

Л. Б. БОГДАНОВИЧ

Гидравлические ПРИВОДЫ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования УССР
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
специальностей вузов*

КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ
«ВИЩА ШКОЛА»
1980

ББК 31.56я73
6П2.3
Б73

УДК 62—52(07)

Богданович Л. Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов.— Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980.— 232 с.— 30314. 2702000000.

Изложен комплекс вопросов по гидравлическим приводам, применяемым в машиностроении. Подробно рассмотрена функциональная аппаратура управления, регулирования и распределения, гидравлические машины (насосы и гидромоторы) и силовые цилиндры. Приведены расчетные зависимости и обоснования, необходимые для определения параметров гидравлической системы и ее элементов и большое количество элементов схем и принципиальных схем для устройств и машин, работающих по полуавтоматическому и автоматическому циклам. Отражены основные условия надежности работы гидравлических систем.

Для студентов машиностроительных специальностей вузов.

Табл. 19. Ил. 118. Список лит.: 42 назв.

Рецензенты: засл. деятель науки и техники БССР, академик АН БССР, докт. техн. наук проф. П. И. Ящерицин и кандидаты техн. наук В. Ф. Горошко, А. Ф. Домрачев.

Редакция литературы по машиностроению и приборостроению.

Зав. редакцией *О. А. Добровольский*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистическая партия Советского Союза, придавая первоочередное значение развитию машиностроения — основы технического перевооружения всех отраслей народного хозяйства, — поставила перед отраслью ответственные задачи: «значительно улучшить качество выпускаемых машин, оборудования и приборов, повысить их технический уровень, производительность, надежность и безопасность в эксплуатации. Продолжить работы по созданию законченных систем машин и приборов, позволяющих комплексно механизировать и автоматизировать весь технологический цикл — от поступления сырья до отгрузки готовой продукции».¹ В решении этих задач важное место принадлежит разработке и комплексному использованию гидравлических машин и систем.

Неуклонное расширение области применения гидравлического привода, непрерывный рост и совершенствование производства гидравлических машин, аппаратов и вспомогательного оборудования требуют от современного инженера-машиностроителя теоретических знаний и практических навыков, нужных для рационального использования гидравлической энергии.

Достоинствами гидропривода являются возможность плавного изменения скорости в широких пределах, способность в течение длительного времени развивать большие статические усилия, входящие нередко до десятков тысяч тонн, надежное обеспечение смазкой трущихся поверхностей, малая инерционность, простой способ предохранения всей системы от перегрузок за счет ограничения давления, возможность преобразования гидравлической энергии в любой вид движения. Высокооборотные и высокомоментные гидромоторы, получившие применение для вращательного движения, позволяют исключить или значительно упростить механические передачи.

За последние десятилетия отечественная промышленность обогатилась большим количеством специализированных заводов по производству гидравлических агрегатов. Усовершенствована технология их изготовления, и поэтому стоимость современного гидрооборудования значительно снизилась, что в немалой мере способствует внедрению гидропривода в машиностроение.

¹ Материалы XXV съезда КПСС. М., Политиздат, 1976, с. 183.

Вопросы регулирования скорости, выбор давления, проектирование элементов схем и систем, а также отдельных агрегатов изложены в форме максимально доступной студенту, изучившему курсы деталей машин, технологии машиностроения, гидравлики и основ взаимозаменяемости. Основное внимание уделено функциональной аппаратуре, гидромашинам, силовым цилиндрам, вопросам надежности и проектированию гидравлических систем. Использован многолетний опыт работы машиностроительных заводов, специализирующихся в области изготовления гидрофицированного оборудования, опыт проектных организаций, результаты исследований и разработок, освещенных в опубликованных материалах.

Гидравлические приводы современных машин, как правило, состояются из нормализованных аппаратов и агрегатов, серийно изготавливаемых специализированными заводами. Это позволило упростить процесс проектирования, монтаж гидравлических систем и их эксплуатацию. Применение оригинальных устройств, отличных от нормализованных, ограничивается из экономических и эксплуатационных соображений, так как введение их удлиняет сроки проектирования машины и изготовления и нередко требует тщательных исследований и экспериментальных проверок разработанных устройств.

Однако из-за этого не следует отказываться от использования оригинальных аппаратов и узлов, применение которых вызвано необходимостью и может оказаться целесообразным при серийном изготовлении машины.

Из нормализованных аппаратов (или функциональных узлов) создаются разнообразные системы, обеспечивающие работу по сложным циклам с широким регулированием скорости и усилия, с автоматическим переключением скоростей для последовательного включения в работу нескольких устройств, синхронизации и др.

При изложении курсов по металлообрабатывающему оборудованию, грузоподъемным устройствам, землеройным машинам, машинам химического, полиграфического, сельскохозяйственного машиностроения в политехнических и машиностроительных институтах большое внимание должно быть уделено изучению принципов конструирования и работы гидравлических систем. Современной темой дипломного проекта все чаще становится разработка автоматически действующих машин с гидравлическим управлением.

В учебном пособии автор придерживался методики, исключая обилие теоретических выкладок.

Курс «Гидравлические приводы», читаемый студентам машиностроительных специальностей, — дисциплина прикладная, поэтому необходимо научить будущего инженера читать гидравлические схемы и конструировать системы, переходя от простых ко все более сложным, рационально используя при этом аппаратуру, гидравлические машины и вспомогательные устройства. Тем самым молодой специалист будет подготовлен к встрече с гидрофицированным оборудованием в условиях производства.

Глава I

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

1. Обратные клапаны

Обратные клапаны предназначены для пропускания жидкости в одном направлении (рис. 1, *a—д*). В зависимости от формы или конструкции запирающего элемента (затвора) клапаны бывают шаровые, тарельчатые, с коническим затвором или с затвором золотникового типа. Во всех конструкциях, кроме клапана тарельчатого типа, затвор поджат к седлу пружиной, рассчитанной в основном на преодоление сил трения и собственного веса затвора. Если направление потока изменяется, то, помимо пружины в конструкциях (рис. 1, *a*) шаровых клапанов с коническим затвором, затвор плотно прижимается к седлу давлением жидкости, предотвращая обратный ток жидкости. Все обратные клапаны можно монтировать на магистралях и в агрегатах в любом положении, кроме тарельчатого, работа которого возможна, если он расположен только горизонтально и затвором вниз. Наилучшую герметичность при закрытом затворе создает сопряжение конусное или сферы и конуса.

Шаровой клапан (рис. 1, *a*), в котором шарик не центрирован и удерживается только пружиной, является наиболее простым и наименее надежным. Во время пропуска жидкости через клапан шарик при пульсирующем давлении вибрирует и проворачивается, вызывая изменение первоначальной формы сопряжения, выкрашивание седла клапана и уменьшение герметичности. Шаровые клапаны применяют при небольших давлениях и малых расходах. Они встроены в крышках распределителей с гидравлическим управлением и предназначены для свободного подвода жидкости под торцы золотника.

Тарельчатые клапаны, как правило, устанавливают на всасывающих магистралях насосов, где сопротивление потоку жидкости должно быть сведено к минимальной величине.

Обратный клапан с конусным затвором получил наибольшее распространение, так как обеспечивает полную герметичность (при доброкачественном изготовлении) и оказывает меньшее сопротивление потоку жидкости, чем клапан золотниковый. Нормализованные обратные клапаны типа Г51 изготавливают с конусным затвором.

Обратные клапаны золотникового типа в виде отдельного устройства не изготавливают, так как они не обеспечивают полной герметичности. Они применяются в двухходовом золотнике с обратным клапаном типа Г74-З и в разделительной панели типа Г53.

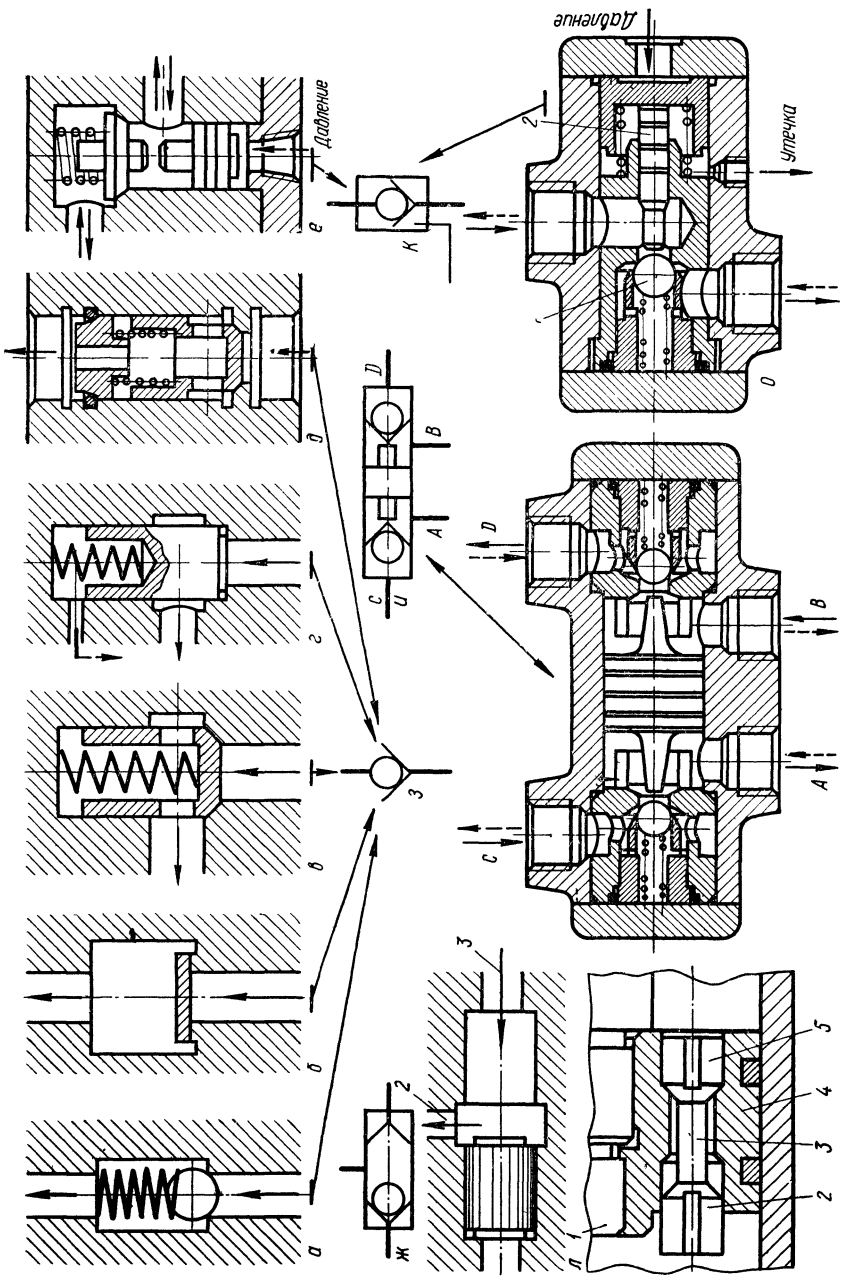


Рис. 1. Конструктивные схемы обратных клапанов

Клапан, предназначенный для встройки в трубопровод, показан на рис. 1, *д*.

Для надежной изоляции какого-либо контура гидросистемы применяются два, а иногда и три последовательно соединенных обратных клапана.

Обратный клапан с дистанционным управлением (рис. 1, *е, о*) предназначен для пропускания жидкости в прямом и обратном направлениях. Обратное течение жидкости возможно только после принудительного подъема затвора 1 золотником 2 (рис. 1, *е*) или плунжером 2 (рис. 1, *о*). Этот клапан широко применен в гидравлических системах станков и прессов.

Обратный клапан двойного действия золотникового типа (рис. 1, *л*) или с коническим затвором используют там, где необходимо соединить магистраль 1 или 3 с выходным отверстием 2. В частности, такую функцию клапан выполняет в преобразователе непрерывного действия (рис. 94).

Сдвоенный* обратный клапан (рис. 1, *м*) состоит из стержня 3, конусных затворов 5 и 2 и располагается в расточке поршня с конусными седлами. Если полость справа от поршня 4 находится под давлением, то затвор 5 прижат давлением жидкости к седлу, изолируя эту полость. С подходом поршня к левой крышке цилиндра затвор 2, упираясь в крышку, смещается вправо относительно поршня, а затвор 5 отходит от седла. С помощью шлицев на затворах противоположные полости цилиндра соединяются между собой. При этом происходит уменьшение усилия, развиваемого поршнем с подходом поршня в крайние положения и плавный останов поршня. Для нормальной работы сдвоенного клапана необходимо, чтобы затвор 2 своей рабочей частью не прилегал к седлу при подходе торца поршня 1 к крышке цилиндра. Если жидкость будет подведена под давлением в левую полость цилиндра, то клапан сместится вправо и изолирует левую полость цилиндра от правой.

Гидрозамок, в общем корпусе которого симметрично располагаются два обратных клапана шарового типа и плавающий золотник с толкателями, показан на рис. 1, *н*. Полости *A* и *B* подключены к распределителю, а *C* и *D* к силовому цилиндру. При подводе жидкости под давлением к полости *B* одновременно открываются оба клапана: правый давлением жидкости, а левый толкателем золотника. Шаровые клапаны будут также открыты при подводе жидкости под давлением к полости *A*. В этих случаях гидрозамок не препятствует свободной циркуляции жидкости между распределителем и цилиндром. Но, если давление в полостях *A* и *B* упадет, то шаровые клапаны закрываются, отделив при этом силовой цилиндр от распределителя. На рис. 1, *ж, з, и, к* показаны условные обозначения соответствующих обратных клапанов.

Управляемые обратные клапаны получили распространение в прессах и используются для пропускания больших объемов

* Пат. 1297236 (Англия). Fluid by pass valve / Sifri Elie C., Shibahara Mathew. — Опубл. 22.11.72.

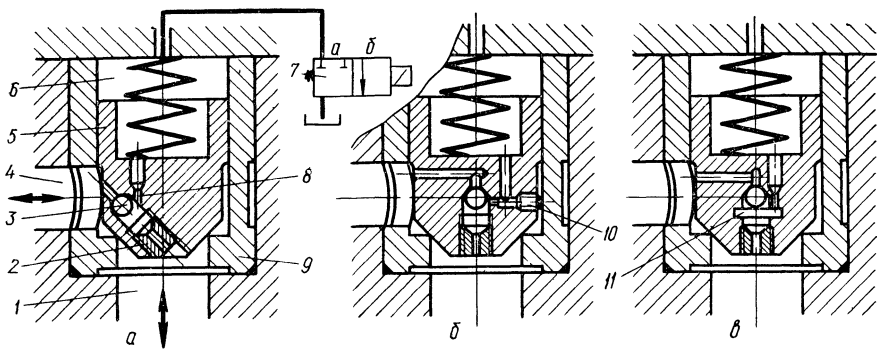


Рис. 2. Управляемый обратный клапан

жидкости во время холостых перемещений основного поршня или плунжера. Как правило, применяются обратные клапаны с коническим затвором, для управления которым имеется несколько конструктивных решений.

Рассмотрим конструкцию управляемого обратного клапана с управлением от основного потока и некоторые вопросы технологического характера, используя для этой цели аппарат*, изображенный на рис. 2. В ступенчатый клапан 5 под углом 45° встроены двусторонний шариковый клапан 3, который в зависимости от направления основного потока жидкости соединяет надклапанную полость 6 с каналами 1 и 4. К полости 6 подключен двухпозиционный распределитель с электрическим управлением 7. Когда золотник в распределителе 7 занимает положение *a*, то полость 6 замкнута, при этом клапан 5 прижат к седлу втулки 9. Если золотник в распределителе займет положение *б*, то полость 6 соединяется с баком, а клапан 5 отойдет от седла, пропуская основной поток жидкости в необходимом направлении, причем независимо от того, где находится жидкость под давлением. Для сглаживания резкого падения давления в каналах 1 и 4 при срабатывании распределителя 7 и для создания перепада давления между ними и полостью 6 отверстие 8 сделано малого диаметра, которое выполняет функцию демпфера.

Идея, воплощенная в конструкцию аппарата по рис. 2, *a*, правильная, однако расположение шарикового клапана 3 под углом вызывает технологические неудобства при изготовлении. Очевидно для высверливания отверстия и нарезания резьбы под штуцер 2 потребуются дополнительное приспособление. Сверление же всех отверстий в ступенчатом клапане даже при наличии приспособления происходит в неблагоприятных условиях, так как возможна поломка сверла при выходе его из металла.

В варианте, показанном на рис. 2, *б*, изготовление всех отверстий, расположенных под прямым углом к соответствующим по-

* Пат. 2218540 (ФРГ). Stumpmeier Fritz. — Оpubл. 24.10.74.

верхностям, не нуждается в дополнительном приспособлении. Такое конструктивное решение несомненно технологичней, однако появилась необходимость в дополнительной детали 10.

Введение кольцевой проточки 11 (рис. 2, в) еще в большей степени упростило технологию изготовления внутренних коммуникаций в клапане.

2. Напорный золотник типа Г54-2 и БГ54-2

Для предохранения гидравлической системы от перегрузок, поддержания постоянного давления, управления потоком жидкости и блокировок используют напорный золотник (рис. 3).

Принцип действия напорного золотника основан на уравнивании гидравлической силы, которая воспринимается торцом золотника 2 и усилием пружины 4, расположенной над золотником (рис. 3, б).

Рабочая жидкость подводится от контролируемой магистрали к полости А и одновременно через отверстия 9, 10 и 11 под нижний торец золотника в полость б. Если гидравлическая сила, равная $0,785 p d^2$ (где p — давление в полости подвода, d — диаметр золотника), окажется больше усилия, развиваемого пружиной 4, то золотник сместится в сторону пружины и соединит полости А и В. В результате в полости подвода, а следовательно, в контролируемой магистрали, устанавливается давление, соответствующее настройке пружины.

Если давление в системе окажется меньше давления настройки пружины, то клапан отжимается пружиной в исходное положение.

Для настройки пружины в колпаке 3 предусмотрен регулировочный винт 5 с контргайкой 6.

Возможные утечки из полости, где находится пружина, отводятся через отверстие малого диаметра 7 в корпусе 1 клапана основного исполнения.

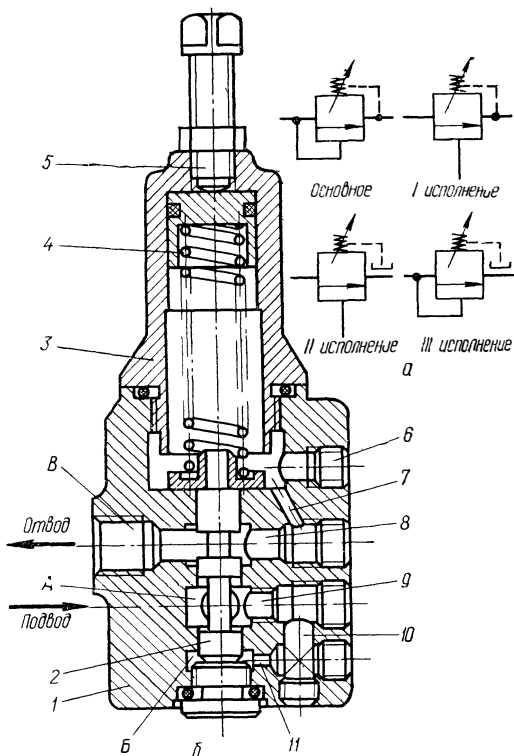


Рис. 3. Напорный золотник типа Г54:

а — условные обозначения; б — конструктивная схема

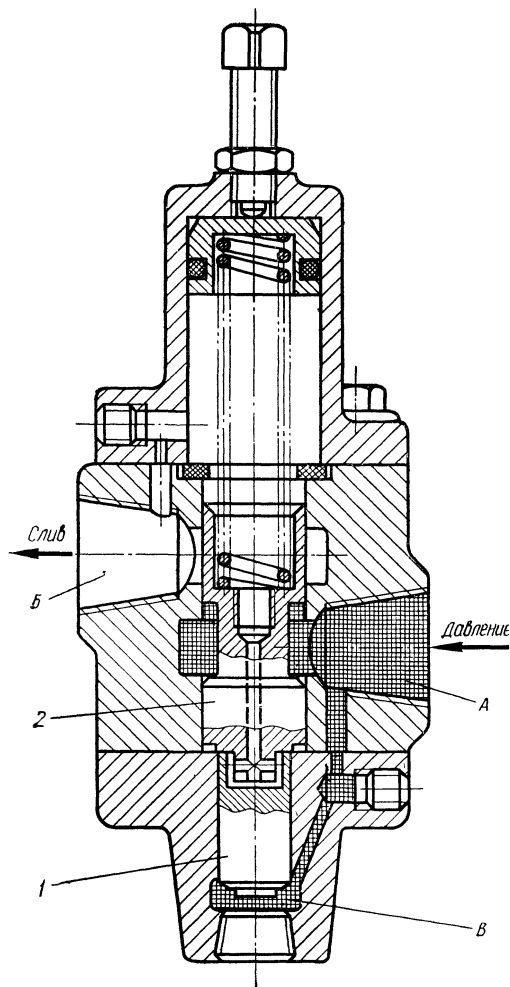


Рис. 4. Напорный золотник типа БГ54

Символическое изображение напорного золотника во всех исполнениях показано на рис. 3, а. В основном исполнении аппарат применяется для предохранения системы от перегрузок и поддержания постоянного давления. Аппарат в исполнении I предназначен для пропуска жидкости в заданный момент; команды на подъем или опускание золотника поступают от другого аппарата (например, золотника управления). Для переоборудования напорного золотника из основного исполнения в I необходимо перекрыть отверстие 10 и подключить к полости B дополнительный трубопровод. Исполнение II отличается от исполнения I тем, что утечки из аппарата отворятся в бак по дополнительной магистрали, для чего необходимо заглушить отверстие 8 и вместо пробки 6 присоединить штуцер с трубопроводом. В III исполнении напорный золотник применяется в качестве блокирующего устройства с управлением по давлению;

жидкость пройдет через аппарат, например к цилиндру, только в том случае, когда давление перед аппаратом достигнет величины настройки пружины. В этом исполнении отвод утечек производится раздельно.

Напорный золотник типа Г54 изготавливается в трубном и притычном исполнении и рассчитан для давлений от 0,3 до 2 МПа.

Напорный золотник типа БГ54 (рис. 4) — это модификация золотника Г54 и отличается от него плунжером 1, расположенным между полостью B и золотником 2. Диаметр плунжера меньше диаметра золотника, поэтому при такой же пружине, как в клапане Г54, клапан БГ54 может быть настроен на давление до 6,4 МПа.

3. Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-2

Клапан Г66-2 предназначен для пропуска жидкости в одном направлении с заданным давлением, а в другом — с минимальным давлением, определяемым жесткостью пружины обратного клапана 2 (рис. 5). Аппарат Г66 состоит из напорного золотника и обратного клапана 2, смонтированных в общем корпусе 1.

Движение жидкости с заданным давлением из полости *A* в полость *б* произойдет тогда, когда давление в полости *A* станет несколько больше настройки пружины 5. При этих условиях гидравлическая сила, действующая на торец золотника 4 со стороны полости *B*, сместит золотник в сторону пружины и через образовавшуюся кольцевую щель между золотником и корпусом жидкость в указанном направлении начнет перемещаться из полости *A* в полость *б*.

Обратное течение жидкости из полости *B* в полость *A* происходит через обратный клапан 2, который под действием небольшого давления отжимается в сторону слабой пружины 3.

Отверстия, заглушенные коническими пробками 6 и 7, могут быть использованы для подключения манометра, что необходимо при настройке пружины напорного золотника на заданное давление.

Аппарат Г66-2 изготавливают в двух исполнениях (рис. 5, *a*). В *I* исполнении его используют для последовательного подключения в работу гидродвигателей или же для предотвращения самопроизвольного опускания поршня в силовом цилиндре при его вертикальном расположении. Во *II* исполнении клапан Г66-2 предназначен для пропуска жидкости из полости *A* в полость *б* только в заданные моменты, которые определяются циклом работы устройства или же другим аппаратом (например, золотником управления). Для переоборудования аппарата из *I* исполнения во *II* необходимо

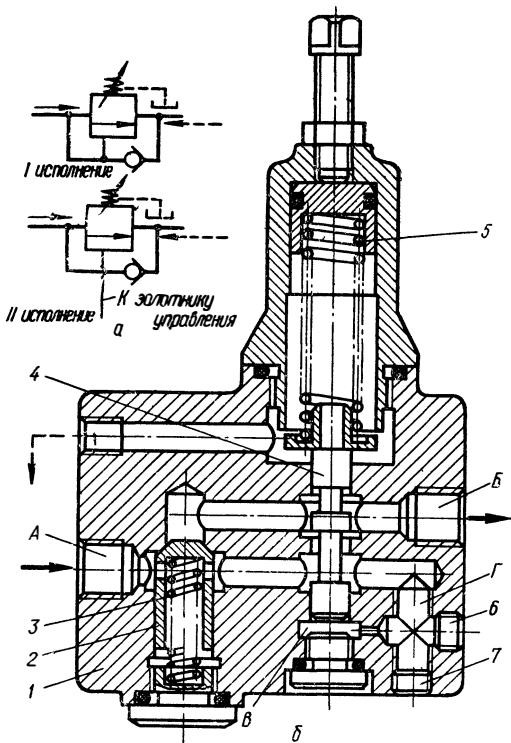


Рис. 5. Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-2:

a — условное обозначение; *б* — конструктивная схема

отверстие Г перекрыть, а к одному из отверстий, заглушенных пробками 6 и 7, подключить магистраль от управляющего устройства.

4. Клапан предохранительный с переливным золотником типа Г52

Аппарат типа Г52 (рис. 6) в I исполнении предназначен для предохранения насоса от перегрузок, а во II — для предохранения и разгрузки насоса (под разгрузкой понимается автоматическое переключение насоса в бак, где давление понижается до 0,1—0,2 МПа).

Предохранение насоса от перегрузок обеспечивается взаимодействием шарикового клапана 2 с переливным золотником 5. Жидкость из полости А, подключенной к насосу, через отверстие в корпусе 7 поступает в полость Г, а далее через демпферное отверстие в штуцере 6 и центральное отверстие в золотнике 5 Д.

При закрытом шариковом клапане 2 переливной золотник 5 гидравлически уравновешен, а пружиной 4 (расчитанной на преодоление сил трения) отжат в нижнее (рис. 6, б) положение, отделяя полость А от полости Б.

Если гидравлическая сила, действующая на шарик со стороны полости Д, окажется выше настройки пружины 1, то шариковый клапан откроется. С этого момента жидкость из полости Г через демпферное отверстие в полости Д, шариковый клапан и канал Е потечет на слив. Демпфер, выполняя роль сопротивления, создает перепад давления между полостями Г и Д, и гидравлическое уравновешивание золотника 5 нарушится; под действием более высокого давления со стороны полостей Г и В золотник переместится вверх, сообщая полости А и Б.

Когда жидкость течет из полости А в полость Б, в по-

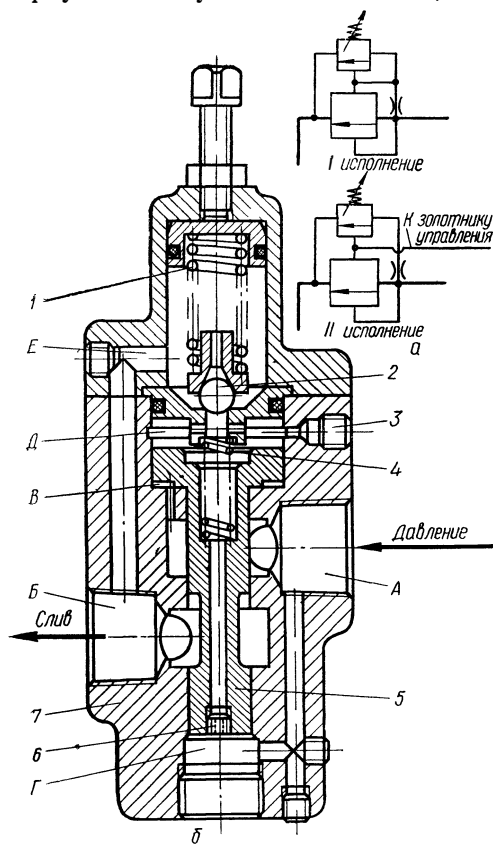


Рис. 6. Предохранительный клапан с переливным золотником типа Г52:

а — условное обозначение; б — конструктивная схема.

лости *A*, а следовательно и в насосе, сохраняется давление, соответствующее настройке пружины шарикового клапана. С уменьшением давления в насосе ниже настройки пружины *1* шариковый клапан закрывается; давление в полостях *Г*, *Д* и *В* уравнивается (так как ток жидкости через демпфер прекращается), а переливной золотник *5* под действием пружины *4* опускается, отделяя при этом полость подвода *A* от слива.

Таким образом, аппарат Г52, выполняя функцию предохранительного клапана, срабатывает эпизодически, только в моменты перегрузок насоса.

Если полость *Д* (*II* исполнение) соединить с баком через отверстие, заглушенное пробкой *3*, то гидравлическое равновесие переливного золотника нарушается; он поднимается вверх, соединяя полости *A* и *Б*, а насос, подключенный к полости *A*, переводится на разгрузочный режим, т. е. на работу с пониженным давлением. Давление в насосе в этом случае составляет примерно 0,1—0,15 МПа.

5. Разделительная панель типа Г53

Панель в основном предназначена для разделения потоков жидкости, поступающих в систему от двух насосов разной производительности, и предохранения системы от перегрузок (рис. 7).

В общем корпусе размещается три аппарата: предохранительный клапан с переливным золотником *6* (типа Г52), напорный золотник *4*, работающий по принципу клапана Г54, и обратный клапан *5* золотникового типа.

Насос высокого давления (*НВД*) подключается к полости *A*, а насос низкого давления (*ННД*) — к полости *К*.

Разделение потоков жидкости в панели происходит автоматически при повышении давления в системе выше того, на которое настроена пружина *3* клапана *4*. Если давление в системе станет меньше настройки пружины *3*, то обратный клапан *5* под действием давления жидкости со стороны полости *К* поднимется и соединит полость *3* через полости *Ж* и *Е* с полостью *Б*. При этом оба насоса подключаются в систему и суммарной их производительностью определяется скорость исполнительного механизма. С увеличением нагрузки возрастает давление в полостях *A*, *Г*, *Е* и когда оно достигнет настройки пружины *3*, обратный клапан *5* опускается вниз (до упора), а золотник *4* под действием давления со стороны полости *Е* приподнимается вверх, соединяя *ННД* с баком. С этого момента в систему поступает жидкость от *НВД* и давление в системе контролируется пружиной *2* клапана *1*. При перегрузке переливной золотник *6* приподнимается, полости *A* и *Б* соединяются, а *НВД* подключается к баку (см. описание работы клапана Г52).

Если полость *В* подключить к баку (например, через кран или золотник управления), то оба насоса начнут разгружаться

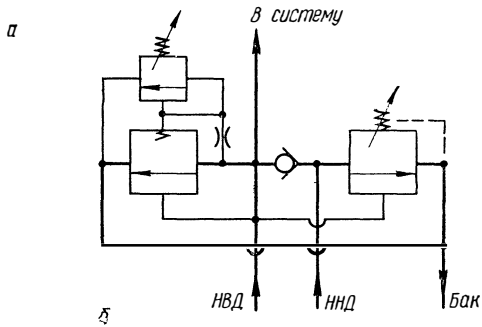
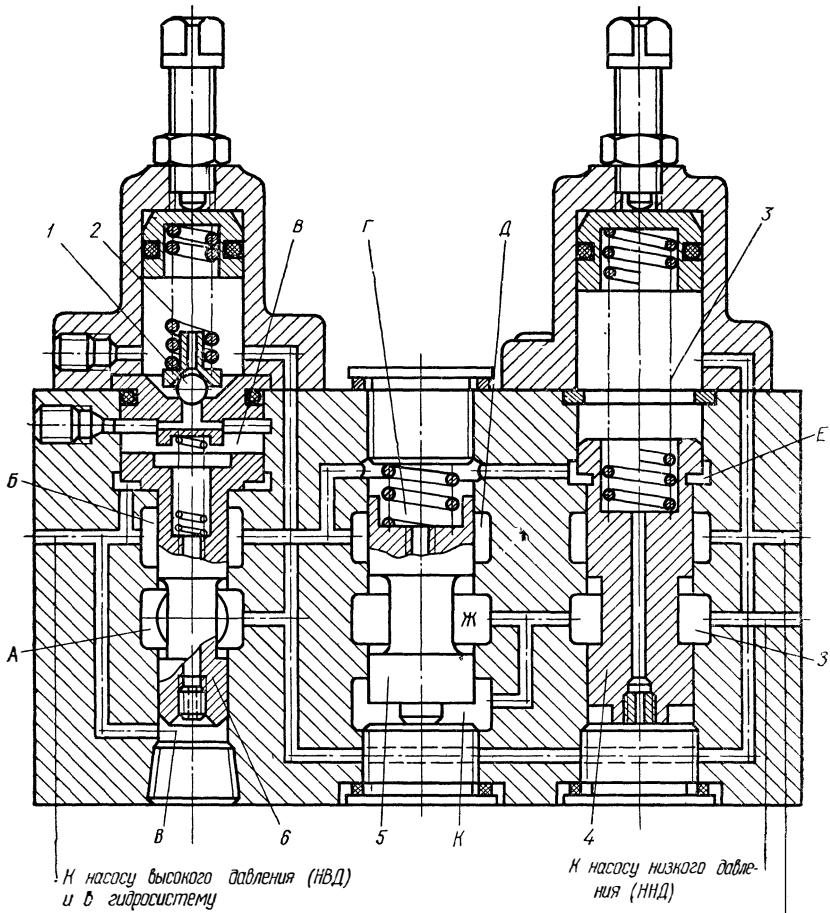


Рис. 7. Разделительная панель типа Г53:
 а — конструктивная схема; б — условные обозначение

в бак: *НВД* по магистрали *Б—А* — бак; *ННД* по магистрали *З—Ж—Д—Б* — бак. При этом давление в насосе не превышает 0,15—0,2 МПа.

Для нормальной работы разделительной панели разность высокого и низкого давлений не должна быть менее 1 МПа.

Условное символическое обозначение разделительной панели показано на рис. 7, б.

6. Клапан редуционный с регулятором типа Г57

Редуционный клапан предназначен для снижения давления и применяется в гидравлических системах, когда от одного насоса питается несколько гидродвигателей (потребителей), работа которых происходит при различных давлениях (рис. 8). Нередко в цилиндрах, предназначенных для операций зажима, фиксации и управления, давление должно быть меньше, чем в цилиндре механизма подач.

Все детали редуционного клапана, кроме корпуса 2 и золотника 1, унифицированы с деталями клапаном Г52. Жидкость от насоса подводится в полость *А* и далее через кольцевую щель *Ж*, частично перекрытую рабочей кромкой золотника 1, проходит в полость *Б*, которая подключена к потребителю, где необходимо поддерживать пониженное (редуцированное) давление. Полость *Б* через систему отверстий в корпусе и золотнике соединяется с полостями *В*, *Г* и *Д*. Из полости *Д* жидкость через обратный клапан направляется в бак.

При работе клапана жидкость в количестве до 0,8 л/мин постоянно отводится из полости *Б* на слив через малое отверстие (демпфер) в штуцере 5, полость *Д* и шаровой клапан, причем давление в полости *Д* из-за потерь в демпфере будет меньше давления в полостях *Б*, *В* и *Г*. Создается гидравлическая неуровновешенность золотника 1; золотник припо-

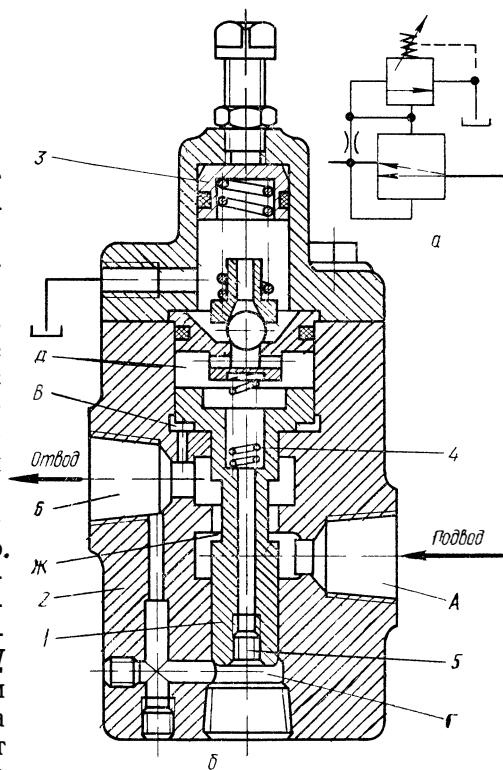


Рис. 8. Клапан редуционный с регулятором типа Г57:

а — конструктивная схема; *б* — условное обозначение.

днимается, сжимая пружину 4 и рабочей кромкой перекрывает поток жидкости, поступающий из полости А в полость В. За счет этого давление в полости В понижается и устанавливается равным настройке пружины шарикового клапана 3. Случайные изменения редуцированного давления вызывают осевое смещение золотника 1, направленное на уменьшение ошибки.

При увеличении редуцированного давления возрастает расход жидкости через демпфер в штуцере 5 и соответственно перепад давления в демпфере; золотник 1 смещается вверх, уменьшается площадь щели Ж, что приводит к уменьшению давления в полости В до заданной величины. С уменьшением редуцированного давления золотник опускается, увеличивается сечение щели Ж, а заданная величина давления в полости В восстанавливается.

Таким образом, клапан автоматически поддерживает величину редуцированного давления практически постоянной независимо от того, есть расход жидкости или его нет.

Редукционный клапан работает без шума и не возбуждает вибраций благодаря сопротивлению, которое оказывает демпфер.

При настройке клапана на редуцированное давление следует манометр подключать к полости Г.

Символическое обозначение редукционного клапана с регулятором показано на рис. 8, б.

7. Реле давления типа ПГ62-11

Реле давления предназначено для контроля давления в гидросистеме и работает следующим образом.

Из гидросистемы жидкость подводится в полость В под торец золотника 1 (рис. 9). Сверху золотник нагружен пружиной 3, жесткость которой можно изменять при помощи регулировочного винта 4.

С повышением давления в гидросистеме до величины настройки пружины 3 золотник 1 перемещается вверх и поворачивает рычаг 6 по часовой стрелке до тех пор, пока он не отойдет от микропереключателя 5. При этом микропереключатель срабатывает и передает электрический сигнал на включение какого-либо аппарата, например, электромагнита или реле времени. Для предохранения рычага 6 от поломки на золотнике предусмотрен буртик, ограничивающий смещение золотника вверх. Когда давление станет меньше давления настройки пружины 3, то золотник 1 и рычаг 6 под действием пружины 7 возвратятся в исходное положение.

Промышленность выпускает реле для контроля давления в пределах 0,6—5; 0,8—10; 1—20 МПа. Нечувствительность при работе с резиновым уплотнением на золотнике составляет 0,5—1,0 МПа. Для повышения чувствительности аппарата допускается демонтаж резинового кольца 2, однако при этом возможны утечки в полость расположения пружины 3.

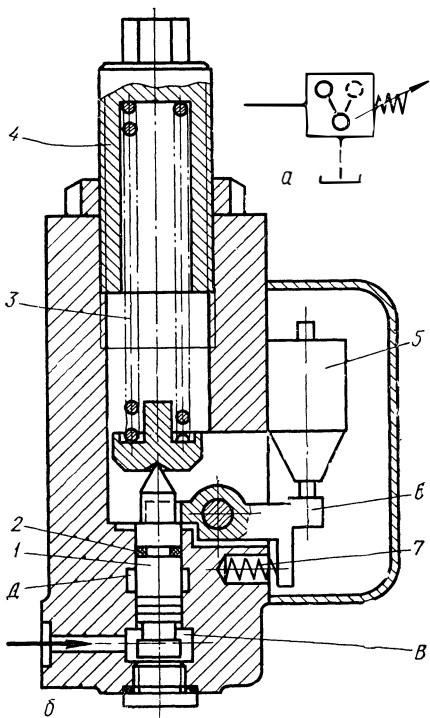


Рис. 9. Реле давления типа ПГ62-11:
а — конструктивная схема; б — условное обозначение

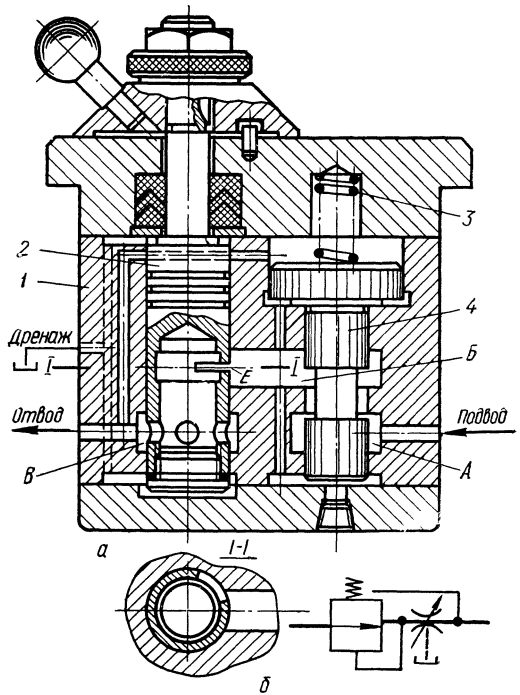


Рис. 10. Дроссель с регулятором типа Г55-2:
а — конструктивная схема; б — условное обозначение

Для отвода утечек в корпусе предусмотрена кольцевая проточка D , от которой через отверстие в корпусе отводится жидкость в дренажную систему.

8. Дроссель с регулятором типа Г55-2

Аппарат Г55-2 предназначен для регулирования скорости движения исполнительных механизмов путем плавного изменения расхода жидкости. В отличие от других дросселирующих устройств, дроссель с регулятором поддерживает постоянство расхода жидкости при переменных нагрузках в исполнительном механизме. Определяющими деталями в этом аппарате являются редукционный клапан 4 и дроссель 2 щелевого типа, размещенные в общем корпусе 1 (рис. 10, а). Расход жидкости регулируется дросселем, а постоянство расхода в единицу времени обеспечивается редукционным клапаном 4 во взаимодействии с пружиной 3.

Достигается это следующим образом. От цилиндра механизма подача жидкости поступает в полость A и через кольцевую щель D направляется в полость B , а далее через щель E в дросселе в полость отвода B .

При указанном направлении жидкости редукционный клапан 4 находится под действием двух сил: гидравлической, которая создается давлением жидкости со стороны полости Б и направлена вверх, и усилением пружины 3, рассчитанной на давление 0,2 — 0,3 МПа. Между полостями А и Б создается перепад давления, поэтому давление в полости Б всегда меньше давления в полости А. С увеличением давления в полости А мгновенно возрастают давление в полости Б и гидравлическая сила, действующая на клапан 4. При этом происходит перемещение клапана вверх, уменьшение проходной щели Д и падение давления в полости Б. Как только давление в полости Б станет меньше настройки пружины 3, клапан под действием пружины начнет перемещаться вниз, увеличивая щель, уменьшая одновременно с этим перепад давления между полостями А и Б. Давления в полости Б (перед дросселем) будет увеличиваться до тех пор, пока возросшая гидравлическая сила на клапан 4 не станет снова перемещать клапан в сторону пружины. Таким образом, редукционный клапан 4 устанавливается автоматически, удерживая практически постоянное давление в полости Б независимо от величины давления в полости подвода А.

Поскольку давление после дросселя и над клапаном, в полости расположения пружины, также постоянно, то в дросселе 2 перепад давления не зависит от нагрузки (величины давления в полости А) и сохраняется неизменным при токе жидкости через дроссель с регулятором.

Так как

$$q_{др} = f(\Delta p_{др}, F_{др}),$$

где $q_{др}$ — расход жидкости через дроссель;

$\Delta p_{др}$ — перепад давления в дросселе;

$F_{др}$ — площадь щели дросселя, то для данной настройки дросселя $q_{др}$ (при определенной величине $F_{др}$) будет величиной постоянной.

Исследование динамических характеристик дросселя с регулятором модели Г55-2, наиболее распространенной в промышленности, показали, что периодическое изменение нагрузки, например, при обточке детали с большим биением или при фрезеровании, вызывает неравномерность движения стола, особенно при малых скоростях [25].

Некоторое изменение скорости объясняется в основном инерционностью редукционного клапана и потока жидкости через дроссель, а также наличием силы трения между клапаном, которая значительно уменьшает собственную частоту регулятора и нарушает точность стабилизации перепада давления, а следовательно, и расхода жидкости через дроссель.

Изменение температуры масла в системе влияет на расходную характеристику дросселя с регулятором особенно при малых расходах.

9. Дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1

Аппарат Г55-1 (рис. 11, а) предназначен для регулирования скорости исполнительного механизма. Совместное действие дросселя и регулятора обеспечивает равномерную скорость, которая не зависит от изменения нагрузки. Предохранительный клапан предохраняет систему от перегрузки. В аппарате предусмотрено дистанционное управление регулятором, необходимое для разгрузки насоса от давления.

От нерегулируемого насоса жидкость подводится к цилиндру через полость А и дроссель 1. Обычно производительность насоса больше расхода жидкости в системе, поэтому в полости А появляется избыток жидкости, которая отводится в полость И через кольцевую щель К.

Полость а через отверстия малого размера соединяется с полостями Б и З, а полость Ж через демпферное отверстие Е — с полостью Г. Поэтому клапан 4 находится под действием гидравлических сил и усилия пружины 2.

Уравнения равновесия сил, действующих на клапан 4,

$$p_H \frac{\pi D^2}{4} = p_D \frac{\pi D^2}{4} + F,$$

$$\Delta p_D = p_H - p_D = \frac{4F}{\pi D^2} =$$

$$= \text{const}, \quad (1)$$

где Δp_D — перепад давления в дросселе;

p_H — давление, создаваемое насосом (давление в полости А);

p_D — рабочее давление в цилиндре;

F — усилие пружины.

Из уравнения (1) следует, что при всех изменениях давления p_D , связанных с изменением нагрузки в исполнительном механизме, Δp_D остается величиной постоянной. Обеспечивается это клапаном 4, который автоматически изменяет давление p_H за счет дросселирования и избыточного количества жидкости в бак через щель К.

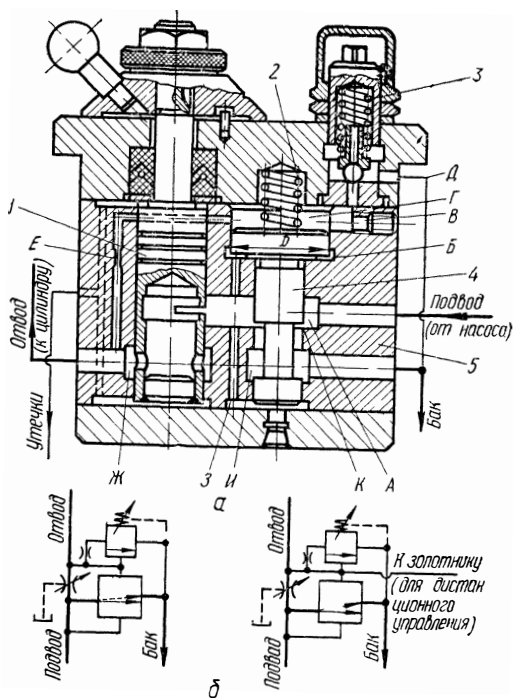


Рис. 11. Дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1:
а — конструктивная схема; б — условное обозначение

Действительно, с возрастанием давления p_p равновесие сил, действующих на клапан 4, нарушается (клапан опускается вниз, уменьшая кольцевую щель K). В результате возрастают сопротивление в проточке K и давление p_n в проточке A . Это будет происходить до тех пор, пока силы, действующие на клапан 4, не уравновесятся.

Поскольку перемещения клапана 4, связанные с колебаниями рабочего давления p_p , очень малы, то изменения усилия F (жесткости пружины), перепада давления Δp_d и расхода жидкости будут практически незначительны.

Если давление p_p возрастет и станет больше настройки пружины 3 (шарикового клапана), то шарик поднимается, а жидкость из полости Γ через канал D начнет отводиться в бак. Благодаря демпферу E давление в полости Γ из-за течения жидкости из полости $\mathcal{Ж}$ упадет и станет меньше p_p . Равновесие сил, действующих на клапан 4, нарушится: клапан 4, переместившись вверх, увеличит щель K , а из полости A в полость $\mathcal{И}$ жидкость будет отводиться при давлении, соответствующем примерно настройке пружины 3.

Преимуществом регулятора скорости с предохранительным клапаном типа Г55-1 является автоматическое приспособление к режиму работы давления в насосе.

Из уравнения (1) видно, что насос работает под давлением p_n , превышающим давление p_p в рабочей полости цилиндра на величину $\frac{4F}{\pi D^2}$, которая в указанных регуляторах составляет 0,125—0,2 МПа. Поэтому гидросистема с регулятором типа Г55-1 более экономична, чем система с регулятором типа Г55-2.

Если полость Γ через отверстие B соединить с баком (например, при помощи золотника управления), то при падении давления в полости Γ произойдет подъем клапана 4, значительное увеличение щели K и почти свободный отвод жидкости из полости A в бак, т. е. произойдет разгрузка насоса.

По аналогичной схеме создан дроссель с регулятором и предохранительным клапаном в стыковом исполнении типа Г55-4.

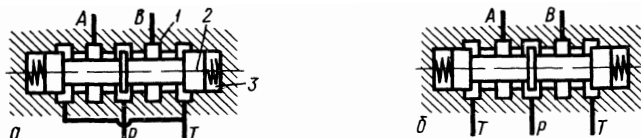
На рис. 11, б показано условное обозначение аппарата Г55-1 в двух модификациях: в обычном исполнении и приспособленном для дистанционного управления.

Дроссель с регулятором типа Г55-2 и дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1 выпускаются в стыковом исполнении, имеют более рациональную форму, чем на рис. 10 и 11, однако идеи, заложенные в аппараты, остались почти неизменными.

10. Распределители типа P102

Распределители предназначены для изменения направления потока жидкости. В зависимости от схемы исполнения они применяются для реверса, остановки исполнительного механизма, для переключения насоса на разгрузочный режим работы и др.

В основном распределитель состоит из корпуса 1 с пятью внутренними проточками и золотника 2 с тремя буртиками, который под действием одинаковых пружин 3 устанавливается в среднее положение, если нет внешней нагрузки на торцы золотника. При этом буртики золотника располагаются относительно проточек в корпусе так, что насос (P), обе полости гидродвигателя (A и B) и бак (T) между собой соединены. В данном случае насос и система разгружены от давления. При смещении золотника в крайнее левое положение насос подключается к полости B, а полость A —



Трехпозиционные		Двухпозиционные		Трехпозиционные		Двухпозиционные	
Четырехходовые							
№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение
14		574		15		575	
24		574 A		25		575 A	
34		574 Б		35		575 Б	
44		574 В		45		575 В	
54		574 Г		55		575 Г	
64		573		65			
74		73		75			
84				85			

б

Рис. 12. Распределители типа P102:

а — конструктивная схема четырехходового распределителя, б — конструктивная схема пятиходового распределителя, в — схемы исполнения

к баку. Изменение направления потока жидкости произойдет при смещении золотника в крайнее правое положение.

Пятиходовой трехпозиционный распределитель (рис. 12, б) отличается от четырехходового распределителя только тем, что жидкость в бак подводится по двум каналам.

Для смещения золотника в осевом направлении применяется несколько способов:

1. *Электромагнитный*, когда на торцы золотника воздействуют сердечники электромагнита толкающего типа. При обесточенных электромагнитах золотник под действием пружин устанавливается в среднее положение. Если, допустим, под током будет только левый электромагнит, то золотник сместится вправо.

2. *Электрогидравлический*, когда на торец золотника действует гидравлическая сила (схема управления распределителем усложняется введением трехпозиционного золотника с электрическим управлением, который подключается к торцовым полостям основного распределителя).

3. С ручным управлением от рукоятки или кнопки.

4. С пневматическим управлением.

5. Механическим управлением (от ролика).

Символические условные обозначения распределителей различных исполнений показаны на рис. 12, в. Схемы 14 и 15 являются условными обозначениями распределителей, которые изображены соответственно на рис. 12, а и 12, б. Эти распределители называются распределителями с открытым центром, так как при среднем (нулевом) расположении золотника все проточки, выполненные в корпусе золотника, и магистрали *P*, *A*, *B* и *T*, подведенные к корпусу распределителя, соединены между собой.

В распределителях, выполненных по схемам 24 и 25, при среднем положении золотника обеспечивается так называемое дифференциальное подключение гидродвигателя (глава III, 5). Распределители, изготовленные по схемам 34 и 35, применяются, когда необходимо отключить насос от гидродвигателя и обе его полости подключить к баку. Распределители, соответствующие схемам 44 и 45, называются распределителями с закрытым центром, так как при среднем положении золотника обе полости гидродвигателя отделены от насоса и бака и, кроме того, бак отключен от насоса.

Назначение четырехходовых распределителей, выполненных по схемам 54, 64, 74, 84, и пятиходовых (55, 65, 75 и 85) можно уяснить из их символических обозначений (рис. 12, в).

Двухпозиционные распределители (схемы 574, 574А, Б, В и Г, а также 575, 575А, Б, В и Г) применяются для изменения направления жидкости и используются нередко в контурах управления. Пунктирными линиями на символических изображениях показаны схемы соединения магистралей *P*, *T*, *A* и *B* при переключении золотника из нулевого положения в позицию А.

Шифр распределителей, необходимые пояснения и порядок оформления заказа приведены на рис. 13. Например, оформление заказа гидрораспределителя с электромагнитным управлением,

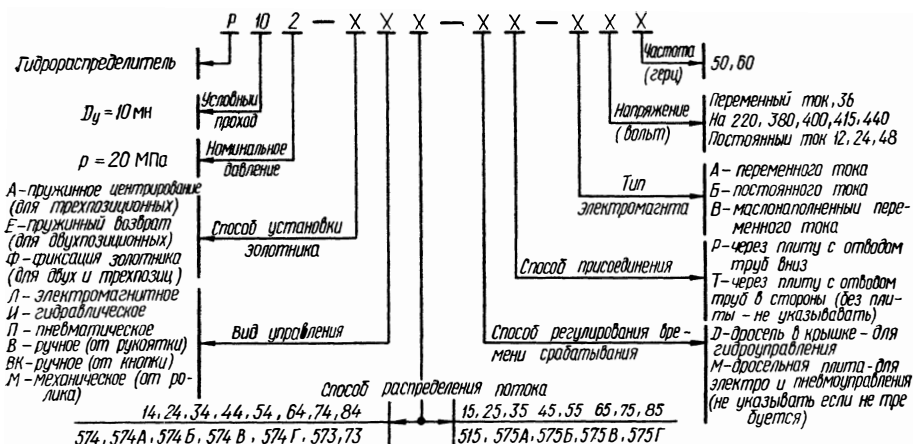


Рис. 13. Шифр распределителя и пример оформления заказа на распределитель

с пружинным центрированием золотника, со схемой распределения потока — 44; с присоединением через плиту для отвода труб в сторону, с напряжением переменного тока 220 В и частотой 50 Гц: P102—АЛ44—Т—А22050.

