЦ вниз реализуется работа аксиально-поршневого насоса АПН в качестве гидромотора. В этом случае аксиально-поршневой насос АПН через муфту М передает вращение на вал двигателя ЭД, заставляя его работать в генераторном режиме. Посредством частотного преобразователя ЧП генерируемая энергия рекуперируется обратно в промышленную сеть.

### 4.3. Основные сведения о надежности гидравлических приводов штанговых скважинных насосных установок

Наиболее частыми причинами аварийных отказов, по данным специалистов инженерно-технических служб нефтедобывающих предприятий, являются: износ уплотнений гидроцилиндра – 15 %; выход из строя аксиально-поршневого насоса – 16 %; отказ электродвигателя – 10 %; расцентровка мачты-опоры – 8 %.

Отсутствие жесткой связи силового цилиндра ГПШСН «Гейзер» с устьевой арматурой обуславливает необходимость периодического центрирования мачты-опоры, перекос которой приводит к интенсивному износу уплотнений и возникновению утечек рабочей жидкости по штоку силового гидроцилиндра. Расцентровка мачты-опоры происходит вследствие действия знакопеременных нагрузок и деформации грунтов под опорными плитами фундамента.

Выход из строя уплотнений основного гидроцилиндра может быть обусловлен неудовлетворительным состоянием и несвоевременной заменой фильтрующих элементов, наличием абразива или металлических частиц в рабочей жидкости.

Причинами выхода из строя электродвигателей и аксиально-поршневых насосов гидравлических приводов ШСНУ являются несовершенство реализуемых способов уравнивания и сверхнормативные нагрузки.

Несомненными плюсами рассмотренных установок являются мобильность, простота монтажа, широкие пределы регулирования режимных параметров, наличие совершенных телеметрических систем контроля и управления.

Применение гидравлических приводов ШСНУ рационально при разработке вновь вводимых в эксплуатацию скважин, периодической и кратковременной эксплуатации скважин, а также при устранении АСПО. Мобильность и меньшая металлоемкость, по сравнению с механическими СК, обуславливают снижение временных и материальных затрат на монтаж привода. Наличие совершенных систем телеметрии и управления позволяет осуществлять комплексную оценку системы привод–скважина и изменять параметры работы гидропривода в широких пределах. В то же время актуальными остаются задачи снижения энергопотребления, совершенствования конструкции и повышения надежности узлов гидравлических приводов ШСНУ.

Ключевым фактором, сдерживающим внедрение и широкое использование перспективных приводов ШСНУ, является их высокая стоимость по сравнению с балансирными СК, оснащенными асинхронными двигателями. В условиях неблагоприятной ценовой конъюнктуры на нефтяных рынках добывающие компании вынуждены снижать издержки и уменьшать затраты на закупку промышленного оборудования. Одним из путей снижения стоимости перспективных приводов ШСНУ является отказ от импортных комплектующих и использование отечественных аналогов при их производстве.

## 5. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА НЕФТЕПРОМЫСЛОВЫХ МАШИН

С целью изучения методологических основ выбора оборудования объемного гидропривода выполним расчет гидропривода мобильной буровой установки (рис. 47).

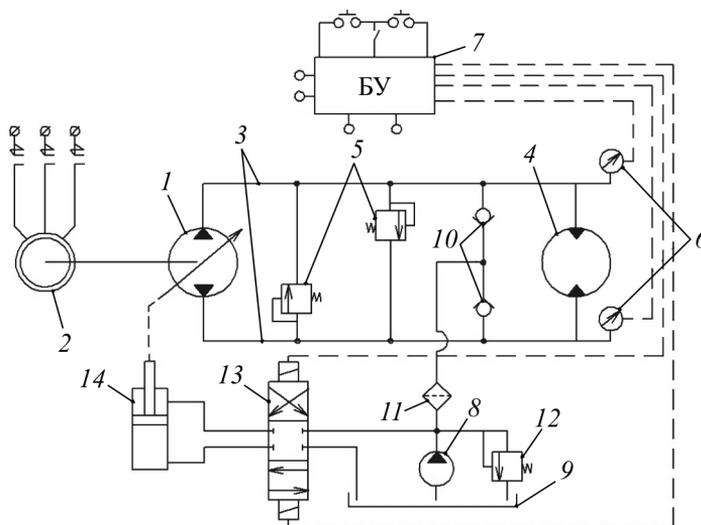


Рис. 47. Принципиальная схема гидропривода  
мобильной буровой установки

Гидропривод буровой установки состоит из силовой и вспомогательной гидropередач. В состав силовой гидropередачи входит регулируемый насос двустороннего действия 1, приводимый от трехфазного асинхронного электродвигателя 2. Рабочая жидкость от насоса 1 подается по трубопроводам 3 к двустороннему нерегулируемому гидромотору 4, крутящий момент с которого передается на буровой ротор. Защита силовой гидropередачи от пере-

грузок осуществляется посредством предохранительных клапанов 5. Контроль давления в системе реализуется датчиками давления 6, установленными в сливной и напорной гидромагистралях силовой гидропередачи. Информация с датчиков давления 6 передается на блок управления 7.

Блок управления 7 предназначен для регулирования параметров работы гидропривода буровой установки по условию поддержания постоянного момента на валу гидромотора 4.

Вспомогательная гидропередача гидропривода буровой установки состоит из подпиточного насоса 8, осуществляющего подачу рабочей жидкости, компенсирующей утечки, из бака 9 в силовую гидропередачу через обратные клапаны 10. Жидкость, поступающая из бака 9 в силовую гидропередачу, очищается фильтром 11. Постоянная величина избыточного давления во вспомогательной гидропередаче поддерживается посредством редукционного клапана 12.

От подпиточного насоса 8 рабочая жидкость подается к гидрораспределителю 13, управляющие сигналы на электромагниты которого поступают от блока управления 7. Гидрораспределитель 13 направляет поток рабочей жидкости от подпиточного насоса 8 в штоковую или поршневую полость цилиндра 14. Изменением положения штока гидроцилиндра 14 регулируется подача насоса 1 и осуществляется реверс потока рабочей жидкости в силовой гидропередаче.

В качестве исходных данных для расчета введем параметры движения выходного звена гидропередачи: минимальное  $n_{\min}$  и максимальное  $n_{\max}$  значения частоты вращения вала гидромотора и момент сопротивления на валу гидромотора  $M_c$ . Варианты заданий приведены в прил. 2.

### 5.1. Обоснование выбора гидромотора

Предварительный выбор гидромотора при регулировании путем поддержания постоянного момента на его валу производится по паспортным данным мотора (табл. П.1 прил. 3) согласно следующим условиям:

$$\begin{aligned}M_c &\leq M_m; \\n_{\max} &\leq n_{m\max}; \\n_{\min} &\geq n_{m\min},\end{aligned}$$

где  $M_m$  – номинальный крутящий момент мотора, Н·м;  $M_c$  – заданный статический момент сопротивления, Н·м;  $n_{m\max}$ ,  $n_{m\min}$  – максимальное и минимальные допустимые значения частоты вращения мотора, об/мин.