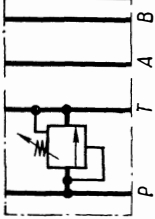
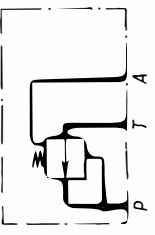
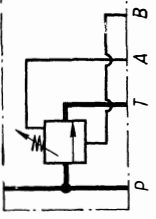
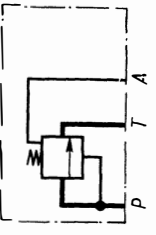
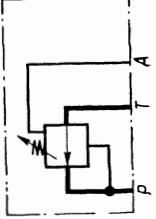
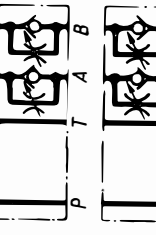
При проектировании реальных машин с гидравлическим приводом необходимо пользоваться проспектом на распределители и аппаратуру управления, которые выпускаются заводами-изготовителями. В проспектах приведены основные технические параметры, общие виды аппаратов, присоединительные размеры, рекомендации по монтажу, уходу и др.

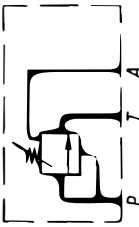
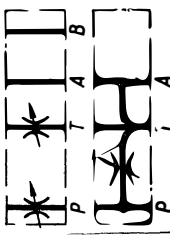
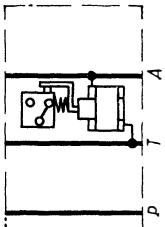
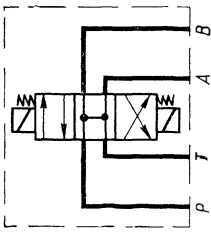
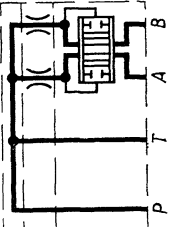
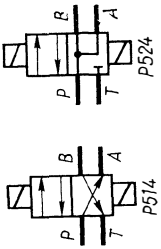
11. Миниатюрная гидравлическая аппаратура

Для гидросистем с небольшим расходом жидкости (до 5—6 л/мин) получили применение гидроаппараты значительно меньших размеров по сравнению с традиционными аппаратами, названными миниатюрными. Принцип действия этих аппаратов не отличается от обычных, однако в конструкцию их внесены существенные изменения.

Во ВНИИГидроприводе (Харьков) разработан комплект миниатюрных аппаратов,* рассчитанный на работу при максимальных давлении 20 МПа и расходе жидкости 6,3 л/мин. В этот комплект входят: обратные клапаны, гидрозамок, предохранительные клапаны, клапаны давления и редуционный, дроссели, дроссели с обратным клапаном, индикатор (или реле) давления, распределители трехпозиционные и двухпозиционные с различными схемами исполнения и управления, другое вспомогательное оборудование, необходимое для монтажа этой аппаратуры.

* ВНИИГидропривод. Миниатюрная гидроаппаратура (каталог). М. Научно-исследовательский институт информации по машиностроению, 1972, 67 с.

Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение	Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение
КА1		Предохранительный клапан прямого действия	КЖ1		Клапан разности давления нормально открытого (КЖ1) и нормально закрытого (КЖ2) типа. Применяется в сочетании с дросселем. КЖ1 поддерживает постоянный перепад давления в дросселе; КЖ2 поддерживает постоянный перепад давления в дросселе за счет перепуска жидкости на слив
КЕ111 КЕ121		Клапан давления нормально закрытого (КЕ111) и нормально открытого (КЕ121) типа. Применяются при дистанционном управлении	КЖ2		
КЕ311		Клапан давления нормально открытого типа. Применяется преимущественно в качестве редукционного клапана	Д1 Д2		Сдвоенный дроссель с обратным клапаном и дросселированием на линиях А и В при прохождении потока от нижней плоскости дросселя к верхней (Д1) и наоборот (Д2)

Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение	Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение
КЕ321		<p>Клапан давления. Применяется преимущественно как клапан последовательного действия</p>	Д3 Д4		<p>Сдвоенный дроссел с селированием на линиях Р и Т. Предназначен для раздельного регулирования в магистралях Р и Т (Д3) и Д4 — для применения с клапанами КЕ и КЖ</p>
ИД		<p>Индикатор давления типа ИД предназначен для подачи электрического сигнала о наличии давления в контролируемой магистрали (Т) гидросистемы</p>	Р14Э1		<p>Трехпозиционный распределитель При среднем положении золотника все каналы сообщены между собой Предусмотрено еще пять схем исполнения: 24, 34, 44, 54 и 64</p>
КД		<p>Подвод к клапану делителю по каналу КД осуществляется по каналу Р или Т (или по Р и Т). Отводами к синхронизируемым органам являются каналы А и В</p>	Р514Э2 Р524Э2		<p>Двухпозиционные распределители Любое положение золотника может быть принято исходным</p>

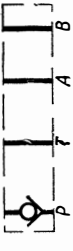
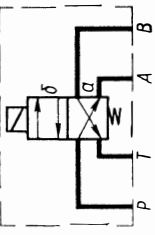
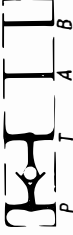
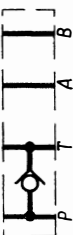
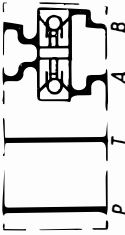
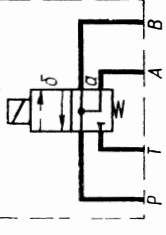
Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение	Шифр клапана	Условное обозначение	Пояснение
К01		<p>В обратном клапане К01 линии Т, А и В, а в клапанах К02 и К03 все линии служат каналами для пропуски жидкости от других аппаратов</p>	Р514ЭЗ		<p>Четырехлинейные двухпозиционные распределители с одним электромагнитом (постоянного или переменного тока) с пружинным возвратом золотника в исходное положение</p>
К02					
К03					
Г3		<p>В гидрозамке типа Г3 нижние каналы А и В присоединяются к цилиндру, верхние — к распределителю</p>	Р524ЭЗ		

Таблица 2

Шифр распределителя	Условное обозначение	Пояснение	Двухпозиционные распределители с ручным и механическим управлением типа Р, РР и РМ
Р14Г1		<p>Трехпозиционный распределитель с пружинной установкой золотника в нулевое положение. В Р14Г1 каналы Р, Т, А и В сообщаются. Предусмотрены еще пять схем исполнения: 24, 34, 44, 54 и 64</p>	
Р514Г2 (1) Р524Г2 (2)		<p>Двухпозиционные распределители. Любое положение золотника может быть принято исходным</p>	
Р514Г3		<p>Двухпозиционные распределители с пружинным возвратом золотника в исходное положение.</p>	
Р524Г3		<p>В этих распределителях позиция а является исходной</p>	

Предусмотрены все схемы исполнения: 13, 23, 33, 43, 53, 63, 514 и 524

Шифр клапана, условные обозначения на схемах исполнения гидравлической аппаратуры и некоторые пояснения приведены в табл. 1 и 2.

Особенностью этих аппаратов является то, что стыковые плоскости и размеры присоединительных отверстий у всех миниатюрных аппаратов одинаковые, поэтому допустим модульный принцип монтажа. Суть этого принципа состоит в том, что аппараты с различными функциональными назначениями присоединяются друг к другу в определенной последовательности, образуя вертикальный блок. Каждый из этих аппаратов (модулей) имеет две стыковые плоскости, одинаковые по размерам, количеству и расположению отверстий для прохода жидкости и установки крепежных деталей.

Распределитель при модульном монтаже устанавливается над всеми аппаратами, замыкая вертикальный блок. Замыкателем вертикального ряда может быть также клапан давления. Некоторые каналы в корпусе аппарата сделаны сквозными и служат для прохода жидкости, минуя данный модуль.

Модульный принцип монтажа гидравлической аппаратуры значительно уменьшает габариты всего устройства, сокращает количество трубопроводов и соединений и уменьшает время, необходимое для сборки гидросистемы.

Допустим и другой принцип монтажа миниатюрной аппаратуры: на панелях или же при помощи труб.

Глава II

НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

1. Некоторые термины и определения

Насос — гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей среды.

Гидродвигатель — машина, в которой энергия потока рабочей среды преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено в гидродвигателе в результате указанного преобразования энергии получает вращательное движение, то такую машину называют гидромотором, если поступальное, то силовым цилиндром (или гидромотором поступательного движения). Применяются гидродвигатели комбинированные, конструктивные особенности которых позволяют преобразовывать вращательное движение в поступательное перемещение выходного звена или же наоборот — поступательное во вращательное.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется обратимой.

Под рабочей средой в гидромашинах понимается рабочая жидкость (минеральные масла, смеси, вода).

Рабочий объем гидромашины в насосе — это объем жидкости,

вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе — объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Изготавливаются гидромашины с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим машины с постоянным рабочим объемом называются нерегулируемыми, а с переменным — регулируемыми.

Магистраль (гидролиния) — это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, нагнетательные) и сливные. По всасывающей магистрали рабочая жидкость движется к насосу из бака или от вспомогательного насоса (насоса подпитки); по напорной — от насоса (например, к распределителю, напорному золотнику или же непосредственно к гидродвигателю); по сливной — отвод жидкости после использования ее энергии (например, в бак).

2. Основные параметры гидромашины

Производительность насоса — это отношение объема подаваемой жидкости ко времени*. По принятой терминологии под производительностью насоса понимается объемная подача насоса.

Теоретическая производительность насоса (Q_T) — это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

Действительная производительность насоса (Q_D) уменьшается на величину ΔQ_H из-за обратного течения жидкости в насосе из полости с большим давлением (в основном из полости нагнетания) в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому

$$Q_D = Q_T - \Delta Q_H,$$

а отношение

$$\frac{Q_D}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = \eta_{об.н}, \quad (2)$$

где $\eta_{об.н}$ — объемный к. п. д. насоса.

Теоретическая производительность насоса прямо пропорциональна частоте его вращения, а величины обратного течения жидкости и утечек зависят от перепада давления (Δp) между полостями нагнетания и всасывания и увеличиваются с увеличением Δp .

Общий к. п. д. насоса

$$\eta_H = \eta_{об.н} \eta_{г} \eta_{м},$$

где $\eta_{м}$ — механический к. п. д.;

$\eta_{г}$ — гидравлический к. п. д. (определяется, как правило, на испытательных стендах).

* В технических характеристиках, которые приведены в паспортах к насосам отечественного производства и в материалах по насосам, применен термин «производительность» насоса, а не «подача».

Объемные потери и объемный к. п. д. гидромотора. При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости Q_{Π} превышает геометрический, т. е. его теоретическое значение Q_{τ} . В соответствии с этим объемные потери в гидромоторе уменьшают частоту вращения выходного вала, поэтому

$$\eta_{\text{об. м}} = \frac{Q_{\tau}}{Q_{\Pi}},$$

где $Q_{\tau} = Q_{\Pi} - \Delta Q_{\text{м}}$, $\Delta Q_{\text{м}}$ — объемные потери в гидромоторе, тогда

$$\eta_{\text{об. м}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{м}}}{Q_{\Pi}}.$$

Учитывая, что $Q_{\tau} = Q_{\Pi} - \Delta Q_{\text{м}}$, находим

$$\eta_{\text{об. м}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{м}}}{Q_{\tau} + \Delta Q_{\text{м}}}. \quad (3)$$

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Теоретическая мощность гидромашины N_{τ} , под которой понимается мощность, эквивалентная при данном перепаде давления Δp теоретической производительности (или теоретическому расходу) машины $Q_{\tau} = qn$, определяется по формуле

$$N_{\tau} = Q_{\tau} \Delta p = \Delta p q n, \quad (4)$$

где q — рабочий объем жидкости, вытесняемый или поглощаемый машиной за один оборот);

n — частота вращения машины.

Фактическая мощность $N_{\text{ф. н}}$ электродвигателя, от которого приводится во вращение насос, с учетом $\eta_{\text{н}}$ определяется по выражению

$$N_{\text{ф. н}} = \frac{\Delta p q_{\text{н}} n_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (5)$$

где $q_{\text{н}}$ — рабочий объем насоса;

$n_{\text{н}}$ — частота вращения насоса.

Действительная мощность, развиваемая гидромотором,

$$N_{\text{ф. г}} = \Delta p q_{\text{м}} n_{\text{м}} \eta_{\text{м}}, \quad (6)$$

где $q_{\text{м}}$ — рабочий объем гидромотора;

$n_{\text{м}}$ — частота вращения гидромотора;

$\eta_{\text{м}}$ — общий к. п. д. гидромотора.

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность $N_{\tau} = \Delta p q n$ и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашины:

$$M_{\tau} = \frac{N_{\tau}}{\omega} = \frac{N_{\tau}}{2\pi n} = \frac{Q_{\tau} \Delta p}{2\pi n}. \quad (7)$$

В единицах СИ

$$N_T = \frac{Q_T \Delta p}{1000} \text{ Вт, а } M_T = \frac{N_T}{\omega}, \quad (8)$$

где ω — угловая скорость, рад/с;

Q_T — подача (расход), м³/с.

Величина крутящего момента при номинальном давлении, которая считается основным параметром гидромотора, и объемный к. п. д. приводятся в технической характеристике.

3. Гидравлические машины шестеренного типа

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий к. п. д. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, а также элементы, движущиеся с ускорением, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с⁻¹.

В машиностроении шестеренные машины применяются в системах с дроссельным регулированием скорости гидродвигателя при сравнительно больших диапазонах давления.

Шестеренные насосы. Основную группу шестеренных насосов составляют насосы, состоящие из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Применяются и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением, со спиральными или шевронными зубчатыми колесами, двух- или трехрядные насосы, а также винтовые насосы. Условная классификация конструктивных особенностей этого типа насосов приведена в работах [26, 38].

Конструктивная схема насоса с одной парой шестерен показана на рис. 14, а. При вращении шестерен в указанном направлении в полости *B* (полость всасывания) зубья выходят из зацепления, создавая вакуум, который засасывает жидкость в эту полость из бака. Из полости *B* жидкость, заключенная во впадинах, переносится в полость *H* (полость нагнетания). В полости *H* зубья, входящие в зацепление, выталкивают жидкость из впадин в магистраль.

Давление в полости *H* определяется нагрузкой в гидродвигателе и сопротивлением системы и всегда больше давления, чем в полости *B*. Поэтому жидкость стремится проникнуть из полости *H* через зазоры между шестернями и корпусом в полость *B*. Это обратное течение жидкости или внутренние утечки идут по трем направлениям: через радиальные зазоры между вершинами зубчатых колес и внутренней расточкой корпуса, через торцовые зазоры и места контакта зубьев шестерен. Обратное течение жидкости уменьшает производительность насоса; величина его зависит от качества изготовления компенсирующих устройств, которые специально вводятся в конструкцию насоса для повышения объемного к. п. д. насоса и сохранения его в течение всего срока службы.

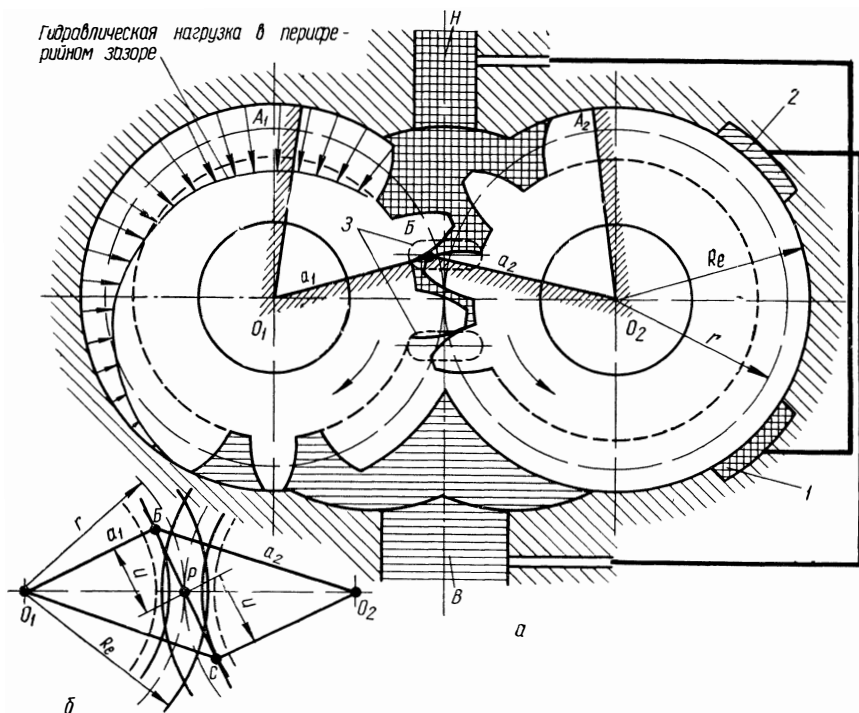


Рис. 14. Машина шестеренного типа:
a — конструктивная схема, *б* — схема зубчатого зацепления

Известные теоретические и эмпирические формулы производительности шестеренных насосов и их анализ приведены в работе [38].

На практике для определения производительности шестеренных насосов обычно пользуются приближенной эмпирической формулой, полученной при условии допущения, что насос за каждый оборот переносит из полости *B* в полость *H* количество жидкости, равное сумме объемов впадин между зубьями, и что объем впадины равен объему зуба.

При таком допущении рабочий объем насоса

$$q = 4\pi rmb,$$

где $r = \frac{mz}{2}$ — радиус начальной окружности;
 z — число зубьев шестерни;
 m — модуль зацепления;
 b — ширина шестерни.

Теоретическая производительность насоса в минуту

$$Q_T = 2\pi m^2 z b n, \quad (9)$$

где n — частота вращения.

Из формулы (9) видно, что целесообразно иметь шестерни

с большим модулем, так как производительность насоса пропорциональна квадрату модуля.

Более точная формула производительности насоса, выведенная на основании теории зубчатого зацепления, имеет такой вид:

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - u^2), \quad (10)$$

где R_e — радиус окружности выступов;

u — половина длины линии зацепления (рис. 14, б).

Разница между теоретической производительностью шестеренного насоса, определенной по формуле (9), и производительностью, подсчитанной по формуле (10), составляет несколько процентов, т. е. практически неощутима.

Поскольку значение u изменяется от 0 до $0,5l$ (l — длина линии зацепления) то, подставив вместо u соответствующие величины, получим:

$$Q_{T \max} = 2\pi b n (R_e^2 - r^2)$$

и

$$Q_{T \min} = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - \frac{l^2}{4} \right),$$

т. е. подача жидкости в полость H будет не равномерной, а пульсирующей, и будет происходить при повороте шестерен на угол, соответствующий одному шагу.

Равномерность подачи жидкости шестеренным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев у шестерни, тем меньше неравномерность подачи жидкости насосом, однако при этом уменьшается производительность насоса при тех же габаритах.

Следует отметить, что неравномерность подачи и, как следствие, неравномерность давления в нагнетательной полости насоса сглаживается благодаря сжимаемости жидкости в системе, объем которой несравненно больший, чем мгновенная подача насоса.

Объемный к. п. д. шестеренного насоса $\eta_{об}$ зависит от величины торцовых и радиальных зазоров. Для насосов типа Ш производительностью 5—125 л/мин $\eta_{об} = 0,8 \div 0,94$. Для насосов типа НШ $\eta_{об} = 0,9$.

Есть еще и другие обстоятельства, уменьшающие объемный к. п. д. насоса. При больших скоростях движения жидкости и больших сопротивлениях во всасывающей полости насоса может возникнуть турбулентное движение, а следовательно, и вероятность разрыва столба жидкости. Поэтому необходимо нормировать скорость жидкости во всасывающем трубопроводе. Эта скорость должна находиться в пределах 3,5—5 м/с.

Гидравлические потери, возникающие при движении жидкости по внутренним каналам насоса, учитываются гидравлическим к. п. д. $\eta_r = 0,97 \div 0,98$.

Механический к. п. д. насоса η_m зависит от конструкции опор, качества изготовления, а также от величины перепада давления между полостями H и B .

Наиболее нагруженными элементами шестеренного насоса являются его опоры, воспринимающие усилия от давления жидкости на шестерни и реакции вращающего момента. Спад давления от полости H до полости B происходит постепенно (рис. 14, a), а закон распределения давлений по периферии шестерен, как показали исследования, имеет параболический характер.

Величину и направление результирующих сил, действующих на шестерни насоса, можно определить теоретически по методике, предложенной Е. А. Рыбкиным и А. А. Усовым [38]. Однако для практических расчетов результирующие силы с достаточной точностью могут быть получены по формулам:

для ведущей шестерни

$$P_{\text{рез}} = (0,75 \div 0,8) pbR_e;$$

для ведомой шестерни

$$P_{\text{рез}} = (0,8 \div 0,9) pbR_e.$$

Крутящий момент, возникающий от давления жидкости в полости H , вызывает реакции, которые для ведомой шестерни увеличивают суммарную, односторонне действующую, нагрузку на опоры и для ведущей шестерни уменьшают ее на ту же величину.

Для снижения усилий от гидравлического давления (со стороны зоны нагнетания и нагрузок на периферийном зазоре) существует несколько решений. В насосах одностороннего вращения полость нагнетания выполняют в виде узкой щели, а полости всасывания расширяют до центра шестерни и даже выше. У насосов, предназначенных для работы при высоком давлении, частичная разгрузка опор обычно достигается за счет гидравлической балансировки (рис. 14, a). Диаметрально противоположные камеры 1 и 2, соединенные при помощи обводных каналов соответственно с полостями H и B , значительно уменьшают величину результирующих сил.

Помимо двух сил, действующих на опоры шестерен, возможно появление гидравлической силы в зоне контакта при беззазорном зацеплении или же, когда шестерни изготовлены с коэффициентом перекрытия $\epsilon > 1$. В таком случае в зоне контакта образуется замкнутый объем, из которого жидкость под большим давлением выдавливается через зазоры. Возникающая при этом распирающая сила достигает значительных размеров, воспринимается опорами и зубьями шестерен и является причиной их преждевременного износа, увеличения потерь мощности и ухудшения к. п. д. насоса.

Для устранения указанных явлений применяются различные конструктивные приемы, смысл которых сводится либо к соединению замкнутого объема с полостями нагнетания или всасывания, либо к уменьшению коэффициента перекрытия до значений, близких к единице. Наиболее распространен метод отвода жидкости через разгрузочные канавки 3, выполненные в боковых стенках корпуса насоса.

Гидромашины шестеренного типа являются обратимыми и могут выполнять функцию гидромоторов. Благодаря небольшой стоимости и компактности шестеренные гидромоторы завоевали популярность и применяются в различных отраслях машиностроения для передачи сравнительно небольших крутящих моментов. Следует учитывать, что равномерное вращение вала шестеренного гидромотора ограничивается минимальной частотой вращения (до 1 с^{-1}). Опоры должны выполняться в виде подшипников качения, так как трение подшипников скольжения при низких скоростях велико. Зазоры, необходимые для работы шестеренного гидромотора, и неуравновешенные гидравлические нагрузки внутри гидромотора снижают его к. п. д.

Для вывода формулы крутящего момента, развиваемого шестеренным гидромотором, заменим сложный контур в зоне H прямым A_1O_1 , O_1B , A_2O_2 и O_2B (рис. 14, а). Точка P (рис. 14, б) соответствует точке контакта двух сопряженных шестерен.

Гидравлическая сила, действующая на плече A_1O_1 (рис. 14, а), равна $pR_e b$.

Относительно точки O_1 она создает момент

$$M_{1,1} = p \frac{R_e^2}{2} b.$$

Момент, действующий на плече O_1B ,

$$M_{1,2} = p \frac{a_1^2}{2} b.$$

Крутящий момент, создаваемый гидравлическими силами на контуре A_1O_1B ,

$$M_1 = M_{1,1} - M_{1,2} = \frac{pb}{2} (R_e^2 - a_1^2)$$

Момент на контуре A_2O_2B

$$M_2 = \frac{pb}{2} (R_e^2 - a_2^2)$$

Крутящий момент на выходном валу

$$M_{\text{к}} = M_1 + M_2 = \frac{pb}{2} \left[2R_e^2 - (a_1^2 + a_2^2) \right] \quad (11)$$

Разность расстояний a_1 и a_2 можно заменить параметрами зубчатых колес. Для этого рассмотрим схему зацепления (рис. 14, б). У параллелограмма O_1BO_2C , как известно, сумма квадратов диагоналей равна сумме квадратов всех сторон:

$$(2r)^2 + (2u)^2 = 2a_1^2 + 2a_2^2,$$

или

$$a_1^2 + a_2^2 = 2(r^2 + u^2).$$

Подставив это значение в уравнение (11), получим

$$M_{\text{н}} = -\frac{pb}{2} (2R_e^2 - 2r^2 - 2u^2) = pb (R_e^2 - r^2 - u^2). \quad (12)$$

В правой части формулы (12) переменной величиной является $u=0,5 l$ (половина длины линии зацепления, которая при вращении шестерен для каждой пары зубьев изменяется в пределах от $0,5 l$ до нуля). Следствием этого является переменность крутящего момента, причем пульсация его оказывается ощутимой при малых оборотах.

4. Пластинчатые насосы и гидромоторы

Различают пластинчатые (или лопастные) насосы * и гидромоторы однократного и двойного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит полный цикл работы, включающий процессы всасывания и нагнетания; два процесса всасывания и два процесса нагнетания происходят в машинах двойного (или двукратного) действия. Пластинчатые машины изготавливаются нерегулируемыми, т. е. с постоянной производительностью (подачей) и регулируемыми. В станкостроении пластинчатые насосы применяются главным образом в гидроприводах подач агрегатных, сверлильно-расточных, отделочно-расточных и других станков, а также в механизмах, предназначенных для транспортировки, индексации, зажима и загрузки заготовок, обрабатываемых на автоматизированных станках и линиях. Нашли они применение и в других отраслях машиностроения.

При выборе насосов и гидромоторов для гидропередачи учитываются особенности конструкции, влияющие на равномерность подачи и расхода, срок службы и технологические факторы, которыми определяется их стоимость. Пластинчатые машины являются наиболее совершенными и дешевыми. Лучшие образцы этих машин рассчитаны на работу при давлении до 12,5—14 АПа.

Насосы однократного действия. Принципиальная схема пластинчатого насоса однократного действия показана на рис. 15. При вращении ротора 2 радиально расположенные пластины 3 под дей-

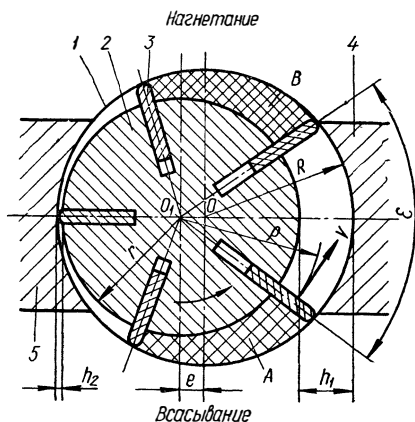


Рис. 15. Схема пластинчатого насоса однократного действия

* Начиная с 1935 г. насосы и гидромоторы подобного типа известны как лопастные [17].

ствием центробежной силы прижимаются к внутренней поверхности статора I . Так как центр статора O смещен относительно центра ротора O_1 на величину e , то при вращении ротора изменяются объемы камер A и B . Увеличение объема камеры A вызывает разрежение, поэтому камера A заполняется жидкостью из бака под действием атмосферного давления; в этой зоне происходит всасывание. Уменьшение объема камеры B сопровождается выталкиванием или нагнетанием жидкости в напорную магистраль насоса. Чтобы отделить зону нагнетания от зоны всасывания, предусмотрены уплотнительные перемычки 4 и 5 , расположенные внутри угла ε , величина которого

$$\varepsilon \geq \beta, \quad (13)$$

где $\beta = \frac{2\pi}{z}$ — угол между пластинами;

z — число пластин.

Из рис. 15 можно записать следующие зависимости:

$$h_1 = R - r + e;$$

$$h_2 = R - r - e,$$

где R — радиус статора;

r — радиус ротора.

Ход пластины в радиальном направлении

$$h_1 - h_2 = 2e.$$

Теоретическую производительность насоса однократного действия можно определить следующим образом. Если n — частота вращения ротора в минуту, ρ — текущий радиус-вектор от центра давления рабочей площади пластины, а ω — угловая скорость, то окружная скорость центра давления пластины

$$v = \omega\rho = 2\pi n\rho.$$

Элементарный теоретический объем жидкости, подаваемый пластиной,

$$dQ_m = 2\pi n b \rho d\rho,$$

где b — ширина пластины.

Минутный расход

$$Q_T = 2\pi b n \int_{R-e}^{R+e} \rho d\rho = \pi b n [(R+e)^2 - (R-e)^2] = 4\pi b n R e n. \quad (14)$$

Если R , e и b выражены в см, то

$$Q_T = 0,01256 R e b n \text{ л/мин.} \quad (15)$$

У И. З. Зайченко и Л. М. Мышлевского [17] в формулу теоретической производительности введен коэффициент k , учитывающий число пластин z , который стремится к единице при $z > 10$ (при $z=3$ $k=0,827$; при $z=10$ $k=0,984$).

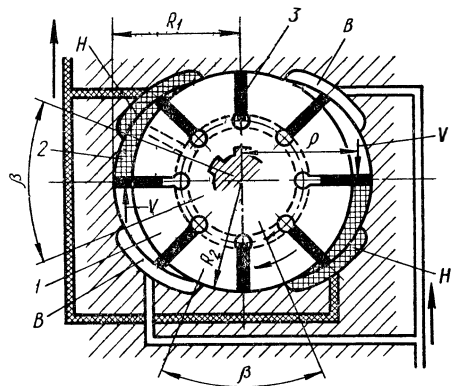


Рис. 16. Принципиальная схема насоса лопастного двойного действия типа Г12

Если в конструкции насоса не предусмотрена возможность изменения величины e , то такие насосы при постоянной частоте вращения ротора имеют стабильную производительность. Насосы, у которых статор смещается относительно центра ротора на величину $\pm e$, являются регулируемыми и реверсивными.

При диаметральной расположении зон всасывания и нагнетания ротор подвергается большой нагрузке со стороны полости нагнетания.

Поэтому в насосе возникает односторонне действующая сила $P=2Rbp$ (где p — давление в полости нагнетания), которая воспринимается опорами ротора. Максимально допустимое давление в полости нагнетания определяется параметрами и нагрузочной способностью подшипников. Так как при больших давлениях требуются громоздкие подшипники, то в известных конструкциях машин однократного действия пластинчатого типа давление, развиваемое ими, не превышает 7,0 МПа.

Пластинчатые насосы типа Г12. Они являются насосами двойного действия, лишены некоторых недостатков насосов однократного действия и поэтому более распространены.

Обладают они такими конструктивными особенностями (рис. 16):

1. Центр ротора 1 совпадает с центром статора 2, поэтому при постоянной частоте вращения ротора производительность насоса неизменна.

2. В корпусе насоса симметрично расположены две полости всасывания B и две полости нагнетания H , поэтому за один оборот ротора с пластинами 3 дважды происходит процесс всасывания и нагнетания. Из-за диаметрально противоположного размещения полостей давление на ротор уравнивается, а подшипники ротора полностью разгружены от гидравлических сил.

3. Внутренний профиль статора образован двумя дугами радиусов R_1 и R_2 , описанными из одного центра (в пределах угла $\beta \approx 45^\circ$, если в насосе восемь пластин) и переходными кривыми, сопрягающими указанные дуги. Профиль переходных кривых обеспечивает постоянное ускорение пластины относительно ротора, а следовательно, равномерное нарастание объема жидкости в полости B и такое же равномерное вытеснение жидкости из полости H .

4. Жидкость из полости H подведена под торцы пластин, поэтому радиальное перемещение пластин и прижим их к статору производится не только центробежной силой, но и силой гидравли-

ческой, равной pbt (где p — давление в полости нагнетания; b — ширина пластины и t — толщина пластины).

5. В реальных конструкциях насосов пластины по отношению к радиусу ротора располагаются под углом в $8-13^\circ$ (большие значения угла соответствуют большим размерам насоса), что необходимо для устранения заклинивания пластин в зоне H при скольжении их по переходным кривым профиля статора.

При вращении ротора в указанном направлении пластины, расположенные в зонах B (на участках переходных кривых), отходят от центра ротора, в результате чего объем между пластинами увеличивается — происходит процесс всасывания. Обратный процесс — нагнетание будет иметь место в зонах H , где пластины отжимаются к центру ротора и объем между пластинами уменьшается. Движение пластин в радиальном направлении отсутствует на участках статора, образованных дугами радиусов R_1 и R_2 .

Пластины при своем круговом перемещении по концентрическим участкам, описанным радиусом R_1 , переносят объем жидкости, равный произведению скорости центра движения жидкости v на площадь пластины f :

$$Q_1 = 2vf = 2vb(R_1 - R_2). \quad (16)$$

Подставив значение

$$v = \omega r = 2\pi n \frac{R_1 + R_2}{2}$$

в формулу (16), получим

$$Q_1 = 2\pi nb(R_1^2 - R_2^2).$$

С учетом объема, занимаемого пластинами, эта производительность должна быть уменьшена на величину $q = 2(R_1 - R_2)btzn$.

Таким образом, производительность насоса, л/мин, двойного действия

$$Q_{\tau} = Q_1 - q = 0,002 (R_1 - R_2) [\pi(R_1 + R_2) - tz], \quad (17)$$

где R_1, R_2, b — в сантиметрах

Объемный КПД $\eta_{об}$ пластинчатых насосов двойного действия указывается заводом-изготовителем в технической характеристике. В зависимости от производительности и давления $\eta_{об} = 0,85 \div 0,95$.

Елецкий завод «Гидропривод» выпускает большое количество типоразмеров насосов производительностью от 5 до 200 л/мин для работы при максимальном давлении 6,4 — 12,5 МПа и несколько типоразмеров пластинчатых гидромоторов двойного действия.

Пластинчатые гидромоторы. Если в конструкции предусмотрен принудительный прижим пластин к статору, то пластинчатые насосы могут быть обратимыми. Пластины в гидромоторах располагаются радиально. Нередко в корпусе гидромотора размещается распределитель, необходимый для реверсирования. Эту функцию

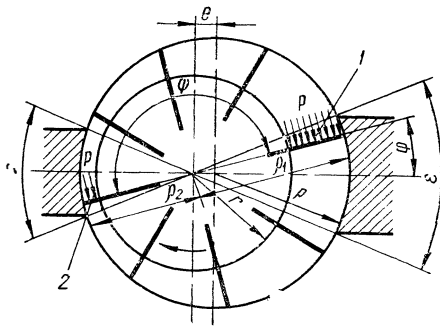


Рис. 17. Принципиальная схема пластинчатого насоса однократного действия

Крутящий момент на пластине 2

$$M_2 = \frac{pb}{2} (\rho_2^2 - r^2).$$

Крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M = M_1 - M_2 = \frac{pb}{2} (\rho_1^2 - \rho_2^2), \quad (18)$$

где p — давление жидкости.

Выразив радиусы ρ_1 и ρ_2 в полярных координатах после ряда преобразований, получим для гидромотора (при $\psi = \pi$) с четным числом пластин [17]

$$M = 2pbRe \cos \varphi. \quad (19)$$

Из уравнения (19) видно, что величина крутящего момента, развиваемая гидромотором, изменяется по закону косинуса при изменении угла φ от $-\frac{\pi}{z}$ до $+\frac{\pi}{z}$, когда $\frac{\pi}{z} = \frac{\varepsilon}{2}$.

Максимальное значение крутящего момента

$$M_{\max} = 2pbRe. \quad (20)$$

Минимальное значение крутящего момента при $\varphi = \frac{\pi}{z}$.

$$M_{\min} = 2pbRe \cos \frac{\pi}{z}. \quad (21)$$

Для гидромотора с нечетным числом пластин величина крутящего момента

$$M = pbRe [\cos \varphi - \cos(\varphi + \psi)], \quad (22)$$

где $\psi = \pi - \frac{\pi}{2}$ при изменении φ от $\frac{\pi}{z}$ до 0;

$\psi = \pi + \frac{\pi}{z}$ при изменении φ от 0 до $-\frac{\pi}{z}$.

может выполнять также распределитель, установленный в гидросистеме между насосом и гидромотором.

Принципиальная схема, поясняющая возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе однократного действия, показана на рис. 17. Крутящий момент, развиваемый пластиной 1,

$$M_1 = pb (\rho_1 - r) \left(r + \frac{\rho_1 - r}{2} \right) = \frac{pb}{2} (\rho_1^2 - r^2).$$

Степень неравномерности крутящего момента для гидромоторов с четным числом пластин [17]

$$\delta_m = \frac{500}{z^2} \% , \quad (23)$$

а для гидромоторов с нечетным числом пластин

$$\delta'_m = \frac{125}{z^2} \% . \quad (24)$$

Из уравнений (23) и (24) видно, что степень неравномерности для гидромоторов с нечетным числом пластин значительно меньше, чем для гидромоторов с четным числом пластин.

Конструктивная схема пластинчатого гидромотора двойного действия аналогична схеме насоса двойного действия, однако имеются отличия. Пластины в гидромоторе располагаются радиально и каждая пластина при помощи коромыслообразной пружины прижимается к статору. Поэтому насосы двойного действия (Г12, БГ12) не обратимы.

Теоретическая величина крутящего момента равна удвоенному моменту от давления жидкости на две пластины, расположенные в одной плоскости и контактирующие со статором, на радиусе R_1 (рис. 16)

$$M_K = 2pf\rho,$$

где $f = b(R_1 - R_2)$ — площадь пластины, см²;

$$\rho = \frac{R_1 - R_2}{2} \text{ — радиус до центра давления пластины, см.}$$

Подставив значения f и ρ , получим

$$M_K = 0,1 pb(R_1^2 - R_2^2). \quad (25)$$

Конструкция пластинчатой машины в основном определяется формой пластины и способом ее поджима к статору. Пластина является наиболее уязвимой деталью, так как она подвергается сложным и попеременным силовым воздействиям, большим контактными нагрузкам и износу. Поэтому рассмотрение конструктивных особенностей пластин, получивших наибольшее распространение, представляет интерес.

На рис. 18 (схемы 1—8) показаны конструкции пластин, способы их встройки в ротор и методы принудительного прижима пластин к статору.

В насосах типа Г12, БГ12, в гидромоторах типа МГ16, в насосах автозавода им. Лихачева, фирм «Vickers» и «Racine» (США) и других применяются пластины (или замыкатели) малых размеров (толщина $t = 2,25 \div 3$ мм; высота $h = 12 \div 30$ мм; ширина $b = 20 \div 30$ мм). Для надежного разделения полостей всасывания от полостей нагнетания одной центробежной силы в этом случае недостаточно, поэтому прижим пластин (рис. 18, схемы 1, 2, 4, 5 и 6) производится также гидравлической силой.

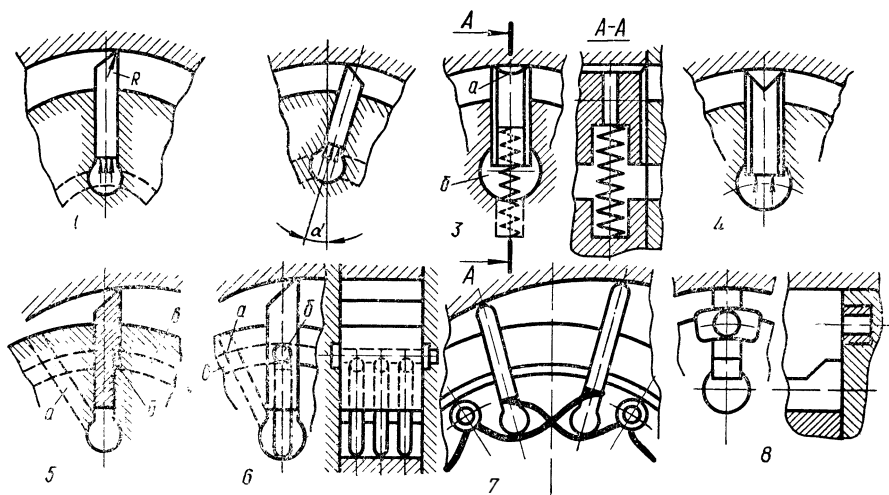


Рис. 18. Конструкция пластин и способ встройки их в ротор машины пластинчатого типа

Величина давления, развиваемого насосом двойного действия с пластинами (рис. 18, схемы 1 и 2), обычно не превышает 7 МПа. При более высоких давлениях в зоне всасывания пластины прижимаются с большим усилием к статору, что повышает износ пластин и статора. Для увеличения долговечности насоса применяются различные способы разгрузки пластин.

В схеме 5 пластина и паз в роторе выполнены ступенчатыми, причем толщина внутренней части пластины равна примерно $\frac{2}{3}$ ее наружной части. К торцу пластины по каналу *a* направляется жидкость под малым давлением в зоне всасывания и большим — в зоне нагнетания. Кольцевые пазы *в*, расположенные в распределительных дисках, соединены с полостью нагнетания, поэтому пластины при движении в зоне нагнетания прижимаются к статору центробежной силой или давлением жидкости, которое распространяется на всю площадь пластины. В зоне всасывания гидравлическая сила воспринимается пластиной только со стороны камеры *б*, в результате чего суммарная сила существенно уменьшается в сравнении с конструкциями, работающими по схемам 1 и 2 (рис. 18).

В схеме 6 (рис. 18) показан так называемый дифференциальный способ поджима пластин к статору. В пластину встроено несколько цилиндрических стержней, упирающихся в дно паза ротора. Под торец пластины по отверстию *a* подводится жидкость под малым давлением в зоне всасывания и большим — в зоне нагнетания, а через поперечное отверстие *б* в пластине на стержни всегда действует постоянное давление из проточки *в*, подключенной к полости нагнетания. Таким образом пластина прижимается усилием, величина которого определяется давлением жидкости и площадью

поперечного сечения стержня. Существует еще несколько способов разгрузки пластин [17].

Для увеличения центробежной силы пластины делают массивными (рис. 18, схема 3), а для лучшей их радиальной нагрузки в моменты перехода из полости всасывания в полость нагнетания и частичной разгрузки предусмотрены сквозные отверстия в пластине и боковые канавки, соединяющие пространство *б* под пластинами с камерой *а*. Недостатком насосов, выполненных по схеме 3, является возможность поломки пружин, работающих в условиях частых деформаций.

В схеме 7 постоянство поджима пластин к статору, что необходимо в гидромоторах, осуществляется коромыслообразными пружинами, которые в отличие от спиральных пружин имеют постоянный, заранее установленный, неизменяющийся натяг и не подвергаются частым деформациям.

Фирма «Oswald Forst» (ФРГ) выпускает регулируемые насосы «Епог», у которых пластины перемещаются в радиальном направлении принудительно (схема 8) с помощью сухарей, скользящих в кольцевых пазах боковых дисков.

В гидромашине *роликового* типа использован принцип работы пластинчатых нерегулируемых машин. Изготавливаются они фирмой «Nabowon Eaton» (Англия), являются обратимыми и применяются в гидроусилителях рулевого управления грузовых автомобилей.

На рис. 19, *а* показана конструктивная схема насоса. Ротор 3 соединен при помощи шпонки с выходным валом 1. Внутренняя расточка статора 2 выполнена по сложному профилю фирмой «Nabowon Eaton», но в принципе может изготавливаться в виде окружности для насосов, которые перекачивают жидкость под небольшим давлением [5]. Шесть пустотелых роликов 4, установленных в пазах ротора, под действием центробежной силы прижимаются к внутреннему профилю статора. Поскольку ротор расположен эксцентрично относительно статора, то при указанном направлении вращения происходит всасывание через окна *А* и *Б*, а нагнетание через окна *В* и *Г*.

Фирма «Nabowon Eaton» изготавливает три типоразмера насосов (модели 35, 36 и 37, у которых соответственно длина ролика 12,7; 17,8 и 22,9 мм; наружный диаметр ролика равен 10,3 мм, внутренний — 8,33 мм). Насос обладает высоким объемным к. п. д. и работает бесшумно.

Насос, выпускаемый фирмой «Mechanism Co» (рис. 19, *б*), отличается от рассмотренной машины роликового типа тем, что вместо роликов в пазах ротора 2 установлены лопатки 3 с переменным (бочкообразным) сечением по высоте. Зазор *А* между статором и ротором предотвращает повышение давления в замкнутом контуре между соседними лопатками. Контакт лопаток с ротором и статором происходит соответственно по линиям *В* и *С* и поверхности *Д*. Даже при некотором износе мест сопряжения обеспечивается надежное уплотнение.

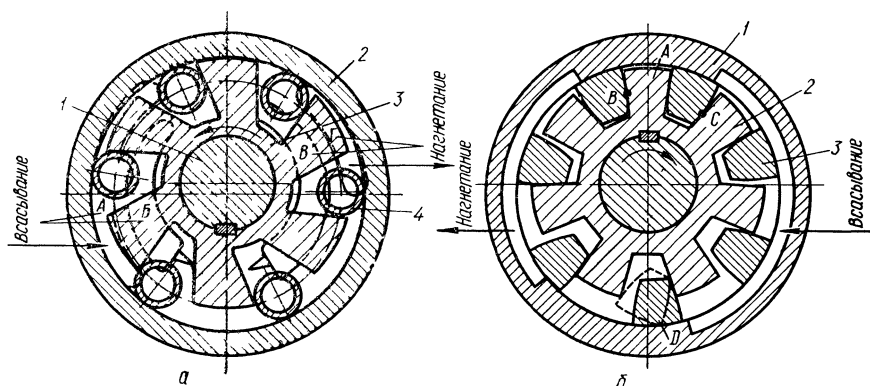


Рис. 19. Гидромашины, работающие по принципу лопастных машин:
а — роликового типа, *б* — с бочкообразными лопатками.

Срок службы лопастных машин зависит от многих факторов, но в основном от величины действующего контактного напряжения.

Уменьшение этой величины может быть достигнуто ограничением рабочего давления и увеличением радиуса скругления кромок лопаток, прилегающих к статору. В этом отношении машины роликового типа и с лопатками в виде бочек обладают существенными преимуществами в сравнении с лопастными машинами, у которых радиус скругления верхней кромки лопатки значительно меньше и составляет в насосах типа Г12 0,2—1 мм, а насосах фирмы «Vickers» — 1,75 мм.

5. Ролико-лопастные гидромоторы модели ГМ

Конструктивная схема гидромотора ГМ [28] показана на рис. 20. В основном он состоит из ротора 1, четырех роликов-замыкателей 10, зубчатого механизма 5, которым обеспечивается синхронное вращение замыкателей, корпуса 7, передней 4 и задней 9 крышек и промежуточной плиты 6. Ротор выполнен как одно целое с валом 3 и имеет шесть зубьев (лопастей) 13, равномерно расположенных по окружности. Вращаются ротор и замыкатели на подшипниках качения 2 и 8. Вырезы 11 в роликах-замыкателях необходимы для пропускания лопастей ротора при вращении. Ролики гидростатически разгружены в радиальном направлении при помощи дополнительных полостей 12, соединенным соответственно с полостями подвода П и слива С. Благодаря симметричному расположению двух полостей П и двух полостей С гидравлически разгруженным является также и ротор. Вращение ротора против часовой стрелки произойдет при подводе жидкости под давлением в полости П и рабочие камеры 14, которые ограничены лопастями ротора и роликами-замыкателями. Сила, создаваемая давлением жидкости на лопасти в каждой рабочей камере, определяет крутя-

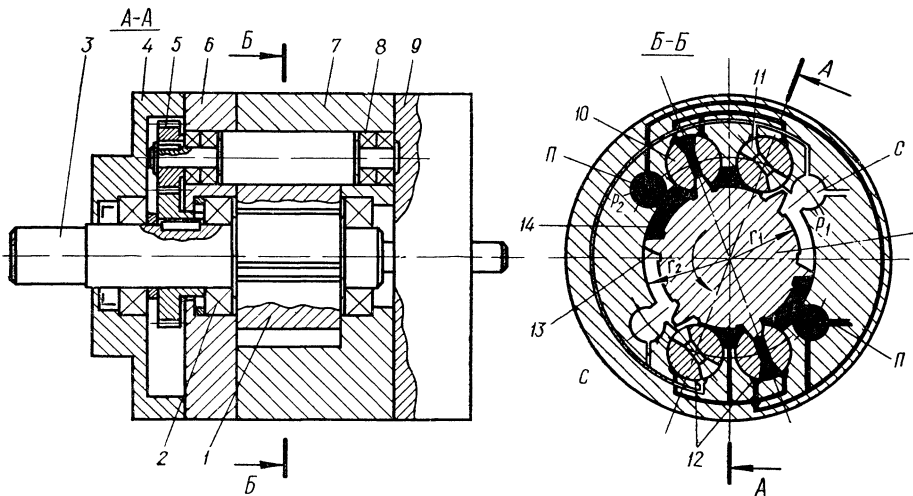


Рис. 20. Ролико-лопастная машина модели ГМ

щий момент на валу гидромотора, величина которого

$$M = p(r_2^2 - r_1^2)b, \quad (26)$$

где p — перепад давления между полостями Π и C ;
 r_1, r_2 — внутренний и наружный радиусы ротора;
 b — ширина ротора.

Рабочий объем гидромотора, с учетом того что гидромотор двойного действия, определяется зависимостью

$$q = 2 \cdot 2\pi(r_2 - r_1) \frac{r_2 + r_1}{2} b = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)b. \quad (27)$$

Ролико-лопастный гидромотор реверсивный и для получения вращения в обратную сторону необходимо изменить направление течения жидкости.

Для этого гидромотора характерна малая величина момента сухого трения; трогание с места происходит при давлениях, близких к нулю (рис. 21, кривая 1). С увеличением частоты вращения ротора перепад давления между полостями Π и C возрастает из-за роста потерь вязкого трения и местных сопротивлений. Для гидромотора аксиально-поршневого с торцовым распределением в области низких оборотов характерна падающая характеристика момента трения (рис. 21, кривая 2). Перепад давления при трогании с места составляет примерно 2,5 МПа. При увеличении частоты вращения зависимость $p=f(n)$ для обоих типов гидромоторов сближается. Экспериментальные исследо-

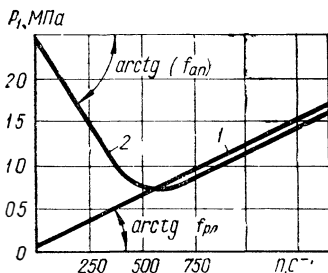


Рис. 21. Статическая характеристика гидромоторов:
 1 — ролико-лопастного, 2 — гидромотора модели Г15

вания показали, что при использовании ролико-лопастного гидромотора при дроссельном способе регулирования скорости обеспечивается равномерное вращение выходного вала гидромотора [28] под нагрузкой с малой частотой вращения (порядка $0,002 \text{ с}^{-1}$),

6. Машины аксиально-поршневые

Гидромотор типа Г15-2 (конструкция ЭНИМС). Гидромотор (рис. 22) в основном состоит из следующих деталей: ротора 2 с поршнями 3, барабана 4 с толкателями 5, вала 7, корпуса переднего 6, в расточке которого под углом в $22^\circ 30'$ размещен упорно-радиальный подшипник 8, корпуса среднего 11 и опорно-распределительного диска 1 с отверстиями 12, предназначенными для подвода и отвода жидкости. В барабане расположены пружины 9, прижимающие ротор к распределительному диску, в котором имеются полукольцевые пазы с окнами 13, разделенные двумя перегородками 14. По одному пазу жидкость подводится к ротору от насоса, а от другого — отводится в бак.

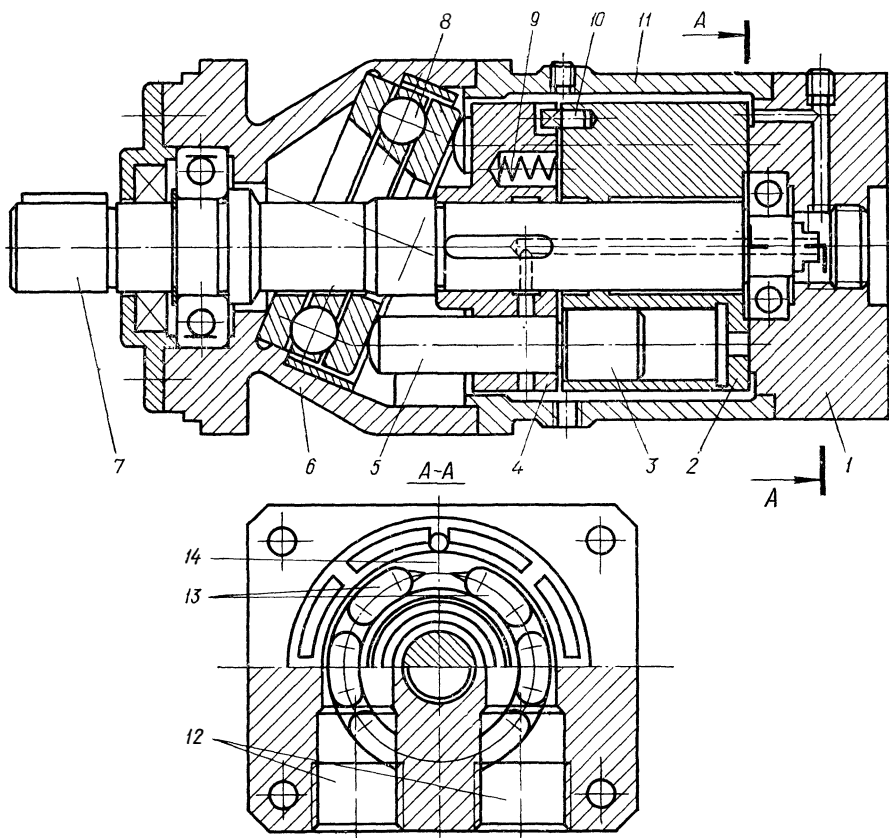


Рис. 22. Конструкция гидромотора типа Г15-2

Гидромотор работает следующим образом. Жидкость, поступающая через соответствующий полукольцевой паз от насоса к окнам 13, выполненным на торце ротора, воздействует на поршни, расположенные в створе с этим пазом, благодаря чему поршни вместе с толкателями выдвигаются к подшипнику. Возникающие при этом тангенциальные силы проворачивают толкатели вместе с барабаном 4 и валом, соединенным с барабаном шпонкой, а также ротор 2, который увлекается барабаном при помощи поводка 10.

Гидромотор этого типа относится к нерегулируемым машинам, так как удельный расход жидкости в нем постоянен. Частота вращения вала определяется расходом жидкости, причем допускается как дроссельный, так и объемный способ регулирования скорости. При изменении направления жидкости происходит реверсирование.

Детали гидромотора, находящиеся в корпусе, работают в благоприятных условиях из-за обильной смазки всех трущихся поверхностей.

Сквозной вал с центрирующей лыской позволяет присоединить к гидромотору такие вспомогательные устройства, как насос или датчик скорости.

Гидромоторы типа Г15-2 предназначены для приводов вращательного движения в гидросистемах с бесступенчатым регулированием частоты вращения, в системах, где требуется реверсирование, частые включения, автоматическое и дистанционное управление. Они также являются составной частью гидроусилителя типа 2Г18-2, выполняя в нем роль исполнительного механизма.

Шилутский завод «Гидропривод» изготавливает пять типоразмеров гидромоторов Г15-2 с максимальным давлением 5 МПа [9].

Гидромотор модели 210 (рис. 23) является аксиально-поршневой машиной с постоянным рабочим объемом жидкости. Частота вращения выходного вала гидромотора регулируется объемом потока жидкости, который поступает к распределителю гидромотора от регулируемого насоса.

В корпусе гидромотора 3 на двух шариковых подшипниках 5 и 4 (сдвоенный радиально-упорный) установлен выходной вал 6. Правый конец вала выполнен в виде диска, на торце которого равномерно по окружности размещено семь сферических гнезд, необходимых для контакта с шарообразными головками шатунов 2. К центральному сферическому гнезду примыкает шарообразная головка шипа 10, который выполняет функцию оси для блока цилиндров 1, расположенного по отношению к валу под углом 25°. В блок встроено семь поршней с шатунами. При помощи тарельчатых пружин 8 блок цилиндров прижимается к сферической поверхности распределителя 11.

Подвод жидкости к цилиндрам под давлением от насоса и отвод жидкости из цилиндров производится через дуговые пазы распределителя (не показанные на чертеже) и два отверстия в крышке 12.

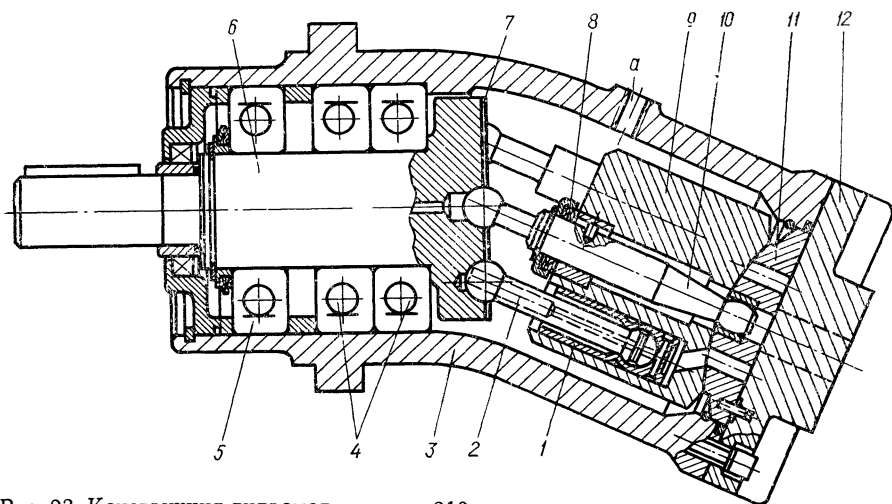


Рис. 23. Конструкция гидромотора типа 210

Гидравлическая сила, которая возникает в цилиндрах, расположенных в зоне подвода жидкости, через поршни, шатуны и шаровые соединения передается диску вала. Так как блок цилиндров по отношению к оси вала размещен под углом, то в месте контакта шатунов с диском эта сила раскладывается на две составляющие: осевую и тангенциальную, из которых тангенциальная создает крутящий момент относительно оси вала и приводит его во вращение, а осевая воспринимается радиально-упорными подшипниками.

При помощи прижимной шайбы 7, обеспечивающей постоянный контакт шаровых головок шатунов с диском вала, шатуны с поршнями совершают возвратно-поступательное движение и проворачивают блок цилиндров с угловой скоростью, равной угловой скорости вала. Блок, вращаясь относительно неподвижного распределителя, попеременно соединяет цилиндры с зоной давления или слива.

Все трущиеся части машины хорошо омываются маслом. Для отвода утечек и присоединения дренажного трубопровода предусмотрено в корпусе отверстие *a*.

Гидромашина модели 210 обратима, т. е. может быть использована для работы в насосном режиме. Однако, как указано в паспорте завода-изготовителя этой машины, «применение гидромотора для работы в насосном режиме требует дополнительного согласования».

Гидромашин 210.25 и 210.32 (диаметры поршней 25 и 32 мм) изготавливает завод «Стройгидравлика» (Одесса); они используются в гидросистемах, работающих при давлениях до 16 МПа. Рабочий объем машины 210.25 составляет 0,107 л, а машины 210.32 — 0,225 л; максимальная частота вращения соответственно 25 и 16 с⁻¹.

7. Машины радиально-поршневые

Высокомоментные гидромоторы — это машины, развивающие крутящий момент от 200 до 3000 Н·м и более и работающие с частотой вращения примерно от 0,016 до 1,6 с⁻¹. Некоторые типы машин работают и при большем числе оборотов. Достоинством таких машин является возможность их непосредственного соединения с рабочим органом машины (колесом, лебедкой, ходовым винтом и др.) без применения редукторов или коробок скоростей.

Высокое значение крутящих моментов достигается путем применения конструкций гидромоторов многократного действия, в которых за один оборот вала происходит несколько циклов работы.

Гидромоторы типа МР-Ф, МР-П-Ф (Людиновский агрегатный завод) относятся к машинам с радиальным расположением поршней и золотниковым способом распределения жидкости. Они предназначены для работы при номинальном перепаде давления в 25 МПа. Из четырех выпускаемых машин меньшая машина при указанном давлении и рабочем объеме $q=0,1$ л развивает крутящий момент $M_{кр}=370$ Н·м; большая $q=0,4$ л, создает момент $M_{кр}=1500$ Н·м.

Гидромотор МР-Ф (рис. 24) состоит из корпуса 6, в котором размещается в два ряда цилиндро-поршневые группы 4 (в каждом ряду по 7 поршней). Поршни шатунами 3 опираются на наружные кольца подшипников качения 5, расположенных на эксцентриках вала 1. Вал установлен на двух косороликовых подшипниках 14, из которых один смонтирован в корпусе, а второй (наружный) — в крышке 2. Башмаки шатунов в каждом ряду охвачены двумя кольцами 12 и 13, которые создают постоянный контакт их с подшипниками 5, независимо от зоны расположения поршней. При помощи шарового соединения шатун прикреплен к поршню. Распределение жидкости производится золотниками 8, размещенными в одной плоскости параллельно цилиндрам. Количество золотников равно количеству цилиндров. Золотники получают радиальное перемещение от кулачков 9 и 10, закрепленных на эксцентриковом валу 1. Напорный и сливной коллекторы выполнены в виде концентрично расположенных каналов А и Б.

Гидромотор работает следующим образом. Рабочая жидкость под давлением поступает от насоса в один из коллекторов (предположим в коллектор А) и через золотниковую группу 8 по каналам 7 или 11 направляется к цилиндрам, поршни которых в данный момент движутся от верхней мертвой точки. Поршни, воздействуя в зоне подвода жидкости через шатуны на подшипники 5, создают крутящий момент. Вторая группа поршней в это время движется от нижней мертвой точки, вытесняя жидкость из цилиндров по аналогичным каналам 7 и 11 в коллектор Б, подключенный к сливной магистрали.

Гидромотор МР-П-Ф оснащен дополнительным редуктором для тахометра, который присоединяется к эксцентриковому валу со стороны расположения кулачков.

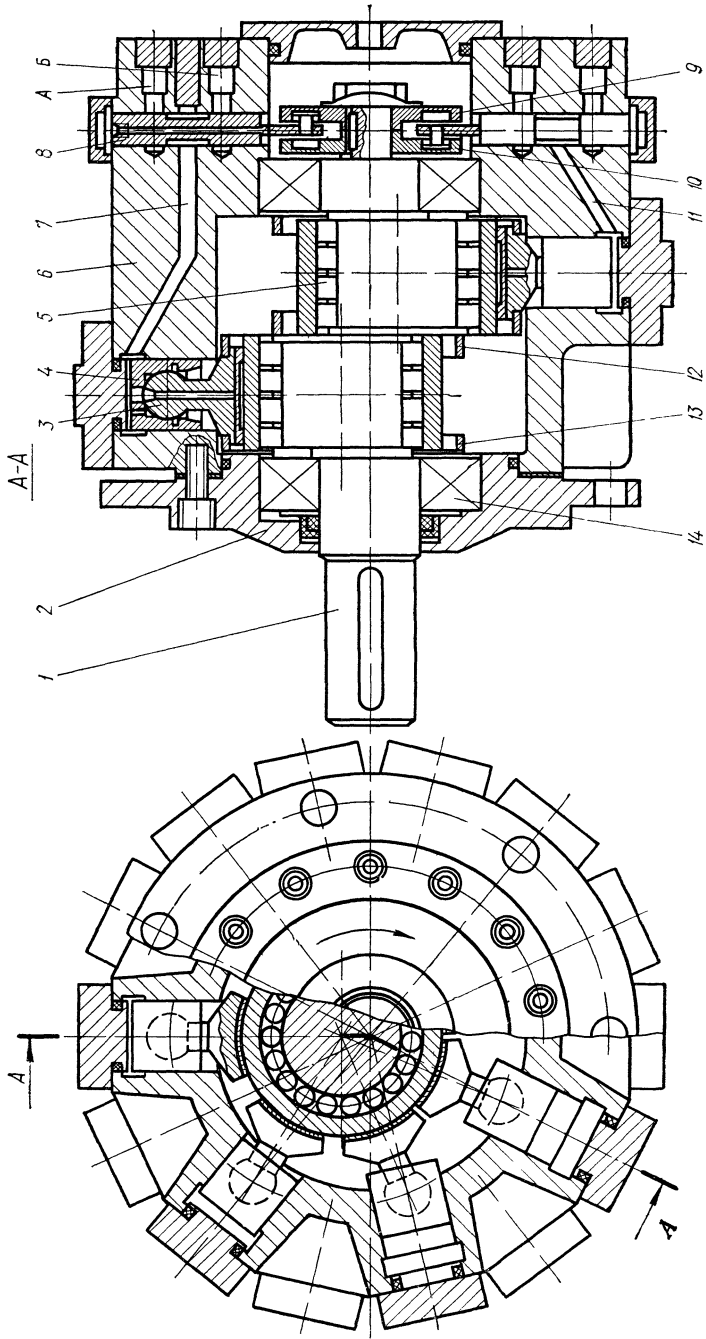


Рис. 24. Конструкция гидрогатора типа МР-Ф

Минимальное число оборотов вала гидромотора находится в пределах $0,05-0,08 \text{ с}^{-1}$. Диапазон регулирования ≈ 150 . К.п.д. (с учетом объемных, гидравлических и механических потерь) составляет $0,9$. Допустимая частота реверса в минуту $8-10$.

Гидромотор высокомоментный радиально-поршневой типа МР (завод-изготовитель «Стройгидравлика», г. Одесса), Гидромотор типа МР имеет звездообразную компоновку. Пять поршневых групп (рис. 25) располагаются радиально относительно центра вала. На валу 1 в створе с поршневыми группами размещен эксцентрик 2 со сферической поверхностью. С эксцентриком в постоянном контакте находятся полые поршни 5. Поршень телескопически соединен с цилиндром 4, упирающимся в сферическую поверхность сегмента 9, который встроен в крышку 8 корпуса 3. Центр сферы сегмента расположен на геометрической оси цилиндра и совпадает с центром вала O_1 . Направляющая 6 обеспечивает строгое центрирование поршня относительно цилиндра. Подвод и отвод жидкости к цилиндру-поршневым группам производится через отверстие 10, которое при помощи каналов в крышке и корпусе соединено с разделительной системой.

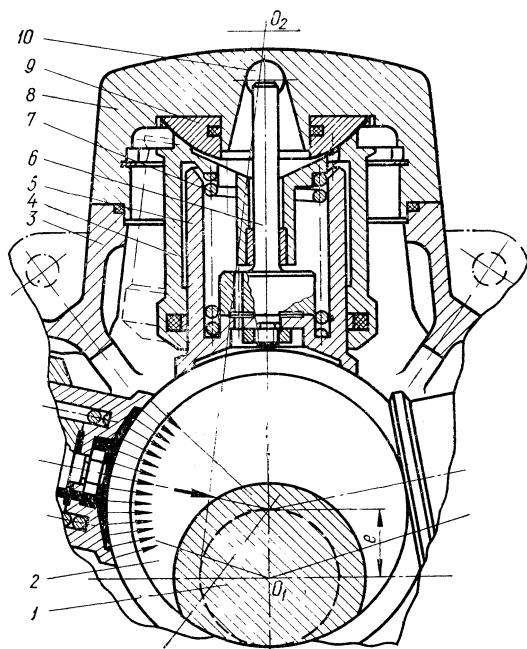


Рис. 25. Гидромотор высокомоментный радиально-поршневой типа МР

Под действием пружины 7 поршень прижат к сферической поверхности эксцентрика, а цилиндр — к сегменту. В зоне подвода рабочей жидкости поршень и цилиндр прижимаются к сферическим поверхностям еще и гидравлической силой, которая передается в основном рабочей жидкостью на сферы, что значительно снижает контактные напряжения в местах контакта поршня с эксцентриком и цилиндра с сегментом.

Под действием результирующей силы на плече e на эксцентриковом вале создается крутящий момент, величина которого определяется формулой (8). Бесступенчатое изменение числа оборотов гидромотора производится регулированием производительности насоса. Допускается как правое, так и левое вращение.

Компактность и надежность в работе являются достоинством машины типа МР. Используются они для вращения механизмов

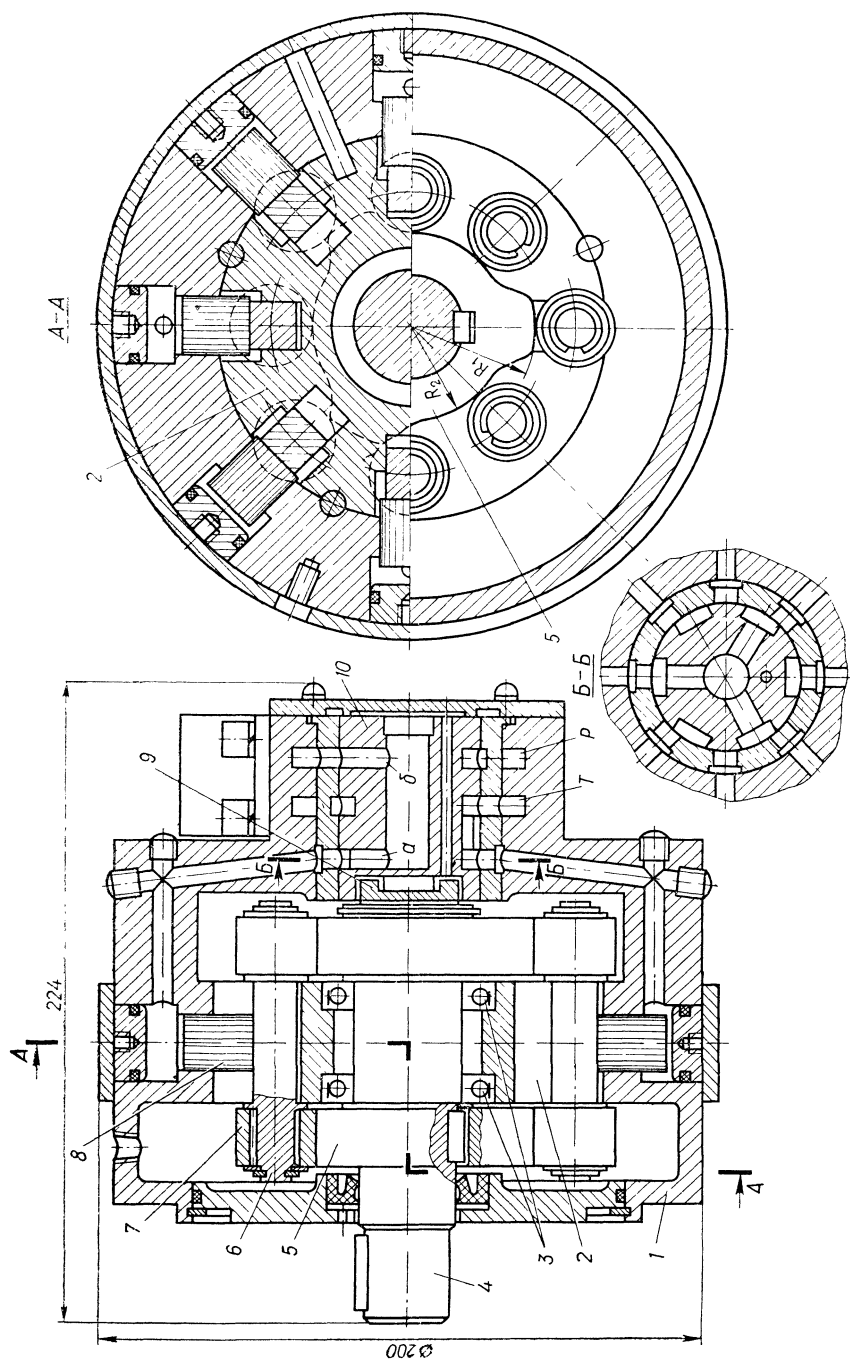


Рис. 26. Гидромотор типа МР (конструкции ВНИИГидропривод)

различных машин — строительных, дорожных, грузоподъемных и других.

Завод «Стройгидравлика» изготавливает семь типоразмеров машин с рабочим объемом от 0,45 до 7,0 л (МР-450, МР-700, МР-1100, МР-1800, МР-2800, МР-4500 и МР-7000). Машины предназначены для работы при номинальном давлении 21 МПа и максимальном в 25 МПа. Допустимы кратковременные (пиковые) давления в 35 МПа.

Минимальная частота вращения вала гидромотора находится в пределах 0,016—0,026 с⁻¹; номинальная — 2,16 с⁻¹ для машины МР-450 и 0,5 с⁻¹ для машины МР-7000.

Гидромотор типа МР конструкции ВНИИГидропривод относится к группе радиально-поршневых машин с золотниковым распределением жидкости (рис. 26). Поршни (или плунжеры) 8 совершают возвратно-поступательное перемещение в радиальном направлении в корпусе 1. Усилие, развиваемое плунжерами, расположенными в напорной зоне гидромотора, воспринимается через оси 6 с роликами 7 двумя профильными кулаками 5 и валом 4. Профиль кулака образован окружностями радиусом R_1 и R_2 и переходными кривыми. При взаимодействии роликов с кулаками, на участках размещения переходных кривых, возникает тангенциальная составляющая сила, создающая момент на выходном валу гидромотора, и нормальная сила, которая воспринимается подшипниками 3 и корпусом через промежуточное кольцо 2.

Распределение жидкости в гидромоторе производится распределительной втулкой 10, которая при помощи муфты 9 соединена с валом гидромотора и поэтому вращается с частотой вала. При помощи радиальных отверстий a и b и продольного паза, выполненного во вращающейся распределительной втулке, попеременно одна из зон гидромотора сообщается с напорной полостью P (насосом), а другая — со сливом T (баком).

Для изменения направления вращения вала гидромотора необходимо полость P подключить к баку, а полость T — к насосу.

Рабочий объем гидромотора типа МР определяется зависимостью

$$q_m = 0,785 k z h d^2,$$

где k — кратность действия гидромотора;

z — число плунжеров;

$h = R_1 - R_2$ — величина радиального перемещения плунжера, см;

d — диаметр плунжера, см.

Так как $k = 3$, а $z = 8$, то

$$q_m \cong 18,8 \cdot 10^{-3} d^2 (R_1 - R_2). \quad (28)$$

Номинальный крутящий момент на валу гидромотора подсчитывают по уравнению (8).

Типоразмерный ряд гидромоторов МР состоит из четырех моделей с рабочим объемом в 0,16, 0,32, 0,80 и 0,125 л, развивающих крутящий момент с учетом k , п. д. при номинальном давлении 10 МПа соответственно 22; 44; 115; 179 Н·м.

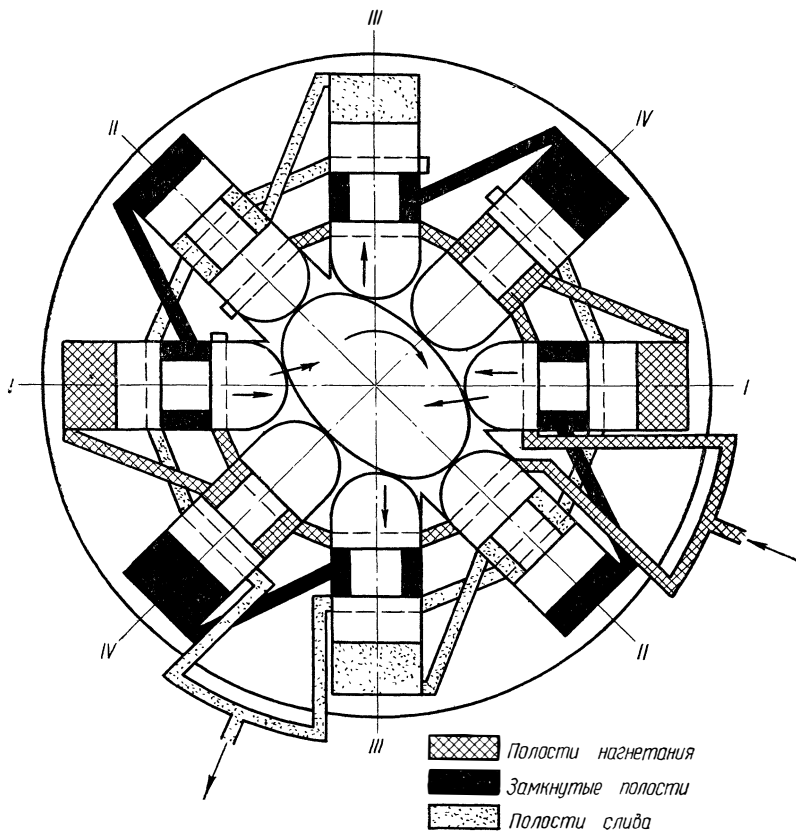


Рис. 27. Гидромотор *Acra Drive* фирмы «Cincinnati»

Гидромоторы этого типа могут быть использованы в широком диапазоне изменения частот вращения выходного вала, причем в приводах, созданных по обычным схемам с дроссельным или объемным регулированием. Они отличаются компактностью, высокими энергетическими показателями и устойчиво работают в зоне низких частот вращения (порядка $0,016—0,066 \text{ с}^{-1}$).

Допускается установка гидромотора в любом положении при условии, что соединение вала исполнительного механизма с валом гидромотора осуществляется через муфту, не передающую осевую или радиальную нагрузку на вал гидромотора.

Принципиальная схема плунжерного гидромотора Acra Drive (фирма Cincinnati, США) показана на рис. 27. Восемь плунжеров, размещенных в неподвижном блоке симметрично, находятся в постоянном контакте с кулачком овального профиля, который закреплен на валу гидромотора. Система распределения жидкости обеспечивает одновременный поджим к кулачку только двух плунжеров (на схеме I пары). Возникающие при этом тангенциальные силы создают вращение кулачка и крутящий момент на валу гид-

ромотора. Одновременно с этим в радиальном направлении перемещаются все плунжеры, создавая последовательное подключение к нагнетательному трубопроводу *II*, *III* и *IV* пар плунжеров. Таким образом, на *I* пару воздействует давление жидкости, *III* пара подключена к сливу, а *II* и *IV* пары находятся в нейтральном положении. В распределении жидкости в гидромоторе участвуют непосредственно плунжеры. Выточки на плунжерах и каналы в неподвижном блоке позволяют последовательно чередовать нагнетание, слив и нейтральное положение.

Прижим плунжеров к кулачку при отсутствии давления осуществляется двояко: пружинами или гидравлическим поджимом (подпором), что несколько усложняет систему управления гидромоторов, так как возникает необходимость в двух давлениях (высокого — для создания крутящего момента и низкого — для поджима плунжеров при подключении их к сливу и переходе через нейтральное положение).

Гидромоторы с двумя группами плунжеров (двухрядные), выпускаемые в США, могут быть включены параллельно или последовательно, для чего предусматривается специальный распределитель. Если обе группы плунжеров подключены параллельно, то при подводе жидкости, соответствующей рабочему объему гидромоторов, его вал совершит один оборот; при последовательном подключении и подводе того же объема жидкости вал гидромотора сделает два оборота.

Характеристика гидромотора: рабочее давление — 3,5 МПа; рабочий объем — 0,36 л; развиваемый крутящий момент 110 Н·м; минимальная частота вращения — 0,001 с⁻¹; диапазон регулирования скорости ~ 10 000; время, затрачиваемое на реверс, 0,0015 с; масса — 62 кг.

Следует отметить, что описанными конструкциями насосов и гидромоторов не ограничивается перечень машин, изготовляемых как отечественными заводами, так и зарубежными фирмами. Существует еще много конструктивных разновидностей насосов и гидромоторов, в которых в качестве вытеснителей жидкости используются поршни, плунжеры, зубчатые колеса, шары и замыкатели или вытеснители другой конфигурации [5].

Например, фирма «Deri» (Англия) специализируется на изготовлении гидромоторов с овальным ротором [5]. Фирмы «Chag — Lunn» (США) и «Danfos» (Дания) выпускают гидромоторы «Orbit Motor», в которых используется принцип планетарного движения зубчатого ротора [5]. Представляют интерес высокомоментные гидромоторы «Staffa», изготовляемые фирмой «Chamberlain Industries» (Англия), и др.

С целью увеличения крутящего момента, развиваемого гидромотором, применяются гидромоторы многократного действия с радиальным расположением плунжеров и профильным статорным кольцом, с которым взаимодействуют плунжеры. В зависимости от конфигурации статорного кольца плунжеры за один оборот ротора совершают несколько рабочих ходов [5].

Глава III

РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ

Скорость поршня и связанного с ним устройства зависит от расхода жидкости в силовом цилиндре в единицу времени и от эффективной площади цилиндра

$$v = \frac{Q}{F}, \quad (29)$$

где Q — расход жидкости;

F — эффективная площадь цилиндра.

Для изменения скорости при поступательном движении существует несколько способов, из которых наиболее распространены объемный и дроссельный.

При объемном способе регулирования скорости расход жидкости в силовом цилиндре устанавливается насосом переменной производительности. В системах, оснащенных насосом постоянной производительности, расход жидкости в цилиндре определяется настройкой дросселирующего устройства.

Выбор способа регулирования скорости зависит от многих факторов, в частности от характера изменения нагрузки, скорости исполнительного механизма, необходимого давления, мощности и др.

1. Объемный способ регулирования скорости

В гидравлической схеме (рис. 28) от регулируемого неререверсивного насоса 1 жидкость направляется к распределителю 3, а от него, в зависимости от расположения золотника в распределителе, к левой или правой полостям цилиндра 4. Предохранение системы от перегрузки выполняется клапаном 2, а небольшой подпор на сливной магистрали устанавливается подпорным клапаном 6.

В данном случае левая полость цилиндра через распределитель подключена к насосу, а первая — к баку. Регулирование скорости производится насосом, за счет изменения величины эксцентриситета, или наклоном шайбы (в насосах аксиально-плунжерных).

В гидравлических агрегатах системы даже при тщательной подгонке подвижных соединений возможно обратное течение жидкости (внутренние утечки). Так, в силовом цилиндре происходит утечка между поршнем и цилиндром, равная $q_{ц}$, в распределителе между полостями, находящимися под разными давлениями, — $q_{р}$, в насосе из полости нагнетания в полость всасывания — $q_{н}$ (рис. 28).

Утечки, главным образом в регулируемом насосе (так как в нем независимо от конструктивных особенностей имеется большое количество подвижных соединений), уменьшают количество жидкости, которое должно было бы поступить от насоса к цилиндру. Поэтому при определенной настройке насоса действительный расход жидкости

$$Q = Q_{т} - q_{у}, \quad (30)$$

где Q_T — теоретическая производительность насоса;

$q_y - q_{ц} + q_p + q_n$ — утечки в агрегатах системы.

Как известно, интенсивность обратного течения жидкости зависит от перепада давления Δp (между рабочими и нерабочими полостями в агрегатах). Эта зависимость имеет линейный характер при зазорах в местах сопряжения порядка 0,02—0,04 мм и Δp не более 6,0 МПа.

Давление p_x в штоковой полости цилиндра во время холостого хода определяется силами трения в цилиндро-поршневой группе и в направляющих исполнительного механизма 5, а также силой, возникающей от противодействия жидкости в штоковой полости цилиндра,

$$p_x = \frac{4\Sigma T}{\pi D^2}, \quad (31)$$

где ΣT — сумма сил от трения и противодействия;

D — диаметр цилиндра.

Во время рабочего хода помимо силы ΣT движению поршня противодействует полезная нагрузка P , поэтому давление в поршневой полости увеличится и составит

$$p_p = \frac{4(\Sigma T + P)}{\pi D^2}. \quad (32)$$

Увеличение давления в системе вызывает более интенсивное обратное течение жидкости, поэтому рабочая скорость окажется меньше скорости холостого хода:

$$v_p = \frac{4(Q_T - q_y)}{\pi D^2} \approx v_x - \frac{4q_y}{\pi D^2}, \quad (33)$$

где v_x — скорость холостого хода.

Для выяснения параметров, от которых зависит величина скорости поршня, введем понятие относительного изменения скорости δ при увеличении нагрузки от ΣT до $\Sigma T + P$:

$$\delta = \frac{v_x - v_p}{v_p}. \quad (34)$$

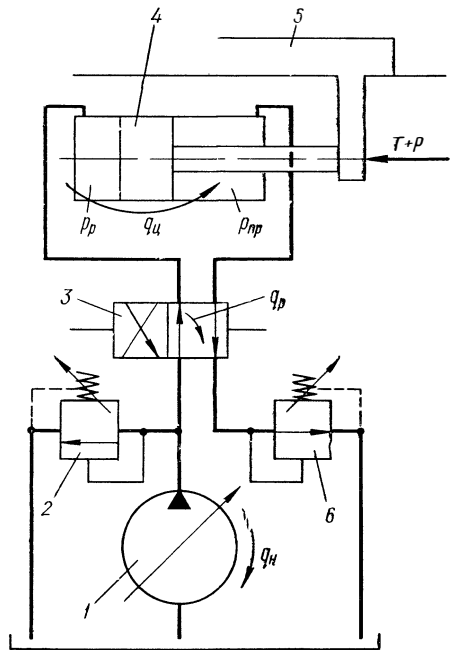


Рис. 28. Принципиальная схема объемного способа регулирования скорости

С некоторым приближением можно считать, что

$$q_y = K\Delta p, \quad (35)$$

где K — удельные утечки (утечки во всей гидросистеме, равные утечкам при перепаде давления $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$), $\frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{МПа}}$;

$$\Delta p = p_p - p_x = \frac{4P}{\pi D^2} — \text{перепад давления, МПа.}$$

Подставив значения всех величин в формулу (34), получим

$$\delta = \frac{16KP}{\pi^2 D^4 v_p}. \quad (36)$$

Пример. Найдём относительное изменение скорости δ в гидросистемах с параметрами:

$K = 0,66 \frac{\text{см}^3/\text{с}}{\text{МПа}} = 0,66 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{МПа}}$ (это примерно равно 4 см^3 в минуту при перепаде давления в $0,1 \text{ МПа}$); $D = 0,1 \text{ м}$;
 $\Delta p = 5 \text{ МПа}$ для рабочих скоростей $v_1 = 0,0001$ и $v_2 = 0,02 \text{ м/с}$.
 Относительное изменение скорости при $v_1 = 0,0001 \text{ м/с}$

$$\delta_1 = \frac{16 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6} \frac{\pi 0,1^2 \cdot 5}{4}}{\pi^2 0,1^4 \cdot 0,0001} \approx 4,2.$$

При $v_2 = 0,02 \text{ м/с}$ относительное изменение скорости $\delta_2 = 0,021$.

Из рассмотренного примера следует, что для получения малой скорости, равной $0,0001 \text{ м/с}$ (это примерно $0,6 \text{ см/мин}$), необходимо насос отрегулировать при холостом перемещении исполнительного механизма на величину

$$v_x = \delta_1 v_1 + v_1 + 4,2 \cdot 0,0001 + 0,0001 = 0,00052 \text{ м/с.}$$

Для скоростей больших $0,02 \text{ м/с}$ влияние утечек на изменение скорости поршня менее ощутимо.

Из анализа работы гидравлической системы с объёмным способом регулирования скорости, анализа формулы (36) и приведенного примера следует, что при малых скоростях и переменных нагрузках перемещение поршня неравномерно из-за учёток (особенно в регулируемом насосе).

Для уменьшения относительного изменения скорости δ следует идти по пути устранения обратного течения жидкости за счёт уменьшения зазоров в сопрягаемых парах или введения надёжных уплотнительных устройств в подвижных соединениях. Благоприятно сказывается увеличение диаметра цилиндра, однако такое решение может оказаться неприемлемым, так как приведет к увеличению габаритов и веса всего механизма.

Следует отметить, что гидросистема с регулируемым насосом даёт возможность бесступенчато изменять скорость (в диапазоне, который оговорен в технической характеристике этих насосов) без

потерь энергии, связанных с отводом избытка жидкости под давлением через предохранительный клапан.

Объемный способ регулирования скорости применяется в протяжных, отрезных, продольно-строгальных, шлифовальных станках портального типа, предназначенных для шлифования станин и громоздких корпусных деталей, в термопластавтоматах, прессах и других машинах. Этот вид регулирования широко применен для вращательного движения.

2. Дроссельное регулирование скорости

В системах с дроссельным способом регулирования производительность насоса, а следовательно, и мощность, потребляемая им, постоянны. Характерным для этого способа является неравенство

$$Q_H > Fv_p, \quad (37)$$

где Q_H — производительность насоса;
 F — эффективная площадь;
 v_p — скорость исполнительного механизма.

При таком условии избыточная часть жидкости от насоса отводится через напорный золотник в бак, не выполнив никакой полезной работы. Расход жидкости в цилиндре определяется настройкой дросселя, который может быть установлен («на входе» в цилиндр, «на выходе» из него и параллельно ему (рис. 29).

В гидросистеме между насосом 1 и распределителем 3 установлен дроссель 5, от настройки которого зависит скорость поршня в цилиндре 4 (рис. 29, а). Если сохранено условие (37), то избыток жидкости отводится через напорный золотник 2, а при этом в на-

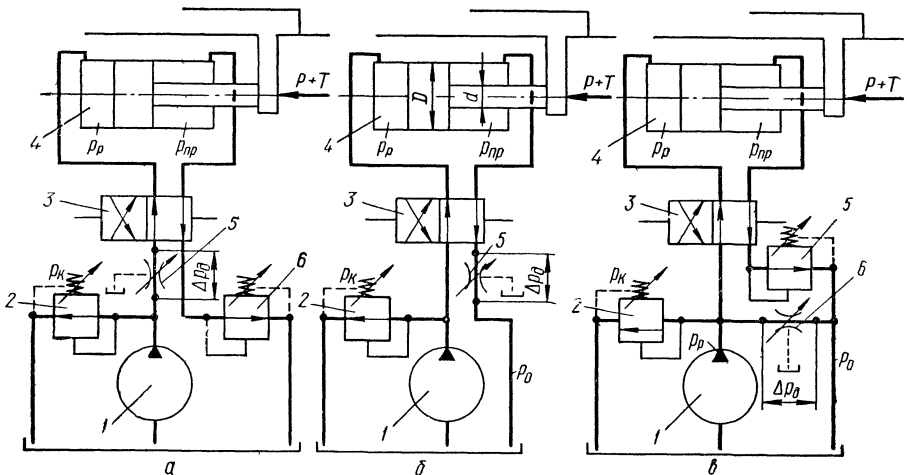


Рис. 29. Принципиальная схема с дроссельным способом регулирования скорости: а — дроссель подключен «на входе»; б — дроссель подключен «на выходе»; в — дроссель расположен параллельно силовому цилиндру

гнетательной полости насоса и перед дросселем удерживается постоянное давление, соответствующее настройке клапана 2. Для стабилизации сил трения на сливной магистрали установлен подпорный клапан 6 (или демпфер), создающий противодействие $p_{\text{пр}}$ в нерабочей полости цилиндра. Давление подпора не должно быть больше 0,2—0,3 МПа.

Рассмотрим работу этой системы и выясним, как влияет на скорость поршня изменение полезной нагрузки при неизменной настройке дросселя.

Давление перед дросселем 5 определяется настройкой напорного золотника 2 и равно p_k . Давление жидкости в левой полости цилиндра p_p пропорционально полезной нагрузке P . Если нагрузка изменяется, то изменяется и величина рабочего давления в цилиндре.

С некоторым приближением, если не учитывать потерь в магистрали между дросселем и цилиндром, можно считать, что давление после дросселя равно p_p , а перепад давления в дросселе $\Delta p_d = p_k - p_p$ в данном случае не является величиной стабильной, так как в правой части этого равенства при постоянной величине p_k давление p_p переменное. Из установленного выходит, что с изменением полезной нагрузки изменяется перепад давления Δp_d в дросселе, а следовательно, и расход жидкости через дроссель при данной его настройке.

В гидравлической системе (рис. 29, б) дроссель 5 подключен на сливной магистрали после распределителя 3. Скорость поршня определяется объемом жидкости, который вытесняется из штоковой полости цилиндра 1 через дроссель в бак.

Проанализируем работу этой системы и установим, как влияет изменение нагрузки на скорость поршня.

Из условия равновесия поршня силового цилиндра 4

$$0,785 p_p D^2 = 0,785 p_{\text{пр}} (D^2 - d^2) + P + T, \quad (38)$$

откуда противодействие в штоковой полости цилиндра

$$p_{\text{пр}} = \frac{0,785 p_p D^2 - P - T}{0,785 (D^2 - d^2)}. \quad (39)$$

Если сохраняется условие, при котором производительность Q_n насоса больше расхода Q_p жидкости в системе, то давление p_p в процессе работы не изменяется и соответствует настройке напорного золотника p_k . Силы трения T для данного механизма почти неизменны. Так как по условию P величина переменная, то из уравнения (39) следует, что противодействие $p_{\text{пр}} = f(P)$, т. е. изменяется при колебаниях нагрузки.

При некотором допущении давление перед дросселем может быть равно $p_{\text{пр}}$, а после дросселя — равно почти атмосферному p_0 . Поэтому перепад давления в дросселе $\Delta p_d = p_{\text{пр}} - p_0$ при подключении дросселя «на выходе» является величиной переменной. Следовательно, переменным будет расход жидкости через дроссель и скорость поршня.

В схемах (рис. 29, а и б) насос работает при постоянном давлении независимо от характера движения и нагрузки, поэтому к. п. д. системы изменяется, но всегда меньше, чем при объемном способе регулирования. Так как производительность насоса выше расхода жидкости в системе, то утечки мало влияют на кинематическую жесткость системы (на скорость поршня).

На рис. 29, в показан третий возможный способ подключения дросселя в систему. Поток жидкости, идущий от насоса 1, разделяется по двум направлениям: к цилиндру 4 через распределитель 3 и дроссель 6, который установлен в ответвлении параллельно силовому цилиндру. Скорость поршня, как и в системах, показанных на рис. 29, а и б, определяется настройкой дросселя 6. При закрытом дросселе скорость поршня максимальна; по мере открытия щели в дросселе часть жидкости начинает поступать в бак, а скорость поршня соответственно уменьшается. Если при полном открытии дросселя сопротивление, оказываемое им и магистралью после дросселя, меньше, чем в цилиндро-поршневой группе и клапане 5, то вся жидкость от насоса будет отводиться через дроссель в бак и поршень остановится.

При указанном расположении золотника в распределителе 3 к насосу подключена поршневая полость цилиндра, давление в которой определяется нагрузкой $P + T$. Если нагрузка в процессе работы изменяется, то перепад давления в дросселе $\Delta p_0 = p_p - p_0$ будет зависеть от нагрузки. Следовательно, расход жидкости через дроссель и скорость поршня изменяются.

Клапан 2 в системе (рис. 29, В) включается в работу эпизодически, в моменты перегрузок, выполняя, таким образом, только функцию предохранительного устройства.

Мощность, потребляемая насосом, и давление в полости нагнетания пропорциональны полезной нагрузке, поэтому гидросистема с дросселем, установленным параллельно силовому цилиндру, экономичней систем с дросселем «на входе» и «на выходе», так как к. п. д. ее выше.

Из анализа работы гидравлических систем с дроссельным способом регулирования скорости следует, что, независимо от места расположения дросселя, не обеспечивается постоянство скорости поршня при неизменной настройке дросселя, если нагрузка в процессе работы изменяется. Объясняется это нестабильным перепадом давления в дросселе.

Из трех рассмотренных гидравлических систем в станках в основном применяются схемы с дросселем «на входе» и «на выходе».

Аналитические исследования и эксперименты, проведенные А. Осецким [34] для сравнения схем с дросселем «на входе» и «на выходе», показали, что эти схемы равнозначны. Равномерность же скорости в системе с дросселем в ответвлении зависит не только от полезной нагрузки, но и от скорости движения поршня.

Для стабилизации скорости поршня в механизмах подачи металлорежущих станков и других машин, где на поршень действуют переменные нагрузки, применяется дроссель с регулятором, ко-

торый поддерживает перепад давления в дросселе на постоянном уровне.

К. М. Великанов и Н. В. Решетихин [13], анализируя зависимость экономической эффективности объемного и дроссельного гидропривода в металлорежущих станках от мощности, пришли к выводам, что, несмотря на малые капиталовложения при создании системы с дроссельным регулированием, целесообразно их применять для малой мощности в пределах до 2000—3000 Вт, при мощности привода до 5000 Вт народнохозяйственные расходы, обусловленные использованием гидропривода с объемным и дроссельным регулированием скорости в станках, существенно не отличаются по величине; при большей мощности привода разница в расходах за год существенно уменьшается для гидропривода с объемным регулированием.

В последнее время, в связи с необходимостью уменьшения нагрева рабочей жидкости в гидросистемах агрегатных полуавтоматов, гидросистемах шлифовальных и прецизионных станков, следует считать прогрессивным применение регулируемых насосов при малой мощности до 3000 Вт с автоматическим регулированием их производительности [17]. Гидросистемы с дроссельным регулированием в подобных случаях, как правило, оснащаются дополнительными установками для стабилизации температуры рабочей жидкости.

При проектировании гидравлических систем с дроссельным способом регулирования скорости следует иметь в виду, что при малых расходах жидкости через дроссель (50—80 см³/мин) происходит снижение его пропускной способности из-за засорения проходного сечения. Это приводит к уменьшению скорости рабочего органа, снижению производительности и изменению шероховатости поверхности при обработке деталей на станках.

Для устранения засорения необходимо, с одной стороны, предусмотреть в гидросистеме тщательную фильтрацию масла. С другой стороны, как показывают экспериментальные данные, а также эксплуатация гидрофицированных машин, большое значение имеет конструкция дросселя, форма проходного сечения которого должна обеспечить минимальную его засоряемость. Наиболее благоприятным профилем проходного сечения в дросселе является круг или квадрат, а менее благоприятным — четырехугольник с большим отношением сторон или кольцо.

Не менее важным требованием к дросселирующим устройствам является обеспечение минимальных колебаний расхода с изменением температуры рабочей жидкости, особенно при малых проходных сечениях в дросселе. Теоретически, чем короче в дросселе длина дросселирующего канала по сравнению с его сечением, т. е. чем больше дроссель приближается по своему типу к диафрагме, тем меньше сказывается изменение температуры на его расходной характеристике.

Объясняется это тем, что в дросселе диафрагменного типа или в дросселях, близких по своим конструктивным особенностям к диа-

фрагмам, значительная часть энергии расходуется на сообщение частицам жидкости скорости и лишь в незначительной степени на преодоление сил вязкости. В дросселях такого типа путь, на котором происходит трение частиц жидкости, сокращен до минимума, а поэтому влияние изменения температуры жидкости на расходную характеристику минимально. Эти положения хорошо согласуются с экспериментами, которые были проведены в ЭНИМСе И. З. Зайченко и Н. В. Васильевым [19] и в СКБ-1 Л. С. Броном [11].

В дросселях игольчатого типа с эксцентричной выточкой и других конструкциях с большой длиной дросселирующего канала изменение температуры масла влияет на расходную характеристику.

Для любого типа дросселя расход * жидкости через дроссельные золотники определяется по формуле

$$Q = \mu f \Delta p^m \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (40)$$

где μ — коэффициент расхода;
 f — площадь отверстия;
 $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления (p_1, p_2 — давление соответственно до дросселя и после него);
 m — показатель степени;
 g — ускорение силы тяжести;
 γ — удельный вес жидкости.

Если дросселирующим устройством является отверстие малой длины, то коэффициент расхода μ зависит от сжатия ϵ струи на входе и неравномерности распределения скорости в сжатом сечении струи, характеризуемым коэффициентом скорости ϕ .

В монографиях и справочных пособиях по гидроприводу, в частности у проф. Е. М. Хаймовича [42] и Р. Д. Аврутина [2], указывается, что при истечении жидкости через отверстия с отношением $\frac{l}{d} \leq 0,5$ (l — длина отверстия вдоль потока, d — диаметр отверстия), а также для небольших квадратных, прямоугольных и многоугольных отверстий $\phi = 0,97$; $\epsilon = 64$, откуда значение коэффициента расхода $\mu = \phi \epsilon = 0,62$.

Теоретическое определение коэффициентов ϵ и ϕ , а следовательно, и μ , представляет известные трудности. Коэффициент расхода для круглого отверстия с острыми кромками на входе зависит от числа Рейнольдса и эта зависимость особенно проявляется при малых величинах Re . В турбулентном движении влияние числа Re на те же коэффициенты становится незначительным, особенно при $Re > 10000$. Так как число Re зависит от расхода, диаметра проходного сечения (или величины смоченного периметра), а также от кинематической вязкости жидкости, то эта величина мала для малых расходов.

* Для определения расхода жидкости через дроссельные золотники следующего привода можно рекомендовать формулу В. А. Лещенко [27].

При разработке новых конструкций дросселей моделей Г77-31В, Г77-31Б, Г77-13А, Г77-31, Г77-11 (ЭНИМС) коэффициент расхода для каждого дросселя, несмотря на то что характер проходного отверстия во всех случаях был идентичен, определялся экспериментально и соответствовал 0,86; 0,77; 0,78; 0,68 и 0,77.

Совместные опыты автора и инж. И. А. Голинского по определению расходных характеристик дросселей, близких к диафрагменному типу с проходным сечением в виде равнобедренного треугольника, показали, что данные эксперимента отличаются от данных, которые получают по формуле (40) при коэффициенте $\mu = 0,62$.

Очевидно, коэффициент расхода μ для дросселей с профилем отверстия, отличным от классической диафрагмы с круглым отверстием, необходимо определять экспериментально.

Расход жидкости через дроссель, как видно из формулы (40), зависит также от Δp^m , где m — показатель степени, зависящий от конструкции дросселя; $m = 0,5 \div 1,0$.

Гидросистема, имеющая дроссель с характеристикой

$$Q = \mu_1 f (p_1 - p_2) \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (41)$$

дает максимально возможные изменения скорости перемещения поршня с изменением нагрузки, а гидросистема, имеющая дроссель с характеристикой

$$Q = \mu_2 f \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma}} 2g, \quad (42)$$

— минимальные. Поэтому при проектировании дросселирующих устройств в механизмах малых подач, где требуется к тому же равномерная подача, следует ориентироваться на дроссель, близкий к диафрагменному типу, у которого $m \cong 0,5$.

Показатель степени m определяется логарифмированием уравнения (40), отнесенного к двум значениям расхода и к соответствующим этим расходам перепадам давлений Δp [19]:

$$m = \frac{\lg Q_2 - \lg Q_1}{\lg \Delta p_2 - \lg \Delta p_1}, \quad (43)$$

где Q_1 — расход при перепаде Δp_1 ;

Q_2 — расход при перепаде Δp_2 .

Действительная величина перепада давления, как показано в опытах Б. Н. Сиова [39], зависит от протяженности дросселирующего отверстия.

При истечении жидкости через круглое сечение тонкой шайбы (рис. 30, а) наблюдается сжатие струи. Считают, что наиболее сжатое (наименьшее) сечение отстоит примерно на $0,5 d$ и оказывается окруженным со всех сторон средой с противодействием.

Если жидкость течет через цилиндрическое отверстие большой протяженности, то также наблюдается сужение струи на каком-то расстоянии от входа, а затем происходит ее расширение (рис. 30, б).

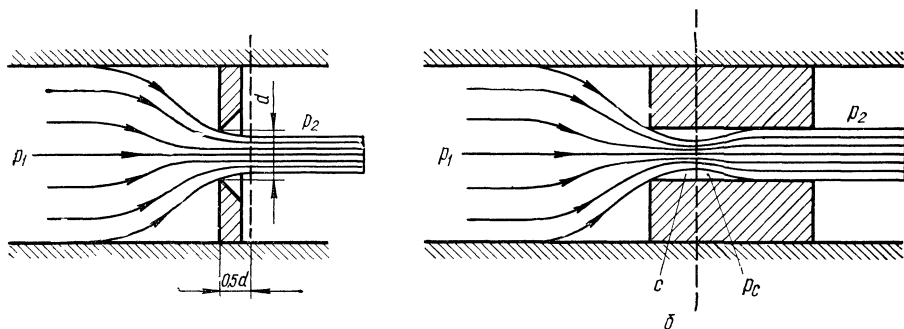


Рис. 30. Истечение жидкости через круглое сечение:
 а — через диафрагму; б — через отверстие большой длины

Таким образом, струя со стенками отверстия образуют кольцевую полость c , изолированную от противодействия p_2 .

Теоретически и экспериментально Б. Н. Сиов доказал существование полости c при истечении жидкости через насадки с отверстием большой протяженности (в эксперименте Б. Н. Сиова $\frac{l}{d} = 4$), а также с противодействием p_c , которое меньше p_2 , а поэтому расход через отверстие для случая, показанного на рис. 30, б, определяется зависимостью

$$Q_1 = \mu f \sqrt{\frac{p_1 - p_c}{\gamma}} 2g. \quad (44)$$

3. Регулирование скорости гидромоторов

Гидравлическая передача вращательного движения состоит из генератора энергии (насоса) и потребителя этой энергии (гидромотора) нередко той же конструкции и той же величины. В насосе механическая энергия преобразуется в энергию потока рабочей жидкости и направляется к гидромотору, где преобразуется в механическую энергию. После отдачи энергии жидкость возвращается в бак. Передача, работающая на этой основе, называется *открытой*. В отличие от нее существуют передачи *замкнутые*, в которых определенное количество жидкости постоянно циркулирует между насосом и гидромотором. Утечки в этом случае компенсируются или из дополнительного бака небольшой емкости, или от насоса небольшой производительности.

В систему привода в зависимости от назначения для вращения помимо насоса и гидромотора входят различные вспомогательные устройства, например, предохранительные клапаны, фильтры, распределители, обратные клапаны и др.

Регулирование числа оборотов выходного вала гидромотора производится чаще всего изменением объема жидкости, поступающей от насоса. В общем случае теоретическая производительность насоса

$$Q_H = q_H n_H e_H, \quad (45)$$

а расход жидкости в гидромоторе

$$Q_{\Gamma} = q_{\Gamma} n_{\text{H}} e_{\text{H}}, \quad (46)$$

где q_{Γ} и q_{H} — соответственно удельная производительность насоса и расход жидкости в гидромоторе при максимальной величине регулирования;

n_{H} и n_{Γ} — число оборотов насоса и гидромотора;

e_{H} и e_{Γ} — параметры регулирования насоса и гидромотора.

Величины q и e для насоса и гидромотора зависят от конструктивных особенностей устройств. Если насос и гидромотор лопастного или радиально-поршневого типа, то удельный расход зависит от величины эксцентриситета, т. е. относительного расположения оси ротора по отношению к оси статора. Для насосов и гидромоторов с осевым расположением поршней удельная производительность или удельный расход являются функцией угла наклона шайбы (диска) относительно оси выходного вала [5].

Предполагая, что привод идеальный ($Q_{\text{H}} = Q_{\Gamma}$), можно записать:

$$i = \frac{n_{\text{H}}}{n_{\Gamma}} = \frac{q_{\Gamma} e_{\Gamma}}{q_{\text{H}} e_{\text{H}}}, \quad (47)$$

т. е. передаточное отношение привода зависит от параметров регулирования насоса и гидромотора и от отношения удельных характеристик.

Изменение числа оборотов гидромотора достигается либо изменением параметров регулирования только насоса или только гидромотора, либо регулированием обоих устройств. В последнем случае имеются две возможности: первая, когда параметры обоих устройств изменяются в определенной последовательности, и вторая, когда параметры изменяются одновременно для обоих устройств.

Идеальная характеристика в случае регулирования передачи за счет изменения параметров насоса показана на рис. 31, а. При постоянном числе оборотов насоса изменение регулировочного параметра в нем будет вызывать линейное изменение производительности, а следовательно, числа оборотов гидромотора и мощности передачи.

Крутящий момент M_{Γ} на валу гидромотора зависит от внешней нагрузки, однако при постоянном удельном расходе жидкости в гидромоторе будет неизменным на всем диапазоне регулирования насоса. Это характерно для данного способа регулирования, поэтому приводы с регулируемым насосом называются передачами с *регулируемым при постоянном моменте*.