После предварительного выбора гидромотора (табл. П.6 и П.7 прил. 3) следует определить расчетное значение рабочего давления  $P_{\text{мр}}$  по формуле

$$P_{\text{мр}} = \frac{2\pi M_{\text{с}}}{q_{\text{м}} \eta_{\text{ГМ}}}, \quad (1)$$

где  $P_{\text{мр}}$  – расчетное значение рабочего давления в гидромоторе, МПа;  $q_{\text{м}}$  – рабочий объем мотора, см<sup>3</sup>/об;  $\eta_{\text{ГМ}}$  – гидромеханический КПД мотора.

Если полученное расчетное значение рабочего давления  $P_{\text{мр}}$  меньше паспортного значения давления  $P_{\text{м}}$  гидромотора ( $P_{\text{мр}} < P_{\text{м}}$ ), то мотор принимается окончательно. При  $P_{\text{мр}} > P_{\text{м}}$  выбирается другой гидромотор, подходящий по параметрам.

При законе регулирования путем поддержания постоянной мощности на выходном звене привода вначале определяются максимальное  $M_{\text{max}}$  и минимальное  $M_{\text{min}}$  значения требуемого крутящего момента:

$$M_{\text{max}} = \frac{3 \cdot 10^4 N}{\pi n_{\text{min}}};$$

$$M_{\text{min}} = \frac{3 \cdot 10^4 N}{\pi n_{\text{max}}},$$

где  $N$  – заданное значение мощности, кВт;  $n_{\text{max}}$ ,  $n_{\text{min}}$  – заданные пределы изменения частоты вращения вала гидромотора, об/мин.

После предварительного выбора мотора определяются максимальное и минимальное значения рабочего давления по формуле (1). В гидроприводах буровых и нефтепромысловых машин применяются гидромоторы типа ДП, МР, Г, НПА, М, МНА, МНШ и ВЛГ.

## 5.2. Определение необходимой подачи и рабочего давления насоса

Необходимый максимальный расход жидкости гидромотором (подача насоса) определяется по формуле

$$Q_{\text{мmax}} = Q_{\text{нmax}} = \frac{q_{\text{м}} n_{\text{max}} 10^{-3}}{60 \eta_{\text{ОМ}}},$$

где  $Q_{\text{нmax}}$  и  $Q_{\text{мmax}}$  – подача рабочей жидкости насосом и расход жидкости гидромотором соответственно, л/с;  $\eta_{\text{ОМ}}$  – объемный КПД гидромотора.

$$\eta_{\text{ОМ}} = \frac{\eta_{\text{М}}}{\eta_{\text{ГМ}}},$$

где  $\eta_{\text{ГМ}}$  – гидромеханический КПД мотора.

Для определения давления на выходе насоса, МПа, необходимо учесть потери в нагнетательной части гидролинии силовой гидропередачи по формуле

$$P_{\text{нр}} = P_{\text{мр}} + \Delta P_{\text{л}},$$

где  $P_{\text{мр}}$  – давление в гидромоторе, МПа;  $\Delta P_{\text{л}}$  – потери давления в гидролиниях, МПа.

$$\Delta P_{\text{л}} = 10^{-6} \rho \left( \lambda \frac{L}{d_{\text{вс}}} + \sum_{i=1}^m \xi_i \right) \frac{v^2}{2},$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления линейных участков трубопровода (коэффициент Дарси);  $L$  – длина линейного участка нагнетательной линии,  $L = 1 \dots 2$  м;

$d_{\text{вс}}$  – внутренний диаметр стандартного трубопровода, м;  $\sum_{i=1}^m \xi_i$  – сумма ко-

эффициентов местных гидравлических сопротивлений,  $\sum_{i=1}^m \xi_i = 2,58$ ;

$m$  – число местных сопротивлений;  $v$  – средняя скорость движения жидкости в гидролинии, м/с.

Расчетное значение внутреннего диаметра трубопровода, м, определяется по формуле

$$d_{\text{вр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{\text{мmax}}}{\pi v_p}},$$

где  $v_p$  – рекомендуемое значение скорости движения жидкости,  $v_p = 4 \dots 5$  м/с.

Необходимая по условию прочности толщина стенки трубопровода, м, определяется по формуле

$$\delta_p = \frac{1,2 P_{\text{max}} d_{\text{вр}}}{0,8 \sigma_{\text{в}}},$$

где  $P_{\text{max}}$  – максимальное из номинальных значений давление мотора или насоса, МПа;  $\sigma_{\text{в}}$  – предел прочности материала труб,  $\sigma_{\text{в}} = 410$  МПа.

Расчетный наружный диаметр трубопровода, м, определяется по формуле

$$d_{\text{нр}} = d_{\text{вр}} + 2\delta_p.$$

При расчетном наружном диаметре до 40 мм трубы выбираются по ГОСТ 8734–75, при большем значении – по ГОСТ 8732–78. Выбираются стандартные значения наружных диаметров  $d_{nc}$  трубопроводов, ближайšie к расчетным  $d_{np}$  с ближайшей большей стандартной толщиной стенки.

Внутренний диаметр стандартного трубопровода, м, определяется по формуле

$$d_{bc} = d_{nc} - 2\delta_{ct},$$

где  $d_{nc}$  – наружный диаметр стандартного трубопровода, м;  $\delta_{ct}$  – толщина стенки стандартного трубопровода.

Уточненное значение скорости движения жидкости  $v$  в рассчитываемой гидropередаче определяется по формуле

$$v = \frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{Hmax}}{\pi d_{bc}^2}.$$

Для определения коэффициента Дарси необходимо найти значение числа Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{v d_{bc}}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости, сСт,  $\nu = 45$  сСт.

При  $Re < 316$  коэффициент Дарси определяется по формуле

$$\lambda = \frac{75}{Re}.$$

Если  $316 < Re < 3000$ , то

$$\lambda = \frac{10}{Re^{0,65}}.$$

При  $3000 < Re < 10^5$  коэффициент Дарси находится как

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

При  $Re > 10^5$  коэффициент Дарси определяется по формуле

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d_{bc}} \right)^{0,25},$$

где  $\Delta$  – средняя высота неровностей стальных труб, м,  $\Delta = (0,01 \dots 0,02) \cdot 10^{-3}$  м.

### 5.3. Обоснование выбора основного насоса

По значениям максимальной требуемой подачи  $Q_{н\max}$  и расчетного давления  $P_{нр}$  окончательно принимается основной насос (табл. П.1–П.3 прил. 3). При этом должны выполняться следующие условия:

$$\begin{aligned} Q_{н\max} &\leq Q_n; \\ P_{нр} &\leq P_n. \end{aligned} \quad (2)$$

Если условия (2) не выполняются, следует принять другой насос. Если этим условиям соответствует несколько насосов, следует отдать предпочтение тому, у которого выше КПД, меньше габариты и масса.