Если в передаче регулируемым является гидромотор, а насос обладает постоянной производительностью, то при неизменном числе оборотов насоса момент на валу гидромотора изменяется линейно (рис. 31, б), а вал гидромотора будет вращаться по гиперболическому закону. Мощность, развиваемая гидромотором в этом

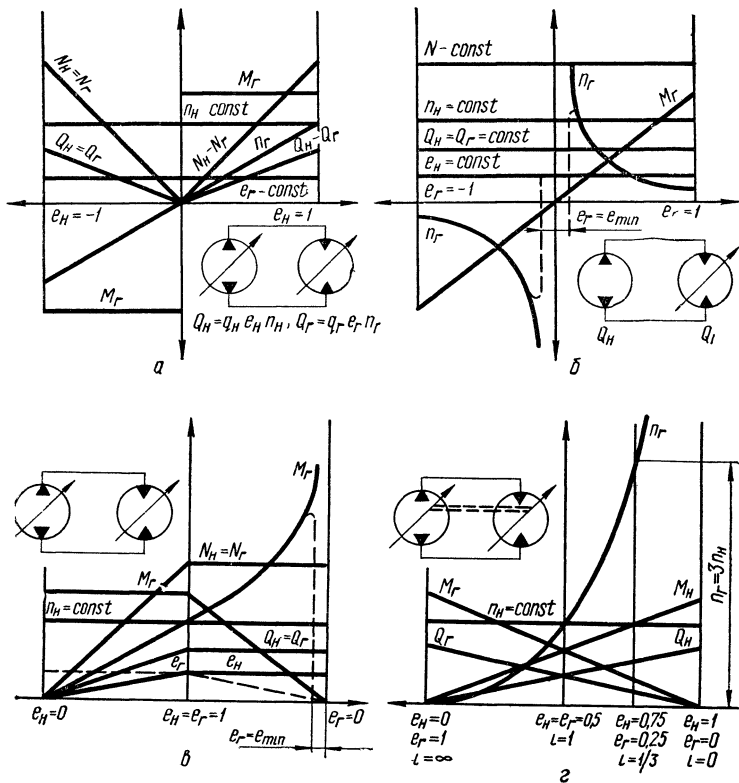


Рис. 31. Идеальные характеристики гидравлических передач, регулируемых при изменении параметров машин:
 а — насоса; б — гидромотора; в — насоса и гидромотора (независимое); г — насоса и гидромотора (одновременно)

случае, будет постоянной на всем диапазоне регулирования. Передачи такого рода носят название передач с регулированием при постоянной мощности.

Следует иметь в виду, что гидропередача с постоянной мощностью не может быть осуществлена на всем диапазоне регулирования от $-e$ до $+e$ из-за возникновения больших сопротивлений при реверсировании.

С уменьшением эксцентриситета (или другого параметра регулирования, например угла поворота шайбы в гидромоторах с осевым расположением поршней) в гидромоторе число оборотов выходного вала теоретически растет до бесконечности, практически же до определенной величины, которая ограничивается моментом, необходимым для преодоления в основном механических сопротивлений в гидромоторе.

Передача с регулированием при постоянной мощности применяется для диапазона регулирования от $e_r = e_{min}$ до $e_r = 1$. Практически

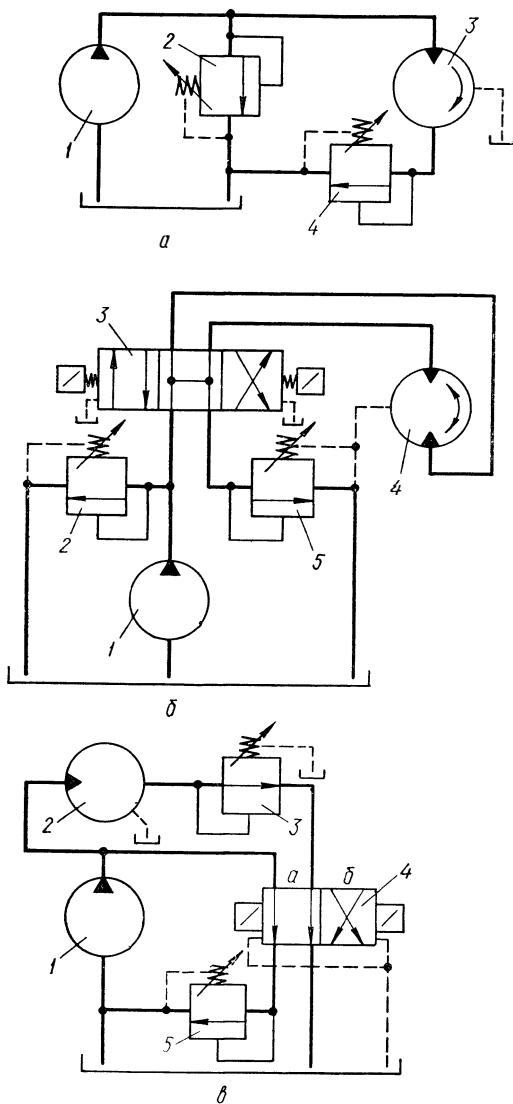


Рис. 32. Принципиальные схемы подключения в систему гидромоторов (открытые передачи)

диапазон регулирования для постоянной мощности обычно не превышает 1—2,5.

На рис. 31, в показана идеальная характеристика передачи с регулируемым насосом и гидромотором, причем оба агрегата имеют независимое регулирование. Увеличение числа оборотов вала гидромотора обычно производится вначале за счет изменения параметров насоса до максимальной величины, а затем за счёт регулирования параметров в гидромоторе. Как видно из рис. 31, в, идеальная характеристика передачи возникла в результате сочетания характеристик передач (рис. 31, а и б).

Возможна также передача, в которой параметры регулирования насоса и гидромотора изменяются одновременно при помощи механических связей.

Схема и характеристика такого привода приведены на рис. 31, г. Если параметр регулирования насоса растет, то одновременно с этим уменьшается параметр регулирования в гидромоторе.

Передаточное отношение такой идеальной передачи изменяется от нуля до бесконечности. При по-

стоянном числе оборотов насоса частота вращения выходного вала гидромотора растет от нуля при $e_H=0$ и до бесконечности при $e_H=1$. Если $e_H=e_r$, то $n_H=n_r$.

В зависимости от режима работы исполнительного механизма в практике машиностроения получили применение различные схемы подключения гидромотора в систему.

Примеры открытых передач с насосом постоянной производительности приведены на рис. 32.

Насос 1 непосредственно подключен к гидромотору 3 (рис. 32, а). Клапан 2 предохраняет систему от перегрузки, клапан 4 выполняет функцию подпорного золотника. Его пружина настраивается на небольшое давление, например, для гидромоторов типа МГ-15 — до 0,2 МПа. Гидромотор вращается с постоянной скоростью только в одном направлении.

Для получения разностороннего вращения выходного вала гидромотора в схеме между насосом 1 и гидромотором 4 установлен распределитель 3 (рис. 32, б). Подпорное давление в гидромоторе независимо от направления вращения его вала создается клапаном 5. Остановка гидромотора с одновременным переключением насоса в бак произойдет при установке золотника распределителя 3 в среднее положение (как показано на схеме). От перегрузки систему предохраняет клапан 2.

В схеме, показанной на рис. 32, в, вал гидромотора 2 вращается тогда, когда золотник распределителя 4 находится в положении а. При непосредственном подводе жидкости к гидромотору от насоса 1 давление в системе ограничивается клапаном 5, который через распределитель 4 подключен к насосу. Отвод жидкости от гидромотора в бак происходит через подпорный клапан 3 и распределитель. Остановка гидромотора с одновременным переключением насоса на разгрузочный режим произойдет при переключении золотника в распределителе в положение б.

В схеме (рис. 33) предохранение гидромотора и подпорное давление на сливной магистрали от гидромотора создается соответственно клапанами 2 и 4 типа Г52 (во втором исполнении). Применение трехпозиционного распределителя 5 с минимальной расходной характеристикой позволяет работать без подпора, когда клапан 4 переведен на разгрузочный режим. Это происходит, когда золотник в распределителе находится в положении а, и с торможением в момент остановки гидромотора 3, когда насос 1 переключается в бак при переводе золотника в распределителе 5 в положение б. При средней установке золотника в распределителе клапаны 2 и 4 переводятся на работу в режиме разгрузки, при котором жидкость от насоса отводится в бак через клапан 2, а гидромотор разгружается почти полностью от противодавления. В гидравлических приводах транспортных и грузоподъемных машин получили применение системы с закрытой циркуляцией жидкости.

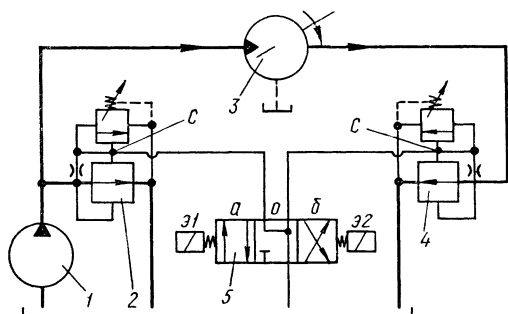


Рис. 33. Открытая передача, управляемая распределителем

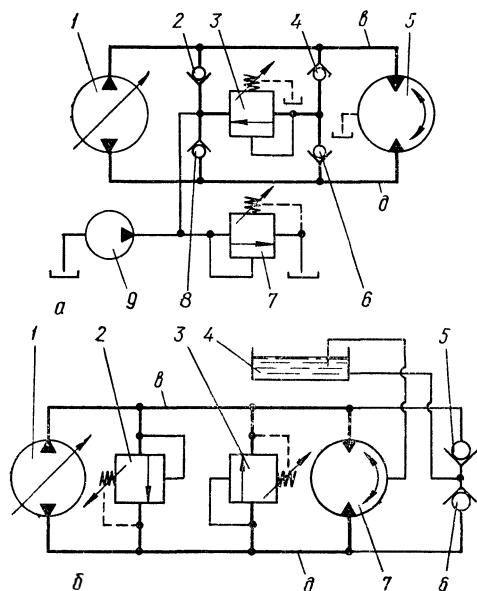


Рис. 34. Принципиальные схемы замкнутых передач

Регулирование частоты вращения вала гидромотора и реверсирование в приведенных системах (рис. 34, а и б) производятся насосом. Предохранение системы (рис. 34, а) осуществляется клапаном 3, взаимодействующим с обратными клапанами 4 и 6 независимо от направления потока жидкости в замкнутом контуре между насосом 1 и гидромотором 5. В момент перегрузки жидкость циркулирует по контуру 1—4—3—8—1, если под давлением находится магистраль *b*, и по контуру 1—6—3—2—1, если под давлением будет магистраль *д*. Восстановление объема жидкости в замкнутой системе (подпитка) производится вспомогательным насосом 9 через обратные клапаны 2

или 8. Напорный золотник 7 при насосе 9 обычно настраивается на давление 0,3—0,5 МПа.

В передаче (рис. 34, б) система предохраняется клапаном 2, когда под давлением находится магистраль *в*, и клапаном 3 при давлении в магистрали *д*. Для подпитывания предусмотрены обратные клапаны 5 и 6, которые соответственно подключены к магистралям *в* и *д*, соединяющие насос 1 с гидромотором 7, и к баку 4 малой емкости. Так как утечки от гидромотора отводятся в бак 4, то пополнять его жидкостью приходится сравнительно редко.

Для реверсирования вала гидромотора применяются также распределители. Процесс реверсирования вала гидромотора распределителем происходит при постоянном давлении и быстрее, чем при реверсировании статора насоса. При реверсировании статором давление в системе непрерывно изменяется.

4. Получение малых расходов жидкости

В станках, предназначенных для окончательной обработки поверхностей, например, в шлифовальных, отделочно-расточных, хонинговальных, где перемещение стола или инструмента осуществляется гидравлическими устройствами, нередко возникает необходимость в получении малых и равномерных подач. Применяемые для этой цели дроссели с регулятором типа Г55-2 (или Г55-3) надежно обеспечивают расход жидкости без «заврашивания» проход-

ной щели в дросселе при расходах 100—120 см³/мин. При меньших расходах нарушается постоянство подачи (постоянство расхода) вплоть до полного ее прекращения.

Получение постоянной и малой подачи (порядка 4—6 мм/мин) становится задачей трудной*. В этом случае, особенно при небольшом диаметре цилиндра, площадь проходного сечения в дросселе настолько мала, что равномерность движения не обеспечивается, если не будут приняты специальные меры.

Рассмотрим этот вопрос несколько подробнее.

Теоретический расход жидкости через щель дросселя

$$Q_T = v f,$$

а скорость протекания жидкости через щель

$$v = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}},$$

где f — площадь щели в дросселе, мм²;

Δp — перепад давления в дросселе, МПа;

γ — удельный вес жидкости, Н/м³;

g — ускорение силы тяжести, м/с².

При $\Delta p = 0,2$ МПа $\gamma = 900 \cdot 10^{-5}$ Н/м³

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 981 \cdot 2 \cdot 10^4}{900}} \approx 20,8 \text{ м/с.}$$

Проходное сечение в дросселе, сделанное в виде узкой щели, обеспечивает, как показал опыт, более чувствительное регулирование расхода жидкости. Ширину щели с целью уменьшения засоряемости рекомендуется изготовлять не менее 0,2 мм. В установленном (обычно перед дросселем) фильтре пластинчатого типа зазор между пластинками составляет 0,1 мм. Поэтому частицы грязи, проходящие через фильтр, безусловно пройдут через дроссель, не вызывая при этом нарушений равномерности скорости подачи. По этим же причинам длина щели в дросселе не должна быть меньше 0,2 мм.

Таким образом, минимальная площадь проходного сечения в дросселе

$$f = bl = 0,2 \cdot 0,2 = 0,04 \text{ мм}^2.$$

Отсюда получаем теоретический расход масла через щель дросселя

$$Q_T = \frac{20,8}{100} \cdot 0,04 \cdot 100 \cong 0,8 \text{ см}^3/\text{с} \quad (50 \text{ см}^3/\text{мин}).$$

На рис. 35 показан график зависимости скорости подачи от диаметра цилиндра для дросселя с проходным сечением $f = 0,04$ мм².

* Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. М., Машгиз, 1961, 123 с.

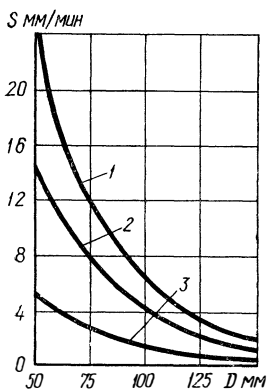


Рис 35. Зависимость скорости поршня от диаметра цилиндра при расходе жидкости через дроссель
 1 — 50 см³/мин; 2 — 30 см³/мин; 3 — 18,9 см³/мин

Для получения малых подач (порядка 4 мм/мин) необходимо иметь цилиндр с $D = 125 \div 130$ мм, что в ряде случаев неприемлемо.

Для получения малых подач (менее 10 мм/мин), при сравнительно небольших размерах цилиндра, в станках отделочно-расточных применяются устройства с подвижным упором [10], в станках агрегатных используется демультипликатор [11]. Некоторые зарубежные фирмы для этой цели применяют вращающиеся дроссели [4, 10]. Применение дополнительных и оригинальных устройств существенно усложняет механизм подачи.

На рис. 36 показан элемент схемы, состоящий из нормализованных аппаратов, которыми обеспечиваются малые расходы и тонкое регулирование расхода жидкости.

Как известно, расход жидкости Q через дроссель с учетом потерь на трение и изменения направления потока определяется зависимостью

$$Q = kf\sqrt[m]{\Delta p}, \quad (48)$$

где Δp — перепад давления в дросселе;

f — площадь щели в дросселе;

m — показатель степени; $m = 0,5 \div 0,6$;

k — коэффициент, зависящий от свойств рабочей жидкости и перепада давления.

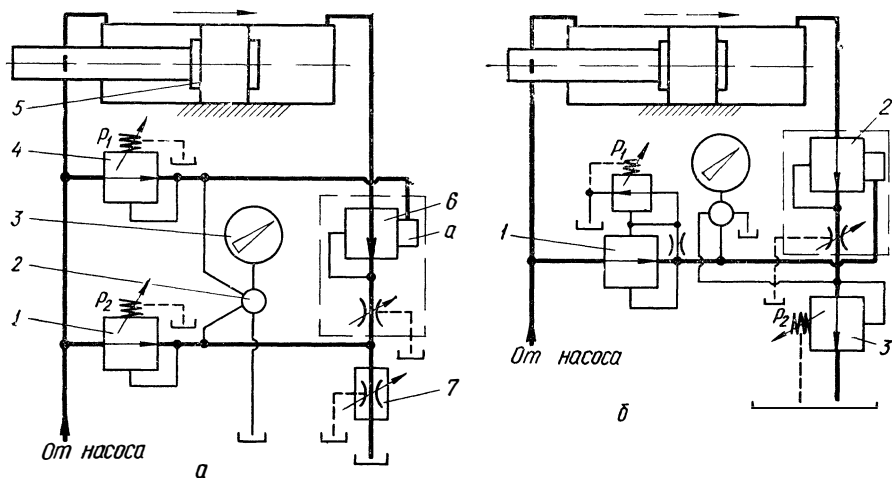


Рис. 36 Элементы схем, которыми обеспечивается тонкое регулирование расхода жидкости в пределах малых величин

Опыт эксплуатации дросселей с регулятором типа Г55 показал, что они обладают малой чувствительностью в зоне минимальных расходов; незначительное угловое смещение рукоятки дросселя приводит к большим изменениям площади щели f в нем, а следовательно и расхода жидкости.

Из формулы (48) следует, что регулировать расход жидкости можно также за счет изменения Δp (рис. 36, а). В аппарате б удалена нерегулируемая пружина, расположенная в полости а над золотником регулятора, перекрыто отверстие, соединяющее эту полость со сливом и к полости а подведена магистраль от редуционного клапана 4 типа Г57.

Редуционные клапаны 1 и 4 подключены параллельно к магистрали, идущей от насоса. Выходная магистраль от клапана 1 подведена к трубопроводу, расположенному между дросселем регулятора б и дросселем 7.

Если клапан 4 настроен на давление p_1 большее, чем p_2 (величина настройки клапана 1), то разность $p_1 - p_2 = \Delta p$ создает перепад давления в дросселе регулятора б. Эта величина может изменяться за счет регулирования жесткости пружины одного из редуционных клапанов.

Для настройки редуционных клапанов в системе необходимо предусмотреть образцовый манометр 3 и золотник подключения манометра 2.

Во время испытания этой системы на стенде (в лаборатории гидропривода ОПИ), а также в отделочно-расточном станке дроссель в регуляторе настраивался на расход $Q = 100 - 120 \text{ см}^3/\text{мин}$ при перепаде давления $\Delta p \cong 0,2 \text{ МПа}$, причем $p_1 = 1 \text{ МПа}$, а $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$. В дальнейшем изменение Δp производилось регулировкой только одного редуционного клапана.

При перепаде давления в дросселе $\Delta p = 0,075 \text{ МПа}$ получена стабильная скорость поршня в цилиндре диаметром 11 см, равная 4 мм.

На рис. 36, б показана несколько упрощенная схема, которая также может быть использована для тонкого регулирования скорости в пределах малых величин. В сливную магистраль после дросселя с регулятором 2 подключен напорный золотник 3 типа Г54. При постоянной настройке пружины напорного золотника на давление p_2 перепад давления регулируют только редуционным клапаном 1.

5. Автоматические способы переключения скоростей

Общий цикл работы всех механизмов автоматически работающих машин, как правило, состоит из частных циклов работы отдельных устройств целевого назначения. В свою очередь частные циклы складываются из отдельных элементов цикла, которые состоят, например: из быстрого подвода (БП), быстрого отвода (БО), разгона (Р), торможения (Т), медленного перемещения (МП), следующего нередко за БП, рабочей подачи (РП), рабочей пода-

чи *I* (*РП*), рабочей подачи *II* (*РП*), остановки с выдержкой (*ОВ*), реверса (*Рв*) и др.

В станках, например отделочно-расточных, стол с заготовкой при одностороннем расположении расточных головок перемещается по циклу: *БП—РП—Рв—БО—Стоп* или *БП—ПР1—РП—Рв—Стоп* при условии, когда отверстие последовательно обрабатывается двумя резцами, из которых первый производит грубую, а второй окончательную расточку. При двустороннем расположении головок стол перемещается по более сложному циклу: из среднего исходного положения (*ИП*) осуществляется *БП* (предположим, влево), потом *РП—Рв—БО* (при котором стол проходит через *ИП*), а далее *РП—Рв—БО—ИП*.

Подобные и более сложные циклы сравнительно легко обеспечиваются силовыми цилиндрами и нормализованной аппаратурой, которая допускает изменение скорости во время рабочей подачи и автоматическое переключение скоростей при движении исполнительного механизма.

Приведем принципиальные гидравлические схемы, несколько отличающиеся от схем, которые разрабатываются в конструкторском бюро для реальных машин. В схемах в основном отражена кинематическая сторона устройства, что нередко является главной задачей при проектировании гидросистемы. Однако они лишены большого количества подробностей, упущены некоторые параметры и показаны только типы аппаратов, но не типоразмеры. Для некоторых наиболее характерных циклов движения исполнительных механизмов приведено несколько приемлемых решений.

На рис. 37, *а* показана часть принципиальной гидравлической системы устройства одноцелевого назначения. Путь, совершаемый поршнем, на этапах цикла *БП* и *МП* может изменяться или оставаться неизменным только на участке, отведенном для *РП*. *БП* происходит при отводе жидкости из поршневой полости цилиндра через золотник аппарата 2 (типа Г74-3), а *МП* — при отводе жидкости через дроссель 6, обратный клапан 7 и распределитель 1, золотник которого находится в положении *а*.

Автоматическое переключение на *РП* наступает после перекрытия поршнем проточки *в*. С этого момента скорость поршня определяется настройкой дросселя 5. Во время *РП* отвод жидкости из поршневой полости цилиндра происходит через аппараты 4—5—6—7—1. Дросселем 6 производят настройку скорости при *МП*. С помощью двухходового золотника с обратным клапаном 2, золотник которого отжимается передвижной профильной линейкой, изменяется величина хода поршня для *БП* и *МП*.

Реверс и *БО* произойдут после воздействия торца линейки на *ВК*, от которого получают команды на переключение электромагниты Э1 и Э2 распределителя 1. После реверса жидкость к поршневой полости цилиндра подводится от распределителя 1 через обратный клапан аппарата 2.

Таким образом, при движении поршня со штоком и исполнительным механизмом вправо дважды происходит автоматическое

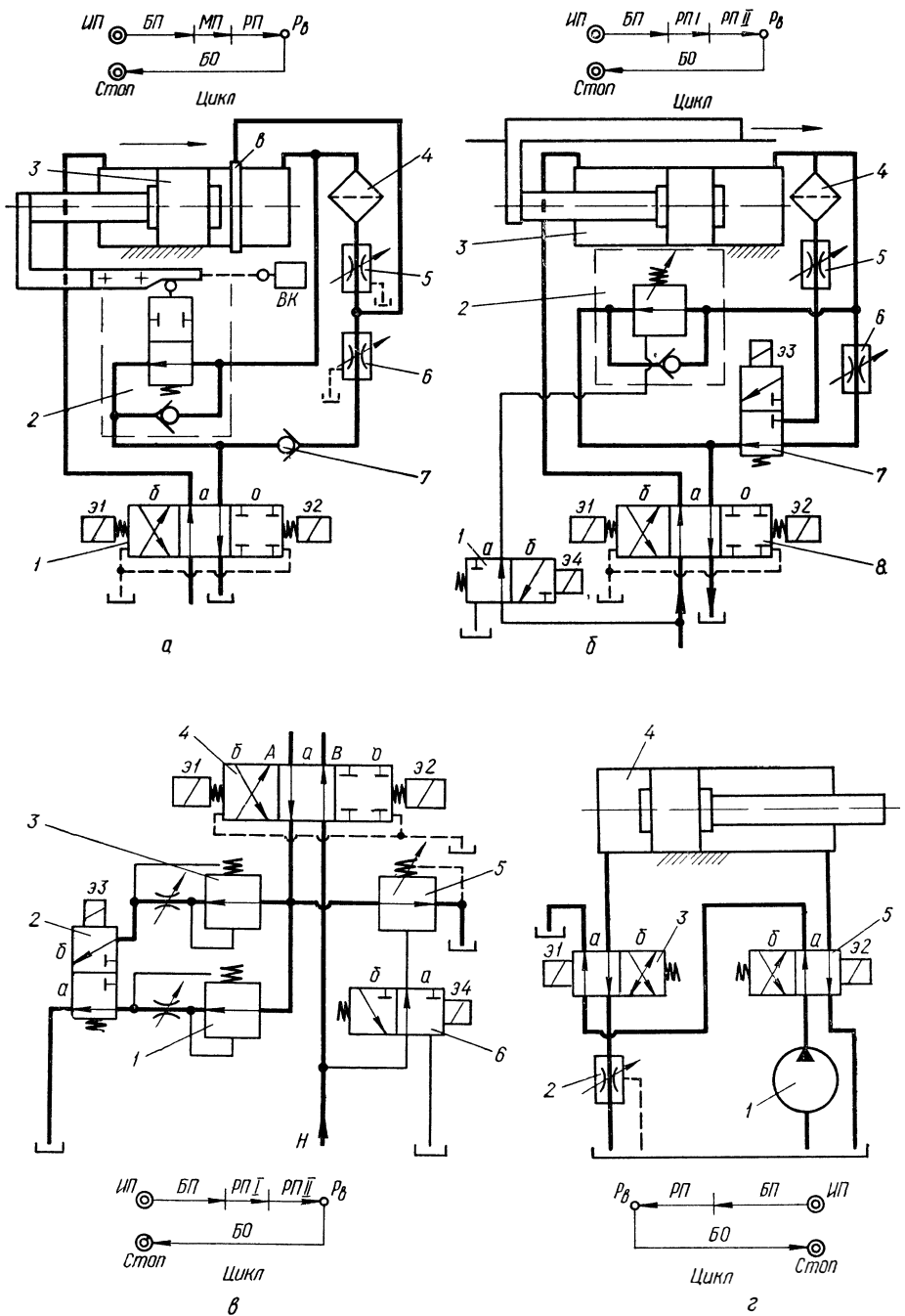


Рис 37. Различные способы автоматического переключения скорости

переключение скорости: с *БП* на *МП* и с *МП* на *РП*. Время, идущее на эти переключения, зависит соответственно от уклона плоскости на профильной линейке, взаимодействующей с золотником аппарата 2, ширины проточки *в* и предшествующей скорости.

Остановка поршня производится при переводе золотника в распределителе 1 в нулевое положение или же при подходе исполнительного механизма к упору.

Обратный клапан 7 предотвращает обратный ток жидкости через фильтр 4, благодаря чему не вымываются задержанные частицы снова в систему.

Расположение громоздкого аппарата Г74-3 вблизи подвижных частей исполнительного механизма усложняет коммуникации — это, во-первых, и, во-вторых, требует механических устройств для переключения золотника.

В схеме, приведенной на рис. 37, б, обеспечивается автоматическое переключение скорости, причем дважды при движении поршня вправо. Цикл движения поршня почти такой же, как и в предыдущей схеме, однако в результате применения дистанционно управляемого клапана 2 (типа Г66) с золотником управления 1 и золотника управления 7, который попеременно подключает к распределителю 8 дроссели 5 и 6, система приобрела большую универсальность, упростились коммуникации и конструкция цилиндра. Помимо этого стало возможным разместить всю аппаратуру на отдельной панели.

Этапы цикла и соответствующее им положение золотника в распределителях 1, 7 и 8, а также порядок включения электромагнитов показаны в табл. 3.

Таблица 3

Этап цикла	Распределитель			Работа электромагнитов			
	1	7	8	Э1	Э2	Э3	Э4
<i>ИП</i>	<i>а</i>	<i>а</i>	0	—	—	—	—
<i>БП</i>	<i>а</i>	<i>а</i>	<i>а</i>	—	+	—	—
<i>РП1</i>	<i>б</i>	<i>а</i>	<i>а</i>	—	+	—	+
<i>РП2</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>а</i>	—	+	+	+
<i>Рв, БО</i>	<i>а</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	+	—	—	—
<i>Стоп</i>	<i>а</i>	<i>а</i>	0	—	—	—	—

Примечания:
 + электромагнит подключен к электросети (включен);
 — электромагнит отключен от электросети (отключен).

Аппаратура управления, необходимая для автоматического переключения скоростей, а также регуляторы скорости в системе (рис. 37, в) в основном подключены к сливной магистрали после распределителя 4. При *БП* подвод жидкости к цилиндру происходит по магистрали *В*, а отвод из цилиндра — через напорный золотник 5, управляемый распределителем 6. После перевода золотника в распределителе 6 в положение *б* торцовая полость напор-

ного золотника 5 соединяется с баком. Под действием пружины в аппарате золотник 5 перемещается вниз и отсекает при этом сливную полость цилиндра А от бака. После этого отвод жидкости из цилиндра возможен через дроссель с регулятором 1 или 3, последовательность которых осуществляется золотником управления 2. Конечные электрические выключатели, кнопка «пуск гидропривода» (не показанные на схеме) и электрическая система привода должны обеспечить определенный порядок включения электромагнитов (табл. 4).

Таблица 4

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	2	4	6	Э1	Э2	Э3	Э4
<i>ИП</i>	<i>a</i>	0	<i>a</i>	—	—	—	—
<i>БП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	—	+	—	—
<i>РП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	—	+	—	+
<i>РПП</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	—	+	+	+
<i>Рв, БО</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	+	—	—	—
<i>Стоп</i>	<i>a</i>	0	<i>a</i>	—	—	—	—

Подобный принцип переключения скоростей применяется в гидравлических системах отделочно-расточных станков, конструкции Специального конструкторского бюро алмазно-расточных станков (СКБАРС, Одесса).

Одна из возможных схем* для получения распространенного цикла: *ИП—БП—РП—Рв—БО—Стоп* (рис. 37, г) в данном случае обеспечивается двумя двухпозиционными золотниками управления или распределителями 3, 5 и дросселем 2. При *ИП* электромагниты Э1 и Э2 обесточены; золотники в распределителях занимают положение *a*, а насос через оба распределителя разгружается в бак. Цилиндр полностью отключен от насоса. Для получения *БП* золотники распределителей при включении Э1 и Э2 переводятся в положение *б*; при этом насос соединяется со штоковой полостью цилиндра, а его поршневая полость через распределители 3 и 5 — с баком. *РП* произойдет после перевода золотника только в распределителе 3 снова в положение *a*, при котором к цилиндру подключается дроссель 2. Реверс и *БО* начнутся после переключения золотников в распределителе 3 в положение *б*, а в распределителе 5 — в положение *a*.

Все рассмотренные на рис. 37 схемы характерны тем, что автоматическое переключение скорости происходит при движении исполнительного механизма «по пути» благодаря взаимодействию копирных линеек, конечных электрических выключателей с золотниками или электромагнитами распределителей.

* На схеме показаны только те аппараты, которыми определяется указанный цикл работы.

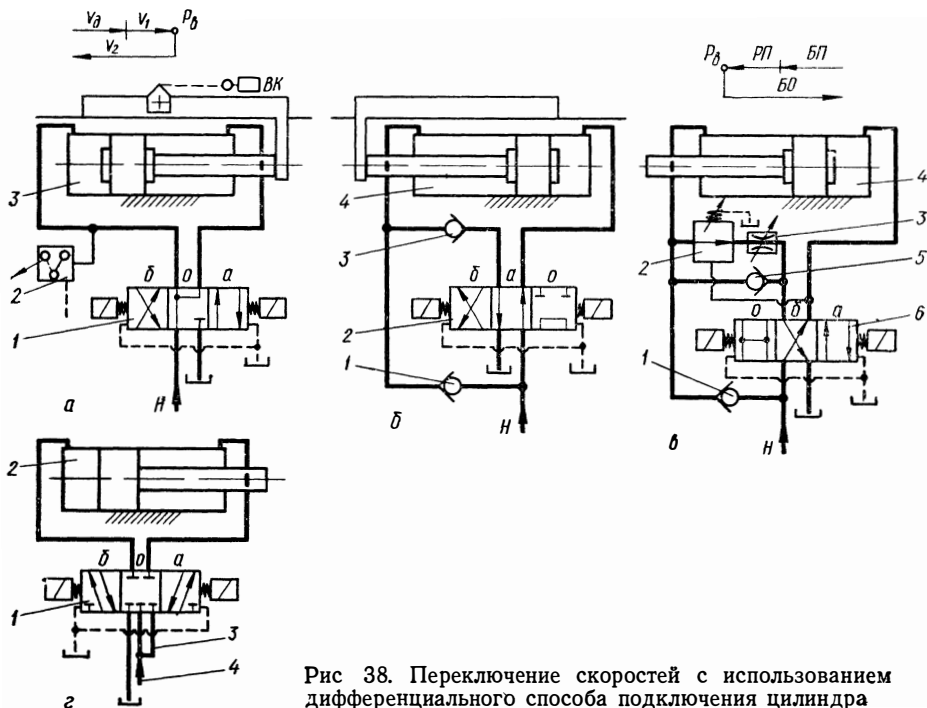


Рис 38. Переключение скоростей с использованием дифференциального способа подключения цилиндра

На рис. 38, а, б и в приведены схемы, в которых для переключения скорости использован дифференциальный способ подключения цилиндра. В этом случае обе полости цилиндра с односторонним штоком соединяются с насосом, а перемещение поршня под действием усилия $P_d = p(F_1 - F_2)$ (где p — давление, F_1 и F_2 — площадь поршневой и штоковой полостей) происходит в сторону штока. Для дифференциального способа подключения применяют распределители четырехходовые (схема 24) или пятиходовые (схема 25), хотя возможно применение распределителей и с другими схемами распределения потока.

При среднем положении золотника в распределителе 1 (рис. 38, а) из штоковой полости цилиндра 3 вытесняется объем жидкости

$$Q_1 = v_d F_2, \quad (49)$$

где v_d — скорость поршня при дифференциальном подключении цилиндра.

Из штоковой полости цилиндра в поршневую полость жидкость подается насосом, следовательно

$$Q_n + Q_1 = v_d F_1, \quad (50)$$

где Q_n — производительность насоса.

Подставив значение Q_1 в формулу (50), получим

$$Q_H + v_d F_2 = v_d F_1.$$

Скорость поршня при дифференциальном подключении цилиндра

$$v_d = \frac{Q_H}{F_1 - F_2} = \frac{Q_H}{\frac{\pi}{4} d^2} = 1,27 \frac{Q_H}{d^2}, \quad (51)$$

где d — диаметр штока.

С переключением золотника в распределителе I в положение a к поршневой полости цилиндра подключается только насос; скорость поршня уменьшается:

$$v_1 = \frac{Q_H}{F_1} = \frac{Q_H}{\frac{\pi}{4} D^2} = 1,27 \frac{Q_H}{D^2}, \quad (52)$$

где D — диаметр цилиндра.

Если $D = 11$ см, $d = 4$ см, а $Q_H = \frac{8}{60}$ л/с,

то

$$v_d = 1,27 \frac{8 \cdot 10^3}{60 \cdot 16 \cdot 10^2} = 0,106 \text{ м/с},$$

а

$$v_1 = 1,27 \frac{8 \cdot 10^3}{60 \cdot 121 \cdot 10^2} = 0,014 \text{ м/с}.$$

При дифференциальном подключении цилиндра скорость поршня значительно увеличивается. Этот способ широко используется в тех случаях, когда при малой производительности насоса необходимы большие скорости, например во время холостого хода.

Следует отметить, что при условии, когда $F_1 = 2F_2$ или же $D^2 = 2d^2$, скорость прямого хода (в данном случае вправо) при дифференциальном подключении v_d равна скорости обратного хода v_2 .

Команда на автоматическое переключение скорости с v_d на v_1 (рис. 38, a) поступает от реле давления 2, пружина которого настроена на рабочее давление, возникающее в поршневой полости цилиндра с появлением полезной нагрузки. От BK подается команда к электромагнитам распределителя I на реверс.

В данной схеме управление смешанное: от реле давления при переключении скорости с v_d на v_1 — «по давлению» и от BK — «по пути».

Использование распределителя, соединяющего в среднем положении золотника обе полости цилиндра с источником давления, исключает остановку поршня в любом состоянии.

Если в конце движения или в любом промежуточном положении поршня необходимо произвести остановку исполнительного механизма, а насос переключить в бак, сохранив на некоторое время в цилиндре давление, то дифференциальное подключение цилиндра

можно осуществить, используя для этой цели распределитель, выполненный по схеме 64 или 65, например Р102-АЛ64 или Р102-АЛ65.

Схема, удовлетворяющая этим требованиям, приведена на рис. 38, б. Когда золотник в распределителе 2 находится в положении а, то обе полости цилиндра 4 подключаются к насосу. Штоковая полость цилиндра через обратный клапан 1 и распределителя 2 соединяется с поршневой полостью; поршень при этом перемещается влево. С переводом золотника в распределителе в положение б происходит обратный ход поршня. Жидкость от насоса к штоковой полости цилиндра подводится через обратный клапан 3. При нулевом положении золотника в распределителе цилиндр отсекается от бака и насоса, а поршень останавливается.

Схема, обеспечивающая автоматическое переключение скорости с управлением «по давлению», показана на рис. 38, в. Максимальная скорость поршня происходит при дифференциальном подключении цилиндра 4, когда золотник в распределителе б находится в положении б, а жидкость от насоса и из штоковой полости цилиндра через обратный клапан 1 направляется в его поршневую полость. Переключение на рабочую скорость произойдет с появлением нагрузки, когда давление возрастет и станет равным давлению, на которое настроен дистанционно управляемый клапан 2 (типа Г54). Клапан 2 открывается и отвод жидкости в бак из штоковой полости теперь происходит через дроссель 3, настройкой которого и определяется величина скорости течения жидкости.

После переключения золотника в распределителе в положение а жидкость от насоса направляется через обратный клапан 5 в штоковую полость цилиндра; происходит БО поршня в исходное положение.

Применение трехпозиционного распределителя с открытым центром (схема 14) позволяет во время пауз в работе цилиндра переводить насос на так называемый разгрузочный режим (см. главу IV).

В схеме подключения цилиндра по дифференциальному способу * использован пятиходовый распределитель с закрытым центром при нулевом положении золотника и разделенными сливными каналами типа 45Г74 (рис. 38, г). Входная магистраль 4 подключена к правой сливной магистрали 3. При переводе золотника в распределителе 1 в положение б обе полости цилиндра 2 подключаются к насосу, а левый сливной канал в это время в распределителе закрыт. Цилиндр подключен по дифференциальной схеме; поршень быстро перемещается вправо.

При переключении золотника в распределителе в положение а поршневая полость цилиндра соединяется с баком, а штоковая с магистралью 4. Происходит реверс, а вслед за ним отвод поршня влево.

* А. с. № 281978 (СССР). Дифференциальное подключение цилиндра / А. Е. Колчинский. — Оpubл. 17.10.72.

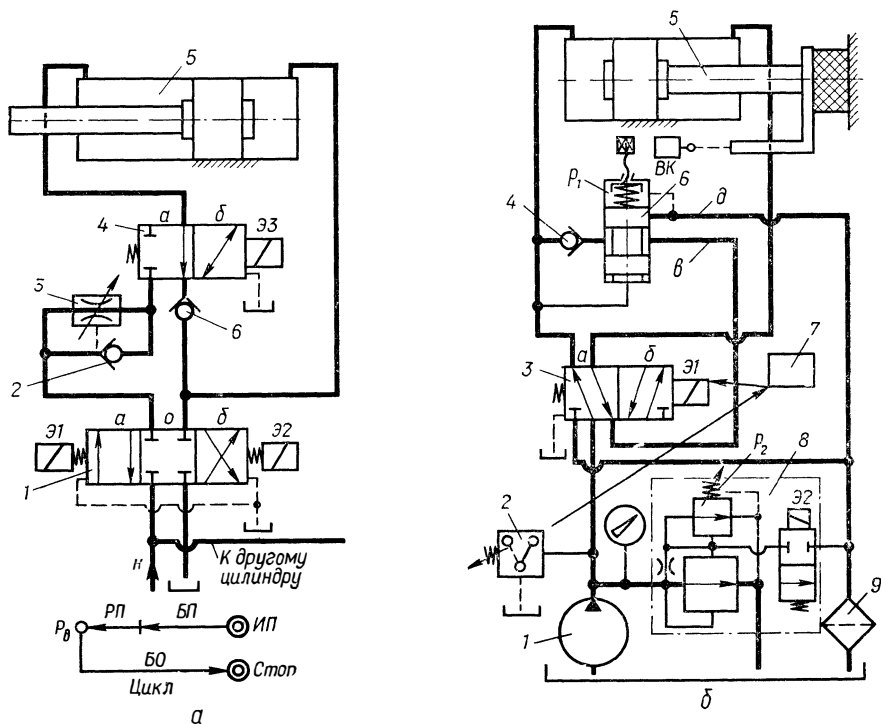


Рис. 39. Автоматическое переключение скоростей при дифференциальном подключении цилиндра:

а — необходимо применение распределителя с закрытым центром; *б* — необходимо при движении поршня изменять давление в цилиндре.

Для последовательного включения в работу нескольких силовых цилиндров, когда в системе один насос, нередко применяются распределители с закрытым центром (схема 44). Если работа одного из цилиндров происходит по циклу *БП—РП—Рв—БО—Стоп*, причем скорость на этапе *БП* значительно больше скорости при *РП*, а производительность насоса мала, то цилиндр целесообразно подключить по дифференциальной схеме.

Одно из возможных решений подобной задачи показано на рис. 39, *а*. Цилиндр 5 подключен по дифференциальной схеме, когда золотник в распределителе 1 находится в положении *б*. В этом случае штоковая полость цилиндра с поршневой соединяется через распределитель 4 и обратный клапан 6.

Порядок включения электромагнитов для всех этапов цикла приведен в табл. 5.

Вместо дросселя 3 (типа Г77) и обратного клапана 2 (типа Г51) может быть применен один аппарат, состоящий из дросселя и обратного клапана, или дроссель с регулятором и обратным клапаном, если во время РП необходима малая и равномерная подача.

Таблица 5

Этап цикла	Положение золотника в распределителях		Работа электромагнитов		
	1	4	Э1	Э2	Э3
<i>ИП</i>	0	<i>a</i>	—	—	—
<i>БП</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	--	+	—
<i>РП</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	—	+	+
<i>Рв, БО</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	+	—	+
<i>Стоп</i>	0	<i>a</i>	—	—	—

Гидравлическая аппаратура, расположенная между насосом 1 и цилиндром 5 в устройстве, которое предназначено для прессования изделий, обеспечивает работу по циклу *ИП—БП—МП—ОВ—Рв—БО—Стоп* и автоматически изменяет скорость поршня и давление в цилиндре (рис. 39, б).

Быстрое перемещение поршня, необходимое для предварительного сжатия (или прессования) материала изделия, происходит при дифференциальном подключении цилиндра 5, когда золотник в распределителе 3 находится в положении *a*. Штоковая полость цилиндра подключена к поршневой через распределитель 3, клапаны 6 и 4. Процесс прессования в этот момент производится с большой скоростью и при непрерывно нарастающем давлении. Когда давление в цилиндре достигнет величины, равной p_1 , на которую настроен дистанционно управляемый клапан 6 (типа Г54 или БГ54), штоковая полость цилиндра автоматически подключается к баку через аппараты 3—6—9 (золотник в аппарате 6 под действием давления, которое несколько превышает p_1 , сместившись в сторону пружины, соединит магистрали *в* и *д*). Вслед за этим произойдет снижение скорости и дальнейшее нарастание давления до величины p_2 — настройки реле давления 2 (*РД*) и предохранительного клапана с золотником управления 8. От микровыключателя *РД* включается реле времени 7, а от него через t секунд после выстаивания подается команда к электромагниту распределителя на реверс и отвод поршня в исходное положение.

В период выстаивания поршня в цилиндре сохраняется максимальное давление p_2 , соответствующее настройке предохранительного клапана, через который в течение t секунд от насоса жидкость отводится под давлением в бак.

В конце обратного хода поршня упором включается *ВК*, от которого поступает команда на отключение Э2 (золотника управления при предохранительном клапане типа Г52). С этого момента жидкость от насоса отводится в бак при минимальном давлении (примерно 0,15—0,2 МПа).

Работа определяющих механизмов, например специальных и специализированных станков (расточных, сверлильных, фрезерных и др.) проектируется по такому циклу: *ИП—БП—Т—РП—ОВ—*

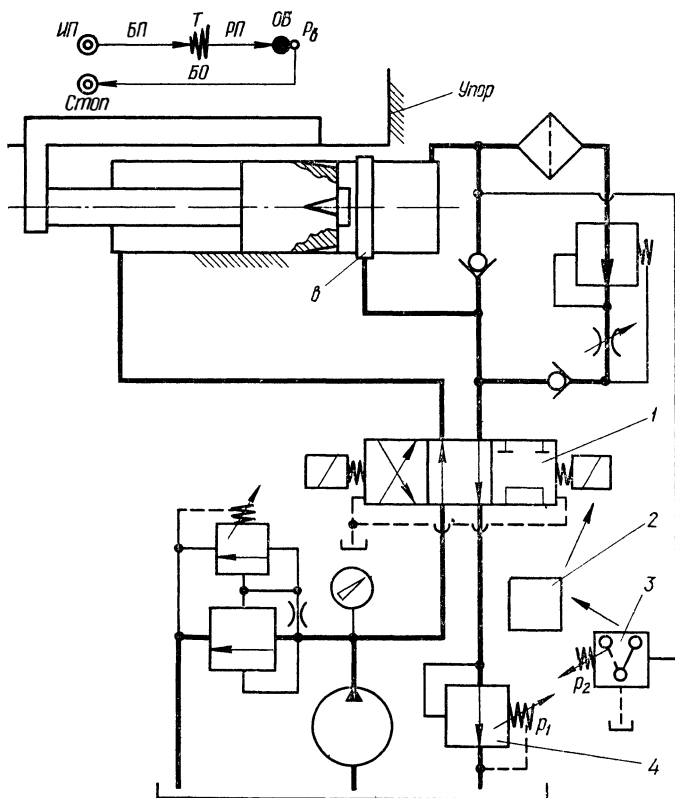


Рис. 40. Автоматическое переключение скорости с торможением при переходе с БП на РП и остановкой поршня на t с перед реверсом

$Pв$ —БФ—Стоп. Одно из возможных схемных решений показано на рис. 40.

Во время БП отвод жидкости из правой полости цилиндра в бак происходит от кольцевой проточки $в$, через распределитель 1 и подпорный клапан 4. По шлицам, расположенным у правого торца поршня, при движении поршня вправо производится постепенное перекрытие проточки $в$, что приводит к уменьшению скорости поршня. Происходит торможение на пути, который равен ширине проточки и длине сходящих на нет шлицев на поршне. После полного перекрытия проточки $в$ из штоковой полости жидкость начинает выжиматься через фильтр, дроссель с регулятором, обратный клапан и далее распределитель 1 и подпорный клапан 4.

Таким образом, автоматическое переключение с БП на РП после предварительного торможения производится «по пути» непосредственно поршнем.

Остановка с выдержкой (ОВ) после РП и переключение на Рв по истечении t с обеспечивается взаимодействием реле 3 давления (РД) и реле 2 времени (РВ) в такой последовательности. Противодавление в поршневой полости цилиндра после подхода стола к упору снижается до нуля, а с падением давления срабатывает РД, пружина которого настроена на минимальное давление. От микровыключателя РД передается команда к РВ, а от него по истечении t с — к электромагнитам распределителя 1. Происходит реверс, а вслед за ним быстрый отвод механизма в ИП.

Если период выстаивания механизма в ИП составляет 1,5—2 мин и более, то в этом случае целесообразно электродвигатель насоса и электромагниты распределителя отключать от электросети. Остановка механизма может быть произведена при работающем насосе, для чего следует золотник в распределителе 1 перевести в нулевое положение. При этом мощность, затрачиваемая на вращение насоса, значительно снижается.

Для безотказной работы РД пружину реле следует настраивать на давление $p_2 = p_1 + (0,2 \div 0,3)$ МПа, где p_1 — давление, на которое настроен подпорный клапан 4.

Для получения нескольких скоростей исполнительного механизма в прямом и обратном направлениях можно рекомендовать гидросистемы, приведенные на рис. 41, а, б. Распределители 2 и 3 (рис. 41, а) с электромагнитным управлением, выполнены соответственно по схемам 24 и 64 при различных включениях электромагнитов от конечных выключателей (не показанных на схеме) и два дросселя 4, 5 обеспечивают четыре скорости при движении поршня в цилиндре 1 вправо и три — при его обратном ходе.

При нулевом положении золотников в распределителях 2 и 3 цилиндр подключен по дифференциальной схеме и в этом случае поршень перемещается с максимальной скоростью v_1 . Положение золотников в распределителях и работа электромагнитов для получения семи скоростей отражены в табл. 6.

Таблица 6

Скорость	Положение золотника в распределителе		Работа электромагнитов			
	2	3	Э1	Э2	Э3	Э4
v_1	0	0	—	—	—	—
v_2	а	0	+	—	—	—
v_3	а	а	+	—	+	—
v_4	а	б	+	—	—	+
P_6, v_5	б	0	—	+	—	—
v_6	б	а	—	—	+	—
v_7	б	б	—	+	—	+

В гидросистеме (рис. 41, б) несколько переключений скоростей в прямом и обратном направлениях получается только за счет при-

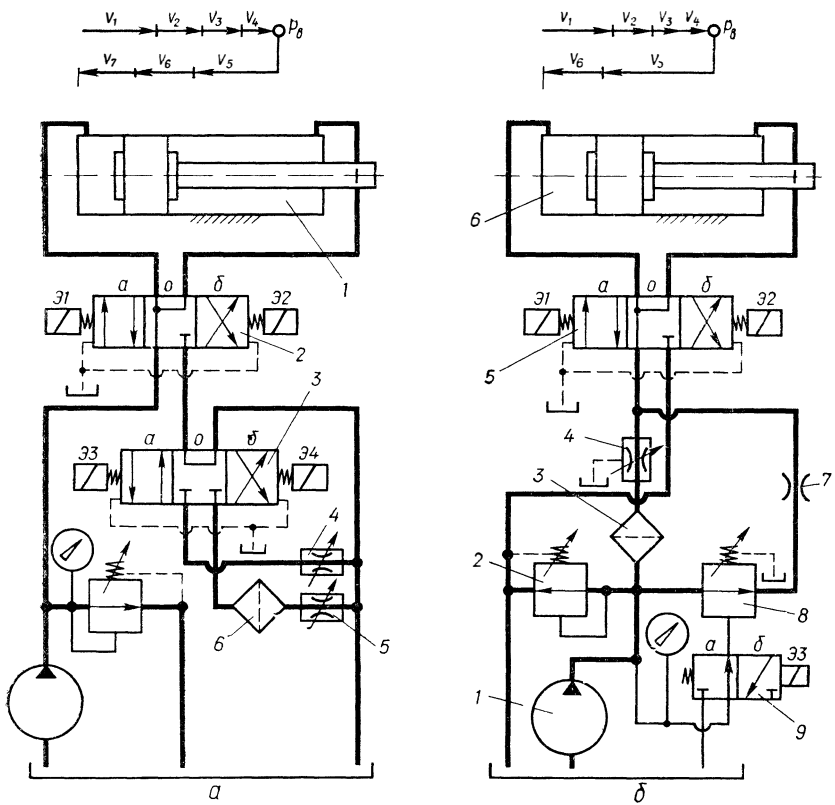


Рис. 41. Получение нескольких скоростей в прямом и обратном направлениях при дифференциальном подключении цилиндров

менения одного распределителя 5 с электромагнитным управлением и золотника управления 9, необходимого для управления аппаратом 8 (типа Г54). Максимальная скорость v_1 будет при дифференциальном подключении цилиндра 6, когда жидкость от насоса 1 направляется к цилиндру по обводной магистрали через аппараты 8 и 7, минуя фильтр 3 и дроссель 4. Величина скорости v_2 пропорциональна производительности насоса и площади цилиндра, а скорости v_3 и v_4 зависят от настройки дросселя 4.

Демпфер 7 предусмотрен для предотвращения гидравлического удара, возникновение которого возможно при быстром открытии золотника в клапане 8. При остановках исполнительного механизма на упоре насос через предохранительный клапан 2 переключается в бак.

Работа электромагнитов распределителей (рис. 41, б) отражена в табл. 7.

В станках хонинговальной группы с вертикальной компоновкой цилиндра поршню сообщаются равные скорости в прямом и обратном направлениях, поэтому соотношение эффективных площадей в

Скорость	Положение золотника в распределителе		Работа электромагнитов		
	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>Э1</i>	<i>Э2</i>	<i>Э3</i>
v_1	0	<i>а</i>	—	—	+
v_2	<i>а</i>	<i>а</i>	+	—	+
v_3	0	<i>б</i>	—	—	—
v_4	<i>а</i>	<i>б</i>	+	—	—
v_5	<i>б</i>	<i>а</i>	—	+	+
P_6, v_6	<i>б</i>	<i>б</i>	—	+	—

цилиндре выбирается равным 2:1 (см. с. 79), а цилиндр в систему подключается по дифференциальной схеме при движении поршня вниз (рис. 42, *а, б*).

Когда золотник в двухпозиционном распределителе занимает положение *а*, обе полости цилиндра подключены к насосу; поршень

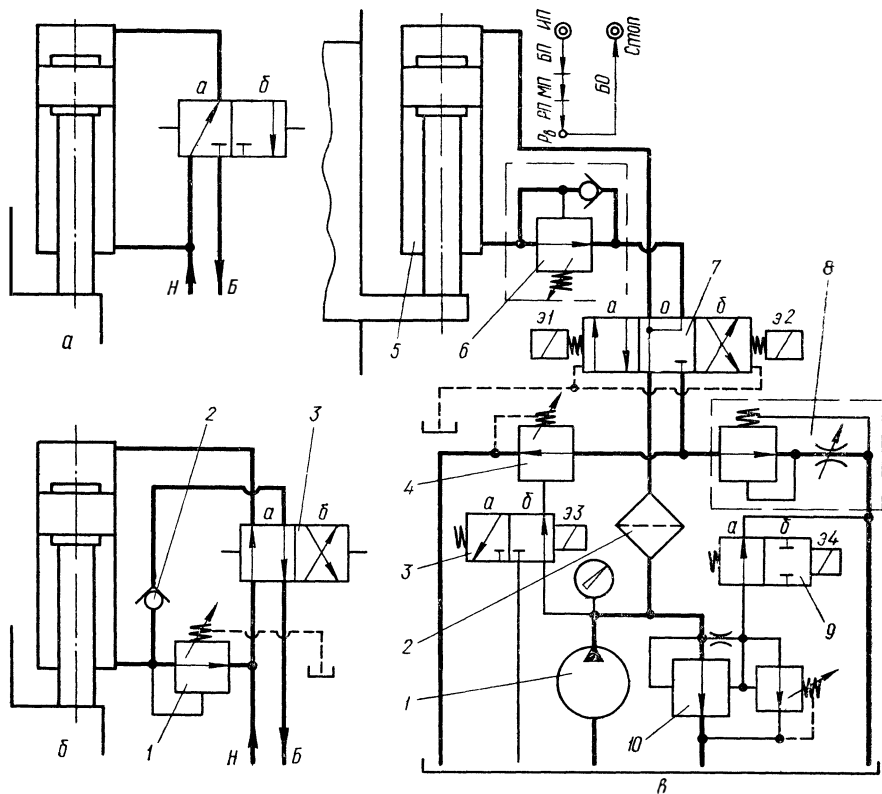


Рис. 42. Дифференциальное подключение силового цилиндра, расположенного в машине вертикально

перемещается вниз (рис. 42, а). Для движения поршня вверх золотник в распределителе устанавливается в положение б.