При отсутствии серийных насосов достаточной подачи принимается машина с максимальной подачей, подходящая по давлению, и корректируется заданная максимальная частота вращения вала гидромотора  $n_{\max}$  в сторону уменьшения по формуле

$$n_{\max} = \frac{60\eta_{\text{ом}} Q_{н\max}}{q_m 10^{-3}}.$$

### 5.4. Выбор устройств управления

Для защиты гидропривода от перегрузок путем ограничения величины давления в соответствии с рассматриваемой схемой следует выбрать предохранительные клапаны. При этом должны соблюдаться следующие условия:

$$\begin{aligned} Q_{к\max} &\geq Q_{н\max}; \\ P_{к\max} &\geq P_{\max}; \\ Q_{к\min} &\leq Q_{н\min}, \end{aligned}$$

где  $Q_{к\max}$  и  $Q_{к\min}$  – наибольший и наименьший расходы через клапан по паспортным данным, л/мин;  $P_{к\max}$  – наибольшее рабочее давление клапана, МПа;  $P_{\max}$  – наибольшее давление из номинальных значений давления насоса или гидромотора, МПа.

Давление срабатывания предохранительного клапана  $P_{ск}$  определяется по формуле

$$P_{ск} = 1,2 P_{\min},$$

где  $P_{\min}$  – наименьшее давление из номинальных значений давления насоса или гидромотора, МПа.

Максимальное давление в напорной гидролинии  $P_{г\max}$  определяется по формуле

$$P_{г\max} = P_{ск} + \Delta P_{к},$$

где  $\Delta P_{к}$  – перепад давления на клапане, значение которого приводится в его технической характеристике, МПа.

В гидросистемах буровых и нефтепромысловых машин применяются предохранительные клапаны типа СТП, Г54, Г52, КПЕ, ЭКП, ОМКТМ, КГ, ГС и СГС (табл. П.10 прил. 3).

Выбор распределителя с электромагнитным или электрогидравлическим управлением производится с учетом того, что необходимая мощность потока в линии регулирования обычно не превышает 2 % от мощности потока в основной гидролинии на выходе насоса:

$$Q_p P_p = 0,02 P_{нр} Q_{н\max}, \quad (3)$$

где  $Q_p$  – требуемый расход через распределитель, л/с;  $P_p$  – давление в линии управления, МПа.

Предварительно требуемый расход определяется через соотношение (3) путем задания давления в линии управления  $P_p = 1,5 \dots 2,5$  МПа.

Фактический расход через распределитель  $Q_{фр}$  определяется по формуле

$$Q_{фр} = Q_{рн} \sqrt{\frac{P_p}{P_{рн}}},$$

где  $Q_{рн}$  – номинальный расход распределителя по паспорту, л/с;  $P_{рн}$  – номинальное давление распределителя по паспорту, МПа.

Распределитель выбирается таким образом, чтобы он имел наименьшие возможные габариты и выполнялись условия

$$\begin{aligned} Q_{фр} &\geq Q_p; \\ P_{рн} &\geq P_p. \end{aligned}$$

В гидроприводах буровых и нефтепромысловых машин применяются распределители типа Г61, Г68, Г74, Г72, МН, ЭРА, ПГ, Р, ВЕХ, БГ к РХ (табл. П.8, П.9 прил. 3).

Требуемая подача вспомогательного (подпиточного) насоса, с учетом внешних утечек и расхода в линии управления, может быть определена по формуле

$$Q_{рв} = Q_n(1 - \eta_o)K + Q_{фр},$$

где  $K$  – коэффициент, определяющий долю внешних утечек рабочей жидкости,  $K = 0,6 \dots 0,75$ ;  $\eta_o$  – объемный КПД гидропередачи,  $\eta_o = \eta_{ом} \eta_{он}$ .

Вспомогательный насос в рассматриваемой гидросистеме приводится от одного вала с основным. Следует учесть влияние номинальной частоты вращения приводного вала вспомогательного насоса на подачу. Фактическая подача вспомогательного насоса  $Q_{фв}$  определяется по выражению

$$Q_{фв} = Q_{нв} \frac{n_n}{n_{нв}},$$

где  $Q_{нв}$  – номинальная подача вспомогательного насоса при паспортной частоте вращения его вала, л/с;  $n_{нв}$  – паспортная частота вращения вала вспомогательного насоса, об/мин.

Выбранный насос должен отвечать следующим условиям:

$$\begin{aligned} Q_{фв} &\geq Q_{рв}; \\ P_{нв} &\geq P_p. \end{aligned}$$

где  $P_{нв}$  – номинальное давление вспомогательного (подпиточного) насоса по паспорту, МПа.

В качестве вспомогательных (подпиточных) применяются нерегулируемые шестеренные насосы типа НШ, ГИ, БГ11 и пластинчатые типа Г12, БГ12 (табл. П.4, П.5 прил. 3).

Для поддержания постоянного давления на выходе вспомогательного насоса и сброса избытка жидкости в бак следует выбрать переливной (редукционный) клапан в соответствии с условиями

$$\begin{aligned} Q_{пк\ max} &\geq Q_{фв} \geq Q_{пк\ min}; \\ P_{пк\ max} &\geq P_p \geq P_{пк\ min}, \end{aligned}$$

где  $Q_{пк\ max}$ ,  $Q_{пк\ min}$  – наибольший и наименьший расходы переливного клапана по паспорту, л/с;  $P_{пк\ max}$ ,  $P_{пк\ min}$  – наибольшее и наименьшее рабочие давления переливного клапана по паспорту, МПа. Для рассматриваемой гидросистемы переливной клапан выбирается по данным табл. П.10 прил. 3.

Обратные (подпиточные) клапаны пропускают рабочую жидкость в одном направлении и выбираются согласно условиям

$$\begin{aligned} Q_{ок} &= Q_n(1 - \eta_o)K; \\ P_{ок} &\geq P_{ск}, \end{aligned}$$

где  $Q_{ок}$  – расход через обратный клапан по паспорту, л/с;  $P_{ок}$  – рабочее давление обратного клапана по паспорту, МПа.

В гидросистемах буровых и нефтепромысловых машин применяются обратные (подпиточные) клапаны типа Г51-2, КО, МК97К, ПК и Г66-1 (табл. П.11 прил. 3).

### 5.5. Выбор дополнительных и вспомогательных устройств

Для очистки рабочей жидкости в рассматриваемом гидроприводе применяют параллельную схему фильтрации. Фильтр устанавливается в нагнетательной линии вспомогательного насоса, фильтруется только та часть потока, которая поступает в гидропередачу от вспомогательного насоса.