Применение подпорного клапана 1, которым устраняется самопроизвольное опускание поршня при отключенном насосе, вызвало необходимость в обводной магистрали с обратным клапаном 2 (рис. 42, б). Цилиндр подключен по дифференциальной схеме, когда золотник в распределителе 3 находится в положении а. Пружина клапана 1 должна быть настроена на давление, достаточное для удержания поршня со штоком, головки и инструмента.

Распределитель 7 (рис. 42, в) осуществляет дифференциальное и прямое подключение цилиндра 5; клапан 6 (типа Г66) предотвращает самопроизвольное опускание поршня, пропускает жидкость через напорный золотник при движении поршня вниз и через обратный клапан этого аппарата при движении поршня вверх. Клапан 4, управляемый золотником 3 управления, открывается во время МП и БО и закрывается при ИП, БП, РП и Стоп. Дроссель с регулятором 8 регулирует скорость поршня во время РП. Клапан 10 (типа Г52) предохраняет систему от перегрузки, а в ИП при помощи золотника 9 управления насос 1 переключается на разгрузочный режим.

Работа электромагнитов и положение золотников в распределителях для всех этапов цикла приведена в табл. 8.

Таблица 8

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	3	7	9	Э1	Э2	Э3	Э4
ИП	б	0	а	—	—	—	—
БП	б	0	б	—	—	—	+
МП	б	а	б	+	—	—	+
РП	а	а	б	+	—	+	+
Рв, БО	б	б	б	—	+	—	+
Стоп, ИП	б	0	а	—	—	—	—

В гидравлической системе с одним цилиндром, в котором поршень совершает движение по циклу ИП—БП—РП—Рв—БО—РП II, переключение скоростей производится только гидравлическими устройствами (рис. 43). Когда золотник в распределителе 1 занимает положение а и жидкость от насоса свободно подводится к цилиндру 7, отвод ее из штоковой полости вначале происходит к цилиндру-дозатору 6, плавающий поршень которого свободно отжимается вниз к регулируемому упору 3. Из дозатора жидкость направляется к распределителю и далее в бак. Происходит БП. После подхода плавающего поршня к упору давление в системе возрастает и, когда оно достигнет величины настройки пружины напорного золотника 4, жидкость из штоковой полости цилиндра начнет выжиматься через клапан 4 и дроссель 2. С этого момента наступает РП. Реверс, а вслед за ним БО, произойдет после

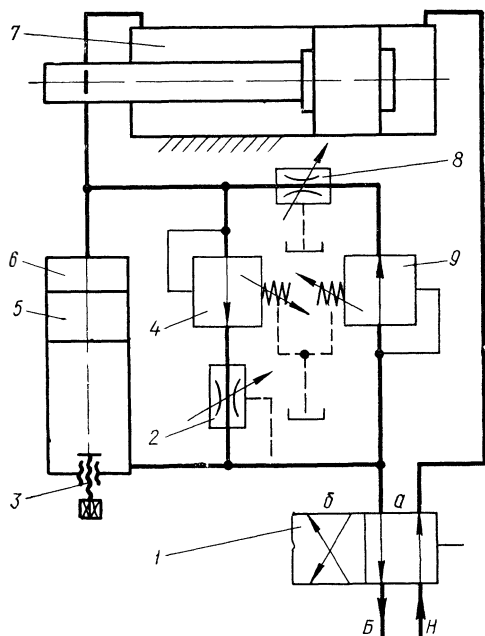


Рис. 43. Автоматическое переключение скоростей при помощи цилиндра-дозатора

ным или другим захватом. Усилие, развиваемое плунжером (рис. 44, а) или же поршнем со штоком (рис. 44, б), и скорость подъема зависят от нагрузки. Обе системы обеспечивают быстрый подвод захвата под днище поддона с грузом и автоматический переход на медленный подъем груза. Происходит это следующим образом.

При подводе жидкости в полость б от насоса Н (рис. 44, а) через распределитель 10 и дроссель 9 происходит быстрый подъем плунжера. Одновременно жидкость из бака через обратный клапан 2 всасывается в полость 4 сдвоенного цилиндра 5. Усилие, создаваемое плунжером, будет $p = 0,785 (D^2 - d^2)$, где p — давление жидкости в полости б, величина которого определяется массой плунжера и захвата. При подхвате груза давление в полости б растет; открывается напорный золотник 8, через который жидкость под давлением, равным или больше $p_{н}$, поступает в полость 4, воздействуя на всю площадь. С этого момента скорость плунжера уменьшается. Опускание плунжера произойдет под действием собственного веса после переключения золотника в распределителе 10 в положение а; жидкость из полости 4 через обратный клапан 3 и центральное отверстие в штоке направляется в полость б, а оттуда через дроссель, распределитель и подпорный клапан 1 в бак.

Для решения аналогичной задачи в схеме (рис. 44, б) применен комбинированный цилиндр двустороннего силового действия. Здесь, как и в предыдущей схеме, быстрый подъем захвата происходит

перевода золотника в распределителе 1 в положение б, при котором вначале жидкость от насоса подводится к дозатору и от дозатора к цилиндру, а затем через напорный золотник 9 и дроссель 8.

Регулируемым упором 3 устанавливается величина хода при БП.

Отсутствие электрических аппаратов в схеме управления увеличивает надежность системы и создает благоприятные условия для использования такого способа переключения скоростей в устройствах, работа которых происходит во взрывоопасной обстановке.

Гидравлические устройства (рис. 44, а и б) могут быть использованы в подъемниках с вилоч-

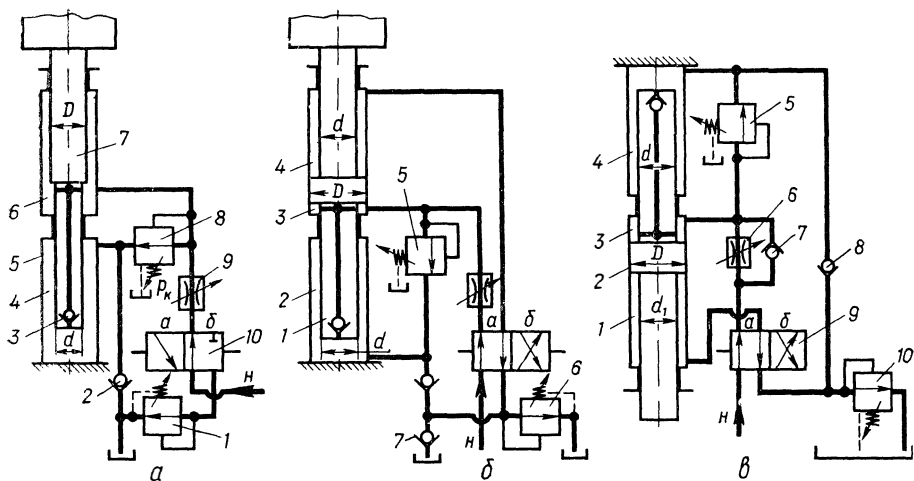


Рис. 44. Подъемные устройства, в которых усилие и скорость, развиваемая цилиндром, зависят от величины полезной нагрузки

при воздействии гидравлической силы только на кольцевую площадь поршня в полости 3. Цилиндро-поршневая группа развивает максимальное усилие, когда жидкость под давлением проникает в полость 2 через клапан 5. Если при подъеме объем выжимаемой жидкости из полости 4 больше объема жидкости, высвобождаемого плунжером 1, то избыток ее отводится через напорный золотник 6 в бак. Если же выжимаемый объем жидкости из полости 4 равен или меньше высвобождаемого плунжером из полости 2, то в эту полость поступает дополнительный объем жидкости из бака через обратный клапан 7.

В гидравлической системе (рис. 44, в) движение поршня со штоками обеспечивается по такому циклу: ускоренное перемещение вниз — рабочая подача и после реверса — быстрый отвод в исходное положение. При подводе жидкости только в полость 3 происходит ускоренное перемещение поршня 2 вниз. Из полости 1 жидкость отводится через распределитель 9 и обратный клапан 8 в полость 4. Если $d_1 < d$, то избыток жидкости из полости 1 отводится в бак через напорный золотник 10. Уменьшение скорости произойдет в момент появления на штоке нагрузки, на которую настроен напорный золотник 5. С этого момента из полости 1 жидкость отводится только через напорный золотник 10. При подъеме поршня отвод жидкости из полости 3 в бак осуществляется через обратный клапан 7, распределитель 9 и напорный золотник 10.

В гидравлической системе отделочно-расточного станка для перемещения стола с изделием по сложному циклу применен цилиндр с таким соотношением полезных площадей: $0,785D^2 = 2 \cdot 0,785d^2$ (рис. 45). Как известно, при дифференциальном подключении цилиндра с указанными параметрами скорости прямого и обратного ходов равны.

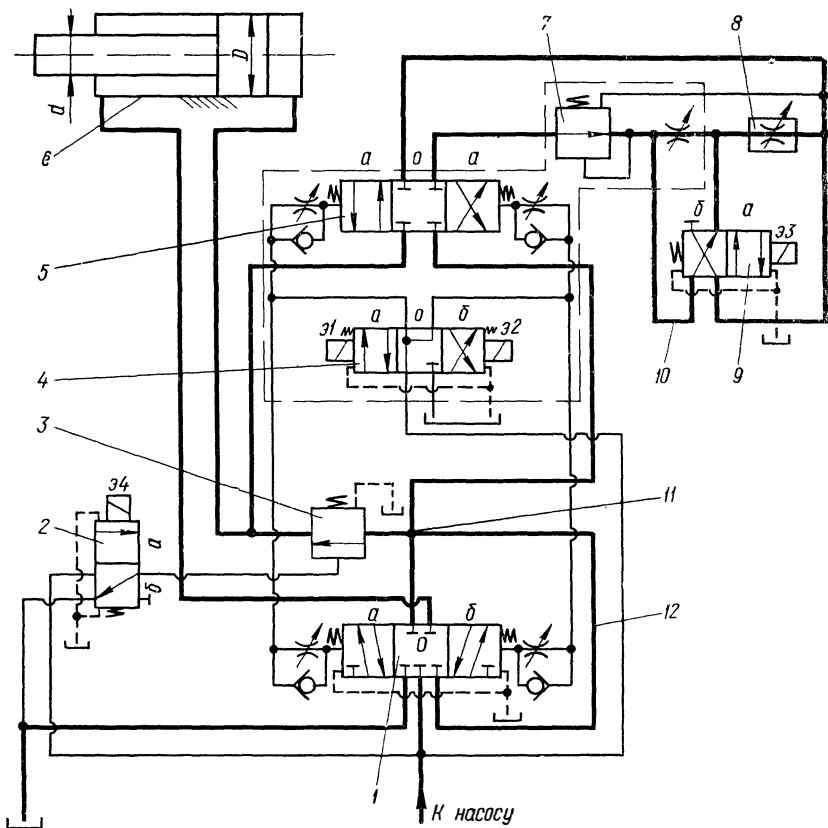


Рис. 45. Элемент схемы отделочно-расточного станка с дифференциальным способом подключения цилиндра

Гидросистема помимо быстрых перемещений стола обеспечивает еще две рабочие подачи *РП* и *РП* как влево, так и вправо, причем при движении влево дроссель с регулятором 7 и дроссель 8 подключены «на входе», а при движении вправо — «на выходе».

Некоторые особенности системы:

1. Дистанционно управляемый клапан 3 (типа Г54) включается в работу только во время быстрых перемещений и управляется аппаратом 2.

2. Золотник 4 управления при распределителе 5 используется для одновременных переключений золотников в распределителях 1 и 5.

3. Незначительные изменения в аппарате 7 (дросселе с регулятором типа Г55) позволили использовать регулятор также для дросселя 8.

Работа электромагнитов и расположение золотников для всех этапов цикла отражены в табл. 9.

Таблица 9

Этап цикла	Положение золотника в распределителе					Работа электромагнита				Направление движения поршня
	4	1	5	2	9	Э1	Э2	Э3	Э4	
<i>ИП, Стоп</i>	0	0	0	б	б	—	—	—	—	
<i>БП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	+	—	—	+	Влево
<i>РП1</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	+	—	—	—	»
<i>РП11</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	+	—	—	+	Влево
<i>Рв, БО</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	—	+	—	+	Вправо
<i>РП1</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	—	+	—	—	»
<i>РП11</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	—	+	—	+	»
<i>Рв, БП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	+	—	—	+	Влево
<i>ИП, Стоп</i>	0	0	0	б	б	—	—	—	—	

Для усвоения работы системы проследим направление течения жидкости только во время *РП1* и *РП11* при движении поршня влево, когда цилиндр подключен по дифференциальному способу.

Во время *РП1* ток жидкости происходит от насоса через аппараты 1, крестовину 11 и по магистрали 5—7—10—9—8—5 в поршневую полость цилиндра 6. Из штоковой полости цилиндра жидкость отводится к распределителю 1 и по обводной магистрали 12 к крестовине 11, т. е. суммируется с потоком, который поступает от насоса. Скорость определяется настройкой дросселя 8.

Во время *РП11* течение жидкости изменяется только на участке расположения дросселя с регулятором 7 и дросселя 8 и происходит через аппараты 7 и 8, минуя золотник управления 9, отсекающий в этот момент обводную магистраль 10.

Подобная система управления нашла применение также при вертикальной компоновке цилиндра, когда головка, к которой присоединен шток цилиндра, уравновешена контргрузом.

Глава IV

РАЗГРУЗКА НАСОСА И СИСТЕМЫ ОТ ДАВЛЕНИЯ

В станках, грузоподъемных устройствах, в прессах и других машинах гидравлические системы очень часто оснащаются насосом (или насосами) с приводом от индивидуального электродвигателя. При таком конструктивном решении насос кинематически не связан с другими механизмами в машине, а поэтому представляется возможным электродвигатель с насосом, предохранительную аппаратуру, фильтр, нередко распределитель с аппаратурой управления монтировать на баке или же на панели бака, т. е. создавать автономную станцию и устанавливать ее там, где это удобно, учитывая общую компоновку машины.

Кроме конструктивных, эксплуатационных и кинематических удобств независимый привод позволяет сравнительно просто отключать гидросистему, когда это вызвано циклом работы машины.

Отключение электродвигателя насоса при коротких паузах в работе на одну-две минуты в машинах автоматического действия экономически невыгодно, так как частые остановки и пуски электродвигателя приводят к интенсивному износу вращающихся частей насоса и электродвигателя, а частые его включения сопровождаются «пиковыми» нагрузками, что приводит к перегреву и быстрому выходу из строя электрической части двигателя. Поэтому лучше, не отключая электродвигатель от сети, переключать насос во время коротких пауз на режим, при котором жидкость циркулирует без давления, т. е. переводить насос на так называемый разгрузочный режим.

При резком снижении нагрузки, например во время холостых движений исполнительного механизма или же при выстравивании его на упоре, в гидросистемах с насосом постоянной производительности и дроссельным регулированием скорости для повышения к. п. д. системы, увеличения долговечности вращающихся деталей насоса, электродвигателя и уменьшения интенсивности нагрева рабочей жидкости целесообразно насос переводить на работу с меньшим давлением, т. е. разгружать частично.

Следует учесть, что для переключения насоса на полную или частичную разгрузку система должна быть оснащена дополнительной аппаратурой или устройствами, однако некоторое усложнение сравнительно быстро окупается.

В практике создания гидравлических систем получили применение различные способы для полной и частичной разгрузки насосов, выбор которых зависит от конкретных условий: цикла работы исполнительных механизмов, количества насосов, выбранной аппаратуры и др.

1. Полная разгрузка насоса

Применение распределителя с открытым центром. Если в системе допустимо применение распределителя с открытым центром, то насос может быть переведен на режим разгрузки независимо от положения поршня в цилиндре (рис. 46). Происходит это при средней установке золотника в распределителе, когда оба электромагнита обесточены.

В этом случае от насоса через распределитель жидкость отводится в бак, а давление в нагнетательной полости насоса будет определяться сопротивлением магистрали, по которой циркулирует жидкость.

При смещении золотника в распределителе (положение *a* или *b*) в насосе создается давление, соответствующее нагрузке или настройке напорного золотника, при условии, что в гидросистеме применен дроссельный способ регулирования скорости и дроссель подключен «на входе» или «на выходе».

Разгрузка насоса через клапан типа Г52. Предохранительный клапан с переливным золотником типа Г52 (во втором исполнении) помимо своей основной функции предохранения системы от пере-

грузки может быть использован для частичной или полной разгрузки насоса (рис. 47).

В схеме (рис. 47, а) приведен пример использования клапана Г52 для полной разгрузки насоса в период выстравивания исполнительного механизма в исходном положении. К управляющей полости с клапана 1 подключен золотник управления 2. Во время работы исполнительного механизма электромагнит золотника управления 2 включен и отключается от электросети в моменты пауз. Золотник 2 аппарата при отключенном электромаг-

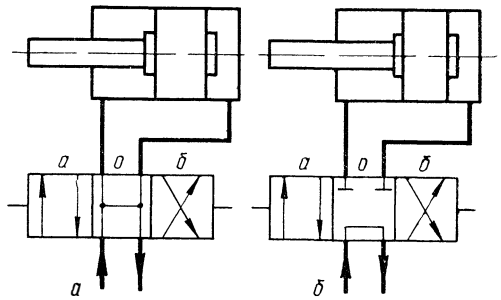


Рис. 46. Разгрузка насоса с использованием распределителей:

а — выполненная по схеме 14, б — выполненная по схеме 64

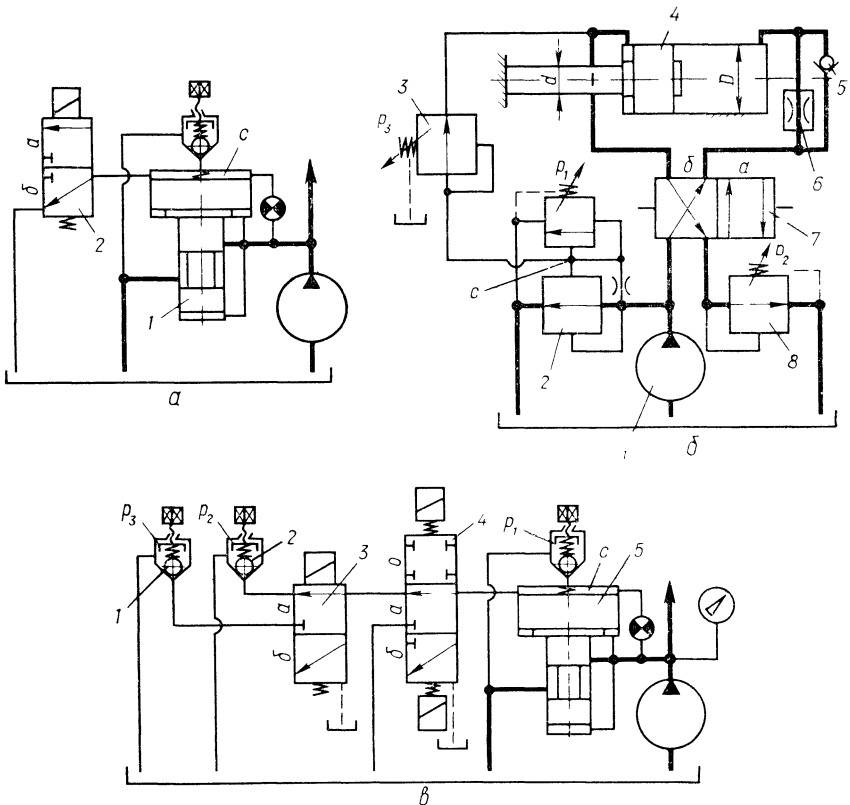


Рис. 47. Разгрузка насоса с использованием клапана типа Г52 во II исполнении: а — полная разгрузка; б — частичная разгрузка при подходе штока к упору; в — схема обеспечивает несколько давлений в системе

ните устанавливается в положение *б*, при котором полость *с* клапана *1* подключается к баку. Как известно (рис. 6), указанное подключение вызывает подъем грибообразного клапана и переключение насоса в бак. В этом случае отвод жидкости от насоса в бак происходит при давлении примерно в 0,1—0,15 МПа.

Включение или отключение электромагнита золотника управления может осуществляться от кнопочной станции, а также автоматически при блокировке путевого выключателя с кнопкой «стоп», когда, например, цикл работы исполнительного механизма завершается остановкой в исходном положении на 1—2 мин.

Когда золотник в распределителе *7* занимает положение *а*, поршень цилиндра *4* совершает рабочее перемещение вправо (рис. 47, *б*). Давление в насосе *1* при этом определяется полезной нагрузкой, силами трения и противодавлением, создаваемым в основном дросселем *б* и напорным золотником *8*. Предельное давление в насосе ограничивается клапаном *2*, пружина которого настроена на давление p_1 . При движении поршня вправо давление в насосе, в штоковой полости цилиндра и в полости *с* клапана *2* примерно равны. Поэтому напорный золотник *3*, расположенный между полостью *с* и штоковой полостью цилиндра, закрыт.

С переводом золотника в распределителе в положение *б* начинается холостое перемещение поршня влево; подвод жидкости к цилиндру от насоса происходит через обратный клапан *5*. Поэтому можно считать, что давление в цилиндре и насосе примерно равны. Так как полезная нагрузка в этом случае отсутствует, то усилие, развиваемое поршнем, будет пропорционально противодействию и силе трения:

$$P_1 = p_2 0,785 (D^2 - d^2) + T = p_H 0,785 D^2, \quad (53)$$

где p_2 — противодействие в штоковой полости цилиндра, равное (примерно) настройке клапана *8*;

p_H — давление в насосе;

T — сила трения.

Если пренебречь силами трения, то давление p_H будет меньше p_2 , т. е.

$$p_H \cong p_2 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right).$$

Когда силы трения велики, то давление p_H может оказаться недостаточным для перемещения поршня во время холостого хода. Поэтому для увеличения p_H необходимо пружину напорного золотника *3* настроить на давление p_3 несколько большее p_2 .

Если исполнительный механизм находится на упоре, то противодействие в штоковой полости цилиндра не снижается и остается равным примерно p_2 , так как из полости *с* клапана *2* небольшой поток жидкости (около 1—1,5 л/мин) отводится в бак через клапан *3*, штоковую полость цилиндра *4*, распределитель *7* и напорный золотник *8*.

Усилие, развиваемое поршнем во время выстайвания исполнительного механизма на упоре,

$$P_2 = 0,785[p_3 D^2 - p_2(D^2 - d^2)].$$

Схема на рис. 47, б соответствует моменту, при котором шток находится на упоре, а насос при небольшом давлении (на 0,1—0,15 МПа больше p_3) разгружается в бак через клапан 2.

Различные усилия прижатия штока к упору можно получить регулированием p_3 .

В гидравлической системе (рис. 47, в) предельное давление в насосе ограничивается клапаном 5 (типа Г52), пружина которого настроена на давление p_1 . Благодаря распределителю 4 и золотнику управления 3 к полости с клапана 5 может быть подключен напорный золотник 1 или 2 или бак. Если $p_1 > p_2 > p_3$, то это означает, что в системе может быть три давления: p_3 — минимальное, p_2 — среднее и p_1 — максимальное. При подключении полости с к баку насос переводится на разгрузочный режим работы.

В гидросистеме (рис. 48) насос 1 в основном предназначен для питания контура I и насоса 9. Насос 1 подключается через обратный клапан 3 к контуру II только тогда, когда давление в нем становится меньше p_1 . Насос 9, присоединенный к насосу 1 последовательно, предназначен для питания только контура II; давление в этом насосе контролируется клапаном 5 (типа Г52). Самостоятельный насос 7 питает контур III.

С увеличением давления в контуре I выше p_1 срабатывает клапан 2, а при этом насос 1 переключается частично в бак, сохраняя давление p_1 в контуре I и во всасывающей полости насоса 9.

Клапан 5, во-первых, предохраняет насосы 9 и 7 и, во-вторых, при отключении электромагнита золотника управления 6 переводит все насосы (1, 9, и 7) на режим почти полной разгрузки. От

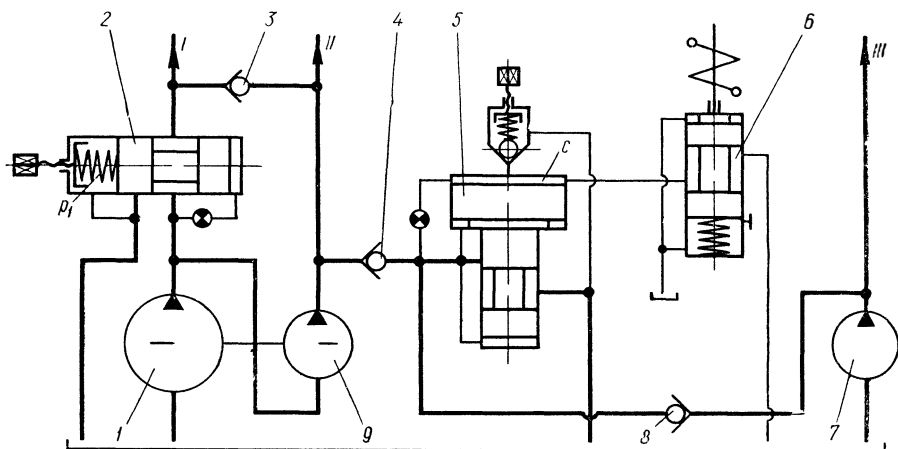


Рис. 48. Разгрузка трех насосов через клапан типа Г52

насоса 1 в период разгрузки жидкость отводится в бак через аппараты 2, 3, 4 и 5; от насоса 9 — через клапаны 4 и 5 и от насоса 7 — через клапаны 8 и 5.

Расходная характеристика клапана 5 должна соответствовать суммарной производительности всех насосов.

2. Разгрузка насоса с удержанием заданного давления в рабочем цилиндре

Сохранение заданного давления в рабочем контуре гидросистемы длительное время при малых расходах жидкости, что необходимо для компенсации только возможных утечек, требуется в приспособлениях и наладках, предназначенных для зажима изделия, в прессах, где изделие в течение некоторого времени выдерживается под давлением, в натяжных механизмах, в прокатных станах, в подъемных и других устройствах.

В таких ситуациях для повышения к. п. д. системы целесообразно применять аккумулятор, который может некоторое время удерживать заданное давление в замкнутом контуре (рис. 49).

В схеме (рис. 49, а) от насоса 1 через обратный клапан 3, распределитель 4 жидкость направляется к рабочей полости цилиндра 5 и одновременно к пневмогидравлическому аккумулятору 6, а также под нижний торец золотника клапана 2 (типа БГ54). При подходе штока к упору возрастает давление в цилиндре, аккумуляторе, насосе, и, когда оно достигнет давления p_k , золотник в клапане 2 и фильтр в бак.

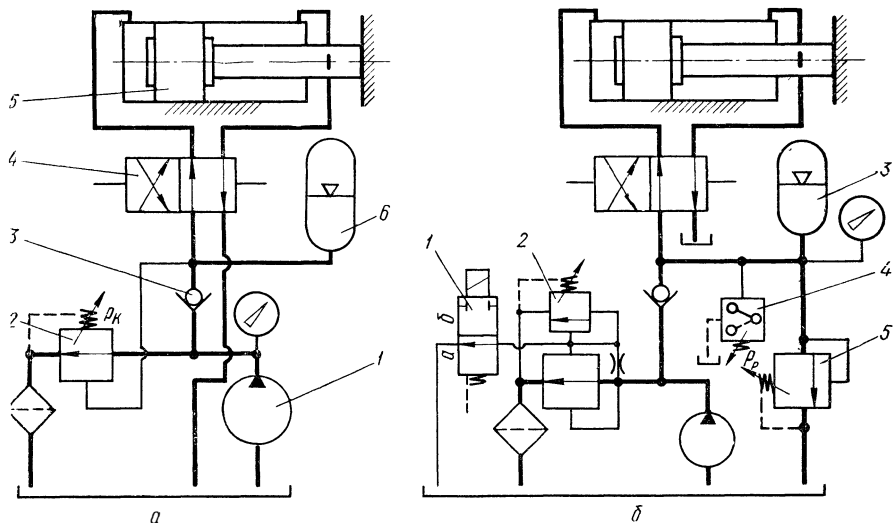


Рис. 49. Гидросистемы, обеспечивающие разгрузку насоса с удержанием заданного давления в цилиндре

С этого момента давление в рабочей полости цилиндра поддерживается аккумулятором, а насос почти полностью разгружается. Обратный клапан 3 отключает насос от аккумулятора и цилиндра. С падением давления в аккумуляторе ниже давления, на которое настроена пружина клапана 2, насос автоматически подключается к рабочему контуру, заряжая аккумулятор до давления p_k . Таким образом, насос находится под максимальным давлением p_k только в моменты, необходимые для зарядки аккумулятора. Цикличность подключения насоса к аккумулятору зависит от соотношения пропускной характеристики клапана 2 и производительности насоса. Испытания аналогичной схемы с насосом производительностью 12 л/мин и напорным золотником БГ54-14 (с максимальным расходом 70 л/мин) дали хорошие результаты.

При достижении давления в системе, на которое настроено реле давления 4, насос переключается в бак (рис. 49, б). От микровыключателя реле после достижения давления p_p поступает команда на отключение электромагнита золотника управления 1 при клапане 2 (типа Г52). В этом случае при установке золотника в клапане 1 в положение *a* насос через клапан 2 переводится на разгрузочный режим. В контуре цилиндра на некоторое время аккумулятором 3 поддерживается давление, равно p_p .

С падением давления в цилиндре вторично срабатывает реле давления; включается электромагнит аппарата 1, золотник которого переводится в положение *б*. При этом аппарат 2 отсекает от бака насос, который автоматически подключается к цилиндру.

Клапан 5 выполняет функцию второго предохранительного устройства. Пружина его, а также пружина клапана 2 настраиваются на давление $p_p + (0,3 - 0,5)$ МПа.

3. Разгрузка насоса большей производительности

В гидросистеме (рис. 50, а) оба насоса подключаются в систему во время холостых перемещений исполнительного механизма. При рабочих движениях, когда нагрузка в цилиндре возрастает, а давление становится выше давления p_1 настройки клапана 3, насос 2 автоматически переключается на разгрузочный режим. Система питается от насоса 1, величина давления в котором контролируется клапаном 5. Обратный клапан 4 препятствует проникновению жидкости в контур насоса 2 во время его разгрузки.

Для решения аналогичной задачи может быть использована разделительная панель типа Г53. Когда давление (заданное) в рабочем контуре системы составляет величину порядка 20 МПа, для разгрузки насоса большей производительности при работе только меньшего насоса можно рекомендовать систему, приведенную на рис. 50, б.

Золотник сливной с электрогидравлическим управлением 3 типа Г63-4 по команде от реле давления 5, пружина которого настроена на малое давление, переводится в положение *a*. При этом насос 2 большей производительности переключается в бак. В си-

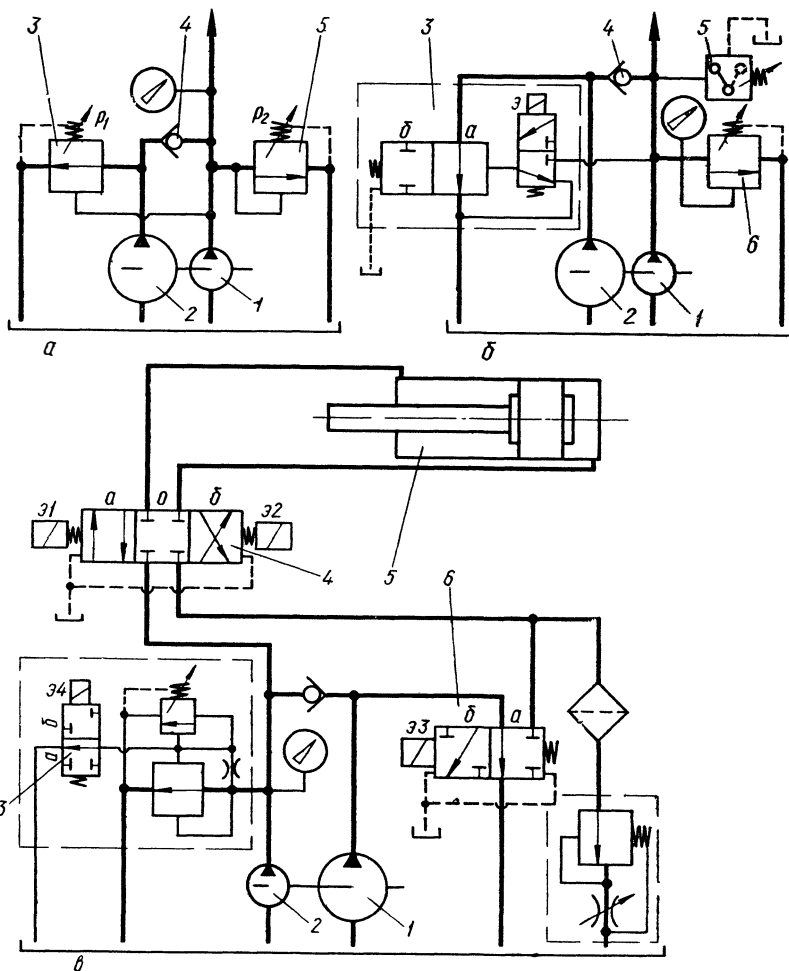


Рис. 50. Разгрузка насоса большей производительности во время рабочего хода: *а* — через дистанционно управляемый клапан типа Г54; *б* — через золотник сливной; *в* — через распределитель с электрическим управлением

стему поступает жидкость только от меньшего насоса *1*, а давление в нем и в системе контролируется клапаном *б*. С падением давления в системе (например, во время холостого хода исполнительного механизма) от микровыключателя реле давления поступает вторичная команда на отключение электромагнита Э золотника управления в аппарате *3*. Основной золотник аппарата *3* переводится в положение *б*, насос *2* отсекается от бака, а в систему направляется суммарный поток жидкости от двух насосов.

Таким образом, в схеме (рис. 50, *б*) насос большей производительности разгружается только во время рабочих перемещений исполнительного механизма.

В гидросистеме с двумя насосами 1 и 2 обеспечивается разгрузка насоса большей производительности во время рабочих перемещений поршня в цилиндре 5 и почти полная разгрузка двух насосов при остановке исполнительного механизма в исходном положении (рис. 50, в).

Переключение распределителей 4 и 6 и золотника управления 3 для каждого положения цикла отражено в табл. 10.

В гидравлической системе подключение насосов 1 и 2 (рис. 51) к цилиндру или переключения их

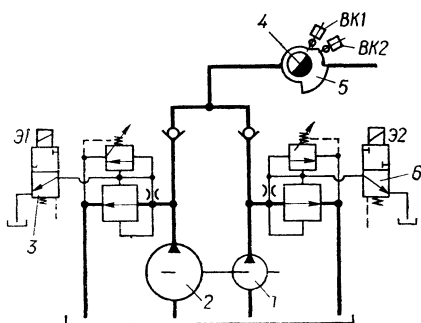


Рис. 51. Гидросистема, в которой режим работы насосов определяется дросселем с копиром

в бак (режим разгрузки) определяется положением дросселя 4 и копиром 5, который смонтирован на рукоятке дросселя. Копир располагается так, что при закрытом дросселе он не воздействует на конечные переключатели *BK1* и *BK2*, а электромагниты *Э1* и *Э2* золотников управления 3 и 4 в это время отключены. При этом, как известно (рис. 47, а), оба насоса разгружаются в бак.

Таблица 10

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	4	6	3	Э1	Э2	Э3	Э4
<i>БП</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	+	-	+	+
<i>РП</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	+	-	-	+
<i>Рв, БО</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	-	+	+	+
Стоп с разгрузкой двух насосов	0	<i>a</i>	<i>a</i>	-	-	-	-

С открытием дросселя до соприкосновения копира с конечным выключателем *BK2* оба электромагнита золотников управления включаются; насосы через обратные клапаны и дроссель подключаются в систему, а скорость поршня в цилиндре исполнительного механизма при этом максимальна и определяется суммарной производительностью насосов. При частичном закрытии дросселя, т. е. при уменьшении скорости, *BK2* отключается и от него поступает команда на отключение электромагнита золотника управления 3 или 6. Один из насосов переводится на режим разгрузки.

Подобная система управления насосами позволяет получить при соответствующей конфигурации копира ступенчато-бесступенчатое регулирование скорости.

4. Автоматическая разгрузка насоса в положении «стоп»

Машины автоматического и полуавтоматического действия нередко работают по циклам, при которых перемещение исполнительных органов происходит с различной скоростью, и чередуются остановками в промежутках времени, при которых целесообразно разгружать насос.

Для этой цели используются различные схемные и конструктивные решения. В частности, применение обратного клапана (рис. 52, *a*), подключенного в определенном месте непосредственно к цилиндру, обеспечивает одновременно остановку поршня и перевод насоса на разгрузочный режим. При движении поршня влево, с открытием отверстия (или проточки) 1 правой кромкой поршня, давление в обеих полостях цилиндра уравнивается и снижается до минимальной величины, так как насос разгружается в бак через магистраль 3, штоковую полость цилиндра, обратный клапан, магистраль 2 и распределитель.

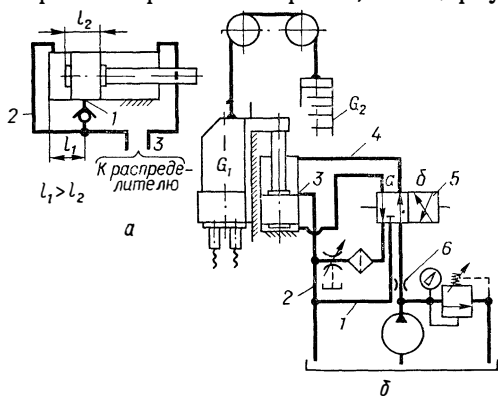
Разгрузка насоса через обратный клапан с одновременной остановкой исполнительного механизма может применяться в машинах при любом расположении цилиндра двустороннего силового действия.

Для упрощения монтажа, уменьшения соединений рекомендуется обратный клапан (например, шарикового типа) встраивать непосредственно в цилиндре, если цилиндр выполнен литым.

Если общая величина хода поршня равна его высоте, то можно осуществить разгрузку насоса и системы с одновременной остановкой поршня. На рис. 52, *б* представлена гидравлическая система агрегатного станка с вертикальным расположением сверлильной головки.

Независимо от направления движения головки остановка ее происходит при открытии кромкой поршня отверстия 3, расположенного в средней части цилиндра. Когда отверстие 3 открыто верхней кромкой поршня, то циркуляция жидкости от насоса в бак происходит через дроссель 6, распределитель 5,

штоковую полость цилиндра и магистраль 2. При верхнем расположении поршня, когда отверстие 3 открыто нижней кромкой поршня, насос соединяется с баком через поршневую полость цилиндра и магистраль 2. В нижней полости цилиндра устанавливается



$$p = \frac{G_1 - G_2}{F_1}, \quad (54)$$

где F_1 — площадь поршня;

Рис. 52. Автоматическая остановка поршня с одновременной разгрузкой насоса

G_1, G_2 — соответственно вес головки контргруза.

Так как вес головки обычно больше веса контргруза, то при верхнем расположении головки насос находится под некоторым давлением, т. е. полностью не разгружается.

При расположении золотника в распределителе 5 в позиции a головка перемещается вниз, причем ее скорость регулируется дросселем. После реверса из штоковой полости цилиндра жидкость выжимается в бак через распределитель 5 и магистраль 1.

Так как давление в насосе во время разгрузки мало и может оказаться недостаточным для переключения золотника в распределителе, то на магистрали между насосом и распределителем установлено сопротивление 6, выбранное так, чтобы в насосе во время разгрузки возникло давление, достаточное для управления распределителем 5.

В цилиндро-поршневой группе в системах a и b (рис. 52) для уплотнения поршня не следует применять мягкие уплотнительные кольца или манжеты, так как из-за отверстия или проточки в цилиндре они быстро выходят из строя.

В станках отделочно-расточных и шлифовальных стол при остановке на жестком упоре (например, при обработке торца) прижимается к упору с усилением примерно в 10 000 — 12 000 Н, если давление в системе составляет 1,0—1,5 МПа.

Установка упора в створе с осью силового цилиндра стола в большинстве случаев практически невозможна. Чаще всего упор размещается выше или сбоку от цилиндра, поэтому когда стол прижат к упору, возникает пара сил, которая создает напряженное состояние, вызывая подрыв или перекося стола из-за деформации некоторых деталей. Подобное состояние отражается на точности расположения сопряженных элементов в станке. Когда на упоре производится подрезка торца, что имеет место в станках отделочно-расточных, или происходит «выхаживание» поверхности, например в станках шлифовальных, то, как показал опыт, нарушается взаимное расположение осей рабочих органов, если стол или шлифовальная бабка прижаты к упору с большой силой. За счет введения в систему сравнительно простых устройств усилие прижима к упору может быть значительно снижено.

Одно из возможных решений показано на рис. 53, a . Параллельно силовому цилиндру 3 подключен предохранительный клапан с переливным золотником 1. К полости c подключен золотник управления 5, а после золотника — регулируемый дроссель 7.

До подхода стола к упору кулачком 4 включается путевой переключатель ВК, от которого отключается электромагнит золотника управления 5. При этом полость c клапана 1 через золотник управления 5 и дроссель 7 соединяется с баком, а грибообразный золотник в клапане 1, сместившись вверх (по чертежу), соединит магистрали 2 и 6. В штоковой полости цилиндра устанавливается давление p_2 , величина которого определяется настройкой дросселя 7.

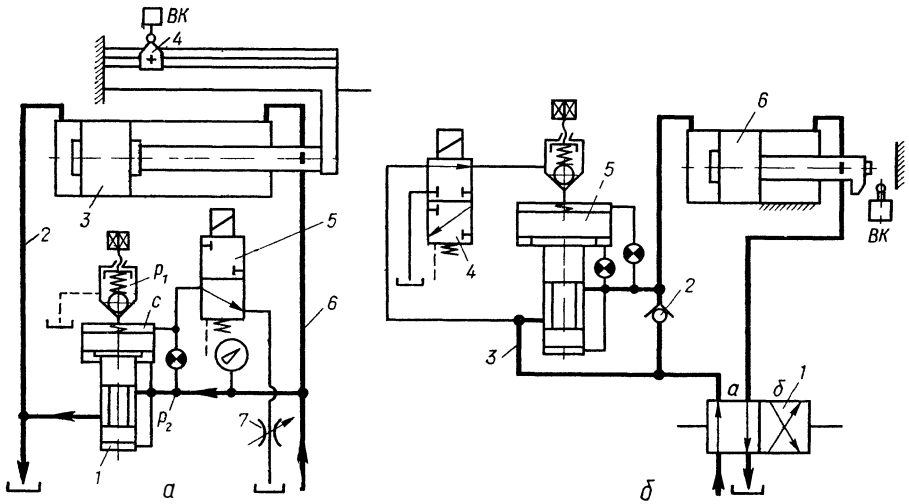


Рис. 53. Частичная разгрузка насоса при остановке стола на жестком упоре:
 а — с использованием клапана типа Г52; б — с использованием редукционного клапана Г57

В отделочно-расточных станках нередко вслед за расточкой отверстия производится подрезка торца детали на упоре. Для сохранения строгой перпендикулярности торцевой поверхности к оси отверстия в цилиндре продольных подач во время подрезки торца давление должно быть снижено от 1—1,2 до 0,4—0,5 МПа.

Для автоматического уменьшения давления с подходом стола к упору в гидросистеме станка (разработанной СКБАРС) применяется редукционный клапан типа Г57, к шариковому клапану которого подключен золотник управления 4 (рис. 53, б).

При продольных перемещениях стола электромагнит золотника управления 4 отключен. При этом от трубопровода 3 через аппарат 4 в полость расположения пружины шарикового клапана 5 подведено рабочее давление. В этот момент шарик прижимается к седлу гидравлической силой, пропорциональной рабочему давлению (1—1,2 МПа), и пружиной, настроенной на давление примерно в 0,4 МПа. От распределителя 1, когда золотник его находится в положении а, жидкость свободно проходит через клапан 5 (без редукционного давления) в поршневую полость цилиндра. С подходом штока (стола) к упору от конечного выключателя ВК включается электромагнит золотника управления 4 и полость над шариком в клапане 5 соединяется с баком. С этого момента клапан 5 выполняет функцию редукционного устройства, поддерживая в поршневой полости цилиндра постоянное давление, соответствующее настройке пружины шарикового клапана.

В гидрофицированных машинах с вертикальной компоновкой цилиндра-поршневой группы для поднятия поршня и удержания его в верхнем положении давление в нижней полости цилиндра

должно быть достаточным только для уравнивания подвижных частей (поршня, штока, ползуна, головки с инструментом или другими устройствами). Это давление обычно меньше рабочего, необходимого при движении поршня вниз.

Если время выстаивания поршня в верхнем положении составляет 1—1,5 мин, то целесообразно немного усложнить гидросистему, обеспечив при этом частичную разгрузку насоса в периоды холостых движений поршня и пауз.

В гидравлической системе (рис. 54, а) клапан 1 (типа БГ54 или Г52) предохраняет систему от перегрузки и поддерживает постоянное давление p_1 в движении поршня вниз (в периоды рабочих перемещений). Если золотник в распределителе 2 переведен в положение а, то отвод жидкости из нижней полости цилиндра в бак происходит через дроссель 4 и распределитель 2.

Давление в нижней полости цилиндра во время подъема поршня (после перевода золотника в распределителе в положение б) соответствует силам трения и весу подвижных частей. Напорный золотник 5, подключенный к нижней полости цилиндра через обратный клапан 3, в моменты подъема поршня и выстаивания его на упоре поддерживает в ней давление p_2 , которое меньше p_1 .

При выстаивании поршня вверх на упоре жидкость от насоса через распределитель и напорный золотник 5 отводится в бак.

Таким образом, при подъеме поршня и выстаивании его на упоре насос разгружается частично.

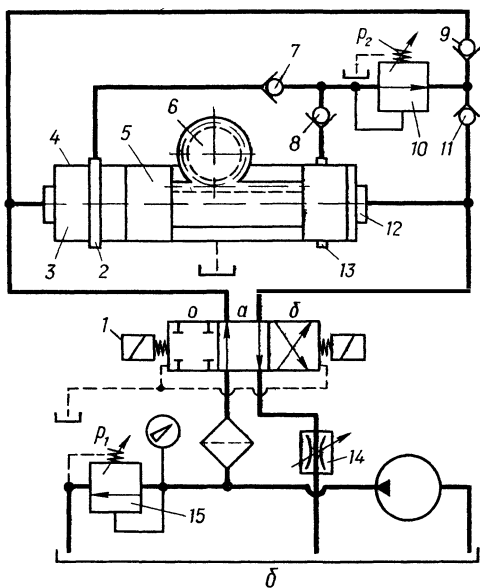
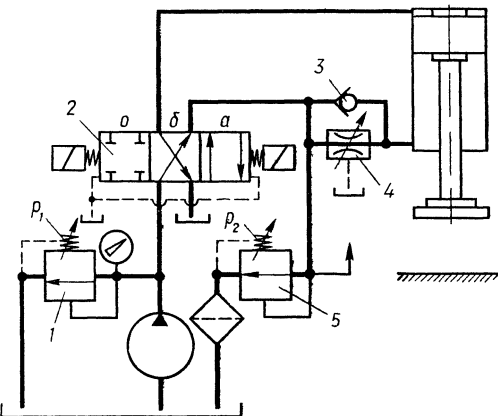


Рис. 54 Гидравлические системы, обеспечивающие частичную разгрузку насоса:

а — при вертикальном расположении цилиндра;
б — при подходе поршня-рейки к упору

На специальном продольно-шлифовальном станке модели МС-309 для поворота шлифовальной головки предусмотрен цилиндр с двусторонним поршнем и реечной передачей (рис. 54, б). Поскольку масса головки велика, то, независимо от направления поворота ее в моменты трогания, необходимо создать большой крутящий момент на приводном валу 6, а следовательно, и большое давление в цилиндре 4. В дальнейшем при установившемся движении величина крутящего момента, а следовательно давление в цилиндре, автоматически уменьшаются. Когда головка дойдет до упора, то для уменьшения напряженного состояния в передающих звеньях и возможных деформаций в них необходимо в цилиндре сохранить давление, достаточное для противодействия только силам резания.

В приведенной системе это достигается следующим образом. При движении поршня-рейки 5 вправо (по чертежу) жидкость от насоса, когда золотник в распределителе установлен в положение *a*, поступает к полости 3 цилиндра 4. Гидравлическая сила, развиваемая цилиндром в моменты трогания головки, определяется в основном силами инерции подвижных масс. На это усилие должен быть рассчитан и настроен клапан 15. С открытием проточки 2 давление в полости 3 будет соответствовать настройке клапана 10, т. е. $p_2 < p_1$. Поэтому дожатие головки до упора и удерживание ее на упоре происходит при давлении p_2 . В этот момент жидкость от насоса направляется в бак через фильтр, распределитель 1, цилиндр 4, обратный клапан 7, напорный золотник 10, обратный клапан 11, распределитель и дроссель 14.

При обратном движении поршня жидкость подводится к цилиндру со стороны полости 12. С открытием проточки 13 насос соединяется с баком через аппараты 1—4—7—10—9—1—14.

Таким образом, автоматическое переключение насоса на работу с меньшим давлением (частичную разгрузку) происходит в моменты открытия поршнем проточек 2 и 13.

Стрелкой от аппарата 5 показано место подключения трубопровода, идущего от манометра (или крана манометра) (рис. 54, а). Иногда таким образом указывается место, куда должен быть подключен манометр только во время настройки аппарата на заданное давление. Подобное обозначение принято во многих проектных бюро (в книге показано на рис. 58, 69, 75 и др).

Глава V

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ В РАБОТУ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Для последовательного включения в работу нескольких исполнительных механизмов используются различные системы управления. В частности, в машинах автоматического действия применяются распределительные валы с набором кулачков, от которых в определенной последовательности непосредственно или же через промежуточные элементы поступают команды к исполнительным

механизмам. Для этой цели применяются также командо-аппараты, состоящие из распределительных барабанов, упоров, конечных выключателей и др. Такие решения не всегда приемлемы, так как электромеханические связи громоздки, подвергаются интенсивному износу. Как правило, механизмы такого рода нуждаются в строгой координации управляющих элементов.

В гидрофицированных системах, состоящих из нескольких цилиндров или гидромоторов, последовательное включение их в работу в заданном порядке достигается сравнительно просто при использовании для этой цели нормализованной аппаратуры.

Строгая последовательность включения в работу цилиндров 5 и 7 в указанном порядке (на этом и последующих рисунках направление движения поршня в цилиндре показано стрелками, причем последовательность включения отмечена римскими цифрами I, II, III, ..., n) обеспечивается двумя обратными клапанами 2 и 3 и напорным золотником 4 (рис. 55, а).

Одновременному включению в работу цилиндров препятствует напорный золотник 4, который пропустит жидкость к цилиндру 7 после подхода штока цилиндра 5 к упору. С изменением направления тока жидкости в магистралах I и б вначале срабатывает цилиндр 7, а затем цилиндр 5.

Решение аналогичной задачи показано на рис. 55, б, где последовательность включения в работу двух цилиндров 3 и 4 обеспечивается взаимодействием напорных золотников с обратными клапанами 1 и 2.

Подобный принцип управления применяется в станках, где один из цилиндров выполняет зажим и разжим заготовки, а второй

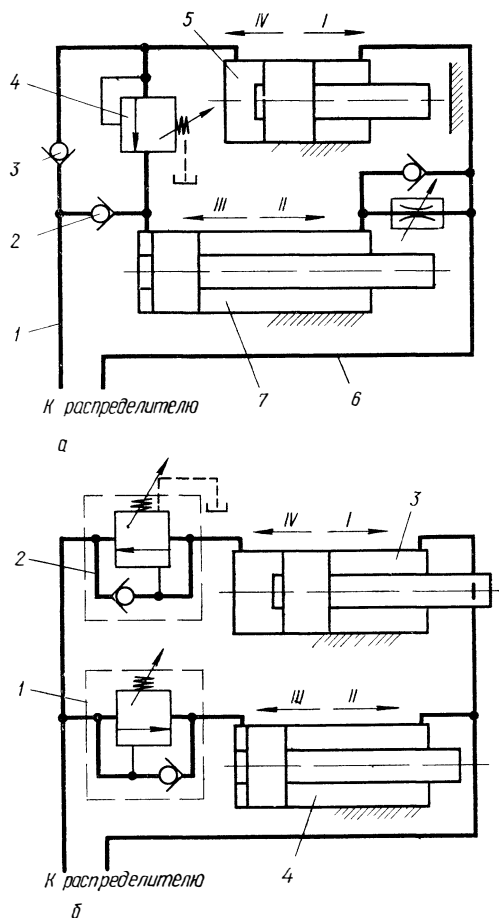


Рис. 55. Элементы схем последовательного подключения в работу силовых цилиндров для различных порядков включения

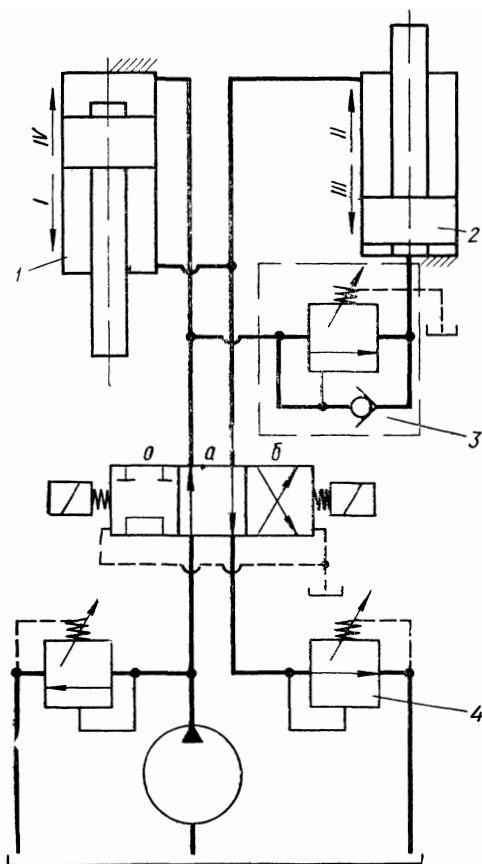


Рис. 56. Принципиальная схема, обеспечивающая строгую последовательность только для первого и второго порядков включения

служит для подачи стола или суппорта. В рассмотренных схемах использован принцип управления «по давлению».

В гидросистеме при вертикальном расположении цилиндров 1 и 2 строгая последовательность включения их в работу гарантирована только для I и II порядков включения (рис. 56). Включения III и IV порядков, как показано на схеме, будут сохраняться в том случае, когда для подъема поршня в цилиндре 1 потребуются давление большее, чем для опускания поршня в цилиндре 2.

Указанный порядок включения в работу двух цилиндров создается клапаном 3 типа Г66. Клапан 4, установленный на магистрали слива, устраняет самопроизвольное опускание поршня в цилиндре 1 под действием собственного веса.

В гидрофицированном пневмоколесном кране (производство Одесского завода тяжелого краностроения им. Январского восстания) по предложению автора была внедрена система управления выносной опоры крана (рис. 57), состоящей из балки с

приводным цилиндром 2, на консоли которой расположен цилиндромкрат 4.