К тонкости фильтрации  $\delta_{л}$  рабочей жидкости в зависимости от типа используемых насосов и гидромоторов предъявляются следующие требования, не более:

- гидросистемы с шестеренными и пластинчатыми машинами  $\delta_{л} = 100$  мкм;
- гидросистемы с радиально-поршневыми машинами  $\delta_{л} = 40$  мкм;
- гидросистемы с аксиально-поршневыми машинами  $\delta_{л} = 25$  мкм.

Если фильтры устанавливаются в нагнетательной линии, они должны защищаться предохранительными клапанами.

Фильтры выбираются по заданным параметрам согласно условиям

$$\begin{aligned} Q_{\phi} &\geq Q_{\phi в}; \\ P_{\phi} &\geq P_{л}; \\ \delta_{\phi} &\leq \delta_{л}, \end{aligned}$$

где  $Q_{\phi}$ ,  $P_{\phi}$ ,  $\delta_{\phi}$  – пропускная способность, рабочее давление и тонкость очистки принимаемого фильтра соответственно.

Если ни один из фильтров не подходит по пропускной способности, несколько штук включают в батарею параллельно. В гидросистемах буровых и нефтепромысловых машин применяются фильтры типа С42, ФМС-1, Г41, Г42 и ФП7 (табл. П.13 прил. 3).

Размеры и конструкция бака зависят от конкретных условий применения. Важнейшим параметром является емкость. Для обеспечения нормального теплообмена в замкнутых схемах полезная емкость бака должна быть не меньше подачи вспомогательного насоса за 30 с. Надежное отделение взвешенного воздуха из рабочей жидкости в разомкнутых схемах обеспечивается, если полезный объем бака численно равен номинальной подаче основного насоса за 3 мин. Номинальные емкости баков должны соответствовать значениям из предпочтительного ряда по ГОСТ 12448–80 (табл. П.12 прил. 3).

## 6. НЕИСПРАВНОСТИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА БУРОВОГО И НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Основные неисправности гидропривода буровых и нефтепромысловых машин проявляются следующим образом:

- включен электродвигатель насоса, включен один из распределителей – движение исполнительного органа не началось;
- шум в гидросистеме;
- исполнительные механизмы движутся неравномерно (рывками) либо самопроизвольно;
- нагрев масла в гидросистеме;
- утечки рабочей жидкости по штокам гидроцилиндров;
- наружные утечки жидкостей между корпусными деталями гидроагрегатов и трубопроводами.

В случае отсутствия движения исполнительных органов при включенном двигателе маслостанции нефтепромысловой машины следует убедиться в наличии подачи рабочей жидкости насосом в гидросистему. Для этого следует отсоединить нагнетательный трубопровод насоса от гидросистемы и направить его в подходящую свободную емкость или заливную горловину маслобака.

Причины отсутствия подачи рабочей жидкости насосом следующие:

- неправильное направление вращения вала насоса (зачастую после ремонта);
- износ шлицев приводного вала насоса. Необходимо проверить состояние шлицев;
- недостаточный уровень масла в гидробаке. Следует проверить уровень масла в баке;
- засорение всасывающего трубопровода насоса. Необходимо проверить всасывающий трубопровод насоса на отсутствие механических засорений, проверить открытие кранов на всасывающих трубопроводах;
- подсос воздуха во всасывающем трубопроводе насоса. Следует проверить целостность всасывающего трубопровода и уплотнений в местах соединений;
- механическая поломка в насосе. В этом случае выполняется демонтаж, разборка и дефектация насоса.

При отсутствии требуемого давления в гидросистеме следует вывинтить пружину предохранительного клапана, подключенного параллельно нагнетательной магистрали. Нагнетательную магистраль заглушить штуцером с подключенным манометром. После включения насоса и подачи

рабочей жидкости в нагнетательную магистраль следует затягивать пружину предохранительного клапана и контролировать давление в нагнетательном трубопроводе по показаниям манометра. Если насос обеспечивает заданное давление, неисправность следует искать в гидросистеме.

В случае отсутствия давления в гидросистеме при исправном насосе возможные неисправности сводятся к следующим:

- утечка жидкости через уплотнение поршня гидроцилиндра. Зачастую данная неисправность может быть определена на ранней стадии по таким признакам, как замедленный ход штока, его самопроизвольное движение. Для проверки целостности уплотнений поршней следует максимально выдвинуть шток гидроцилиндра, после чего отсоединить трубопровод от штоковой полости гидроцилиндра и обеспечить избыточное давление в поршневой полости. В случае неисправности уплотнений будут видны утечки рабочей жидкости из поршневой полости;

- неисправность гидромотора. Следует проверить расход жидкости в дренажной магистрали. Значительный расход рабочей жидкости в дренаж свидетельствует о неисправности гидромотора. Также следует контролировать температуру корпуса гидромотора;

- ослабление или поломка пружины предохранительного клапана, износ седла или запорного элемента клапана. Дефектный клапан заменяют исправным;

- внутренние утечки в гидрораспределителе. Дефектный распределитель заменяют исправным.

Другие возможные неисправности распределителей: заклинивание золотника распределителя, отсутствие управляющего воздействия на электромагнитах.

Причинами повышенного уровня шума при работе гидросистемы нефтепромысловой машины являются следующие неисправности:

- наличие воздуха в гидросистеме, что может быть следствием подсоса воздуха во всасывающем трубопроводе насоса или недостаточного уровня рабочей жидкости в маслобаке;

- неравномерная подача масла насосом. Причинами данной неисправности могут быть механические поломки в насосе или гидромоторе, засорение всасывающего трубопровода насоса, малое проходное сечение всасывающего трубопровода насоса.

Нарушение нормальной работы гидропривода может быть обусловлено неправильной настройкой предохранительных или переливных клапанов, ослаблением креплений гидроагрегатов, несоосностью валов двигателей и приводимых механизмов.

Причинами неравномерного или самопроизвольного движения выходных звеньев гидропривода являются следующие неисправности:

- наличие воздуха в гидросистеме;
- неравномерная подача масла насосом;
- неправильная настройка предохранительных клапанов. Клапан отрегулирован на давление, близкое к рабочему. При незначительном повышении давления клапан открывается и сбрасывает рабочую жидкость в маслобак или на вход насоса;
- неисправность регулятора расхода;
- неисправности гидрозамков;
- износ или повреждение уплотнений гидроцилиндров.

Причины нагрева масла в гидросистеме нефтепромысловой машины следующие:

- значительные механические потери в парах трения вследствие износа узлов гидронасосов и гидродвигателей;
- малые сечения трубопроводов;
- наличие большого количества гидравлических сопротивлений;
- малая емкость бака.

Причинами наружных утечек рабочих жидкостей гидроприводов по штокам гидроцилиндров, как правило, являются износ, скручивание, разрушение уплотнений штоков, ржавчина задиры и продольные риски на штоках. Наружные утечки жидкостей между корпусными деталями гидроагрегатов и трубопроводами возникают при разрушении уплотнений, нарушении целостности корпусов и крепежей.