Указанная последовательность включения цилиндров обеспечивается краном управления 1 типа Г71 и напорным золотником с обратным клапаном 6 типа Г66. После поворота золотника в кране 1 в положение а балка вместе с домкратом начнет выдвигаться вправо (по чертежу). Когда поршень цилиндра балки подойдет к фланцу цилиндра и одновременно с этим проточка 3 на поршне окажется в створе с выходным отверстием 5, начнет выдвигаться поршень домкрата 4.

Отвод поршней в исходное положение во второй половине цикла произойдет в обратной последовательности после поворота золотника крана управления в позицию б. Одновременной работе

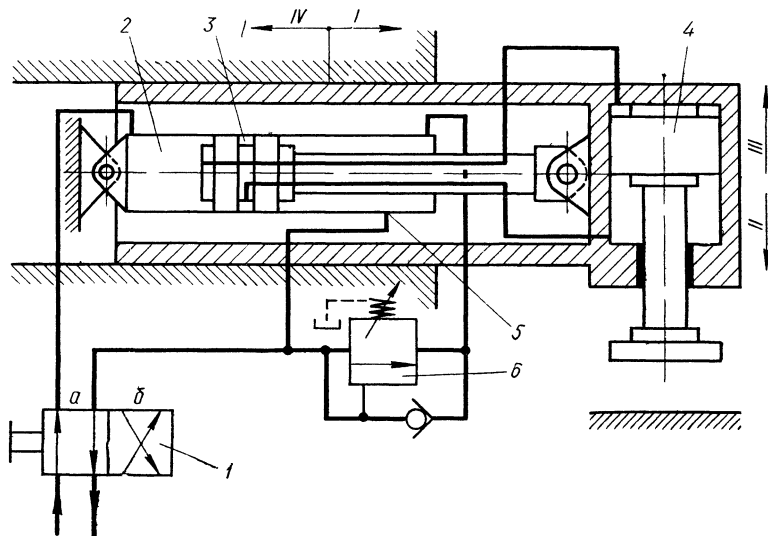


Рис 57. Элемент схемы последовательного включения в работу цилиндров выносной опоры пневмоколесного крана

цилиндров в этот период препятствует клапан 6, пружина которого настроена на давление $p - p_1 + (0,3 - 0,5)$ МПа, где p_1 — давление, необходимое для подъема и фиксации поршня домкрата в верхнем положении.

В принципиальной гидравлической схеме пресса применен так называемый суммирующий цилиндр для автоматического изменения скорости и усилия (рис 58). Быстрое перемещение плунжера происходит при подводе жидкости в полость 2. Если такое же количество жидкости будет подано при том же давлении в полость 2 и 4, то значительно уменьшится скорость плунжера 1 и увеличится усилие, развиваемое им.

Автоматическое изменение скорости плунжера и последовательное подключение к насосу полостей 2 и 4 происходит таким образом. Вначале, когда золотник в распределителе 10 занимает положение а, жидкость от насоса подводится в полость 2, а из полости 3 отводится в бак через аппараты 9—10—11. Из бака 5 через управляемый обратный клапан 6 происходит заполнение жидкостью верхней полости цилиндра 4. Давление, необходимое для управления клапаном 6 в магистрали 8, создается напорным золотником 11, который к тому же предотвращает самопроизвольное опускание плунжера 1 под действием собственного веса.

В процессе прессования усилие на плунжере и давление в полости 2 возрастает и, когда оно достигнет величины настройки клапана 7, клапан откроется и жидкость от насоса начнет поступать в полость 4. Одновременно с этим управляемый обратный

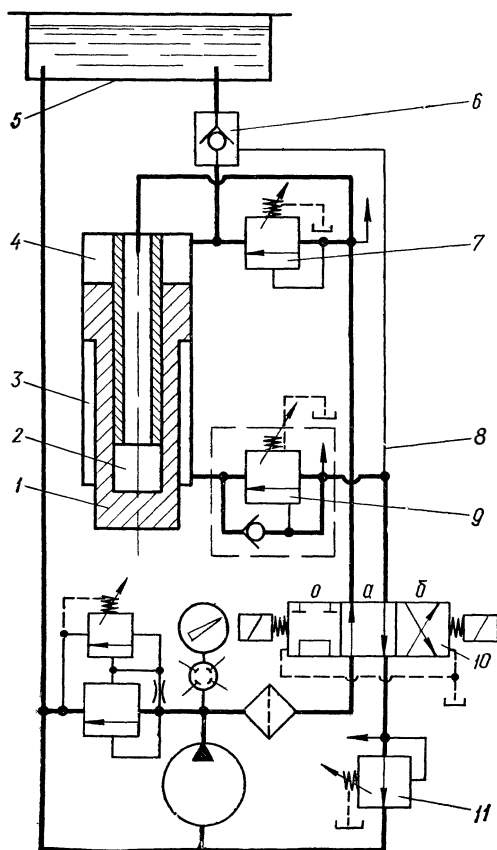


Рис. 58. Принципиальная схема последовательного подключения к насосу полостей в суммирующем цилиндре пресса

клапан 6 закрывается. С этого момента начинается окончательное формообразование изделия.

Подъем плунжера произойдет после перевода золотника в распределителе 10 в положение б, при котором отвод жидкости из полости 2 в бак происходит через отверстие в плунжере, распределитель 10 и напорный золотник 11, а из полости 4 — через управляемый обратный клапан 6, открытый в этот момент давлением жидкости, поступающей из магистрали 8. Так как бак 5 расположен выше насоса, то в его всасывающей полости возникает подпор, что благоприятно сказывается на работе насоса.

На принципиальной гидравлической схеме пресса (рис. 59), у которого суммирующий цилиндр расположен горизонтально, последовательность подключения к насосу его рабочих полостей и автоматическое переключение скоростей можно уяснить из табл. 11.

На схеме не показаны конечные переключатели, от которых получают соответствующие команды электромагниты распределителей и золотников управления.

Управляемый обратный клапан 7 открывается при быстром подводе плунжера цилиндра 4, когда давление к клапану 7 поступает через обратный клапан 6 и при быстром отводе, когда подвод жидкости под давлением к клапану 7 происходит через обратный клапан 5.

Во время быстрых перемещений плунжера давление в системе контролируется клапаном 10, пружина которого настроена на давление p_2 , во время рабочей подачи — клапаном 1. В исходном положении (или при остановке плунжера после завершения цикла), когда электромагниты всех распределителей отключены от электросети, насос через распределитель 2 и фильтр разгружается в бак.

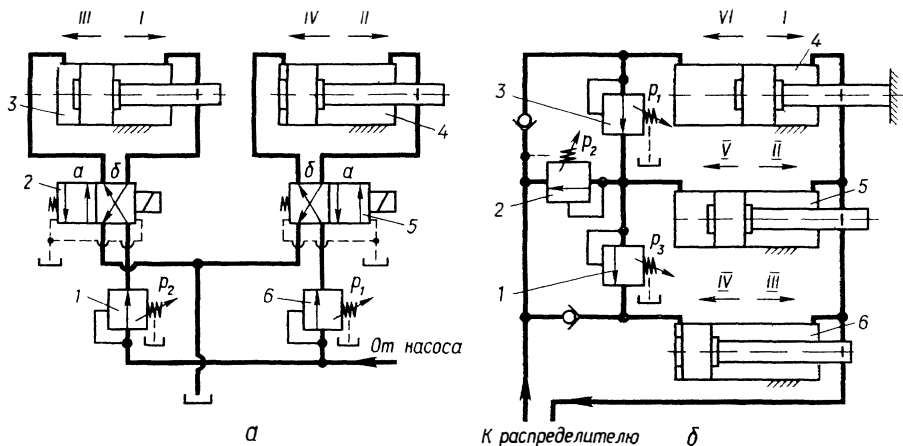


Рис. 60. Элементы схем, обеспечивающие любой порядок подключения цилиндров в работу:

а — в двух цилиндрах; б — в трех цилиндрах

Таблица 12

Последовательность срабатывания цилиндров	Положение золотника в распределителе		Направление движения
	2	5	
3	б	б	I
4	б	б	II
3	а	а	III
4	а	а	IV

настроены так, что $p_1 < p_3$; $p_2 > p_1$ и p_3 на 0,3—0,5 МПа больше давления, которое необходимо для работы цилиндра 5 (рис. 60, б).

В принципиальной гидравлической системе станка (рис. 61), предназначенного для отрезки прибылей (модели МП-224), помимо строгой последовательности включения в работу силовых цилиндров и необходимости блокировки, выбранной аппаратурой обеспечивается дифференциальное подключение цилиндра 7, от которого осуществляется подача головки с дисковой пилой. Цилиндры 5 и 6 предназначены для зажима и разжима заготовки.

Работа станка начинается с включения электромагнитов Э1 и Э2, соответственно распределителей 4 и 11, у которых золотники при этом займут положение а. В этот момент к насосам 1 и 2 подключаются только цилиндры зажима 5 и 6. При зажатии заготовки давление в цилиндрах 5 и 6 возрастает и, когда оно достигнет величины настройки пружины блокирующего и дистанционно управляемого напорного золотника 13, насос 1 подключается к правой полости цилиндра 7 через распределитель 11 и двухходовый золотник с обратным клапаном 9 (типа Г74-3), а насос 2 пе-

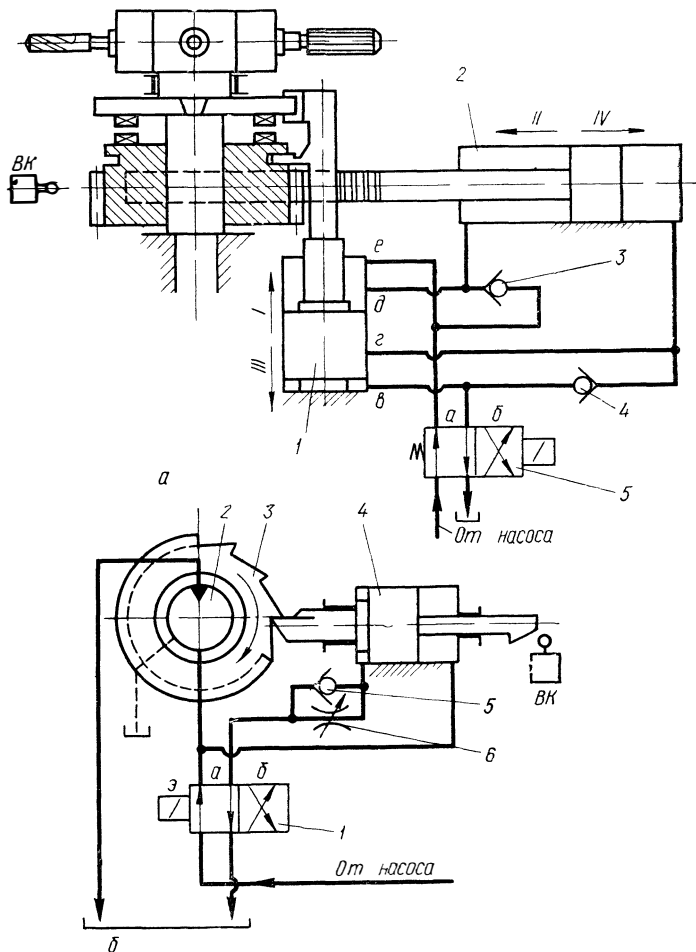


Рис. 62. Поворотно-фиксирующее устройство:
а — револьверной головки, *б* — многопозиционного стола

рах 5 и 6 отойдут от заготовки. С открытием отверстия *в* (в цилиндре *б*) оба насоса автоматически переводятся на режим работы с частичной нагрузкой. Давления в нагнетательных полостях насосов теперь будут определяться сопротивлениями, которые оказывают при токе жидкости фильтр, обратный клапан, распределитель 4 и трубопроводы, расположенные между насосами и магистралью, подключенной к отверстию *в*.

Последовательное включение в работу нескольких силовых цилиндров или гидромоторов может быть произведено иными конструктивными средствами без применения клапанов последовательного включения (типа Г66) или управляемых напорных золотников (типа Г54).

Для примера рассмотрим гидросистемы поворотных устройств, в которых последовательность включения в работу двух гидродвигателей со строгой блокировкой производится с использованием принципа управления «по пути».

На рис. 62, *a* изображено поворотное-фиксирующее устройство револьверной головки. Расфиксация револьверной головки с одновременным включением кулачковой муфты и фиксация головки после поворота ее на 60° производится цилиндром 1, а поворот головки — с помощью цилиндра 2.

Последовательность включения в работу цилиндров в указанном порядке происходит следующим образом. С переводом золотника в распределителе 5 в положение *б* жидкость от насоса поступит к отверстию *в* в цилиндре 1. При подъеме поршня начинается расфиксация головки и включение кулачковой муфты. При открытии отверстия *г* к источнику энергии подключается правая полость цилиндра 2, от штока-рейки которого поворачивается зубчатое колесо револьверной головки. С включением ВК (от штока цилиндра 2) поступает команда на отключение электромагнита в распределителе 5. Происходит реверс. Теперь при подводе жидкости от насоса к отверстию *е* начинается обратный процесс — отключение муфты и фиксация головки (движение *III*), а с открытием отверстия *д* происходит отвод штока-рейки в исходное положение при свободном вращении зубчатого колеса с полумуфтой.

Обратные клапаны 3 и 4 предотвращают подвод жидкости к цилиндру 2 при движении поршня в цилиндре 1.

В делительно-фиксирующем устройстве поворот головки производится гидромотором 2, а фиксация и расфиксация — цилиндром 4 (рис. 62, *б*). Когда золотник в распределителе 1 находится в положении *а* (электромагнит Э отключен), под давлением будет гидромотор и правая полость цилиндра, поршень которого отжат влево. В этом случае делительный диск 3 зафиксирован.

Расфиксация диска произойдет с включением электромагнита Э в распределителе 1, при котором его золотник переводится в положение *б*. Изменяется направление тока жидкости после распределителя. Через обратный клапан 5 жидкость поступит в левую полость цилиндра 4, а его правая полость соединяется с баком. После вывода левого фиксирующего штока из зацепления с зубьями делительного диска правым штоком включается ВК, от которого поступает команда на отключение электромагнита распределителя. Золотник в распределителе займет положение *а*, а жидкость от насоса направится в правую полость цилиндра и одновременно к гидромотору, вал которого вместе с делительным диском начнет проворачиваться по часовой стрелке. Повторение цикла последует снова при включении электромагнита в распределителе 1. Настройка на согласованную работу гидромотора и цилиндра производится дросселем 6 во время отладки системы.

В роторной машине, предназначенной для отливки стойки плуга в кокилях, последовательное включение механизма поворота ротора 5 и муфты 4 производится цилиндрами 7 и 3 (рис. 63).

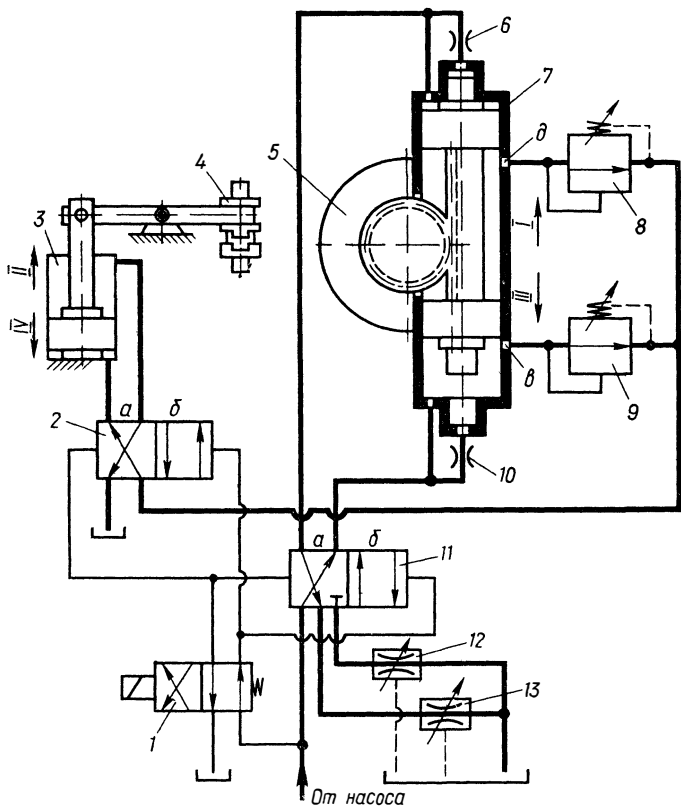


Рис. 63. Поворотно-фиксирующее устройство в машине для отливки стойки плуга

Если в распределителях 2 и 11 золотники займут положение *a*, то вначале переместится сдвоенный поршень с рейкой в цилиндре 7 и произойдет поворот ротора, а с открытием отверстия *в* начнется дожатие ротора до упора и одновременно с этим подвод жидкости под давлением через напорный золотник 9, распределитель 2 к нижней полости цилиндра 3, предназначенного для включения и отключения муфты 4. С переводом золотников в распределителях 2 и 11 в положение *б* первым срабатывает цилиндр 7, а затем (после открытия отверстия *д*) цилиндр 3.

Клапаны 8 и 9 (типа Г54) создают в цилиндре 7 давление (когда через них проходит жидкость), необходимое для дожатия поршня с рейкой и удержания его на упоре. Дроссели 6 и 10 выполняют функцию тормозных устройств. Дроссель 13 необходим для регулировки угловой скорости ротора. Скорость обратного хода поршня в цилиндре 7 регулируется дросселем 12. Одновременное переключение золотников в распределителе 2 и 11 производится краном управления 1.

Отвод каретки вправо (в исходную позицию) произойдет при включении путевого переключателя *ВКЗ*, от которого подается команда на отключение электромагнита *ЭЗ* распределителя *1*.

При обратном движении сдвоенного поршня в цилиндре *8* жидкость из полости *г* в полость *в* отводится в основном через обратный клапан *7*, встроенный в поршень. Когда электромагниты всех аппаратов отключены от электросети, то участок автоматической линии будет подготовлен для повторения цикла в указанном порядке.

Принципиальная гидравлическая схема пресса с суммирующим цилиндром *5* (рис. 65) обеспечивает последовательное подключение полостей *в* и *г* к насосу большой производительности *2* и автоматическое включение в работу преобразователя *10* в моменты допрессовки изделия, когда необходимы большие давления*.

Быстрое перемещение плунжера *4* происходит, когда в клапане *9* золотник пружиной отжат вправо. При этом полость *д* под управляемым обратным клапаном *6* подключается к баку. Так как к штоковой полости *е* цилиндра управления *7* подведена жидкость от насоса *1* под давлением p_1 (на которое настроен клапан *16*), то происходит подъем клапана *6* и соединение полости *г* с баком *8*. В то же время от насоса *2* через распределитель *3* и обратный клапан *11* жидкость поступает в полость *в* плунжера *4*.

С момента соприкосновения плунжера *4* с заготовкой начинается процесс прессования с одновременным увеличением давления в полости *в* и в подводящей магистрали от насоса *2*. Когда давление в полости *в* уравняется с давлением p_2 , на которое настроена пружина клапана *9*, золотник его переместится в сторону пружины и соединит магистраль *и* с полостью *д*. Управляемый обратный клапан *6* закроет отверстие, соединяющее бак с полостью *г*, а в полость *г* начнет поступать жидкость от насоса *2* через центральное отверстие в клапане *6*. Скорость плунжера уменьшится и одновременно с этим начнет возрастать давление в насосе и цилиндре *5*. Когда давление в цилиндре *5* достигнет величины, на которую настроено реле давления (*РД*) *12*, подключаемое к полости *г* цилиндра *5*, срабатывает *РД*, от микровыключателя которого передается электрический сигнал на включение электромагнита *ЭЗ* золотника управления аппарата *15*. При этом насос *2* автоматически переключается на питание нижней полости преобразователя *10*. С момента включения в работу преобразователя *10* жидкость под высоким давлением направляется в обе полости цилиндра *5*; происходит окончательная допрессовка и формование изделия.

Величина давления в контуре насоса *2* контролируется электроконтактным манометром *ЭКМ-2*, от которого по достижении заданной величины поступают одновременно команды на отключение электромагнитов *Э2* и *Э3* и включение электромагнита *Э1*.

* Принципиальные решения, принятые в схеме, аналогичны схеме, на основании которой создан пресс модели ПО235 (конструкции ОСКБСС).

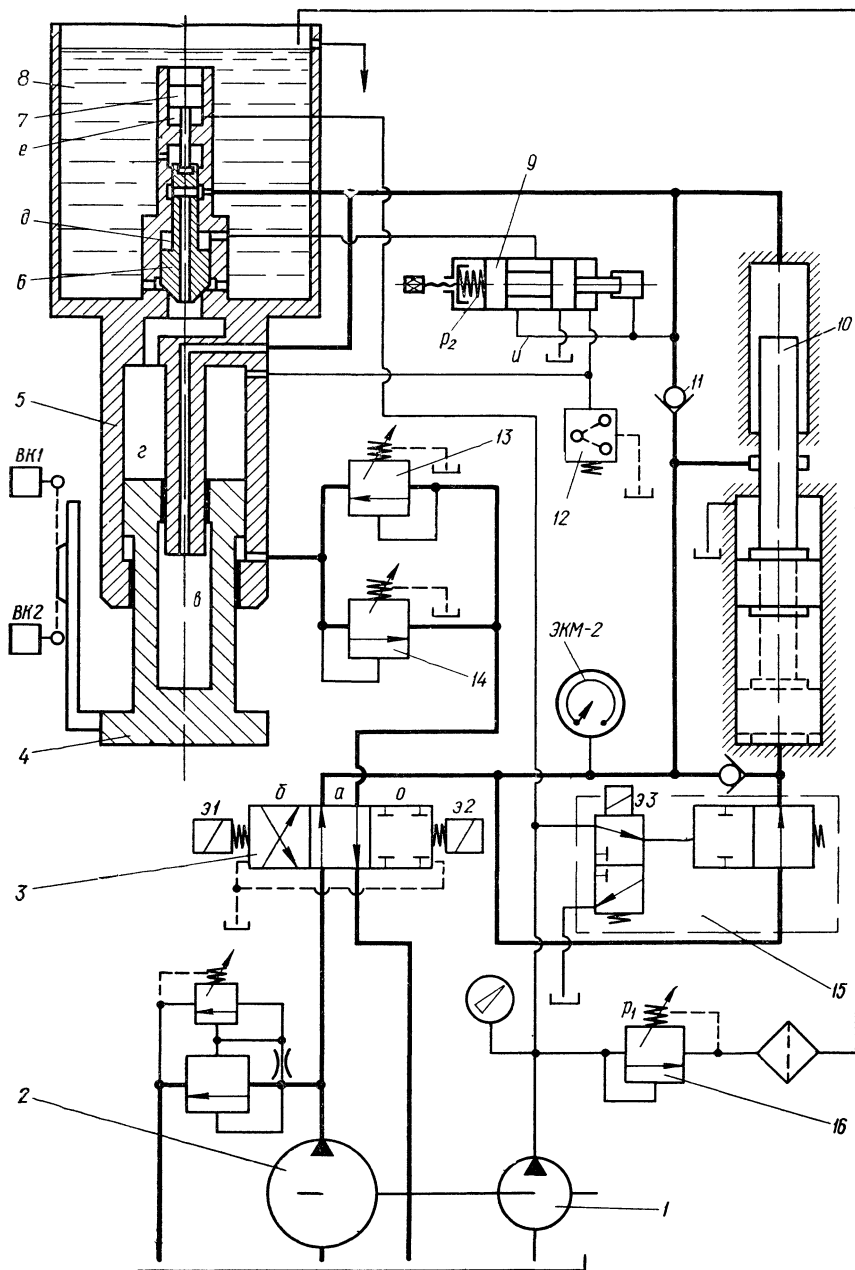


Рис. 65. Принципиальная гидравлическая система пресса с суммирующим цилиндром

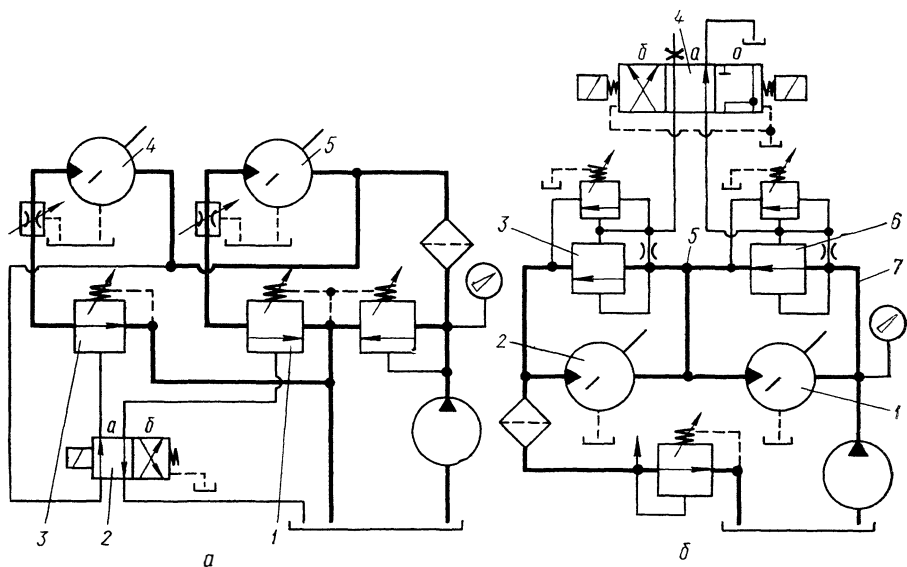


Рис. 66. Гидросистемы, обеспечивающие любую очередность включения в работу гидромоторов:

а — при параллельном подключении гидромоторов в систему; *б* — при последовательном подключении гидромоторов

При этом происходит: переключение золотника в распределителе 3 в положение *б*, подвод жидкости от насоса 2 к цилиндру 5 через напорный золотник 13, падение давления в полости *д*, благодаря чему осуществляется подъем управляемого клапана 6 и подключение полостей *в* и *г* цилиндра 5 к баку 8 и к верхней полости преобразователя 10. Произведены все операции, необходимые для подъема плунжера 4 и зарядки преобразователя 10.

В гидросистеме напорный золотник 14 предотвращает самопроизвольное опускание плунжера, а обратный клапан 11 отключает контур насоса 2 при работе преобразователя.

В верхнем положении плунжера 4 срабатывает ВК1, от которого поступает электрический сигнал на отключение электромагнита Э1 и остановку насосов. Для блокировки ЭКМ-2 предусмотрен ВК2.

Для последовательного включения в работу гидромоторов могут быть использованы клапаны последовательного включения (типа Г66) или напорные золотники с дистанционным управлением (типа Г54), подобно тому как это было сделано в системах с цилиндрами.

В гидросистеме *а* гидромоторы 4 и 5 подключены к насосу параллельно (рис. 66). На магистралях слива от каждого гидромотора установлены дроссели и напорные золотники 1 и 3, управляемые золотником управления 2. Если золотник в аппарате 2 занимает положение *а*, то напорный золотник 3 открыт, а золотник 1

закрыт. Поэтому в работе находится гидромотор 4 (обеспечен подвод и отвод жидкости). С переключением золотника в аппарате 2 в положение б изменяется направление течения жидкости после золотника управления 2 и теперь будет открыт только золотник 1, а поэтому при остановившемся гидромоторе 4 в работу включается гидромотор 5. Вместо аппарата 2 с электрическим управлением может быть использован кран управления типа Г71 (с ручным управлением) или другой распределитель с малой расходной характеристикой. Регулирование частоты вращения выходного вала гидромотора производится дросселями.

Применение предохранительных клапанов с переливным золотником типа Г52, КР (и других конструкций) с дистанционным управлением позволяет включать в работу гидромоторы в любой последовательности (рис. 66, б).

Если в распределителе 4 золотник переведен в положение а, то клапан б (типа Г52) переключен на режим разгрузки, при котором давления до клапана (в магистрали 7) и после клапана (в магистрали 5) почти равны, поэтому гидромотор 1, подключенный параллельно этому клапану, будет неподвижен. Клапан 3 в контуре гидромотора 2 в это время выполняет функцию предохранительного клапана, настройкой которого определяется в основном максимальный перепад давления в гидромоторе 2, поэтому выходной вал этого гидромотора будет вращаться. Жидкость в этом случае течет от насоса к баку по магистрали 7—6—5—2 — *фильтр — напорный золотник*.

С переводом золотника в распределителе 4 в положение б клапан 3 переходит на разгрузочный режим, а в работу включается гидромотор 1. Отвод жидкости в бак после гидромотора 1 будет происходить через клапан 3, фильтр и напорный золотник.

При нулевом положении золотника в распределителе оба клапана 3 и б переводятся на разгрузочный режим, при котором в насосе устанавливается малое давление, недостаточное для вращения гидромоторов. Величина этого давления определяется в основном сопротивлением клапанов б и 3, фильтра и напорного золотника.

Для регулирования частоты вращения гидромоторов необходимо к их сливным полостям подключить дроссели или дроссели с регулятором.

Механизм запирания пресс-форм в машине для литья под давлением обеспечивает быстрый подвод формы 10 (рис. 67) и ее сборку, создает большое запирающее усилие до заполнения пресс-формы металлом, выдержку пресс-формы под давлением, что необходимо для кристаллизации металла, и через некоторое время отвод плиты 9 с пресс-формой в исходное положение.

В механизм запирания входят: комбинированная цилиндропоршневая группа 8, состоящая из боковых цилиндров одностороннего действия, которые расположены симметрично относительно среднего цилиндра двустороннего действия; насос 1 и функциональная аппаратура, которая обеспечивает последовательное под-

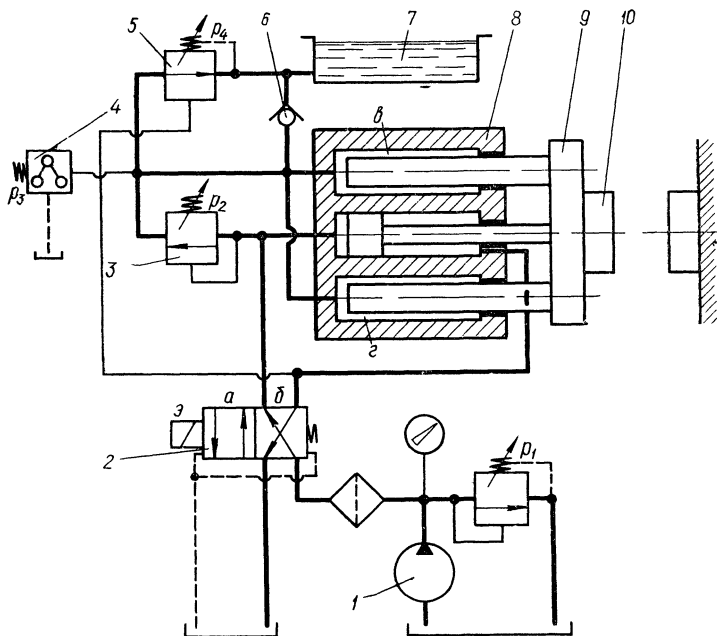


Рис. 67. Гидравлическая система машины для литья под давлением

ключение к насосу среднего и боковых цилиндров и выдержку пресс-форм под давлением в течение заданного времени.

Для ускоренного подвода плиты с пресс-формой необходимо включить электромагнит распределителя 2. При этом золотник в распределителе займет положение б, а жидкость от насосов поступит только к среднему цилиндру. Давление в насосе в этом случае невелико и определяется силами трения в цилиндрах и в направляющих плиты и сопротивлением аппаратуры и трубопроводов, расположенных между насосом и цилиндром. Полости в и г боковых цилиндров при ускоренном движении плиты вправо наполняются жидкостью из бака 7 через обратный клапан б.

В момент смыкания форм увеличивается давление и, когда оно достигнет величины p_2 , откроется клапан 3, через который насос подключается к полостям в и г боковых цилиндров. Реле давления (РД) 4 настраивается на давление $p_3 \cong p_1$. При этом усилие, развиваемое цилиндрами, должно быть достаточным для создания герметичности в сомкнутой пресс-форме. При достижении в цилиндрах давления p_3 срабатывает РД, от микровыключателя которого передается электрический сигнал к реле времени (не показано на схеме). От реле времени через t секунд поступает команда на отключение электромагнита распределителя, в результате чего происходит перевод золотника распределителя в положение а (реверс) и отвод плиты в исходное положение.

Отвод жидкости от среднего цилиндра в бак производится через распределитель 2, а из боковых цилиндров в бак 7 — через дистанционно управляемый напорный золотник 5, настроенный на давление p_4 , которое несколько меньше давления, необходимого для отвода плиты с пресс-формой в исходное положение.

Глава VI

УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ СИНХРОННУЮ РАБОТУ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

В практике машиностроения и станкостроения нередко возникает необходимость в синхронной работе нескольких исполнительных механизмов. Решение таких задач затруднено, когда механизмы удалены друг от друга на значительное расстояние, так как невозможно обеспечить между ними жесткую связь.

В зависимости от назначения машины или отдельных органов, компоновки механизмов и допустимой степени рассогласования применяются гидромеханический и гидравлический способы синхронизации.

Гидромеханический способ. В качестве приводного элемента в устройствах используется гидродвигатель (силовой цилиндр или гидромотор), а согласованное движение исполнительных механизмов обеспечивается рычагами, тягами, зубчатыми колесами, т. е. жесткими связями и передачами. Подобные конструктивные решения позволяют получить большую и, пожалуй, наибольшую точность в согласованном движении исполнительных органов, однако механизмы такого рода громоздки, трудоемки в изготовлении и в ряде случаев не экономичны.

Гидравлический способ. Синхронизация при помощи гидродвигателей получила большое распространение, так как значительно упрощает решение подобных задач, позволяет нередко для этой цели использовать только нормализованную аппаратуру. Однако гидравлические устройства создают различную степень точности в согласованной работе нескольких гидродвигателей, между которыми нет жестких связей.

Существующие гидравлические синхронизирующие устройства можно объединить в две большие группы в зависимости от способа подключения гидродвигателей в систему: параллельного или последовательного.

Синхронную работу нескольких силовых цилиндров или гидромоторов с равными параметрами при параллельном их подключении в систему получить невозможно по ряду причин. Во-первых, при равенстве номинальных размеров внутренних диаметров цилиндров их действительные размеры отличаются из-за технологических неточностей изготовления. Во-вторых, рассогласование в работе вызывается неодинаковыми нагрузками, различными величинами трения в цилиндрах, различными утечками, сжимаемостью жидкости и др.

Почти аналогичные причины создают рассогласование в работе цилиндров, подключенных в систему последовательно.

Большое количество принципиально отличных решений создает различную точность синхронизации в движении двух, трех и более цилиндров или гидромоторов.

Не во всех случаях требуется согласованная работа гидродвигателей с большой точностью, поэтому при выборе приемлемого варианта синхронизации у конструктора должно быть четкое суждение о допустимой степени рассогласования, так как в подобных устройствах следует иметь ввиду не только техническую, но и экономическую сторону.

1. Гидросистемы с регулятором скорости

В простейших случаях для получения синхронной работы нескольких гидродвигателей, включенных в систему параллельно, применяются дроссели. При тщательной настройке дросселей, подключенных к каждому цилиндру, можно получить примерное равенство расходов жидкости, а следовательно, и скоростей. Однако изменение вязкости масла и возможное неравенство перепадов давления в дросселях при различных нагрузках вызывает рассогласование в работе гидродвигателей. Для синхронной работы, например двух цилиндров в обоих направлениях, очевидно, понадобится четыре дросселя. Точность синхронизации при дроссельном способе регулирования невысокая; рассогласование составляет 10—12%.

Более точную синхронизацию можно получить, применяя дроссель с регулятором типа Г55, который менее чувствителен к изменению нагрузки и разнице в нагрузках.

Для получения синхронного движения в обоих направлениях может быть рекомендована система, приведенная на рис. 68. Цилиндры 6 и 9 подвержены различным нагрузкам G_1 и G_2 , а их исполнительные механизмы лишены жестких связей. Регуляторы расхода 7 и 8 (типа Г55) подключены в мостовую схему, образованную обратными клапанами 2, 3, 4, 5 и 10, 11, 12, 13. Поэтому, независимо от направления движения поршней, жидкость через регулятор всегда проходит только в одном направлении. При подъеме поршней из штоковых полостей цилиндров 6 и 9 жидкость выжимается к распределителю 1 и далее в бак через аппараты 6—2—7—4—1 и 9—13—8—11—1. Подвод жидкости при подъеме происходит от распределителя через обратный клапан аппарата 14 (типа Г66).

При переключении золотника в распределителе в положение *a* после распределителя жидкость к цилиндрам подводится по двум направлениям через аппараты 1—3—7—5—6 и 1—12—8—10—9. Происходит опускание поршней.

К нижним полостям цилиндров подключен аппарат 14, напорный золотник которого создает противодавление, необходимое для предотвращения скачкообразного перемещения при опускании

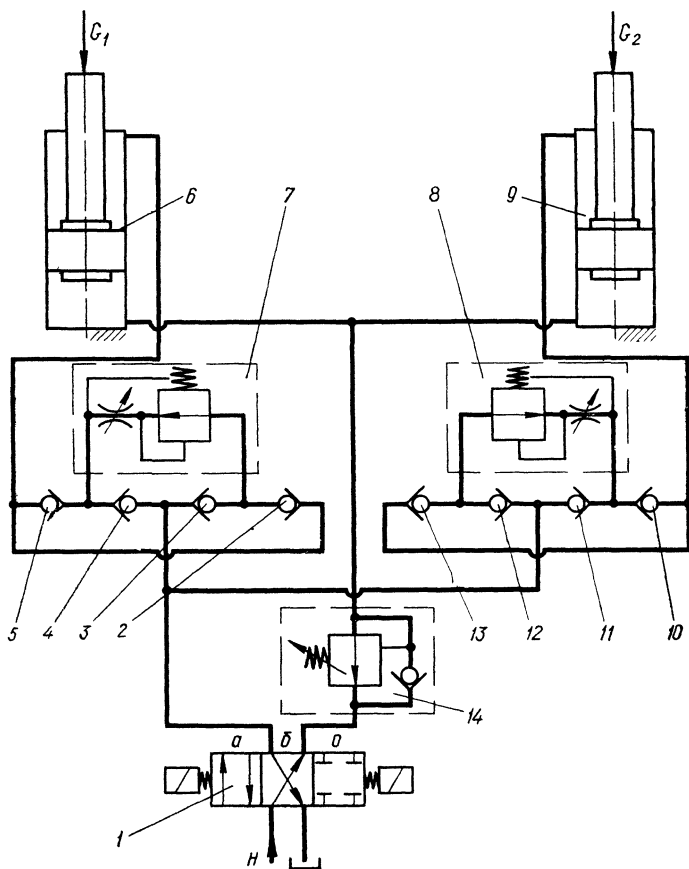


Рис. 68. Гидравлическая система, обеспечивающая синхронную работу цилиндров при помощи дросселей с регуляторами

поршней. Распределитель с закрытым центром позволяет произвести остановку поршней в любом положении.

Как указывает Falley [47], дроссели с регуляторами не сохраняют согласованного движения поршней при действии больших и неравномерных нагрузок. Расходная характеристика дросселей определяется не только площадью проходного сечения, но и перепадом давления в дросселе, поэтому пружины регуляторов, от которых зависит величина перепада давления, должны быть оттарированы на одинаковое усилие.

Для повышения точности синхронизации дросселирующих устройств Л. Б. Богданович и Р. А. Губанов предложили гидросистему* (рис. 69), в которой аппараты Г55 заменены редукционными

* А. с. 407084 кл. F 15 в 11/22 (СССР). Устройство для синхронной работы гидроцилиндров/Л. Б. Богданович, Р. А. Губанов. — Опул. 21.11.73.

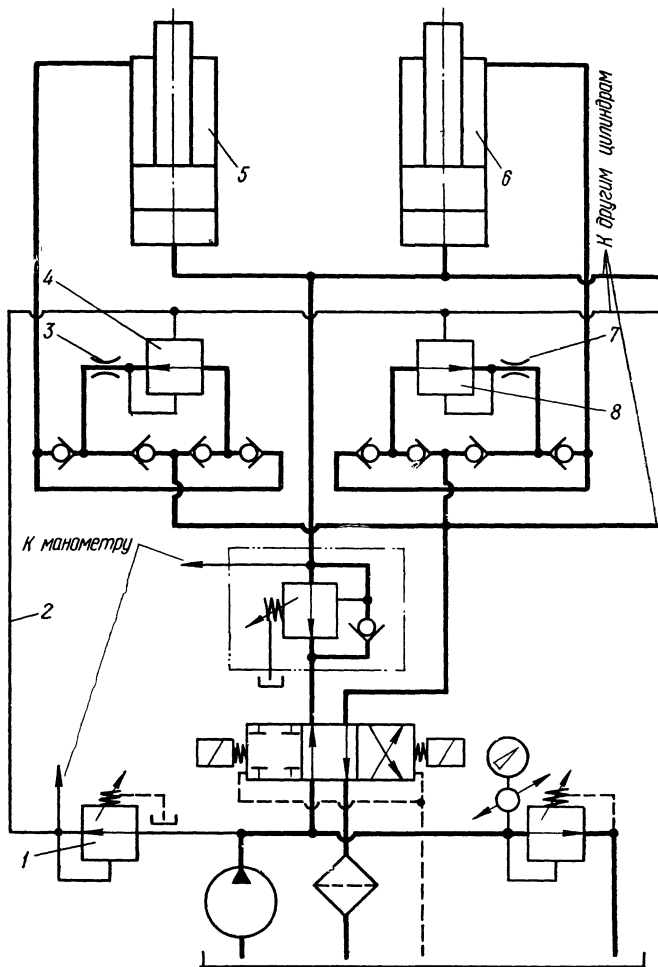


Рис. 69. Гидравлическая система синхронизации, в которой постоянно перепадов давления в дросселях устанавливается редукционным клапаном

клапанами 4 и 8 в сочетании с нерегулируемыми дросселями (жиклерами) 3 и 7. В редукционных клапанах 4 и 8 (типа Г57) удалены жесткие пружины, а к полости, где они располагались, по магистрали 2 подведена жидкость под давлением от редукционного клапана 1. Давление перед жиклерами 3 и 7 одинаковы и соответствуют настройке редукционного клапана 1, а так как отвод жидкости после жиклеров происходит в общую магистраль, то и перепады давления в жиклерах будут равны. При указанных изменениях и подключениях можно полагать, что будет сохраняться равенство расходов жидкости через устройства 4, 3 и 8, 7, а следовательно и скорости поршней в цилиндрах 5 и 6.

Аналогично предыдущей схеме здесь дросселирующие устройства также подключены в мостовую схему, составленную из обратных клапанов, поэтому жидкость через жиклеры проходит в одном направлении, независимо от того, совершается подъем или опускание поршней.

Настройкой редукционного клапана *1* можно изменять перепад давления в жиклерах, а следовательно, и расход жидкости в них (формула 48).

Для получения перепада давления меньше 0,2—0,3 МПа необходимо жесткую пружину в клапане *1* заменить более эластичной.

Эксперименты, проведенные в лаборатории кафедры металлорезающих станков ОПИ, показали, что рассогласование в работе цилиндров на пути в 450 мм составляло около 1,5—2 мм.

2. Гидравлические системы с делителями потока

Делители потока жидкости или делительные клапаны применяются, как правило, при параллельном подключении гидродвигателей в систему. Сущность их работы состоит в том, что общий поток жидкости, поступающий от насоса, разделяется делителями на две равные части или более.

Работа делительного клапана аналогична действию мостика Уитсона. Величина тока в диагонали моста (рис. 70, *a*) зависит от напряжения источника тока и от значений сопротивлений всех плеч моста. Если $I_r = 0$, то $R_1 R_2 = R_3 R_4$, а напряжение в точках *b*

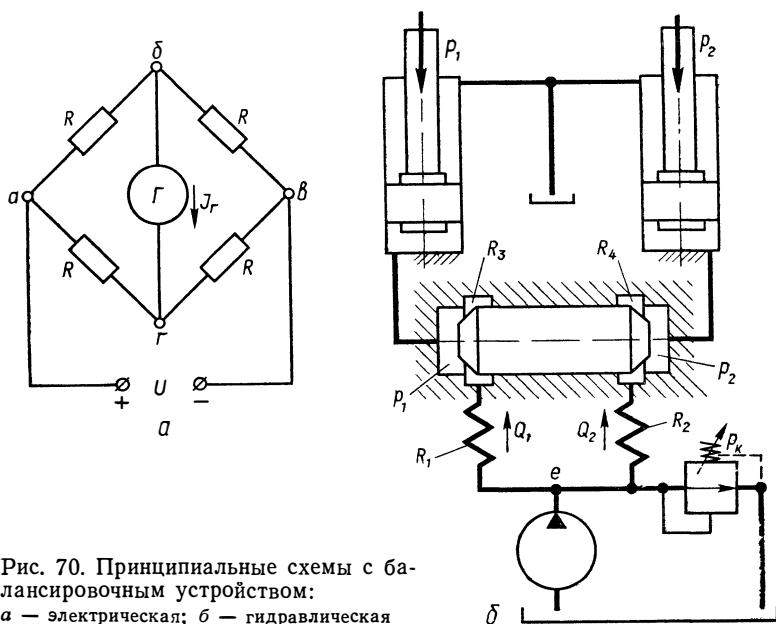


Рис. 70. Принципиальные схемы с балансирующим устройством:
a — электрическая; *б* — гидравлическая

и z равны. Мосты, в которых выполнено это условие, называются уравновешенными.

Давление в гидравлической схеме делительного клапана (рис. 70, б) уравнивается автоматически. Если, предположим, давление $p_2 > p_1$, то золотник клапана 1 переместится влево, уменьшая сопротивление R_4 и увеличивая R_3 , что приведет к возрастанию давления p_1 до давления p_2 .

Перепад давления в гидравлических сопротивлениях определяется зависимостями:

$$p_k - p_1 = Q_1 R_1 \text{ и } p_k - p_2 = Q_2 R_2, \quad (55)$$

где p_k — давление, равное настройке напорного золотника.

Так как делительный клапан все время поддерживает равенство давлений p_2 и p_1 , то из уравнения (55) следует, что

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{R_2}{R_1}. \quad (56)$$

Таким образом, расходы жидкости в каждой ветви от точки e соответствуют соотношению (56). При равенстве сопротивлений R_1 и R_2 поток с каждой стороны гидравлического моста теоретически будет одинаковым независимо от величины нагрузок p_1 и p_2 .

Принцип работы делительных клапанов основан на том, что в менее нагруженную ветвь автоматически подключается дополнительное гидравлическое сопротивление, понижающее расход жидкости в этой ветви до величины расхода в более нагруженной ветви.

Различные конструкции делительных клапанов, получившие применение в машиностроении, показаны на рис. 71. В клапане (рис. 71, а) из отверстия 13 жидкость параллельными потоками через кольцевые щели 12 и 14 равного сечения направляется соответственно к полостям 11 и 15 и далее через дросселирующие щели 5 и 8, образованные кромками золотника 1 и отверстиями во втулке 3, следует к отверстиям 6 и 7, которые подключены к цилиндрам. Полости 2 и 10 при помощи отверстий 4 и 9 в золотнике 1 соединены с кольцевыми щелями 12 и 14. При одинаковых нагрузках в цилиндрах возникают равные давления в выходных отверстиях 6 и 7 и в полостях 2 и 10, благодаря чему золотник 1 устанавливается в среднее положение. Если давление в одной из магистралей (например, в 6-й) повышается (из-за увеличения нагрузки на поршень), то возрастает также давление в кольцевой щели 14 и одновременно с этим в отверстии 9 и полости 10, что вызывает отжатие золотника 1 влево, увеличение проходного сечения щели 5 и уменьшение сечения щели 8; давление в полости 15 понижается, а в полости 11 повышается до тех пор, пока перепад давления между полостями 15 и 13 не уравнивается перепадом давления между полостями 11 и 13. Равенство перепадов давления между входным и выходным отверстиями приводит к разделению общего потока на две равные части.

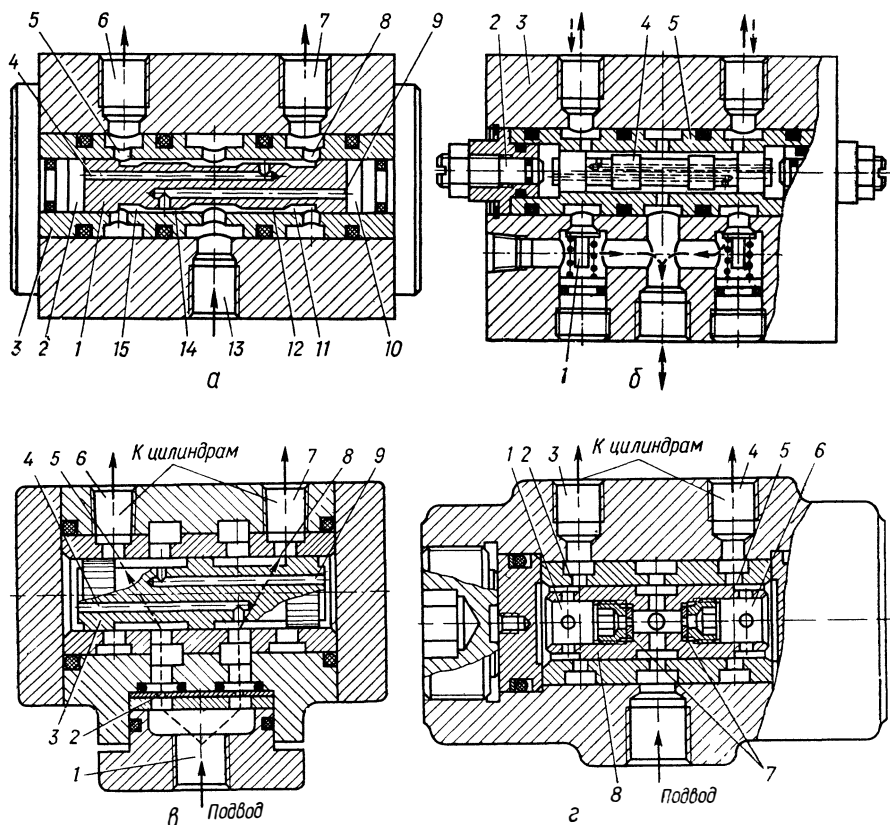


Рис. 71. Конструкции делительных клапанов:

а — с балансировочным золотником; *б* — с балансировочным золотником и обратным клапаном; *в* — модели Г75 (конструкции ЭНИМС); *г* — модели КД

Подобный делительный клапан применяется для пропускания жидкости только в одном направлении и создает согласованную работу поршней в разделении потоков с ошибкой примерно в 4% [53].

Делительный клапан (рис. 71, б) подобен клапану (рис. 71, а), однако введение в эту конструкцию обратных клапанов 1 позволяет пропускать жидкость через клапан 3 в обратном направлении почти беспрепятственно. Для корректировки небольших погрешностей в конце хода поршней предусмотрены регулировочные винты 2, которыми ограничивается осевое перемещение золотника 4 относительно втулки 5 так, чтобы ни одна из выходных полостей делителя не была перекрыта.

Делительные клапаны (рис. 71, в и г) имеют некоторые отличия от рассмотренных конструкций, хотя разделение потока жидкости в них обеспечивается на том же принципе автоматического

поддержания постоянства перепадов давления в дросселях переменного сечения.

Отличительной особенностью делительного клапана типа Г75 (рис. 71, в) конструкции ЭНИМС [18] является применение тонкой шайбы 2 с тремя парами калиброванных отверстий различных диаметров, которые выполняют функцию постоянных дросселей. С помощью такого устройства клапан может быть настроен на три различных расхода при рациональном перепаде давления на постоянных дросселях. Переменные дроссели образуются кромками золотника 3 с отверстиями 5 и 8 во втулке. Осевые и радиальные отверстия 4 и 9 в золотнике соединяют торцовые полости, образованные золотником и боковыми фланцами с выходными отверстиями 6 и 7.

Испытания, проведенные в ЭНИМС, показали, что относительная ошибка деления потока при всех возможных комбинациях нагружения цилиндров не превышает 3% [18].

Клапан делительный типа КД (рис. 71, г) отличается от клапана Г75 только расположением постоянных дросселирующих устройств. Эту функцию выполняют шайбы 7 (с калиброванными отверстиями), встроенные в золотник 8. Дроссели переменного сечения образуются кромками золотника и радиальными отверстиями 2 и 5, расположенными во втулке. В клапане предусмотрена замена дросселирующих шайб, однако для этого необходимо произвести почти полную разборку клапана. В клапане КД несколько технологичней решен вопрос соединения торцовых полостей золотника 1 и 6 с выходными отверстиями 3 и 4.

Преимуществом клапана типа Г75 с входными дросселями диафрагменного типа в сравнении с конструкцией, приведенной на рис. 71, а (где постоянные дроссели выполнены в виде кольцевой щели), является меньшая подверженность их изменениям температуры жидкости [18].

Техническая характеристика и присоединительные размеры клапанов типа Г75 и КД приведены в каталоге по гидрооборудованию.

Немалый интерес представляют делительные клапаны, запатентованные в Японии (рис. 72, а)* и в США (рис. 72, б**, в***). Все они так же, как и рассмотренные выше конструкции, относятся к делителям потока дроссельного типа.

Входное присоединительное отверстие 8 (рис. 72, а) сообщается с камерами 1 и 3 через каналы в наружном корпусе 7 и калиброванные отверстия во втулках 6 и 9. Мембрана 2 торцовыми поверхностями своего жесткого центра взаимодействует со входами втулок 4 и 12, образуя дроссельные щели переменного сечения. Через отверстия втулок 4 и 12 жидкость переступает к выходным при-

* Тадатака Наруми. Пат. 49—8974 (Япония). Делитель потока. — Оpubл. 1.03.74.

** Sidles Peter. Пат. 3348563 (США). Делитель потока. — Оpubл. 27.03.67.

*** Engelmann Rager. Пат. 3722524 (США). Делитель потока. — Оpubл. 27.03.73.

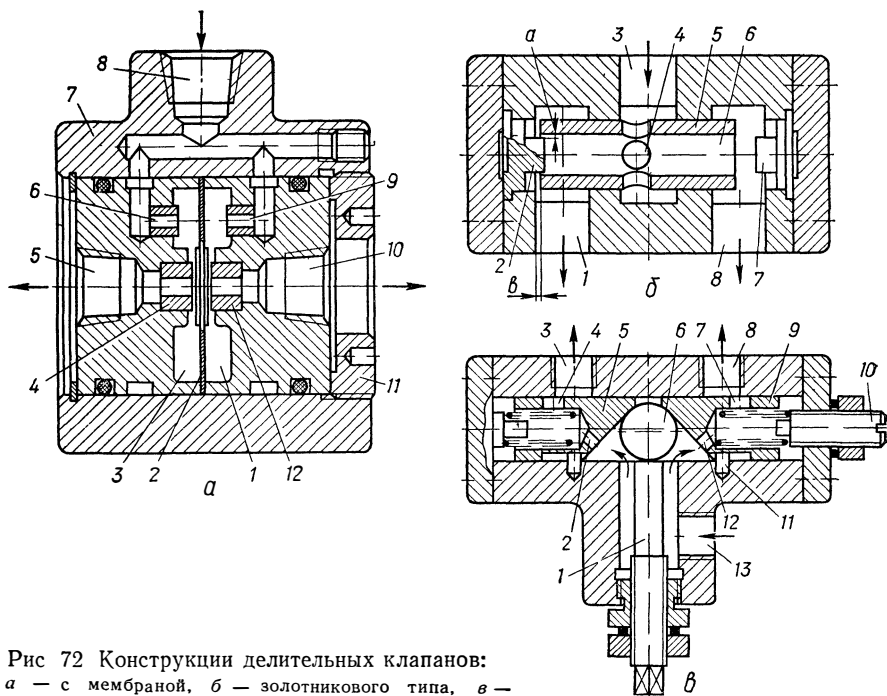


Рис 72 Конструкции делительных клапанов:
a — с мембраной, *б* — золотникового типа, *в* — с двумя золотниками

соединительным отверстиям 5 и 10. Мембрана находится в равновесии только при равенстве давлений в камерах 1 и 3. Ввиду того, что на входе в делитель потока, т. е. перед дросселями 6 и 9, давление одинаковое, в установившемся режиме перепады давления на этих дросселях будут также одинаковыми независимо от величины давления в обоих выходных присоединительных отверстиях. При увеличении нагрузки, например в отверстии 10, несколько повысится давление в камере 1; возникшее при этом усилие сместит центр мембраны в сторону входа во втулке 4. Сопротивление щели между торцовыми поверхностями мембраны и втулки 4 возрастет, соответственно возрастет давление в камере 3, и равновесие мембраны и давлений в обеих камерах 1 и 3 будет восстановлено. Равенство перепадов давления на дросселях 6 и 9 обеспечивает деление подводимого потока на равные части.

Делитель потока золотникового типа отличается от рассмотренных конструкций дросселирующих кромок. Рабочая жидкость, поступающая по каналу 3 через отверстия 4, попадает в расточку 6 золотника 5 (рис. 72, б). Из расточки 6 жидкость через торцы золотника проходит к отводным каналам 1 и 8, которые соединены, например, с гидроцилиндрами. Крышками корпуса защемлены упоры, имеющие цилиндрические выступы 2 и 7, перекрывающие расточку 6 при смещении золотника в какую-либо сторону. При этом создается кольцевая щель *a*. В то же время торец золотника совмест-

но с корпусом образует щель *в*. Перекрытие щели *а* всегда больше, чем щели *в*, поскольку она начинает закрываться первой. Щель *в* выполняет функцию дросселя с переменным сечением, а также демпфера. С увеличением расхода, например, в канале *1* давление под левым торцом золотника падает; золотник из среднего положения смещается влево, перекрывая щель *а*, в результате уменьшается расход в канале *1* и увеличивается в канале *8*. Давление в канале *1* понижается до тех пор, пока не уравнивается давлением в канале *8*.

В делителе потока (рис. 72, *в*) два полых цилиндрических золотника *5* и *9*, торцы которых выполнены со скосами, упираются в шарик *6* под действием пружин. Штифты *11* предотвращают проворачивание золотников. Положение шарика и золотников регулируется упором *1*. Для регулировки пружин служит винт *10*.

Рабочая жидкость, поступающая через подвод *13*, обтекает шарик и через калиброванные отверстия (постоянные дроссели) *2* и *12* направляется во внутренние расточки золотника и далее через отверстия *4* и *7* в каналы *3* и *8*, которые соединены с гидродвигателями. При падении давления в одном из выходных каналов (например, в правом) перепад давления в этом направлении увеличивается, золотник *9*, смещаясь вправо, уменьшает сечение выходного отверстия *7*.

На рис. 73, *а* приведена принципиальная гидравлическая схема синхронизации двух силовых цилиндров *5* и *7* одностороннего действия с согласованным движением плунжеров только при подъеме. При одновременном открытии распределителей *4* и *8* происходит опускание грузов. Если в электрической схеме управления предусмотрено раздельное включение и отключение электромагнитов распределителей, то возможен подъем или опускание только одного плунжера.

Во время движения плунжеров вниз из цилиндров и насоса жидкость отводится в бак через делительный клапан *6*, распределители *4* и *8* и напорный золотник *1*, установленный на сливном трубопроводе.

Расходные характеристики распределителей *4*, *8* и напорного золотника *1* должны быть выбраны с учетом скорости опускания груза (или грузов) и производительности насоса. Для изменения скорости предусмотрен дроссель *2* (или дроссель с регулятором). Обратный клапан *3* предотвращает опускание плунжеров при отключенном насосе.

Для синхронной работы двух силовых цилиндров в обоих направлениях в схеме, приведенной на рис. 73, *б*, применено два делителя потока: делитель *2*, разделяя поток жидкости на равные части, подключается через обратные клапаны *3* к цилиндрам *4* и *5* при подъеме площадки с грузом, и делитель *7*, выполняя функцию сумматора, обеспечивает синхронное движение плунжеров при опускании площадки. Опускание происходит под действием собственного веса площадки после перевода золотника в распределитель *9* из положения *а* в положение *б*; при этом из цилиндров

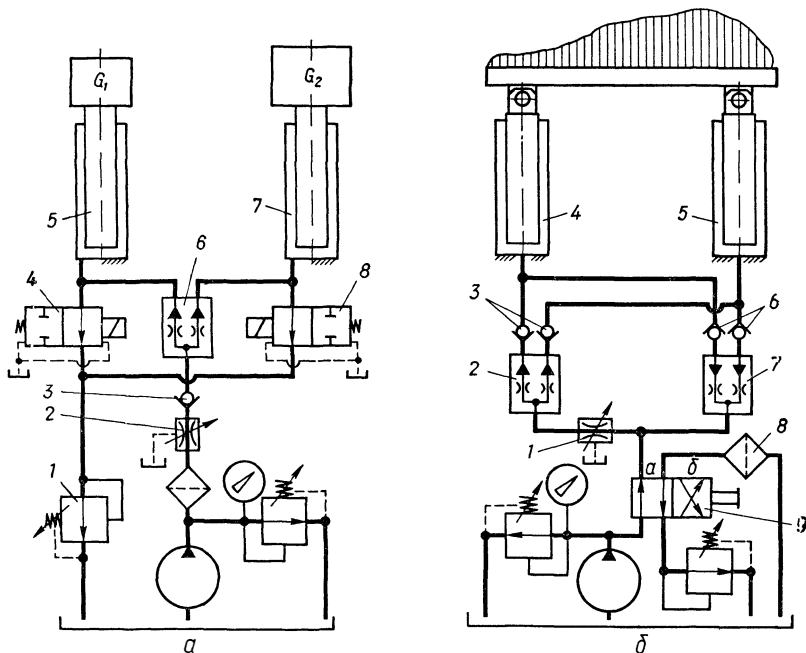


Рис. 73. Гидросистемы, обеспечивающие синхронную работу цилиндров одностороннего действия

жидкость отводится в бак через аппараты 6, 7, 9 и напорный золотник, а насос переключается в бак через фильтр 8. Дроссель 1, расположенный на входной магистрали к цилиндрам, позволяет регулировать скорость только при подъеме груза.

В приводе механизма натяжения валков текстильного стана валки (рис. 74, а) вращаются всегда в одном направлении, но для натяжения материала правые валки должны вращаться несколько быстрее левых. Отношение скоростей валков устанавливается заранее регулируемым гидромотором 6, а при помощи делительного клапана 7 это отношение сохраняется постоянным независимо от колебания моментов на валах гидромоторов, так как делительным клапаном подаются равные объемы жидкости к гидромоторам 5 и 6.

Насосом 1 можно регулировать номинальные скорости валков, не меняя при этом установленного передаточного отношения между гидромоторами. Когда золотник в распределителе 3 займет положение а, насос переключается на свободный слив жидкости в бак.

Гидравлическая система, приведенная на рис. 74, б, подобна системе, изображенной на рис. 73, б, только здесь вместо цилиндров одностороннего силового действия применены гидромоторы 4 и 5. Трехпозиционный распределитель 1 обеспечивает реверс и

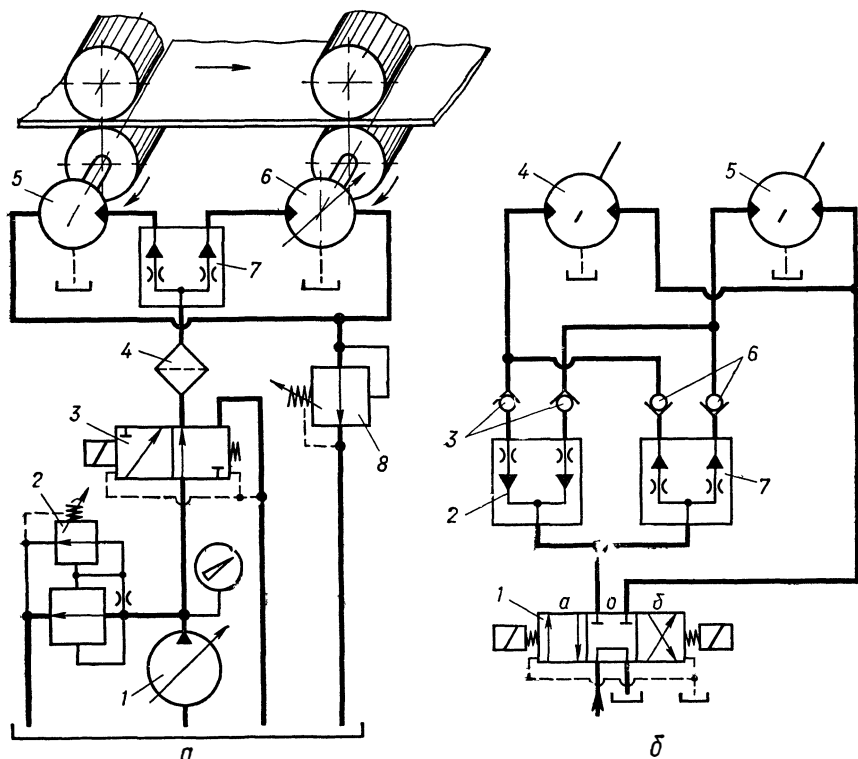


Рис. 74. Гидросистемы, создающие синхронную работу двух гидромоторов: *а* — в приводе натяжных роликов, *б* — в приводе, где требуется согласованная работа гидромоторов в двух направлениях

остановку гидромоторов в любой момент. Два делителя потока 2 и 7 при вращении гидромоторов, например по часовой стрелке, делят общий поток на равные части (аппарат 7) и суммируют потоки (аппарат 2). Обратные клапаны 3 и 6 блокируют работу делителей потока 2 и 7.

Делители потока при одинаковых нагрузках обеспечивают эффективную синхронизацию $\approx 2\%$, а при большой разнице нагрузок — до 5%. Гидравлическое сопротивление делителей потока велико и создает перепад давления в 1 и более МПа.

Применение делителей потока, когда допустимо рассогласование в пределах 5%, в условиях резкого изменения давлений (нагрузка) не рекомендуется.

В этих случаях следует применять синхронизаторы-дозаторы или же синхронизаторы, работающие по принципу объемных гидромашин, например гидромоторы шестеренного типа. Последние включаются в линию питания синхронизируемых цилиндров (или гидромоторов) и связываются между собой механически, что гарантирует одинаковую скорость и, следовательно, равенство про-

ходящих через них объемов жидкости. Некоторые иностранные фирмы выпускают синхронизаторы шестеренного типа для разделения потока на 2, 4, 6, а по специальному заказу и более частей.

3. Синхронизация при помощи дозаторов

Для получения синхронной работы двух и более цилиндров или гидромоторов применяются различные конструкции дозаторов. При сравнительно небольших ходах в механизмах с прямолинейным движением в качестве дозатора используются, в частности, цилиндро-поршневые группы, подобные мультипликатору (рис. 75). Если в дозаторе 6 площадь поршня 7 вдвое больше площади плунжера, то при движении поршня вправо из полостей 8 и 15 по магистралям 10 и 11 соответственно к цилиндрам 9 и 12 выжимаются равные объемы жидкости. Этим определяется равенство скоростей поршней независимо от величины внешних нагрузок G_1 и

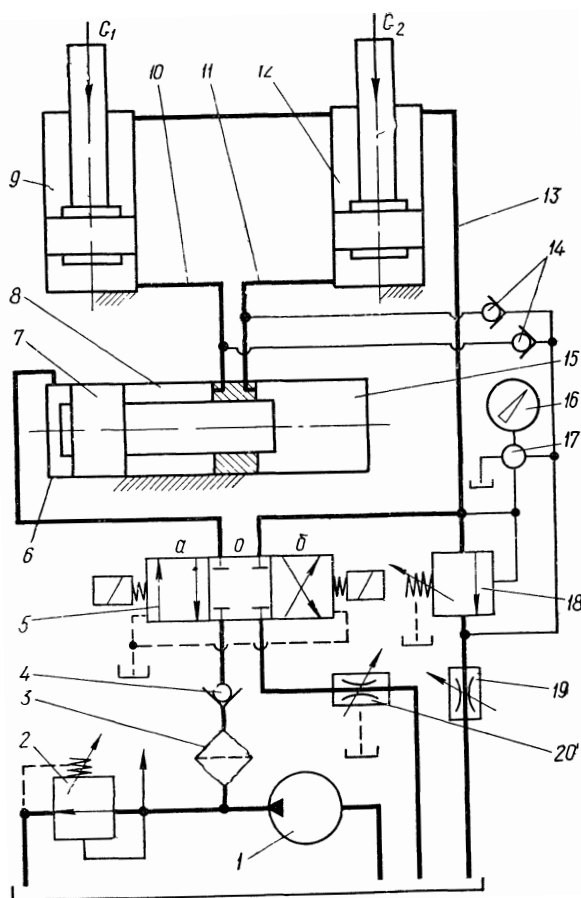


Рис. 75. Гидросистема синхронизации с дозатором

G_2 . Отвод жидкости из штоковых полостей в бак происходит по магистрали 13, через распределитель 5 и дроссель 20. При этом золотник в распределителе занимает положение а. После реверса и перевода золотника в распределителе в положение б жидкость от насоса 1 направляется к магистрали 13 и далее в штоковые полости цилиндров через аппараты 3, 4 и 5. Под действием давления, максимальная величина которого определяется напорным золотником 18 и нагрузками на штоки, поршни опускаются, выжимая жидкость в полости дозатора 8 и 15. От дозатора жидкость удаляется через аппараты 5 и 20.

Теоретически дозатор такой конструкции создает согласованную работу двух цилиндров. Это положение справедливо, если объемы жидкости, расположенные в замкнутых контурах между дозатором и цилиндрами, остаются неизменными во время работы. В реальных условиях возможны утечки жидкости как в дозаторе, так и в цилиндрах, из-за чего возникает рассогласование по скорости и положению при условии, когда G_1 существенно отличается от G_2 .

Для компенсации утечек в системе предусмотрены обратные клапаны 14 и дроссель 19, при взаимодействии которых восстанавливается первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах и производится корректировка относительного положения поршня после каждого двойного хода.

Действительно, при опускании грузов поршень дозатора, двигаясь влево, может не дойти до исходного положения из-за уменьшения объема жидкости в замкнутых контурах. Поэтому в полостях дозатора 8 и 15 (или в одной из них) может возникнуть отрицательное давление. Восстановление первоначального объема жидкости в замкнутых контурах с одновременным дожатием поршня дозатора в исходное положение произойдет через обратные клапаны 14 при помощи подпорного давления, которое создается в магистрали перед обратными клапанами дросселем 19.

Следует иметь в виду, что с момента остановки поршней в цилиндрах 9 и 12 из магистрали 13 через напорный золотник 18 жидкость начнет отводиться в бак через дроссель 19, настройкой которого определяется давление перед обратными клапанами. Эта величина устанавливается при наладке системы и зависит в основном от сил трения, возникающих при движении поршня дозатора.

В качестве дросселя может быть применен нормализованный аппарат типа Г77 или же менее дорогостоящее устройство — диафрагма, параметры которой легко определяются при известном перепаде давления.

Пружина предохранительного клапана 2 настраивается на давление, величина которого зависит от полезной нагрузки, сил трения в рабочих цилиндрах и дозаторе, а также потерь на магистралях подвода и отвода. Предусмотренный в системе дроссель 20 позволяет изменять скорость подъема и опускания груза.

Длительные испытания гидросистемы с дозаторами в лаборатории кафедры металлорежущих станков ОПИ с компенсирующи-

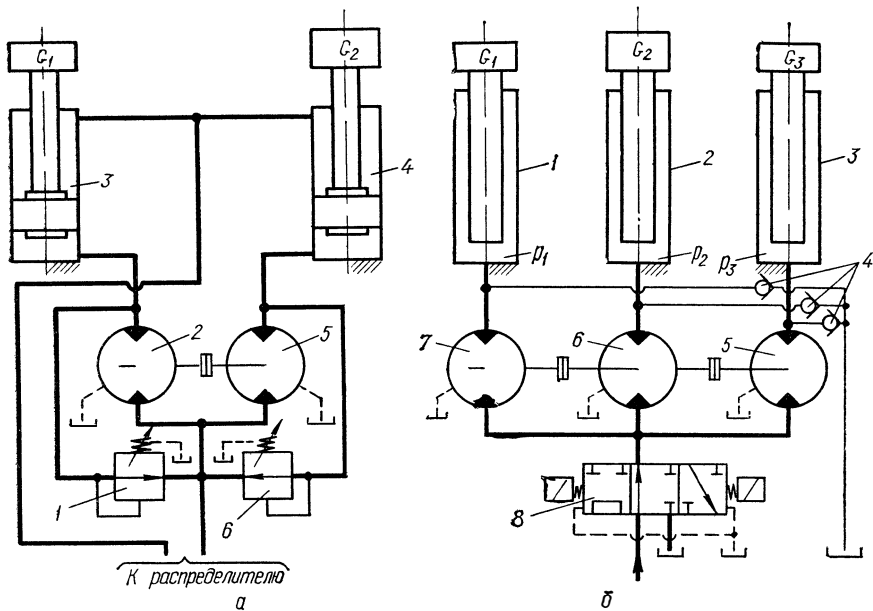


Рис. 76. Гидросистемы, в которых в качестве синхронизаторов используются гидромоторы

ми устройствами показали почти полную согласованность в работе двух силовых цилиндров. Восстановление первоначального объема в замкнутых контурах происходило за каждый цикл (в конце хода поршней вниз), поэтому не наблюдалось наращивания степени рассогласования.

Для синхронной работы силовых цилиндров 3 и 4 (рис. 76, а) использованы одинаковые гидромоторы 2 и 5, которые выполняют роль дозаторов или расходомеров. В противоположность делителю потока дроссельного типа роторный делитель работает таким образом, что энергия жидкости на выходе из него равна энергии на входе (без учета незначительных потерь). Поэтому в эксплуатации роторные делители более экономичны.

Частота вращения гидромоторов 2 и 5 из-за жесткой связи между их выходными валами одинакова, поэтому теоретически к цилиндрам поступают равные дозы жидкости. Но из-за технологических погрешностей при изготовлении гидромоторов их объемные к.п.д. различны, поэтому возникает некоторое рассогласование, особенно в тех случаях, когда внешние нагрузки G_1 и G_2 существенно отличаются.

Из опыта использования гидромоторов для этой цели известно, что поршневые гидромоторы обеспечивают точность синхронизации в пределах 1 — 2%, лопастные — до 3%, шестеренные — 3 — 4% при условии, что разность давлений в выходных полостях гидромоторов не превышает 25% [10].

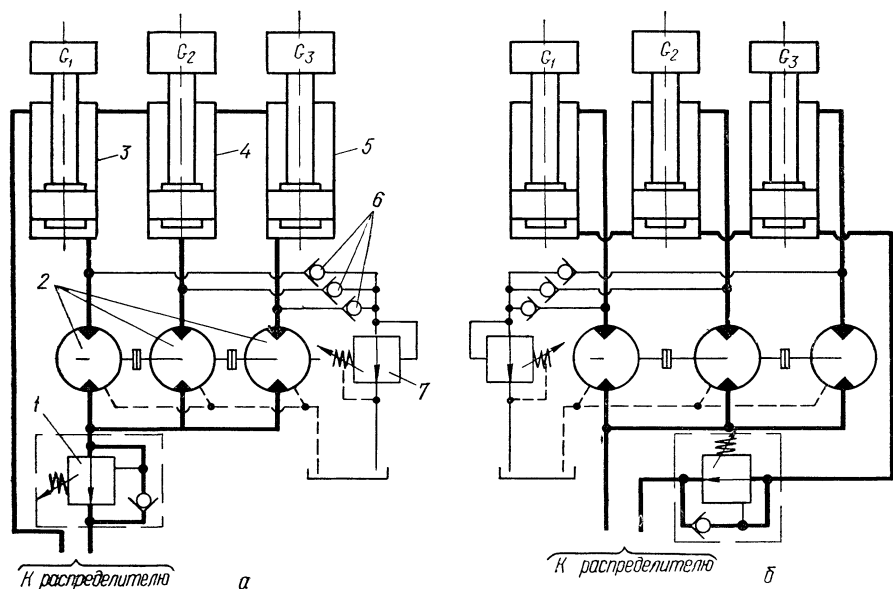


Рис 77 Гидросистемы синхронизации при помощи трех гидромоторов

Параллельно гидромоторам подключены напорные золотники 1 и 6 типа Г54 или БГ54, через которые может быть отведена жидкость из одного цилиндра, когда другой дойдет до упора в нижнем положении. Поэтому не происходит наращивания ошибки, она остается постоянной в пределах одного цикла.

При использовании трех гидромоторов (рис. 76, б) для синхронизации трех цилиндров одностороннего силового действия в момент подхода плунжеров к упору (при движении вниз) может возникнуть понижение давления ниже атмосферного в более нагруженном цилиндре. Если $G_1 > G_2 > G_3$, то, следовательно, давление в цилиндрах $p_2 > p_1 > p_3$. Очевидно, плунжер цилиндра 2 из-за большого перепада давления в гидромоторе 6, а следовательно и большим утечкам в нем, при опускании дойдет до упора раньше менее нагруженных плунжеров цилиндров 1 и 3. Под действием давления в цилиндрах 1 и 3 гидромоторы 5 и 7 еще будут проворачиваться, создавая разрежение в цилиндре 2. Чтобы устранить кавитацию и восстановить исходный объем, между гидромоторами и цилиндрами предусмотрены обратные клапаны 4, подключенные к каждому цилиндру и баку.

Иная ситуация возникает в системах, где гидромоторы-дозаторы подключены к цилиндрам двустороннего силового действия (рис. 77). При подъеме грузов различной величины жидкость в поршневых полостях находится под различными давлениями, поэтому степень сжатия, а также интенсивность утечек в контуре каждого цилиндра различны (рис. 77, а). Это вызывает рассогласование в движении поршней, вследствие чего менее нагруженный

поршень приближается к конечному положению (например, к упору) раньше остальных. Для предотвращения компрессии в менее нагруженных цилиндрах предусмотрены обратные клапаны 6, подключенные к каждому контуру, и напорный золотник 7 (например, БГ54), через который из менее нагруженного контура жидкость отводится в бак. После дожатия отстающих поршней в поршневых полостях цилиндров 3, 4 и 5 сохраняется давление, равное настройке аппарата 7. Таким образом, клапан 7 ограничивает давление в цилиндрах и предохраняет гидромоторы от перегрузок.

При движении поршней вниз противодействие в основном определяется клапаном 1 (типа Г66), однако из-за различных утечек в гидромоторах возможно рассогласование по пути. В этом случае дожатие поршней в менее нагруженных цилиндрах при остановившихся гидромоторах происходит также за счет вытеснения жидкости из поршневых полостей этих цилиндров через обратные клапаны и аппарат 7.

Таким образом, за каждый двойной ход дважды происходит корректировка положения поршней в цилиндрах.

В системе, приведенной на рис. 77, б, гидромоторы в отличие от предыдущей системы подключены к штоковым полостям цилиндров, поэтому, независимо от направления движений поршней, гидромоторы находятся под меньшим давлением (имеется в виду подъемный механизм) и интенсивность утечек снижается. Однако не исключена возможность сжатия жидкости в контурах между гидромоторами и цилиндрами. Компрессия жидкости предотвращается так же, как и в предыдущей системе, с помощью обратных клапанов и напорного золотника.

Синхронная работа цилиндров 9 и 10 (рис. 78) обеспечивается двумя нерегулируемыми насосами 6 и 13 (например, шестеренными), валы которых подобно гидромоторам (рис. 76) жестко соединены между собой.

Как известно, нерегулируемые насосы дешевле гидромоторов аналогичных конструкций, а количество выпускаемых типоразмеров насосов значительно больше, чем гидромоторов, поэтому для синхронизации применение насосов может оказаться более приемлемым. Обратные клапаны 4, 5, 7, 8, и 11, 12, 14, 15 подключены по мостовой схеме к каждому насосу и создают постоянное направление течения жидкости в насосах независимо от направления движения поршней.

При подъеме поршней золотник в распределителе 3 устанавливается в положение б. Жидкость после распределителя подводится в поршневые полости цилиндра, а из штоковых полостей направляется к распределителю двумя потоками соответственно по цепи — 5 — 6 — 8 и 14 — 13 — 11.

После переключения золотника в распределителе в положение а жидкость после распределителя направляется к цилиндрам через агрегаты 4 — 6 — 7 и 15 — 13 — 12. Жидкость из поршневых полостей цилиндров в бак отводится через распределитель 3,

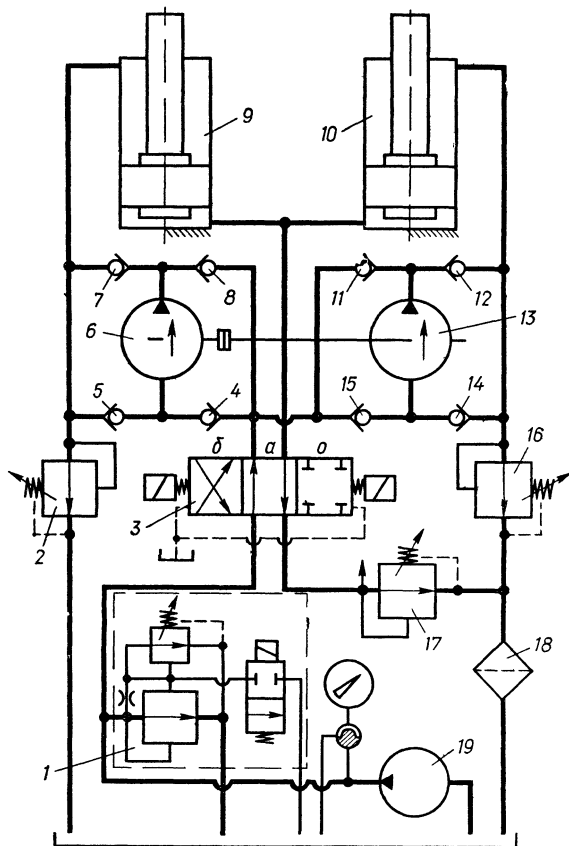


Рис. 78. Гидросистема синхронизации, в которой в качестве дозатора использованы насосы, работающие в режиме гидромотора

напорный золотник 17 и фильтр 18. Аппарат 17, пружина которого должна быть настроена на давление порядка 0,4—0,5 МПа, предотвращает скачкообразное движение поршней.

Напорные золотники 2 и 16 так же, как и в системе с гидромоторами (рис. 76, а), служат для пропускания жидкости от насосов 6 и 13 при остановившихся поршнях в цилиндрах 9 и 10. Пружины напорных золотников 2 и 16 должны быть настроены на 0,4—0,5 МПа больше, чем предохранительные клапана.

Насосы, выполняющие функцию дозаторов, в принципе могут быть подключены к поршневым полостям цилиндров, однако при этом они будут находиться под большим давлением (при условии, если цилиндры предназначены для подъема груза). В штоковых полостях цилиндров, независимо от направления движения поршней, давление в основном определяется настройкой напорного золотника 17.

Насос 19 при среднем положении золотника в распределителе 3 разгружается в бак через аппарат 1.

Нормализованная аппаратура, использованная для получения согласованной работы нескольких исполнительных цилиндров, изображена на схеме (рис. 79*). В этой схеме применено два одинаковых распределителя.

Остановка поршней цилиндров 3 и 4 происходит при установке золотников в распределителях 1 и 2 в нулевом положении. Движения синхронные влево и вправо можно уяснить из табл. 13.

При эксплуатации подобной системы для подключения соответствующих полостей цилиндров к насосу или баку следует пользоваться обоими распределителями.

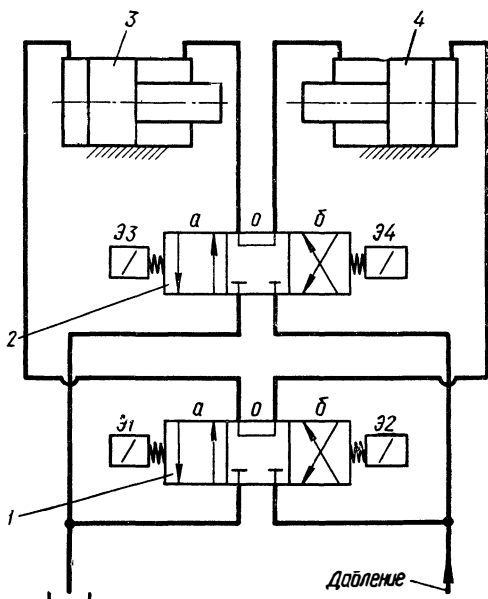


Рис. 79. Элемент гидросистемы, обеспечивающий согласованную работу двух силовых цилиндров

Таблица 13

Положение золотника в распределителе		Работа электромагнитов				Направление движения	Ведущий цилиндр
1	2	Э1	Э2	Э3	Э4		
0	0	—	—	—	—	Движения нет. Одноименные полости цилиндров соединены между собой с помощью распределителя	
0	а	—	—	+	—	Вправо	4
0	б	—	—	—	+	Влево	3
а	0	+	—	—	—		Синхронное
б	0	—	+	—	—	Вправо	

* А. с. № 434197 (СССР). Схема синхронизации/Л. В. Максимов, Г. Е. Бурков. — Оpubл. 12.11.74.

телями, так как только в этом случае компенсируются утечки в цилиндрах. Усилие, развиваемое цилиндрами, будет больше, если жидкость под давлением подводится к поршневым полостям цилиндров через распределитель 1.

4. Синхронизация при последовательном подключении цилиндров в систему

Последовательное подключение силовых цилиндров в систему при условии равенства их номинальных размеров не обеспечивает согласованной работы цилиндров в основном из-за утечек и расхождений действительных параметров цилиндро-поршневых групп в пределах допуска. Для получения синхронной работы нескольких цилиндров необходимо также вводить компенсирующие устройства. На рис. 80 приведена принципиальная гидравлическая схема подъемного механизма весоизмерительных машин конструкции Особого Конструкторского бюро средств измерения масс (ОКБСИМ), предназначенного для взвешивания слябов, рулонов, пакетов листов, труб и других изделий металлургической промышленности. Четыре силовых цилиндра, из которых ведущий цилиндр 4 с односторонним штоком, последовательно подключены в систему таким образом, что из сливной полости одного цилиндра жидкость выжимается в напорную полость другого. Несущая платформа прямоугольной конфигурации при помощи шарнирных соединений закреплена к штокам силовых цилиндров, которые в свою очередь установлены на угловых частях прямоугольной рамы. Штоковые полости у всех цилиндров имеют равные площади F_2 .

Гидравлическая система подъемника обеспечивает синхронный подъем, опускание и остановку платформы в любом положении. Взвешивание груза производится в момент остановки платформы в верхнем положении, причем насос большей производительности автоматически переводится на разгрузочный режим через дистанционно управляемый клапан 2.

При подъеме платформы подвод жидкости к ведущему цилиндру 4 от насосов 1 происходит через распределитель 14 и обратный клапан аппарата 3 (типа Г66). В этом случае ведомыми будут цилиндры 5, 7 и 9. Из верхней полости цилиндра 9 жидкость через распределитель вытесняется в бак. Опускание платформы произойдет после установки золотника в распределителе в положение б.

Для синхронной работы цилиндров необходимо сохранять первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах между цилиндрами 4 и 5, 5 и 7, 7 и 9, что возможно при компенсации утечек. Происходит это следующим образом.

В момент подхода поршней в цилиндрах 5, 7 и 9 к нижнему положению открываются управляемые обратные клапаны 11, 12 и 13 и все замкнутые контуры подключаются к насосу через обратные клапаны 10, и 11, 8 и 12, 6 и 13. Таким образом восстанавли-

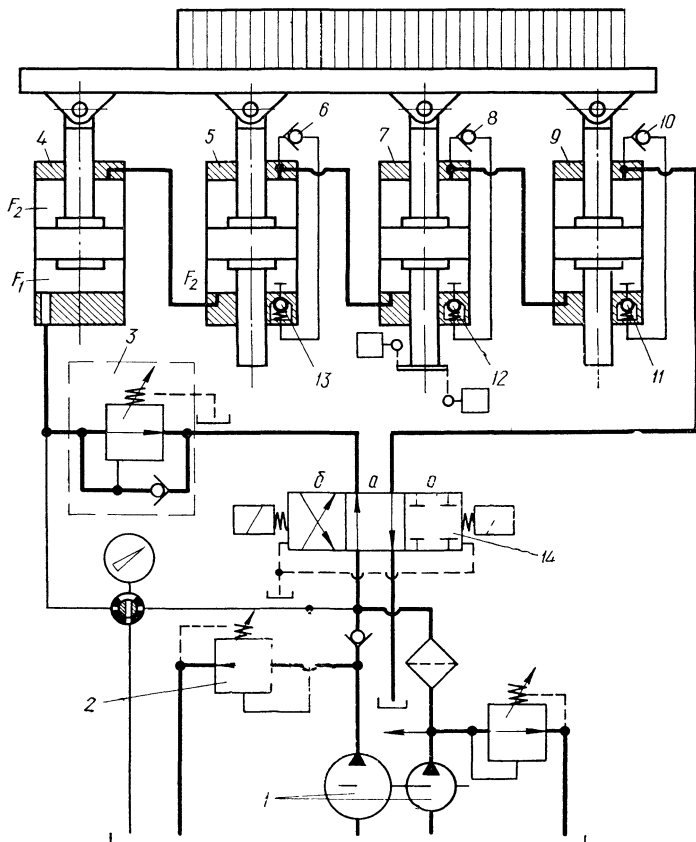


Рис. 80. Гидравлическая система подъемного устройства в весоизмерительной машине

ваются первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах за каждый цикл (двойной ход поршней).

Рабочее давление в ведущем цилиндре при подъеме платформы с грузом приблизительно может быть найдено по формуле

$$p_p = 1,1 \left(\frac{G}{F_1} + p_{пр} \frac{F_2}{F_1} \right),$$

где G — вес платформы и груза (или изделия);

$p_{пр}$ — противодействие, определяемое потерями на сливной магистрали от ведомых цилиндров;

F_1, F_2 — соответственно площади цилиндров.

Коэффициент 1,1 учитывает силы трения в цилиндро-поршневых группах.

Кафедра металлорежущих станков ОПИ совместно с ОКБСИМ провела эксперименты на стенде, схема которого аналогична системе, изображенной на рис. 80.

Результаты этих экспериментов таковы:

четыре цилиндра, подключенные в систему последовательно, совершали подъем и опускание практически согласованно при асимметричном расположении изделия на платформе;

компенсирующие устройства в виде обратных клапанов, подключенные к цилиндрам так, как это показано на рис. 80, восстанавливали первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах за каждый цикл работы цилиндров, поэтому не наблюдалось наращивания рассогласования;

подъем платформы происходил равномерно независимо от расположения груза на ней с ошибкой в пределах 1 мм при ходе поршней в 250 мм;

клапан Г66, подключенный к нижней полости цилиндра, с односторонним штоком создавал противодействие в этом цилиндре; отсутствие противодействия при опускании платформы с грузом вызывало неравномерное (а иногда и скачкообразное) опускание платформы.

Неравномерность движения поршней при опускании платформы с грузом, когда на сливной магистрали почти нет противодействия, объясняется тем, что насос попадает в кавитационный режим работы, так как не успевает пополнять верхнюю полость цилиндра 9 (рис. 80) при беспрепятственном удалении ее из нижней полости цилиндра 4. Настройка клапана Г66 зависит от веса платформы и поднимаемого груза (определяется при наладке системы).

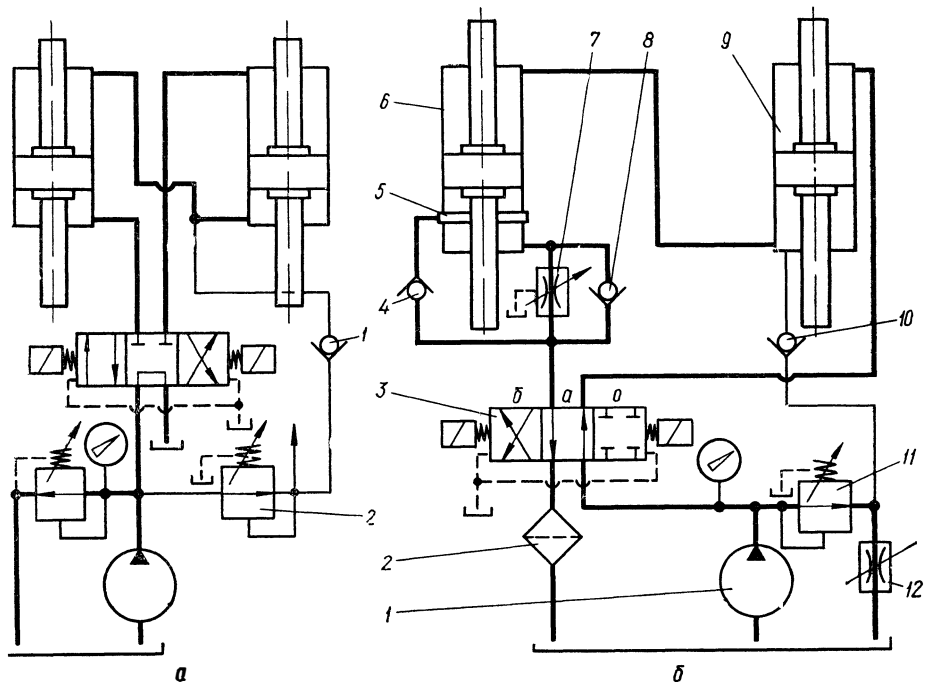


Рис. 81. Гидросистемы в подъемных устройствах

Применение распределителя с закрытым центром позволяет останавливать платформу в любом положении, однако из-за утечек в распределителе наблюдалось медленное опускание платформы со скоростью 1—1,5 мм/мин. При необходимости фиксации платформы во взвешенном состоянии длительное время следует устанавливать между распределителем и цилиндром управляемый обратный клапан или гидрозамок.

В гидросистеме (рис. 81, а) синхронная работа цилиндров происходит благодаря последовательному их соединению. Оригинальность этой системы состоит в том, что для восстановления объема жидкости в замкнутом контуре между цилиндрами помещен редукционный клапан 2, пружина которого настроена на минимальное давление (порядка 0,3—0,4 МПа). Этого давления вполне достаточно для преодоления сопротивлений обратного клапана 1 и в трубопроводе, расположенном между клапанами 2 и 1. Подпитка замкнутого контура производится в моменты, когда один из поршней дойдет к упору.

В гидросистеме (рис. 81, б) синхронное движение поршней вниз происходит по более сложному циклу, чем в предыдущей системе.

При расположении золотника в распределителе 3 в положении *a* жидкость от насоса 1 направляется в верхнюю полость цилиндра 9. При последовательном соединении цилиндров их поршни одновременно начинают перемещаться вниз, причем вначале быстро, так как отвод жидкости от ведомого цилиндра 6 производится из проточки 5 через обратный клапан 4, распределитель 3 и фильтр 2, минуя дроссель 7, а после перекрытия поршнем проточки 5 скорость поршней уменьшается и определяется настройкой дросселя 7.

Подъем поршней произойдет при подводе жидкости в нижнюю полость цилиндра 6 через обратный клапан 8.

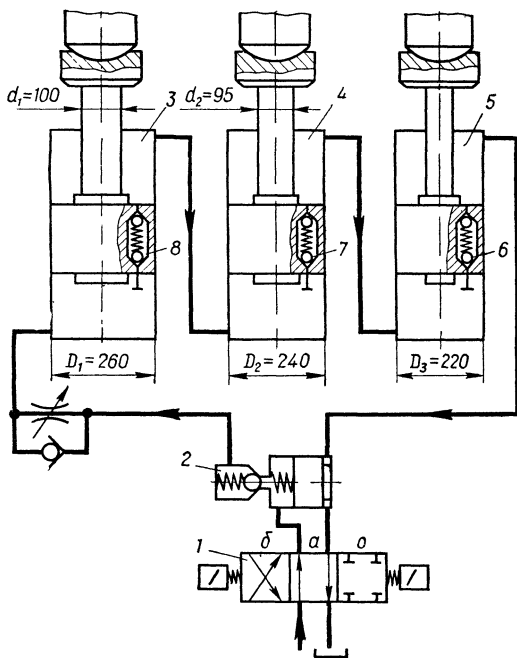


Рис. 82. Гидросистема подъемного устройства в станке для балансировки роторов модели МС-943

Подпитка замкнутого контура так же, как и в предыдущей системе, происходит в моменты, когда один из поршней дойдет до упора. Давление перед обратным клапаном 10 регулируется дросселем 12, установленным на сливном трубопроводе после напорного золотника 11.

На рис. 82 показана принципиальная гидравлическая система тележки станка, предназначенная для балансирования роторов (модель МС-943), конструкции Одесского Специального конструкторского бюро специальных станков (ОСКБСС). Подъем тележки производится тремя цилиндро-поршневыми группами, включенными в систему последовательно. Диаметры цилиндров и штоков подобраны так, что

$$D_1^2 - d_1^2 = D_2^2 = 576 \text{ см}^2 \text{ и } D_2^2 - d_2^2 = D_3^2 = 486 \text{ см}^2.$$

Управляемый обратный клапан 2 автоматически открывается независимо от направления течения жидкости между распределителем 1 и силовыми цилиндрами, но закрывает выход жидкости из цилиндра 3, когда в распределителе золотник занимает нулевое положение. Первоначальный объем жидкости в замкнутых контурах между цилиндрами 3, 4 и 4, 5 восстанавливается через сдвоенные обратные клапаны 6, 7 и 8 в моменты, когда поршни подходят к нижним донышкам цилиндров.

5. Комбинированные способы подключения цилиндров в систему

Гидросистема с последовательно-параллельным подключением четырех цилиндров. Такое подключение цилиндров (рис. 83) допустимо только при соответствующем подборе диаметров цилиндров D_1 и D_2 . Подобрать соотношение площадей так, чтобы диаметры цилиндров и штоков укладывались в рекомендованный ряд размеров, невозможно. Поэтому подобный способ синхронизации не обеспечивает полностью согласованную работу цилиндров. Однако выбрать параметры цилиндров нужно таким образом, чтобы рассогласование имело малую величину.

В табл. 14 приведены диаметры, соответствующие им площади и степень рассогласования для цилиндров, подключенных в систему по указанному способу. Для многих подъемных устройств приведенные величины рассогласования вполне допустимы.

За каждый цикл работы цилиндров производится подпитка замкнутых контуров между цилиндрами 6 и 7, 4 и 5 через обратные клапаны 8 и 9 (подобный принцип компенсации рассмотрен на рис. 75).

Система с параллельно-последовательным подключением цилиндров обладает некоторыми преимуществами. Во-первых, конструкция цилиндра с односторонним штоком проще цилиндра с двусторонним штоком. Во-вторых, здесь вместо одного ведущего цилиндра (рис. 83) два, поэтому общее рабочее давление в ведущих цилиндрах будет значительно меньше. Клапан делительный 2 раз-

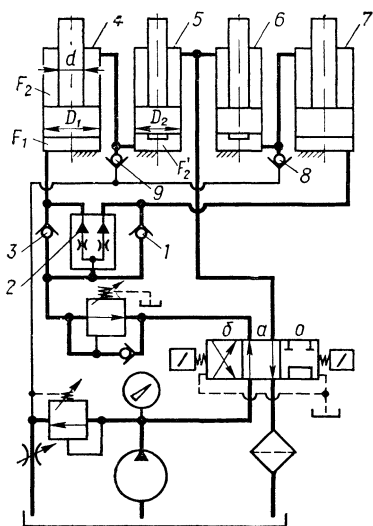
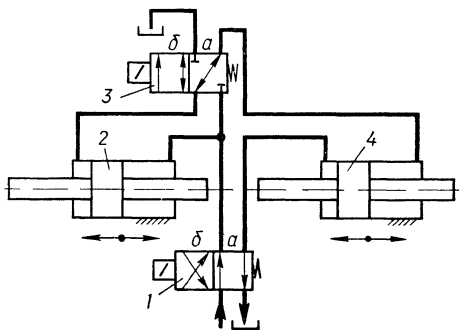


Рис. 83. Гидросистема подъемного устройства с параллельно-последовательным подключением силовых цилиндров

Рис. 84. Элемент гидросистемы, создающий синхронную, последовательную и независимую работу двух цилиндров



деляет поток на равные части только при подъеме; отвод жидкости от цилиндров при опускании производится через обратные клапаны 1 и 3.

Таблица 14

Параметры цилиндров						Распогласование, см, при подъеме на высоту 10 см
D_1 , см	D_2 , см	d , см	F_1 , см ²	F_2 , см ²	F'_2 , см ²	
15,0	13,0	7,5	176,76	132,58	132,73	0,01
22,0	20,0	9,0	380,00	316,50	314,16	0,075
25,0	22,0	12,0	490,90	377,80	380,13	0,08
32,0	30,0	11,0	804,25	711,00	708,07	0,04

Гидросистема для синхронной, последовательной и независимой работы двух цилиндров. В гидравлической системе (рис. 84) различные комбинации включения распределителей (или золотников управления) 1 и 3 позволяют: подключить цилиндры 2 и 4 так, чтобы оба поршня независимо от направления движения перемещались синхронно, обеспечить последовательную их работу и получить перемещение поршня в цилиндре 4 в двух направлениях при неподвижном поршне в цилиндре 2. В третьем случае характер движения поршня в цилиндре 4 (или цикл, состоящий из нескольких этапов) определяется аппаратурой, которую следует подключить к сливному трубопроводу после распределителя 1.

Порядок переключения золотников в распределителях 1 и 3, направление и характер движения поршней приведен в табл. 15.

Положение золотника в распределителе		Движение поршня в цилиндре		Характер движения
1	3	2	4	
<i>a</i>	<i>a</i>	Влево	Влево	Синхронное
<i>б</i>	<i>a</i>	Вправо	Вправо	Синхронное
<i>a</i>	<i>б</i>	Влево	Влево	Последовательное
<i>б</i>	<i>б</i>	Стоп	Вправо	Зависит от заданного цикла
<i>a</i>	<i>б</i>	Стоп	Влево	То же
<i>б</i>	<i>a</i>	Вправо	Вправо	Синхронное

Гидросистема с перекрестным подключением синхронизирующих цилиндров. Если необходимо удерживать в устойчивом равновесии платформу и груз, расположенный на ней асимметрично, и недопустимо скручивание самой платформы, то можно рекомендовать систему синхронизации, приведенную на рис. 85, *a*. Функцию гидродвигателя в системе выполняет цилиндро-поршневая группа 2; вспомогательные же цилиндры 1 и 3 с двусторонними штоками при перекрестном их подключении магистралями 4 и 5 предотвращают перекос платформы.

Поскольку давления во всех полостях вспомогательных цилиндров всегда равны независимо от расположения груза на платформе, то жидкость внутри цилиндров не перетекает. Компенсация внешних утечек (через уплотнения штоков) происходит через обратные клапаны *б*.

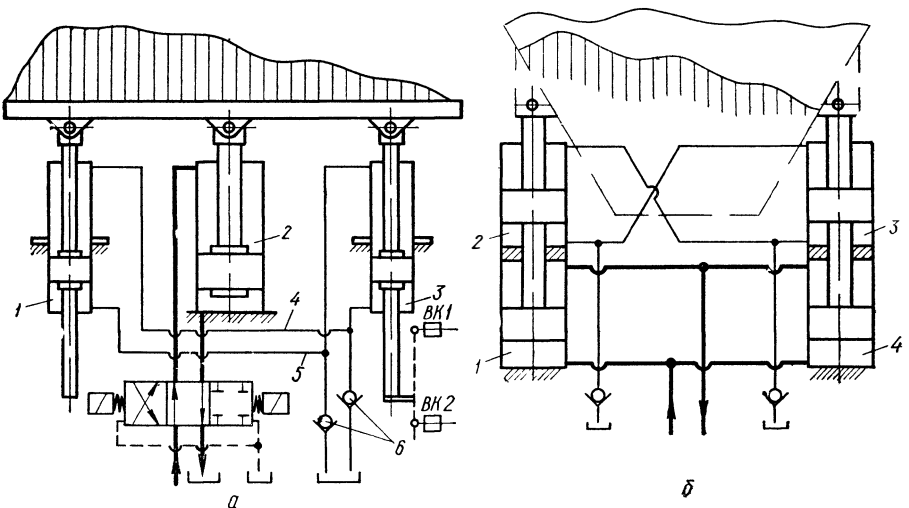


Рис. 85. Элементы гидросистем с перекрестным подключением синхронизирующих цилиндров

Количество вспомогательных цилиндров зависит от величины, конфигурации платформы и распределения груза на платформе. Если платформа в плане прямоугольная, а груз расположен не симметрично относительно осей платформы, то может возникнуть необходимость в применении четырех вспомогательных цилиндров с расположением их по углам платформы симметрично относительно силового цилиндра. При перекрестном подключении вспомогательных цилиндров верхняя полость последнего цилиндра должна быть соединена с нижней полостью первого.

Другое конструктивное решение аналогичной задачи показано на рис. 85,б. Здесь силовые цилиндры 1 и 4 и вспомогательные 2 и 4 располагаются в створе общего цилиндра. Такое конструк-

тивное решение при небольшой величине хода может оказаться более технологичным, чем в варианте а (рис. 85).

*Устройство для синхронного ограничения хода поршней в гидроцилиндрах**. В гидросистеме аппараты 6 и 7 типа Г66 с дистанционным управлением при подключении их к штоковым полостям цилиндров 2 и 11 обеспечивают синхронную остановку поршней, когда один из них дойдет до упора (рис. 86). Цилиндры подключены в систему параллельно. Жидкость к ним подводится по магистрали 1. Отвод жидкости из штоковых полостей цилиндров возможен только при возникновении в этих полостях противодавлений, величина которых определяется настройкой пружин в напорных золотниках аппаратов 6 и 7. С целью повышения к. п. д. силовых цилиндров клапаны 6 и 7 должны быть настроены на минимальное давление. Под действием противодавления, передающегося по магистралям 5 и 8, золотники в аппаратах 6 и 7 приподнимаются, соединяя при этом магистрали 4 и 9 со сливной магистралью 12.

Если один из поршней (например, поршень 3) остановится, то в штоковой полости цилиндра 2 давление упадет, а золотник

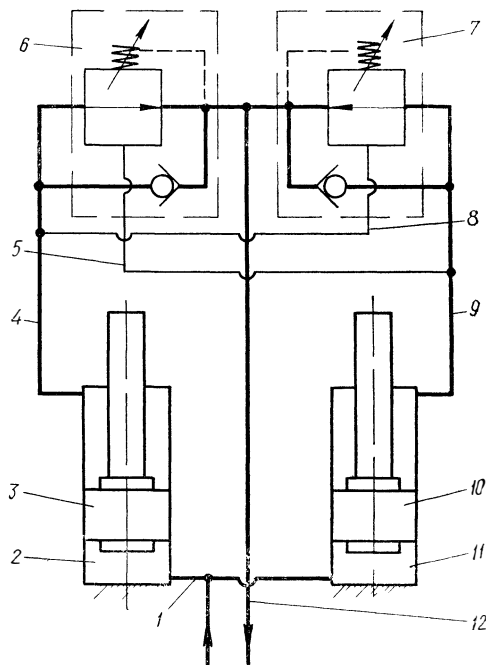


Рис. 86. Элемент гидросистемы устройства для синхронного ограничения хода поршней

* А. с 354180, F 15 в 11/22 (СССР). Устройство для синхронного ограничения хода поршней в цилиндрах/Л. Б. Богданович. — Опубл. 09.10.72.

клапана 7 под действием пружины опустится вниз и отсечет магистраль 9 от магистрали 12. Таким образом, с остановкой поршня 3 автоматически останавливается поршень 10. Синхронная остановка поршня 3 произойдет тогда, когда шток поршня 10 подойдет до упора.

Для обратного хода необходимо магистраль 12 подключить к насосу, а магистраль 1 к баку. При этом жидкость под давлением поступит в штоковые полости от магистрали 12 соответственно через обратный клапан аппарата 6, магистраль 4 к цилиндру 2 и через обратный клапан аппарата 7, магистраль 9 к цилиндру 11.

6. Синхронизация силовых цилиндров при параллельно-перекрестном подключении их в систему

При последовательном подключении нескольких цилиндров в систему давление в ведущем цилиндре определяется суммой сил, действующих на все цилиндры. Давление в ведущих цилиндрах I и б (рис. 87), необходимое для перемещения ведомых цилиндров 3 и 4, определяется большей нагрузкой, например, N_2 (если $N_2 > N_1$).

Полости V_1 в ведущих цилиндрах подключены к общему трубопроводу v , а благодаря перекрестным магистралям a и b и центральным отверстиям в штоках 2 и 5 полости V_2 и V_3 соединяются между собой.

Особенность конструкции цилиндро-поршневых групп I и II состоит в выборе их параметров. Диаметры D_1 , D_2 и D_3 должны относиться как 10 : 8 : 6 или соответствующие им площади $F_1 : F_2 : F_3 = 100 : 64 : 36$ *

При этом $F_1 = F_2 + F_3$;
 $F_2 = F_1 - F_3$ и $F_3 = F_1 - F_2$.

Объемы V_1 , V_2 , V_3 определяются из зависимостей:

$$V_1 = (F_1 - F_3)H = F_2H;$$

$$V_2 = (F_1 - F_2)H = F_3H;$$

$$V_3 = F_3H \text{ или } V_2 = V_3,$$

где H — величина хода ведомых цилиндров 3 и 4.