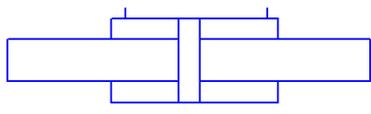
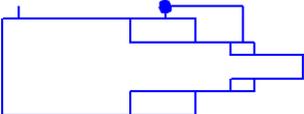
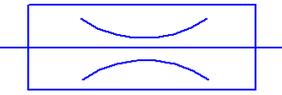
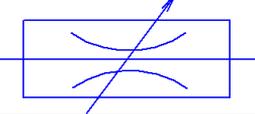
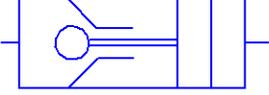
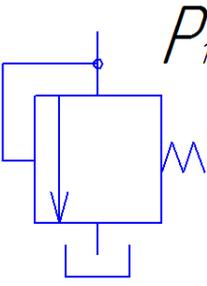
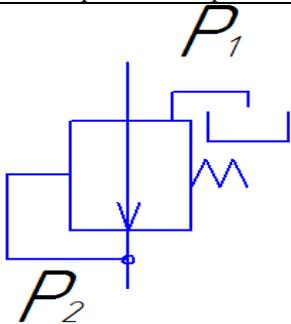
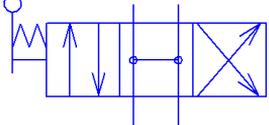
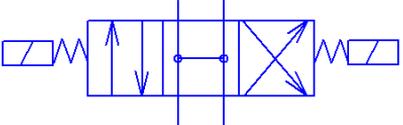
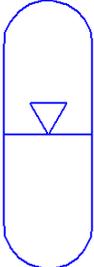
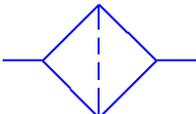
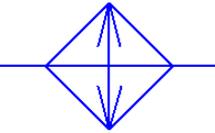
## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артемова Т.В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие. – М.: Academia, 2005. – 335 с.
2. Астахов А.В., Пономаренко Ю.Ф. Гидропривод рудничных машин: учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1981. – 197 с.
3. Марутов В.А., Погорелый А.Н. Эксплуатация и ремонт гидроприводов горнорудных машин. – М.: Недра, 1976. – 192 с.
4. Рыбин А.А., Шишлянников Д.И., Воробель С.В. Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов: учеб. пособие: в 3 ч. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2018. – Ч. I – 223 с.; Ч. II – 183 с.; Ч. III – 207 с.
5. Молчанов А.Г. Гидроприводные штанговые скважинные насосные установки. – М.: Недра, 1982. – 245 с.

6. Нефтепромысловое оборудование: комплект каталогов / под ред. В.Г. Креца, В.Г. Лукьянова. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1999. – 786 с.
7. Оборудование для добычи нефти и газа: учеб. пособие для вузов: в 2 ч. / В.Н. Ивановский, В.И. Дарищев, А.А. Сабиров, В.С. Каштанов. – М.: Нефть и газ, 2003. – 793 с.
8. Основы эксплуатации и ремонта бурового и нефтегазодобывающего оборудования: учеб. пособие / Д.И. Шишлянников, А.В. Николаев, В.Г. Островский, В.Ю. Зверев. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. ун-та, 2018. – 150 с.
9. Повышение эффективности гидравлических приводов штанговых скважинных насосных установок для добычи нефти / А.Н. Устинов, М.В. Тяктев, Д.И. Шишлянников, М.Г. Трифанов, М.М. Тяктев, С.А. Фролов // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – № 7. – С. 26–32.
10. Результаты опытно-промышленных испытаний перспективных приводов штанговых скважинных насосных установок / И.И. Мазеин, А.Н. Устинов, М.В. Тяктев, А.А. Рыбин, Д.И. Шишлянников, М.М. Тяктев // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 9. – С. 8–14.
11. Саралев В.Г. Гидравлические машины: метод. указания. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2006. – 27 с.

Условные обозначения элементов объемного гидропривода

Линии связи (трубопроводы)		
	<p>1. Всасывания, напора, слива. 2. Управления. 3. Дренажные</p>	<p>1. Соединение трубопроводов. 2. Перекрещивание</p>
Насосы		
	<p>Постоянной подачи</p>	<p>Регулируемой подачи</p>
	<p>1. С постоянным направлением потока. 2. Реверсивные</p>	
Гидромоторы		
	<p>Нерегулируемые</p>	<p>Регулируемые</p>
	<p>1. С постоянным направлением потока. 2. Реверсивные</p>	
Гидроцилиндры		
	<p>Двустороннего действия с односторонним штоком</p>	<p>Одностороннего действия 1. Плунжерный. 2. Телескопический</p>

Гидроцилиндры			
	Двустороннего действия		
	с двусторонним штоком	телескопический	
Дроссели			
	Неуправляемый	Управляемый	
Гидроклапаны			
	Обратный неуправляемый	Обратный управляемый (односторонний гидрозамок)	
			
	Предохранительный	Редукционный	
Распределители			
	Ручной	С электромагнитным управлением	
Вспомогательная аппаратура			
	Гидропнево-аккумулятор	Фильтр	Теплообменник

## Варианты заданий на контрольную работу

Номер варианта	Значения частоты вращения выходного звена, об/мин		Заданный момент, Н·м
	$n_{M \max}$	$n_{M \min}$	
1	700	100	300
2	400	100	400
3	450	50	500
4	200	50	600
5	250	25	700
6	200	20	1000
7	200	20	1500
8	100	10	2000
9	200	20	300
10	200	20	400
11	150	15	800
12	150	15	1000
13	100	10	2000
14	90	9	3000
15	90	9	4000
16	1000	100	90
17	1400	140	45
18	1600	160	20
19	1400	20	500
20	1200	30	280
21	1300	30	100
22	1200	120	50
23	70	10	1800
24	60	10	2500
25	500	50	250

**Справочные данные по гидравлическому оборудованию**

Таблица П.1

Технические характеристики роторных аксиально-поршневых насосов

Тип насоса	Рабочий объем $q_n$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин	Подача $Q_n \cdot 10^{-3}$ , л/с	Давление $P_n$ , МПа	КПД $\eta_{он}$	КПД $\eta_n$	Масса, кг	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>
Г13-35А	71	1500	1666	16	0,95	0,88	103	0,47
Г1336А	140	1500	3333	16	0,95	0,86	240	1,71
НА-16/20	16	1500	372	20	0,93	0,87	31	0,26
НА-40/20	40	1500	940	20	0,94	0,89	80	0,41
НА-63/20	63	1500	1666	20	0,94	0,89	80	0,41
НА-125/20	125	1500	3333	20	0,95	0,90	163	0,59
НА-400/20	400	1000	6666	20	0,95	0,90	230	0,70
НА-20/32	20	1500	416	32	0,94	0,86	62	0,36
НА-40/32	40	1500	833	32	0,94	0,86	118	0,50
НА-80/32	80	1500	1666	32	0,94	0,86	183	0,62
НА-224/32	224	960	3333	32	0,94	0,89	354	0,86
НА-450/32	450	960	6666	32	0,96	0,90	595	1,12
РНАС-32/32	32	1500	733	32	0,92	0,86	78	0,40
РНАС-63/32	63	1500	1449	32	0,92	0,87	156	0,50
РНАС-90/32	90	1500	2083	32	0,92	0,88	200	0,60
РНАС-125/32	125	1500	2867	32	0,92	0,88	280	0,72
РНАС-250/32	250	1500	5734	32	0,92	0,88	570	1,10
937	760	600	7220	5,2	0,95	0,90	215	0,67
207.32	225	1120	4074	16	0,97	0,91	150	0,56

Таблица П.2

Технические характеристики радиальных роторно-поршневых регулируемых насосов

Тип насоса	Рабочий объем $q_n$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин	Подача $Q_n \cdot 10^{-3}$ , л/с	Давление $P_n$ , МПа	КПД $\eta_{он}$	КПД $\eta_n$	Масса, кг	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>
125А-20	125	960	1666	20	0,85	0,77	726	1,24
250А-20	250	960	3333	20	0,85	0,82	1348	1,69
500А-20	500	960	6666	20	0,87	0,77	1608	1,84
1НП-120	90	1470	2000	10	0,92	0,85	115	0,49
НП-200	140	1470	3333	10	0,92	0,85	180	0,62

Таблица П.3

Технические характеристики мотор-насосов аксиально-поршневых  
нерегулируемых

Тип насоса	Рабочий объем $q_n$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин	Подача $Q_n \cdot 10^{-3}$ , л/с	Давление $P_n$ , МПа	КПД $\eta_{он}$	КПД $\eta_n$	Масса, кг	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>
МНА-4/20	4	1500	92	20	0,93	0,85	4,5	0,10
МНА-6,3/20	6,3	1500	146	20	0,93	0,85	4,5	0,10
МНА-10/20	10	1500	235	20	0,94	0,87	6,6	0,12
МПА-16/20	16	1500	380	20	0,95	0,90	16,5	0,19
МНА-25/20	25	1500	593	20	0,95	0,90	18	0,19
МНА-40/20	40	1500	950	20	0,95	0,90	59	0,35
МНА-63/20	63	1500	1496	20	0,95	0,90	60	0,35
МНА-100/20	100	1500	2375	20	0,95	0,90	93	0,44
МНА-125/20	125	1500	2969	20	0,95	0,90	93	0,44
МНА-160/20	160	1500	3,800	20	0,95	0,90	135	0,53
МНА-200/20	200	1500	4750	20	0,95	0,90	135	0,53
МНА-400/20	400	960	6083	20	0,95	0,90	190	0,63
МН-250/10	250	1000	4000	10	0,96	0,92	79	0,41

Таблица П.4

Технические характеристики шестеренных насосов

Тип насоса	Рабочий объем $q_n$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин	Подача $Q_n \cdot 10^{-3}$ , л/с	Давление $P_n$ , МПа	КПД $\eta_{он}$	КПД $\eta_n$	Масса, кг
НШ-10Е	10	1600	245	10	0,92	0,85	2,6
НШ-32К	32	1920	963	12,5	0,94	0,87	6,6
НШ-46У	46	1525	1076	10	0,92	0,85	7,0
НШ-50К	49	1920	1474	12,5	0,94	0,87	7,8
НШ-98К	99	1700	2638	10	0,94	0,87	17,7
НШ-67К	70	1700	1864	10	0,94	0,87	17,5

Таблица П.5

Технические характеристики пластинчатых насосов

Тип насоса	Рабочий объем $q_n$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин	Подача $Q_n \cdot 10^{-3}$ , л/с	Давление $P_n$ , МПа	КПД $\eta_{он}$	КПД $\eta_n$	Масса, кг
Г11-22А	8,3	1450	152	2,5	0,76	0,70	6,2
Г11-22	12,4	1450	234	2,5	0,78	0,71	6,2
Г11-23А	17,2	1450	332	2,5	0,80	0,72	8,7
Г11-23	24,1	1450	478	2,5	0,82	0,74	8,7
ГП-24А	34,5	1450	700	2,5	0,84	0,75	13
Г11-24	48,2	1450	1025	2,5	0,88	0,76	13

Окончание табл. П.5

Тип насоса	Рабочий объем $q_n$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин	Подача $Q_n \cdot 10^{-3}$ , л/с	Давление $P_n$ , МПа	КПД $\eta_{он}$	КПД $\eta_n$	Масса, кг
Г11-25А	69,1	1450	1470	2,5	0,88	0,76	20
Г11-25	86	1450	1912	2,5	0,92	0,80	20
Г12-21А	5,55	1440	83	6,3	0,62	0,54	9
Г12-21	8,33	1440	142	6,3	0,71	0,55	9
Г12-22А	12,5	1440	231	6,3	0,77	0,65	9
Г12-22	17,4	1440	330	6,3	0,79	0,70	9
Г12-23А	24,3	1440	513	6,3	0,85	0,75	9
Г12-23	34,8	1440	735	6,3	0,88	0,82	9
Г12-31А	5,55	1440	83	6,3	0,62	0,42	8
Г12-31	8,33	1440	142	6,3	0,71	0,56	8
Г12-32А	12,5	1440	231	6,3	0,77	0,61	8
Г12-32	17,4	1440	330	6,3	0,79	0,64	8
Г12-33 А	24,3	1440	513	6,3	0,85	0,69	8
Г12-33	34,8	1440	735	6,3	0,88	0,69	8
Г12-41Б	2,08	1440	35	6,4	0,70	0,45	3,5
Г12-41А	3,48	1440	58,5	6,4	0,70	0,45	3,5
Г12-41	5,55	1440	97,2	5,0	0,73	0,50	3,5
Г12-42А	8,33	1440	160	5,0	0,80	0,60	3,5
Г12-24А	48,7	1440	994	6,3	0,85	0,70	24
Г12-24	48,7	950	663	6,3	0,86	0,75	24
Г12-25А	89,5	950	1247	6,3	0,88	0,80	24
Г12-25	97,3	950	1386	6,3	0,90	0,80	24

Таблица П.6

### Технические характеристики роторных радиально-поршневых гидромоторов

Тип мотора	Рабочий объем $q_m$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин			Давление $P_n$ , МПа	Момент, Н·м	КПД $\eta_{ом}$	КПД $\eta_m$	Масса, кг	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>
		$n_{mn}$	$n_{m \max}$	$n_{m \min}$						
MP-100/25	100	750	900	7	25	360	0,95	0,90	175	0,61
MP-160/25	160	480	600	5	25	600	0,95	0,90	187	0,63
MP-250/25	250	480	600	3	25	950	0,95	0,90	288	0,78
MP-400/25	400	300	378	3	25	1500	0,95	0,90	288	0,78
MP-630/25	630	300	378	3	25	2400	0,95	0,90	450	0,98
MP-1000/25	1000	240	300	1,5	25	3800	0,95	0,90	581	1,11
MP-1600/25	1600	240	300	1,5	25	6000	0,95	0,90	875	1,36
MP-2500/25	2500	150	192	1	25	9500	0,95	0,90	875	1,36
MP-160/16	160	240	378	8	16	360	0,90	0,87	83	0,42
MP-250/16	250	240	378	8	16	570	0,91	0,87	83	0,42
MP-400/16	400	192	300	8	16	925	0,92	0,87	159	0,58
MP-630/16	630	150	300	8	16	1470	0,93	0,87	159	0,58

## Окончание табл. П.6

Тип мотора	Рабочий объем $q_M$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин			Давление $P_n$ , МПа	Момент, Н·м	КПД $\eta_{om}$	КПД $\eta_m$	Масса, кг	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>
		$n_{M \min}$	$n_{M \max}$	$n_{M \min}$						
MP-1000/16	1000	120	192	6	16	2350	0,95	0,90	282	0,77
MP-1600/16	1600	96	150	6	16	3750	0,95	0,90	282	0,77
MP-2500/16	2500	96	150	5	16	5800	0,94	0,90	400	0,92
MP-4000/16	4000	96	120	5	16	9300	0,94	0,90	400	0,92
MP-6300/16	6300	60	96	3	16	15000	0,95	0,90	575	1,10
MP-10000/16	10000	38	60	3	16	24000	0,95	0,90	593	1,12
1MP-2,5	2500	–	120	1	25	9500	0,97	0,94	498	1,03
MPФ-10	10000	–	90	1	16	25000	0,98	0,94	518	1,05
MP-16	16000	–	60	3	12	25000	0,97	0,95	1400	1,72
ВГД-210	1600	–	70	3	10	2400	0,97	0,90	198	0,65
ВГД-420	3200	–	70	3	10	4750	0,97	0,90	258	0,74
ВГД-630	4800	–	70	3	10	7100	0,97	0,90	318	0,82
MP-6,3	6300	–	70	3	10	9300	0,97	0,90	539	1,07
ДП-4	4000	–	50	2	10	6000	0,94	0,90	215	0,67
1 ДП-2,5	2500	–	75	2	10	3750	0,94	0,90	168	0,60
ДП-510И	3500	–	32	2	10	5200	0,91	0,87	162	0,60
937	760	–	575	10	3	300	0,93	0,80	160	0,60

Таблица П.7

## Технические характеристики роторных аксиально-поршневых гидромоторов

Тип мотора	Рабочий объем $q_M$ , см <sup>3</sup> /об	Частота вращения $n_n$ , об/мин		Давление $P_n$ , МПа	Момент, Н·м	КПД $\eta_{om}$	КПД $\eta_m$	Масса, кг	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>
		$n_{M \max}$	$n_{M \min}$						
МГ-155а	140	1300	20	5	100	0,98	0,80	175	0,61
МГ-154а	70	1500	20	5	50	0,98	0,80	187	0,63
МГ-153а	35	1800	20	5	25	0,98	0,80	288	0,78
МГ-152	18	2100	30	5	13	0,97	0,80	288	0,78
МГ-151	8	2400	40	5	6	0,95	0,80	450	0,98
ГМ-50	790	980	10	10	1760	0,97	0,92	581	1,11
ГМ-30	501	980	10	10	1110	0,97	0,92	875	1,36
ПМ-20	251	1440	20	10	556	0,97	0,92	875	1,36
ПМ-10	142	1440	20	10	315	0,97	0,92	83	0,42
ПМ-5	71	1440	20	10	158	0,97	0,92	83	0,42
ПМ-2,5а	32	1440	20	10	64	0,97	0,92	159	0,58

Таблица П.8

Технические характеристики трехпозиционных четырехлинейных  
распределителей с электрогидравлическим управлением

Марка	Диаметр условного прохода, мм	Расход, л/мин	Давление, МПа	Масса, кг	Размеры, мм
14ПГ73-24	20	8	20	15	270×92×207
P203-АЛ14	20	160	32	17	338×114×227
P323-АЛ14	32	400	32	45	375×197×272
P503-АЛ14	50	800	32	80	640×340×288
P803-АЛ14	70	2000	32	250	875×442×303
ВЕХ16.64Б	16	180	28	18	315×109×218
10МН	8	16	32	4	85×150×90
12МН	12	24	32	6,5	105×180×100
20МН	20	63	32	11,3	125×210×125
25МН	25	102	32	15,2	132×230×135
32МН	32	162	32	20,4	145×264×155
40МН	40	252	32	58	270×350×235
50МН	50	402	32	77	315×410×280

Таблица П.9

Технические характеристики трехпозиционных четырехлинейных  
распределителей с электромагнитным управлением

Марка	Диаметр условного прохода, мм	Расход, л/мин	Давление, МПа	Масса, кг	Размеры, мм
14ПГ73-11	8	8	20	3,7	270×67×106
14ПГ73-12	10	20	20	6,5	306×70×115
P102-АЛ15	10	40	20	5,8	300×70×92
ВЕ6.14.31	6	30	32	1,6	100×70×92
ВЕ6.34.31	6	15	32	1,6	100×70×92
ВЕ6.44.31	6	20	32	1,6	100×70×92
ВЕ10.34.41	10	45	32	3,2	120×77×100
ВЕ10.44.41	10	66	32	3,2	120×77×100
Г61-41	16	63	6,3	0,43	40×40×80
12Г68-11	8	8	6,3	0,43	40×40×80

Таблица П.10

Технические характеристики предохранительных  
и переливных клапанов

Тип	Расход, л/мин		Давление, МПа		Перепад давления, МПа	Масса, кг
	min	max	min	max		
Г54-24	70	3	2,5	0,3	0,25	2,8
БГ54-24	70	3	5	0,6	0,4	2,8
ВГ54-24	70	3	10	1,2	0,8	2,8
ПГ54-24	70	3	2,5	0,3	0,25	3,6

Продолжение табл. П.10

Тип	Расход, л/мин		Давление, МПа		Перепад давления, МПа	Масса, кг
	min	max	min	max		
ПБГ54-24	70	3	5	0,6	0,4	3,6
ПВГ54-24	70	3	10	1,2	0,8	3,6
Г54-25	140	6	2,5	0,3	0,25	5,8
БГ54-25	140	6	5	0,6	0,4	5,8
ВГ54-25	140	6	10	1,2	0,8	5,8
ПГ54-25	140	6	2,5	0,3	0,25	6,2
ПБГ54-25	140	6	5	0,6	0,4	6,2
ПВГ54-25	140	6	10	1,2	0,8	6,2
Г52-12	18	1	5	0,3	0,2	2,4
ПГ52-12	18	1	5	0,3	0,2	2,6
Г52-13	35	3	5	0,3	0,2	4,4
Г52-14	70	3	5	0,3	0,2	4,9
ПГ52-14	70	3	5	0,3	0,2	8
КПЕ-16	40	8	32	5	0,75	6,2
КПЕ-20	63	8	32	5	0,75	6,3
КПЕ-25	100	12,5	32	5	0,75	10,5
КПЕ-32	160	12,5	32	5	0,75	10,7
КПЕ-40	250	20	32	5	0,75	26
КПЕ-50	400	32	32	5	0,75	45
Г54-22	18	1	2,5	0,3	0,25	1,6
БГ54-22	18	1	5	0,6	0,4	1,6
ВР54-22	18	1	10	1,2	0,8	1,6
ПГ54-22	18	1	2,5	0,3	0,25	1,8
ПБГ54-22	18	1	5	0,6	0,4	1,8
ПВГ54-22	18	1	10	1,2	0,8	1,8
Г54-23	35	1	2,5	0,3	0,25	2,8
БГ54-23	35	1	5	0,6	0,4	2,8
ВГ54-23	35	1	10	1,2	0,8	2,8
Г52-22	16	1	6,3	0,3	0,3	2,6
ПГ52-22	16	1	6,3	0,3	0,3	2,6
АГ52-22	16	1	10	0,5	0,3	2,6
ПАГ52-22	16	1	10	0,5	0,3	2,6
БГ52-22	16	1	20	1	0,3	2,6
ПБГ52-22	16	1	20	1	0,3	2,6
Г52-23	35	1	6,3	0,3	0,3	4,4
АГ52-23	35	1	10	1	0,3	4,4
БГ52-23	35	1	20	2	0,3	4,4
Г52-24	63	3	6,3	0,5	0,3	4,8
ПГ52-24	63	3	6,3	0,5	0,3	4,8
АГ52-24	63	3	10	1	0,3	4,8
ПАГ52-24	63	3	10	1	0,3	4,8
БГ52-24	63	3	20	2	0,3	4,8
ПБГ52-24	63	3	20	2	0,3	4,8
БГ52-25А	100	5	20	2	0,3	9
Г52-25	160	5	6,3	0,5	0,3	8,6

## Окончание табл. П.10

Тип	Расход, л/мин		Давление, МПа		Перепад давления, МПа	Масса, кг
	min	max	min	max		
ПГ52-25	160	5	6,3	0,5	0,3	8,6
АГ52-25	160	5	10	1	0,3	8,6
ПАГ52-25	160	5	10	1	0,3	8,6
БГ52-25	160	5	20	2	0,3	8,6
ПБГ52-25	160	5	20	2	0,3	8,6
Г52-26	250	5	6,3	0,5	0,3	17
АГ52-26	250	5	10	1	0,3	17
БГ52-26	250	5	20	2	0,3	17
Г52-27	630	5	6,3	0,5	0,3	22
АГ52-27	630	5	10	1	0,3	22
БГ52-27	630	5	20	2	0,3	22
СТП2075-I	15	3	1	0,2	0,1	0,47
СТП12075-II	15	3	3	1	0,1	0,47
СТП2075-III	15	3	6	3	0,1	0,49
СТП2075-IV	15	3	17	6	0,1	0,51

Таблица П.11

## Технические характеристики обратных клапанов

Тип	Номинальный расход, л/мин	Номинальное давление, МПа	Потеря давления, МПа	Масса, кг
Г51-21	8	20	0,2	1,5
Г51-22	18	20	0,2	1,5
ПГ51-22	18	20	0,2	1,8
Г51-23	35	20	0,2	2,8
Г51-24	70	20	0,2	2,8
ПГ51-24	70	20	0,2	3,5
Г51-25	140	20	0,2	6,2
Г51-26	280	20	0,2	14
Г51-27	560	20	0,2	33
КО-12	32	32	0,25	4,9
КО-16	80	32	0,25	7,2
КО-20	80	32	0,25	7,2
КО-25	200	32	0,25	11,4
КО-32	200	32	0,25	11,4
КО-40	320	32	0,25	25,3
КО-50	500	32	0,2	41
КО-63	800	32	0,2	107
КО-80	1250	32	0,2	163

Таблица П.12

## Номинальные емкости баков гидросистем

Номинальная емкость $V_n$ , дм <sup>3</sup>					
1,0	10	100	320	1000	3200
1,6	16	125	400	1250	4000
2,5	25	160	500	1600	5000
4,0	40	200	630	2000	6300
6,3	63	250	800	2500	8000
					10000

Таблица П.13

## Технические характеристики фильтров

Тип	Тонкость очистки, мм	Условный проход $D_v$ , мм	Пропускная способность, л/мин	Масса, кг
Сетчатые фильтры встраиваемые				
0,08 С42-21	0,08	10	3	0,9
0,08 С42-22	0,08	10	8	0,9
0,08 С42-23	0,08	15	16	1,85
0,08 С42-24	0,08	20	32	2,05
0,15 042-21	0,15	10	8	0,9
0,15 С42-22	0,15	10	16	0,9
0,15 042-23	0,15	15	32	1,85
0,15 С42-24	0,15	20	63	2,05
Магнитные фильтры				
ФМС-12	0,08/0,01	10	8	6,0
ФМС-13	0,15/0,01	15	16	12
ФМС-22	0,08/0,01	15	16	4,5
ФМС-23	0,15/0,01	20	32	9,0
Бумажные фильтры тонкой очистки				
ФП7-10-10	0,025	10	16	8,5
ФП7-16-10	0,025	16	40	11,5
ФП7-20-10	0,025	20	63	16
ФП7-25-10	0,025	25	100	22
Пластинчатые встраиваемые щелевые фильтры				
0,08Г41-21	0,08	10	3	1,56
0,08Г41-22	0,08	15	8	1,64
0,08Г41-23	0,08	15	16	3,19
0,08Г41-24	0,08	20	32	3,64
0,12Г41-21	0,12	10	5	1,56
0,12Г41-22	0,12	15	12,5	1,64
0,12Г41-23	0,12	15	25	3,19
0,12Г41-24	0,12	20	50	3,64

Учебное издание

ШИШЛЯННИКОВ Дмитрий Игоревич,  
ОСТРОВСКИЙ Виктор Георгиевич,  
ФРОЛОВ Сергей Алексеевич,  
ЗВЕРЕВ Валерий Юрьевич

## ГИДРОПРИВОД БУРОВОГО И НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Учебное пособие*

Редактор и корректор *Е.Б. Денисова*

---

Подписано в печать 23.01.2019. Формат 70×100/16  
Усл. печ. л. 7.42. Тираж 34 экз. Заказ № 10/2019.

---

Издательство  
Пермского национального исследовательского  
Политехнического университета.  
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, к. 113.  
Тел. (342) 219-80-33