При определении параметров всей конструкции D_1

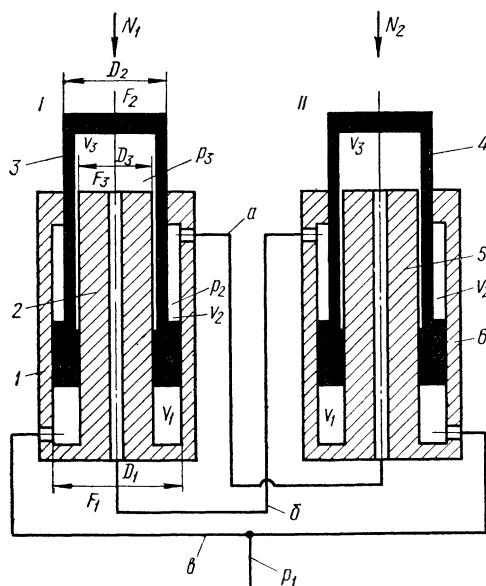


Рис. 87. К синхронизации силовых цилиндров при их параллельно-перекрестном подключении в систему

* Helmut Groß, Gerd Bräckelmann. Gleichlaufzylinder für Scheren, Pressen, Hubvorrichtungen usw. — «Olhydraulik und Pneumatik», 1971, N 7, z. 308—311.

следует выбирать не менее 100 мм, так как при меньших размерах этого диаметра толщина стенки ведомых цилиндров может оказаться недостаточной. При диаметре $D_1 > 100$ мм подвижные соединения необходимо оснащать уплотнительными устройствами.

При проектировании подобных цилиндров, предназначенных для синхронной работы, следует придерживаться таких правил:

1. Для определения рабочего давления в ведущих цилиндрах можно в формулу для определения давления подставлять F_2 . Объясняется это тем, что рабочее давление действует на кольцевое сечение

$$F_1 - F_3 = F_2.$$

2. Максимальное давление в трубопроводах a и b не должно превышать 1,78 рабочего давления p_1 при условии, что $V_2 = V_3$, т. е.

$$p_{a(\max)} = p_{b(\max)} = 1,78p_1 10^{-1} \text{ МПа.} \quad (57)$$

Для доказательства равенства (57) предположим, что в полостях V_1 , V_2 и V_3 давления соответственно равны p_1 , p_2 и p_3 .

Тогда уравнения сил, действующих на ведомые цилиндры 3 и 4:

$$N_1 = p_1(F_1 - F_3) - p_2(F_1 - F_2) + p_3F_3; \quad (58)$$

$$N_2 = p_1(F_1 - F_3) - p_3(F_1 - F_2) + p_2F_3. \quad (59)$$

Так как $F_2 = F_1 - F_3$ и $F_3 = F_1 - F_2$, то после подстановки их в уравнения (58) и (59) получим:

$$N_1 = p_1F_2 - p_2F_3 + p_3F_3;$$

$$N_2 = p_1F_2 - p_3F_3 + p_2F_3.$$

Вычтем из первого уравнения второе

$$N_1 - N_2 = 2F_3(p_3 - p_2). \quad (60)$$

Рассмотрим два предельных случая соотношения внешних нагрузок N_1 и N_2 :

1) $N_1 = N_2$. Очевидно, при равенстве внешних нагрузок из уравнения (60)

$$p_3 = p_2;$$

2) $N_2 = 0$, тогда соотношение внешних нагрузок

$$U = \frac{N_1 - N_2}{N_1} = 1 = \frac{2F_3(p_3 - p_2)}{p_1F_2 - p_2F_3 + p_3F_3} = \frac{2F_3(p_3 - p_2)}{p_1F_2 + F_3(p_3 - p_2)},$$

или

$$1 = \frac{2}{p_1 \frac{F_2}{F_3} \cdot \frac{1}{(p_3 - p_2)} + 1},$$

откуда

$$p_1 \frac{F_2}{F_3} = (p_3 - p_2).$$

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{64}{36} \cong 1,78,$$

то $1,78 p_1 = p_3 - p_2$.

Но $p_2 = p_a$, $p_3 = p_b$.

При $N_2 = 0$ $p_a = 0$, поэтому $p_3 = p_b = 1,78 p_1$.

Таким образом, при $U = 1$ создается наиболее неблагоприятный случай нагружения силовых цилиндров.

3. Давление в перекрестных трубопроводах a и b равно рабочему давлению p_1 , когда отношение нагрузок N_1 и N_2 находится в пределах от 78 до 22%:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{78}{22} = \frac{1}{0,28}.$$

Приняв $p_2 = 0$, найдем

$$U = \frac{1 - 0,28}{1} = \frac{2}{1,78 \frac{p_1}{p_3 - p_2} + 1} = \frac{2}{1,78 \frac{p_1}{p_3} + 1}.$$

Решив это уравнение, получим $p_3 = p_1$.

4. Чем точнее выдержаны равенства для V_2 и V_3 , тем меньше рассогласование в движении ведомых цилиндров. Из соображений безопасности на трубопроводах a и b необходимо устанавливать предохранительные клапаны, настроенные на давление $1,78 p_1 + 10\%$. В работе цилиндров возможно рассогласование из-за неравенства соответствующих диаметров цилиндрической группы (при изготовлении возможно расхождение размеров в пределах допуска) и в результате сжатия жидкости в замкнутых контурах системы (V_2 , V_3).

Номограмма, с помощью которой можно определить величину рассогласования (или погрешность хода) при различных соотношениях внешних нагрузок, приведена на рис. 88. При построении номограммы принято, что на каждые 10 МПа сжатие жидкости составляет 0,7% общего объема жидкости, находящейся в замкнутом контуре.

Если известны нагрузки на цилиндры или соотношение нагрузок, а также оговорена допустимая величина рассогласования в движении цилиндров, то параметры цилиндров следует находить путем подбора.

Пример. Исходные данные

$N_1 = 150\,000$ Н; $N_2 = 0$;

$H = 100$ см — ход ведущих поршней 3 и 4 (рис. 87);

$V_{ab} = 4$ л — объем жидкости в трубопроводах a и b ;

$\delta = 0,4\%$ — допустимое рассогласование.

Решение 1. Задаемся параметрами цилиндров: $D_1 = 17,5$ см; $D_2 = 14,0$ см ($F_2 = 154,0$ см²); $D_3 = 10,5$ см ($F_3 = 86,5$ см²).

Давление в верхнем цилиндре $p_1 = \frac{150\,000}{154 \cdot 10^{-4}} = 9,75$ МПа.

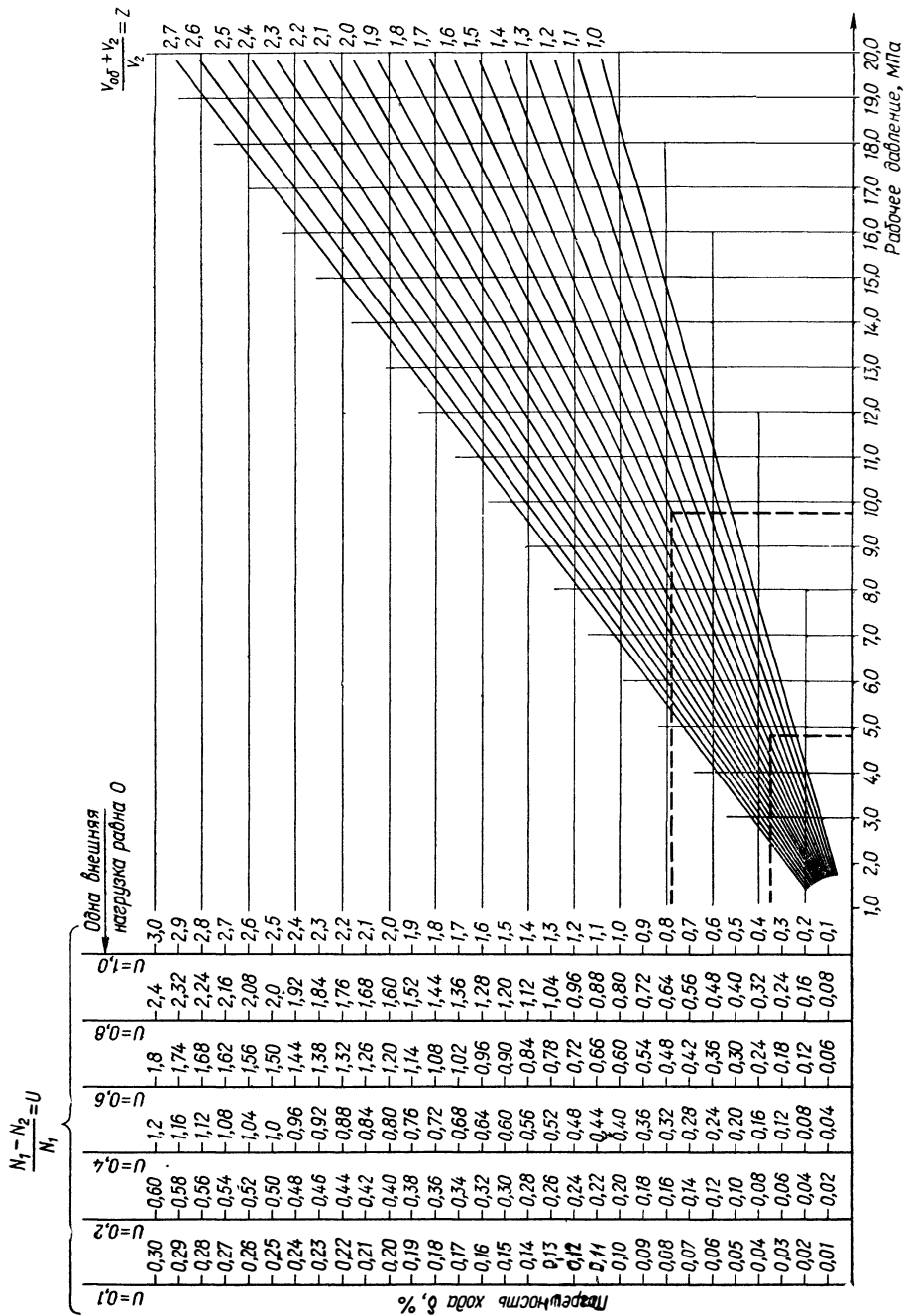


Рис. 88. Номограмма для определения величины соотношения при различных соотношениях внешних нагрузок

Общий объем сжимаемой жидкости:

$$\begin{array}{r} V_2 = 86,5 \cdot 100 = 8650 \text{ см}^3 \text{ (8,65 л)} \\ + \\ V_{\text{аб}} = \quad \quad \quad 4000 \text{ см}^3 \text{ (4,0 л)} \\ \hline \quad \quad \quad \quad \quad 12650 \text{ см}^3 \text{ (12,65 л)}. \end{array}$$

Относительная величина сжимаемых объемов жидкости

$$Z = \frac{V_{\text{аб}} + V_2}{V_2} = \frac{12,65}{8,65} = 1,46.$$

При этом рассогласование, определенное из номограммы за счет сжатия жидкости, составляет 0,8%, что вдвое больше допустимой величины.

Выбираем цилиндры с большими диаметрами.

Решение 2.

$D_1 = 25,0$ см; $D_2 = 20,0$ см ($F_2 = 314$ см²); $D_3 = 15,0$ см ($F_3 = 176$ см²)

$$p_1 = \frac{150\,000}{314 \cdot 10^{-4}} = 4,8 \text{ МПа};$$

$$V_2 = 176 \cdot 100 = 17\,600 \text{ см}^3 \text{ (17,6 л)}.$$

Если $V_{\text{об}} = 5,0$ л, то $V_2 + V_{\text{об}} = 17,6 + 5 = 22,6$ л.

$$Z = \frac{22,6}{17,6} \approx 1,3.$$

В этом случае рассогласование (см. номограмму) составит $\sim 0,34\%$.

Рассмотрим принципиальную гидравлическую схему, обеспечивающую синхронную работу четырех силовых цилиндров (рис. 89).

Ведомые цилиндры 8 поднимаются под действием давления жидкости, которая поступает от насоса через дроссель 1, распределитель 2, включенный в положение *a*, обратный клапан аппарата 3 и управляемые обратные клапаны *b*, имеющиеся при каждом ведущем цилиндре 7. Магистральями *a*, *b*, *в* и *г* осуществлено перекрестное подключение замкнутых объемов V_2 и V_3 соответственно всех цилиндров. Необходимая скорость подъема может быть отрегулирована дросселем 1.

Опускание цилиндров произойдет после перевода золотника в распределителе 2 в положение *б*. При этом управляемые обратные клапаны *б* откроются и жидкость из нижних полостей ведущих цилиндров 7 под действием нагрузки и собственного веса ведомых цилиндров уйдет в бак через дроссель в аппарате 3, распределитель 2 и подпорный клапан 12, пружина которого должна быть настроена на давление в 0,2—0,25 МПа. В замкнутых контурах жидкость перетечет из полостей V_3 в полости V_2 .

Чтобы ускорить опускание цилиндров 8, необходимо при включении распределителя 2 открыть золотником управления 11 управляемый обратный клапан 10. Тогда из нижних полостей ведущих

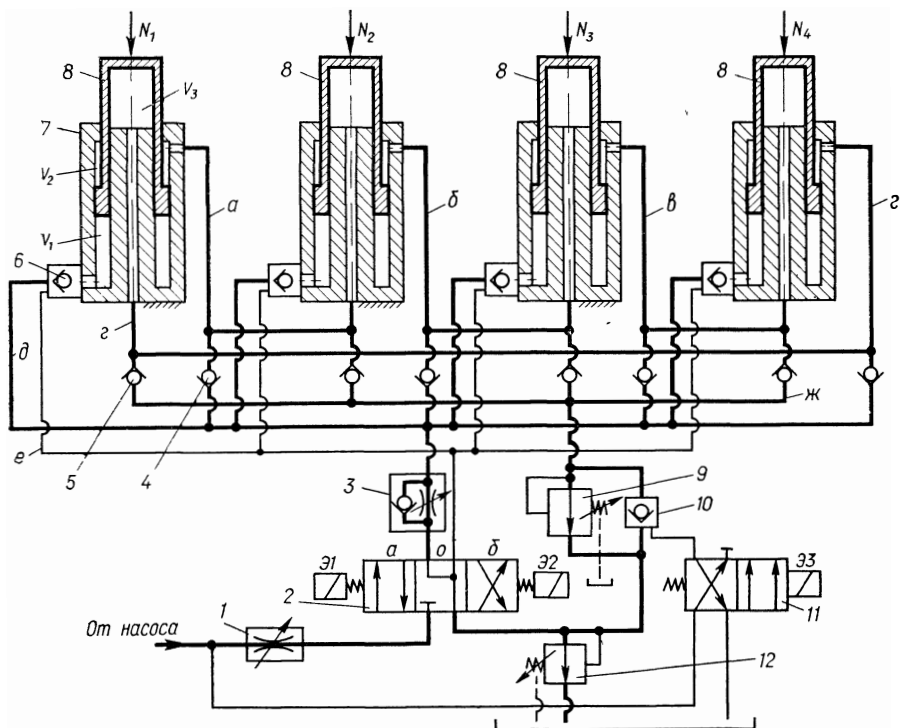


Рис. 89. Принципиальная гидросистема, обеспечивающая синхронную работу четырех цилиндров

цилиндров жидкость в бак будет отводиться через аппараты 6—4—5—10 и подпорный золотник 12 при сохранении суммарных объемов ($V_2 + V_3$) в замкнутых контурах. Предохранительный клапан 9, подключенный через обратные клапана 5 к перекрестным магистралям а, б, в и г, должен быть настроен на давление $1,78 p_1 + 10\%$, где p_1 — давление в ведущих цилиндрах.

Глава VII

СИЛОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ (ГИДРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ)

Силовой цилиндр является тем передаточным звеном, с помощью которого гидравлическая энергия преобразуется в механическую (перемещается поршень или цилиндр), т. е. является гидродвигателем для возвратно-поступательного или углового перемещения.

Гидроцилиндры применяются в приводе главного движения протяжных, строгальных и долбежных станков, в приводе подач и

приводе вспомогательных устройств различных машин для хода до 5—6 м. К преимуществам гидроцилиндров в основном относятся сравнительно малые габариты, высокое быстродействие, простое соединение штока или цилиндра с исполнительным органом.

В зависимости от требований, предъявляемых циклом работы машины, скоростей и усилий, величин перемещений и расположения цилиндра в машине, применяются различные конструкции, которые могут быть разделены на три группы:

- 1) цилиндры двустороннего силового действия;
- 2) цилиндры одностороннего силового действия;
- 3) цилиндры, предназначенные для угловых перемещений (цилиндры поворотного действия).

1. Цилиндры двустороннего силового действия

Для перемещения поршня или цилиндра в разные стороны необходимо воздействие гидравлической силы. Конструкции на схемах 1—12 (рис. 90) относятся к цилиндрам двустороннего силового действия.

Скорость перемещения поршня или цилиндра определяется зависимостями:

$$v_1 = \frac{Q}{0,785(D^2 - d_1^2)}; \quad v_2 = \frac{Q}{0,785(D_2 - d_2^2)}$$

где Q — количество жидкости, поступающей в цилиндр;

D — диаметр цилиндра;

d_1, d_2 — диаметры штока.

При подводе равного количества жидкости попеременно в правую и левую полости цилиндра поршень (или цилиндр) перемещается с одинаковой скоростью, если $d_1 = d_2$. Цилиндры, выполненные по схемам 1 и 2, нашли применение преимущественно в станках шлифовальной группы.

Если цилиндр неподвижен, то жидкость подводится к нему как правило, по жестким трубопроводам; при подвижном цилиндре (схемы 2, 3) жидкость подводится к полостям цилиндра через отверстие в штоке или же через цилиндр с использованием гибких шлангов в тех случаях, когда величина хода цилиндра мала.

В цилиндро-поршневых группах, выполненных по схемам 1 и 2, диаметры штоков выбираются минимальных размеров при условии работы их на растяжение.

В схеме 3 диаметры штоков не одинаковы; поршень неподвижен и жидкость к полостям цилиндра подводится через шток большего диаметра, закрепленного в кронштейне.

В цилиндрах (схемы 1, 2 и 3) два уплотнительных устройства для штоков и два кронштейна (схемы 1 и 2), необходимые для крепления штоков к столу, значительно увеличивают их габариты по длине, что усложняет применение подобных конструкций в сте-

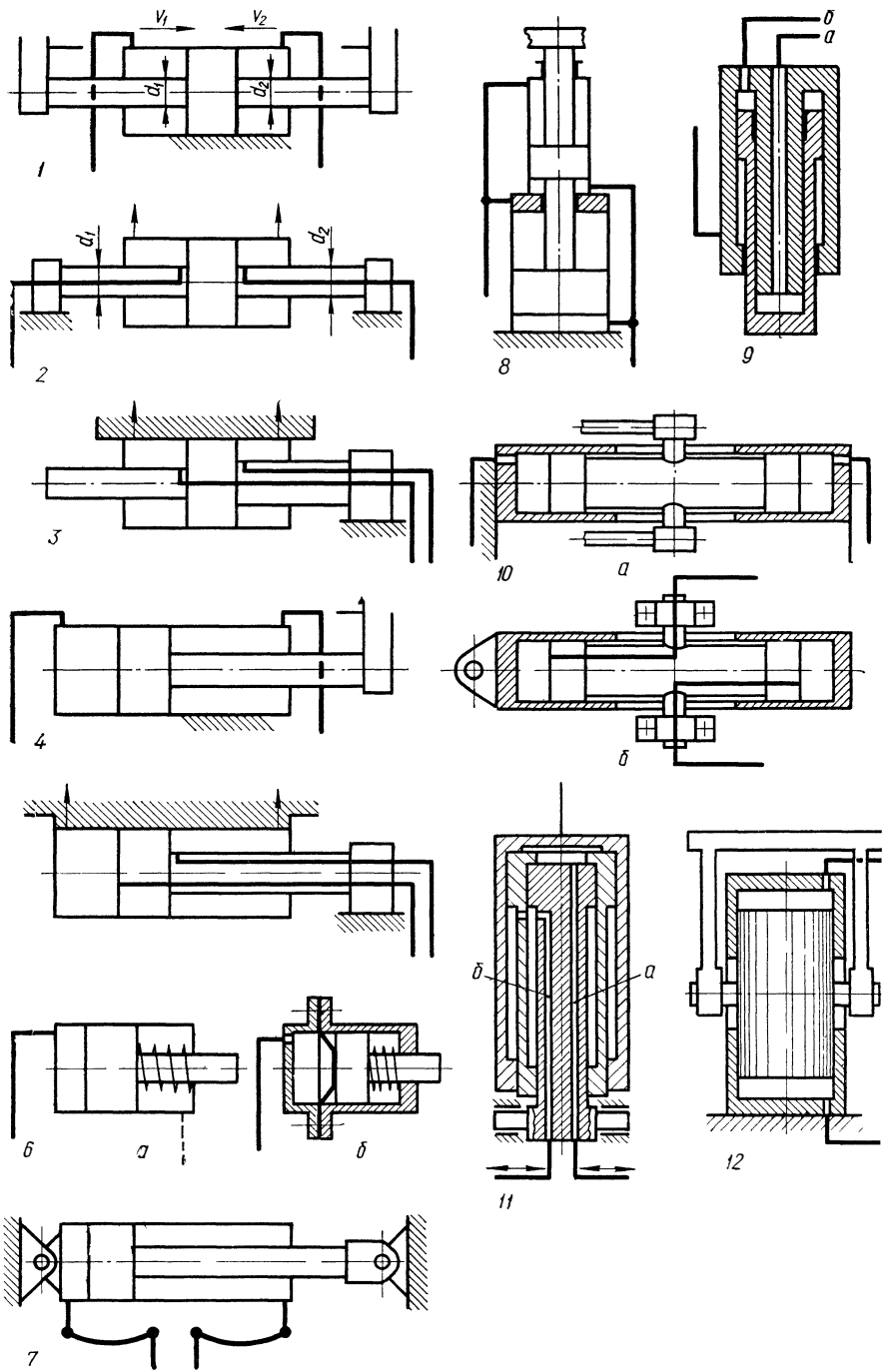


Рис. 90. Схемы цилиндров двухстороннего силового действия

сненных условиях. В конструкциях с подвижным цилиндром предусматриваются приспособления для отвода воздуха (на схемах 2 и 3 и в последующих схемах устройства для отвода воздуха условно показаны стрелками в верхних частях цилиндра).

Большое распространение в машинах получили цилиндро-поршневые группы с односторонним штоком (схемы 4—7) потому, что они проще и технологичней.

В цилиндро-поршневой группе, выполненной по схеме 4, скорости поршня в обоих направлениях при минимальном диаметре штока отличаются незначительно. Шток работает на растяжение при движении поршня влево и на сжатие — при движении вправо. Применение штока большой длины иногда ограничивается неблагоприятными условиями работы штока на продольный изгиб. Для получения быстрых перемещений поршня (например, влево по схеме 4) при минимальной производительности насоса диаметр штока выбирается большого размера.

Равенство скоростей прямого и обратного ходов можно получить при дифференциальном подключении к насосу цилиндра с односторонним штоком при условии, когда площадь штока вдвое меньше площади цилиндра (рис. 38,а).

Схема 5 отличается от предыдущей тем, что здесь подвижным является цилиндр и жидкость подводится через шток.

Для операций жазима, фиксации, торможения, включения и отключения муфт требуются небольшие перемещения. В этом случае цилиндро-поршневая группа нередко оформляется по схемам 6,а или 6,б. В схеме 6,а на поршень слева действует гидравлическая сила, заставляя его перемещаться вправо; отвод влево производится пружиной, расположенной со стороны штока. В схеме 6,б между поршнем и рабочей плоскостью цилиндра размещается диафрагма, через которую передается усилие поршню. Отвод поршня в исходное положение так же, как и в схеме 6,а, производится пружиной.

В цилиндре, выполненном по схеме 6,а, требуется тщательная подгонка поршня к цилиндру и введение уплотнительных устройств в поршне и штоке. Непроницаемость диафрагмы (схема 6,б) создаст герметичность соединения, поэтому нет необходимости в уплотнительных устройствах. Однако при равных диаметрах поршня габариты цилиндра, выполненные по схеме 6,б, увеличиваются за счет фланцевого соединения, необходимого для закрепления диафрагмы.

Гидроцилиндры с шарнирным креплением цилиндра и штока (схема 7) применяются в случаях, когда направление действующего усилия непрерывно изменяется во время работы. Качающийся цилиндр при больших боковых усилиях предотвращает изгиб штока.

Для совмещения направления действующих усилий с осью штока в узле крепления цилиндра и соединения штока применяют иногда сферические подшипники. Подвод и отвод жидкости в таких цилиндрах производится по гибким шлангам.

В схеме 8 показан комбинированный или сдвоенный цилиндр. При последовательном соединении цилиндров увеличивается эффективная площадь, а следовательно и усилие, развиваемое цилиндром. Сдвоенные цилиндры используются в тех случаях, когда невозможно применить один цилиндр большого диаметра из-за ограниченных габаритов. Применяются они в станках шлифовальной группы порталного типа для уравнивания веса шлифовальной головки, в многолезцовых и карусельных станках для закрепления заготовки и др.

Для получения различных скоростей и усилий поршня или плунжера при питании цилиндра от насоса постоянной производительности в прессах и подъемниках применены суммирующие цилиндры (схема 9). Максимальную скорость и минимальное усилие плунжер развивает, когда жидкость подводится по магистрали *a*; меньшая скорость и большое усилие возникает при подводе жидкости по магистрали *б* и, наконец, максимальное усилие создает плунжер при минимальной скорости, когда жидкость от насоса поступает к цилиндру одновременно в обе магистрали *a* и *б*.

Цилиндро-поршневые группы, приведенные на схеме 10, относятся к категории цилиндров с бесштоковым поршнем, в которых подвижным может быть как поршень (10,а), так и сам цилиндр (10,б). Благодаря хорошему направлению поршня и более благоприятному нагружению (между опорами, а не на консоли, как у обычных цилиндров), он может воспринимать гораздо более высокие поперечные нагрузки. Допускаемое отклонение усилия нагрузки от оси поршня составляет $\pm 22^\circ$. При подвижном корпусе цилиндра подвод и отвод жидкости осуществляется через цапфы поршня (схема 10,б), поэтому отпадает необходимость в применении гибких шлангов, что влияет на надежность работы строительных, сельскохозяйственных, горных и других машин.

По параметрам и массе цилиндры такого рода конкурируют с обычными конструкциями, что подтверждается данными, приведенными в журнале «Schweiz Maschinenmarkt» (№ 27, 1972, с. 72—73). При больших ходах (выше 1,5—2 м) длина и масса таких цилиндров несколько превышают аналогичные показатели обычных конструкций. Подобные цилиндры рекомендуется применять для работы при давлениях в 25—40 МПа.

Телескопические цилиндры, состоящие из совмещенных двух и более цилиндров (схема 11), применяют для получения больших ходов. Жидкость к соответствующим полостям цилиндра поступает через два осевых отверстия в штоке; если под давлением жидкость будет подведена к отверстию *a*, то производится подъем цилиндров (начиная с наружного). Складывание происходит в обратном порядке под действием давления жидкости, когда жидкость от насоса направляется к отверстию *б*.

В телескопических цилиндрах одностороннего действия, получивших большое применение в подъемниках, складывание цилиндров (или телескопов) происходит за счет веса груза (нагрузки) или же собственного веса поднимаемого устройства.

Для перемещения плунжера с большой частотой при малой амплитуде может быть рекомендована конструкция, приведенная на схеме 12*. Отсутствие штока и уплотнительного устройства для штока уменьшает вес и инерционность такой конструкции.

2. Цилиндры одностороннего силового действия и комбинированные

В цилиндрах двустороннего силового действия особые требования предъявляются к обработке внутреннего диаметра цилиндра. При большой длине цилиндра эта операция трудоемка, дорогостоящая, требует специального оборудования и оснастки.

В практике машиностроения получили большое распространение цилиндры одностороннего действия, в которых отсутствует поршень, а усилие передается непосредственно штоком (рис. 91, схемы 1, 2).

В схеме 1 цилиндр неподвижен и расположен вертикально. Подъем каретки (или другого устройства) производится штоком, на всю площадь которого действует давление жидкости; движение вниз (в исходное положение или на определенную величину) происходит под действием собственного веса штока и каретки, когда цилиндр подключен к баку.

Для уменьшения массы штока нередко изготавливают из трубы. С помощью доньшка в верхней части шток разгружается от сжимающих усилий, которые при большой его длине могут вызвать продольный изгиб.

Общее усилие, передаваемое штоком,

$$0,785pD^2 = 0,785p(D^2 - d^2) + 0,785pd^2,$$

где p — давление в полости цилиндра;

D — наружный диаметр штока;

d — внутренний диаметр штока.

Усилие $0,785 p(D^2 - d^2)$ сжимает шток, а усилие, равное $0,785 pd^2$, воспринимается непосредственно доньшком штока.

При вертикальном расположении цилиндра с полым штоком следует помнить о возможности возникновения воздушной подушки у доньшка штока, поэтому необходимо предусматривать устройство для периодического или постоянного отвода воздуха (условно показано стрелкой a).

На схеме 2 шток неподвижен, а цилиндр жестко прикреплен к исполнительному органу. Жидкость в этом случае подводится через шток или цилиндр, однако во втором случае возникает необходимость в гибких соединениях.

Для получения возвратно-поступательного движения с заданными скоростями в гидросистеме с цилиндрами одностороннего

* А. с. 183455 (СССР). Гидравлический цилиндр двойного действия /А. С. Больших, А. Г. Тер-Симонян. — Оpubл. 24.08.66.

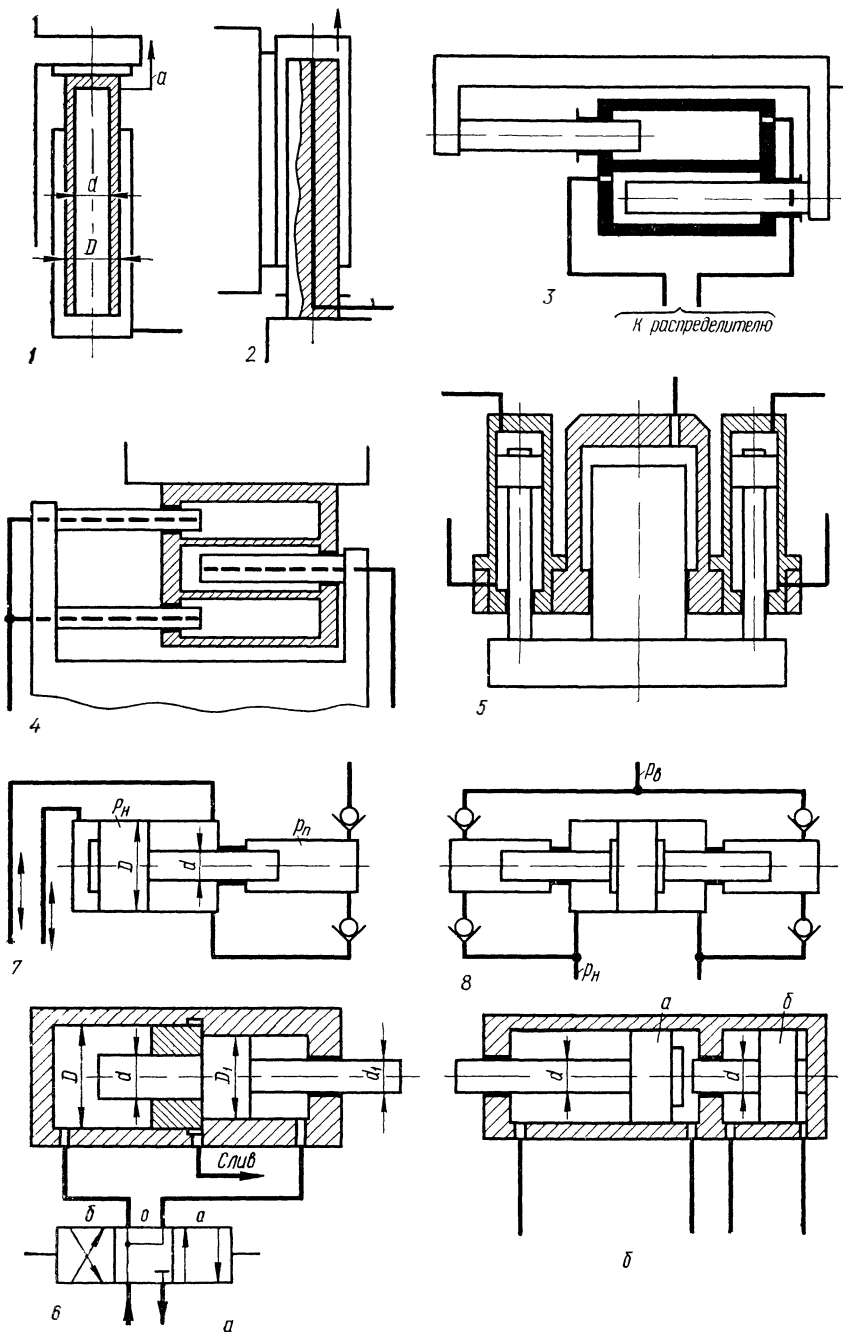


Рис 91 Схемы цилиндров одностороннего силового действия и комбинированные

силового действия необходимо иметь минимум два цилиндра. Если штоки закреплены через кронштейны с салазками или столом, как показано на схеме 3, то жидкость подводится к цилиндру при помощи жестких труб.

Вторым конструктивным решением этой принципиальной схемы является цилиндро-поршневая группа с подвижными цилиндрами. В этом случае жидкость при помощи жестких труб подводится к штокам или гибкими соединениями — к цилиндрам. Первое решение с подвижными штоками в некоторых случаях является более приемлемым, так как штоки легче цилиндров, а поэтому при возвратно-поступательном движении создаются меньшие инерционные силы, что важно при больших скоростях перемещения.

Наконец, третьим конструктивным решением является применение штоков различных диаметров, что дает возможность получать разные скорости при подводе равного количества жидкости к цилиндрам в единицу времени.

Два цилиндра обычно удобнее располагать симметрично геометрической оси стола или бабки. Так и следует поступать, когда действующие в процессе работы усилия невелики и не предъявляются повышенные требования к точности работы механизма. Если же нагрузки во время работы большие, то возникающий момент в горизонтальной плоскости (при горизонтальном расположении цилиндров) или в вертикальной (при вертикальном расположении цилиндров) создаст дополнительные усилия на направляющих стола, вызовет повышенный их износ и, как следствие, появление люфтов и перекосов.

Расположение цилиндров в вертикальной плоскости симметрично оси стола (один под другим), значительно усложняет конструкцию станины и способ крепления как цилиндров, так и плунжеров.

При двух цилиндрах, из которых один предназначен для рабочего хода, а другой для холостого перемещения стола, следует стремиться к симметричному расположению рабочего цилиндра относительно стола.

В рабочих органах с короткими направляющими, а также в тех случаях, когда требуется повышенная точность работы, например станка (хонинговального, шлифовального и др.), нашли применение цилиндры одностороннего силового действия с тремя цилиндрами, выполненными по схеме 4. Средний цилиндр располагается по геометрической оси стола, каретки или бабки, а два боковых — симметрично ему. Размеры плунжеров и цилиндров выбираются в зависимости от направления и величины действующих сил и скоростей. Если средний цилиндр осуществляет быстрое перемещение, то диаметр плунжера этого цилиндра принимают равным диаметру бокового плунжера или же меньшего размера. При равных диаметрах цилиндров и плунжеров конструкция будет технологичней.

Преимуществом цилиндров одностороннего силового действия является то, что не нужна тщательная обработка внутренней поверхности цилиндра; вполне достаточна грубая обработка или очи-

стка для удаления окалины, ржавчины, если цилиндр изготавливается из трубы.

На схеме 5 (рис. 91) показана конструктивная схема цилиндропоршневой группы термопластавтомата. Средний цилиндр с плунжером одностороннего действия развивает большие усилия, необходимые для окончательного формообразования изделия, а боковые, размещенные симметрично относительно среднего двустороннего силового действия, предназначены для отрыва плиты после завершения процесса прессования, быстрого подвода и отвода плиты.

Представляет интерес комбинированный цилиндр, поршень которого фиксируется в промежуточном положении a (схема b). В цилиндре имеется два поршня, из которых поршень диаметром D_1 соединен со штоком, а поршень диаметром D свободно скользит в цилиндре и на штоке (плавающий). Направление движения поршней зависит от положения золотника в распределителе. В положении a оба поршня перемещаются вправо, причем вначале давление воспринимается плавающим поршнем D , а после подхода его к уступу — площадью штока $f=0,785d^2$. С переводом золотника в положение b поршень направляется влево, а давление воздействует на площадь $F_1 = 0,785(D_1^2 - d_1^2)$. При среднем (нулевом) положении золотника в распределителе цилиндр подключен по дифференциальной схеме. Плавающий поршень со штоком будет перемещаться вправо, поскольку суммарная площадь с левой стороны превышает полезную площадь справа. Подойдя к уступу в цилиндре, поршень остановится и, так как его полезная площадь уменьшается до величины $0,785d^2 < 0,785(D_1^2 - d_1^2)$, зафиксируется результирующей силой P_p , воздействующей на шток с поршнем,

$$P_p = 0,785p(D_1^2 - d_1^2) - 0,785pd^2 = 0,785p(D_1^2 - d_1^2 - d^2).$$

Промежуточное фиксированное положение обеспечивается также сдвоенным цилиндром (схема $b, б$), в котором основной поршень a может занимать крайние положения. Фиксация поршня a в некотором положении произойдет после перемещения поршня b полностью влево (по схеме), так как эффективная площадь поршня b справа больше эффективной площади поршня a с левой стороны на величину площади штока. Фиксированное расположение поршня определяется длиной штока поршня b .

3. Преобразователи *

Требования, предъявляемые к гидроприводу некоторых прессов, термопластавтоматов, станков для накатки резьбы и других, характеризуются большими кратковременными давлениями (порядка 50—60 МПа и более) и малыми расходами. Получить указанные давления при помощи серийно изготавливаемых насосов и

* В технической литературе эти устройства назывались мультипликаторами, трансформаторами и усилителями.

транспортировать жидкость под таким давлением через нормализованные аппараты нельзя, так как они рассчитаны на давления значительно меньшие.

В таких случаях применяются преобразователи, которые встраиваются в систему между насосом и цилиндром высокого давления. Простейшая конструкция преобразователя одинарного действия и схема подключения его в систему показана на рис. 91 (схема 7). К цилиндру большого диаметра D жидкость от насоса подводится под давлением p_n , а при этом усилие, развиваемое цилиндром, будет $0,785p_n D^2$, равное $0,785p_n d^2$, где p_n — выходное давление и d — диаметр плунжера преобразователя.

Если пренебречь силами трения, то коэффициент усиления, создаваемый преобразователем,

$$K = \frac{D^2}{d^2} = \frac{p_n}{p_n},$$

откуда $p_n = p_n \frac{D^2}{d^2}$.

Преобразователи одинарного действия не могут длительное время создавать равномерный расход жидкости и нуждаются в холостом ходе, который необходим для зарядки его штоковой полости.

Преобразователи двойного действия (схема 8) лишены указанного недостатка и обеспечивают практически равномерную подачу жидкости под высоким давлением. Для реверсирования поршня с двусторонним штоком, которыми попеременно выжимается в систему жидкость под высоким давлением p_n , в станкостроении и прессостроении применяется несколько способов.

На рис. 92 показана схема преобразователя 3 двойного действия и аппаратура, необходимая для создания автоматического реверса и распределения жидкости в преобразователе.

При движении поршня 2 в любом направлении в моменты открытия проточки $в$ в магистрали, на которой расположено сопротивление $б$ (дрессель) и реле 5 давления (типа Г62), возрастает давление, определяемое сопротивлением. Пружина реле давления, настроенная на величину $p_1 < \Delta p$, где Δp — перепад давления в сопротивлении. Поэтому с открытием проточки $в$ срабатывает реле давления — включается микровыключатель, от которого по электрической цепи получают команду электромагниты распределителя 1. После этого золотник в распределителе займет положение, предположим, $б$ вместо $а$.

Таким образом происходит изменение направления тока жидкости в полости низкого давления преобразователя и реверс поршня 2. Золотник обратного клапана двустороннего действия 4 в момент реверса поршня автоматически перебрасывается из одного крайнего положения в другое, удерживая высокое давление в цилиндре.

Конструктивная схема преобразователя, управляемого только гидравлической аппаратурой, показана на рис. 93. Переключение золотника в распределителе 1 из положения $а$ в положение $б$ или

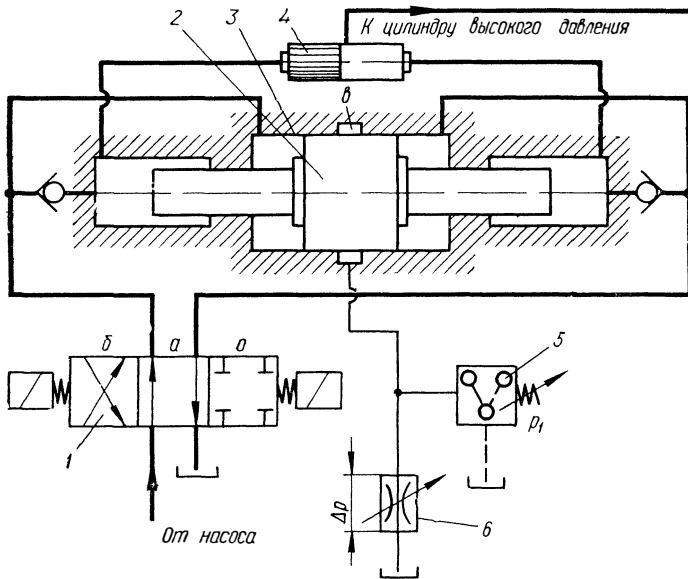


Рис. 92. Преобразователь двойного действия с электрогидравлическим управлением

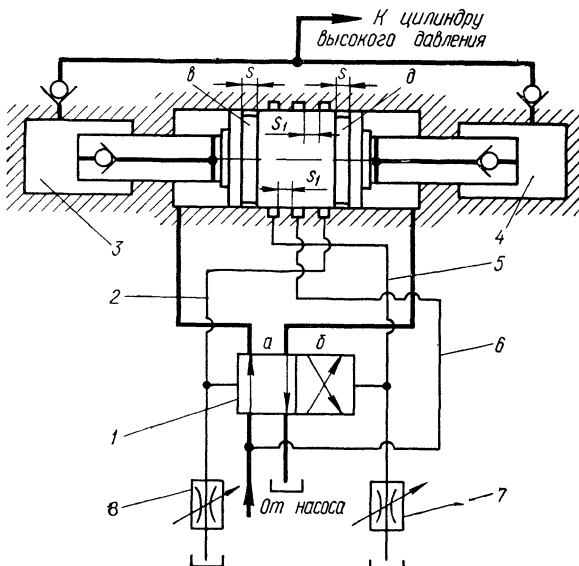


Рис. 93. Преобразователь двойного действия с гидравлическим управлением

наоборот производится следующим образом. В цилиндре к средней проточке по магистрали 6 подведена жидкость под давлением от насоса, а симметрично расположенные боковые проточки подключены магистралями 2 и 5 к торцовым камерам распределителя 1. На поршне преобразователя ширина выточек S больше ширины перемычек S_1 между проточками в цилиндре. При движении поршня, например вправо, реверс произойдет тогда, когда выточка v перекроет проточки, к которым подведены магистрали 5 и 6. Жидкость под давлением устремится к правой торцевой камере распределителя, а при этом золотник в нем переместится из положения a в b . Произойдет реверс, после чего из полости преобразователя 3 через обратный клапан начнет вытесняться жидкость к цилиндру высокого давления. С перекрытием проточек, к которым подведены магистрали 6 и 2, выточкой d снова произойдет реверс.

Подвод жидкости к полостям высокого давления 3 и 4 из полостей преобразователя низкого давления происходит через радиальные и осевые отверстия в штоках и обратные клапаны, встроенные в штоки.

Сопротивления 7 и 8 (или дроссели) необходимо отрегулировать так, чтобы не возникало значительного уменьшения давления в магистрали, идущей от насоса, в моменты подключения боковых проточек в цилиндре к магистрали 6.

Работа преобразователя непрерывного действия 10, подключенного к насосу 2 и силовому цилиндру 14, происходит по сложному циклу (рис. 94). В первый период цикла поршень цилиндра 14 быстро перемещается вправо до смыкания литьевой формы, преодолевая при этом противодействие и силы трения, которые возникают в подвижных элементах всего механизма. Подвод жидкости в поршневую часть цилиндра 14 в этот период производится от насоса 1 через трехпозиционный распределитель 21 и от преобразователя 10. При смыкании форм давление в цилиндре увеличивается и, когда оно достигнет величины p_1 , срабатывает реле давления 22, от микровыключателя которого поступает команда по электрической цепи к электромагниту аппарата 23 и к органам управления распределителя 21 (на рис. 94 не показаны). В распределителе 21 золотник установится в нулевое положение, при котором насос 1 подключается к баку.

Во втором периоде цикла (после смыкания форм) жидкость направляется только от насоса 2 через преобразователь к цилиндру 14. Происходит это так. Когда золотник в распределителе 4 займет, предположим, положение b , то под давлением окажутся левые полости преобразователя: штоковая 7 и плунжерная 9. При этом поршень 13 вместе с плунжерами начнет перемещаться вправо, выжимая жидкость из полости 15 через распределитель 4 в бак, а из полости высокого давления 17 — через обратные клапаны 16 и 12 к цилиндру. С открытием кольцевой проточки 19 левый торец распределителя 4 окажется под давлением и золотник в распределителе сместится в положение a . Изменятся направление тока жидкости после распределителя 4 и движение поршня 13 преобразо-

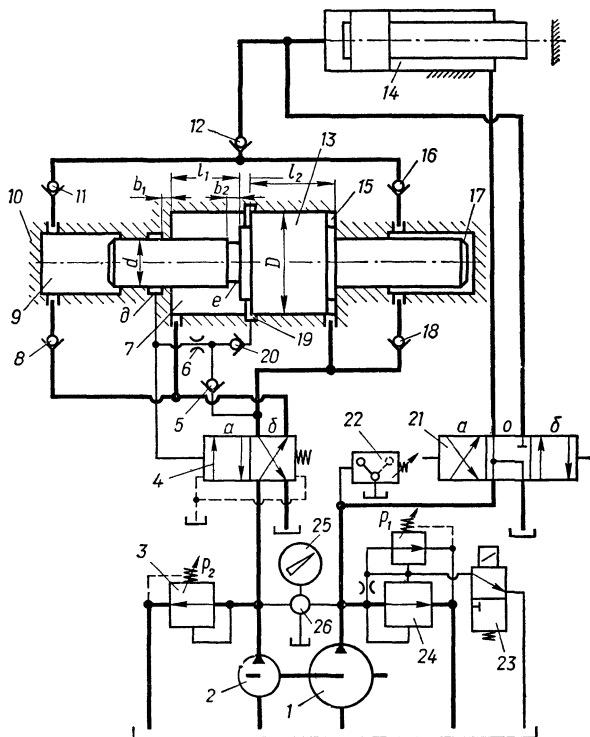


Рис. 94. Принципиальная схема преобразователя непрерывного действия

вателя. Теперь жидкость под высоким давлением будет поступать к цилиндру из полости 9 через обратные клапаны 11 и 12. В левой полости распределителя 4 сохраняется постоянное давление, так как при движении поршня преобразователя влево эта полость будет подключена к насосу через обратный клапан 5 и демпфер 6. Когда поршень 13 пройдет путь влево, равный l_1 , то через кольцевые проточки δ в корпусе и e на штоке левая полость распределителя 4 соединится с баком, а золотник в распределителе под действием пружины вернется в исходное положение b . С этого момента снова начнется движение поршня 13 вправо.

Для получения автоматического реверса в преобразователе необходимо выдержать такое соотношение размеров: ширина проточки $b_2 > b_1$ и длина $l_2 > l_1$.

Обратный клапан 5 предотвращает падение давления в полости 7 в моменты открытия проточки 19, а клапан 20 препятствует проникновению жидкости под давлением в полость 7 после реверса.

Для ускоренного перемещения поршня в цилиндре 14 влево золотник в распределителе 21 следует перевести в положение b . Преобразователь при этом также работает, однако из полостей высокого давления 9 и 17 жидкость попеременно отводится в бак через

распределитель 21. Для разгрузки (подключения к баку) насоса большей производительности 1 может быть использован предохранительный клапан с переливным золотником 24 (типа Г52), управляемый золотником 23.

4. Цилиндры поворотного действия

Для получения возвратно-поворотных движений, необходимых для управления, деления, фиксации, крепления и других операций, нашли применение цилиндры (или гидродвигатели) поворотного действия (рис. 95, схемы 1, 2, 3, 7 и 8), реечные гидродвигатели (схемы 4, 5 и 9) и цилиндры с бесштоковым поршнем в сочетании с цепной передачей (схема 6).

В цилиндрах поворотного действия лопатки или лопасти жестко связаны с валом. Поворот вала происходит под действием давления жидкости на лопасть (или лопасти). От вала через кривошипный или храповой механизм, муфту обгона или зубчатую передачу вращение передается рабочему органу. Уплотнение лопатки производится по торцовым и радиальным поверхностям точной подгонкой сопрягаемых мест или же введением промежуточных уплотнительных деталей; уплотнение вала осуществляется специальными манжетами или же подпружиненными сухарями.

Создать герметичность в гидроцилиндре поворотного действия лопастного типа значительно сложнее, чем в цилиндрах возвратно-поступательного движения, особенно для высоких давлений.

Расчетная величина крутящего момента M на валу поворотного гидродвигателя определяется зависимостью

$$M = \frac{z\Delta p b}{8}(D^2 - d^2), \quad (61)$$

где z — количество лопаток;

Δp — перепад давления между рабочей и сливной полостями;

b — ширина лопатки;

D — наружный диаметр лопатки;

d — диаметр вала.

Возратно-поступательное движение сдвоенного поршня с рейкой (схема 4), штока-рейки (схема 5), цилиндра с бесштоковым поршнем (схема 6) или плунжером (схема 9) преобразуется в поворот шестерни или звездочки цепной передачи.

Особый интерес представляет реечный гидродвигатель * (схема 9). Гидродвигатель создает возвратно-вращательное движение шестерни 6 выходного вала с частотой до 800 Гц. Когда золотник 1 отжат влево до упора, жидкость под давлением поступает к каналу 2 под торец плунжера 3 (рис. 95). Нижняя полость под плунжером с рейкой 10 соединена со сливом через канал 12 и 13. Шестерня при этом вращается по часовой стрелке. В крайнем верхнем

* Strohmayr Kálmán, Papp Gyula, Nyjber Lqszl6. Пат. 152823 (ВНР). Hydromotor alternq6zgsára. — Оубл. 15. 08 66.

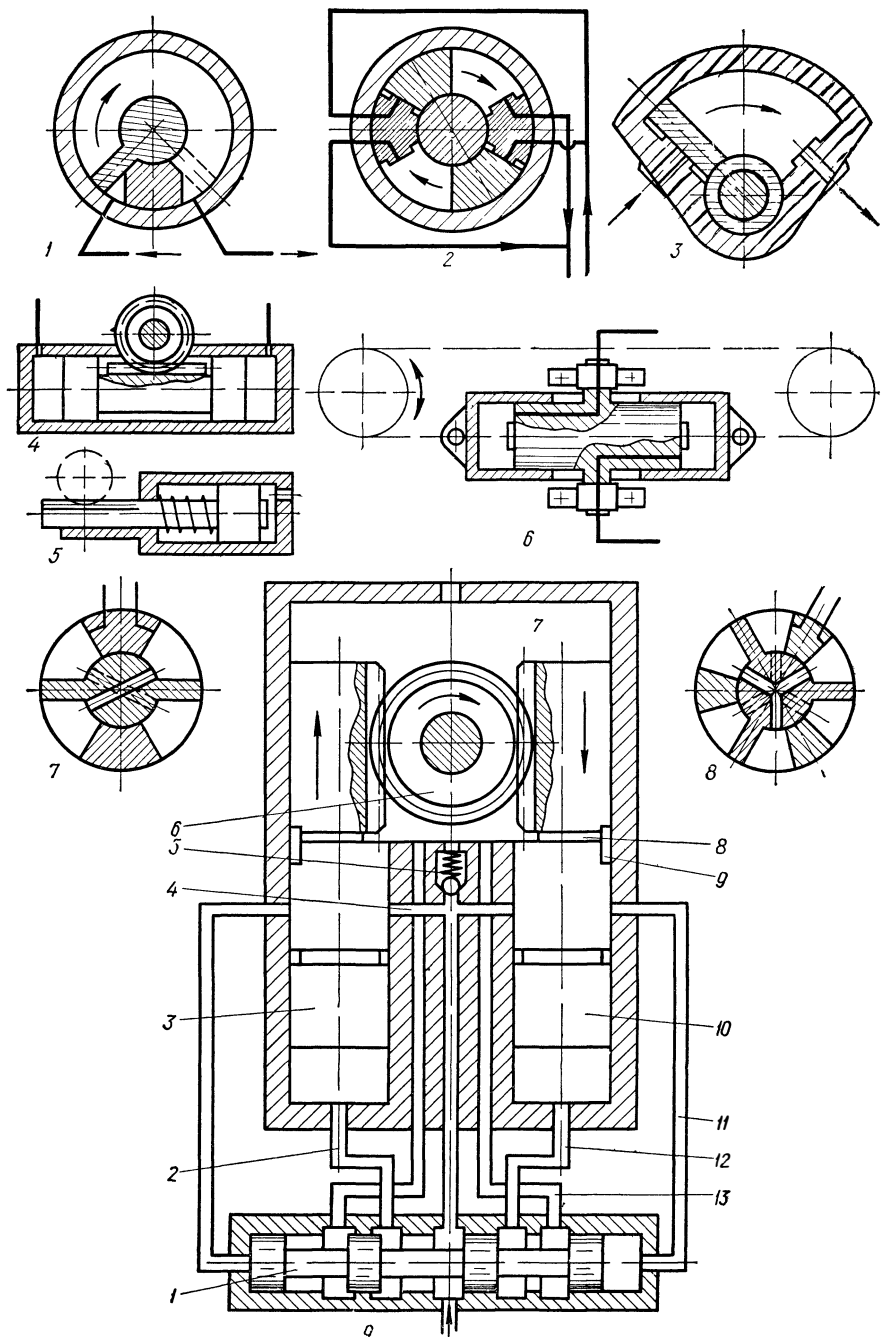


Рис 95 Схемы цилиндров, предназначенные для возвратно-поворотных движений

положении плунжера 3 и крайнем нижнем положении плунжера 10 соответственно проточка на плунжере 3 совмещается с каналом 4, в котором всегда жидкость находится под давлением. Канал 11 соединяется со сливной полостью 7 через шпоночный паз 9 и проточку 8, в результате чего золотник 1 отжимается в правое положение до упора. После такого переключения плунжеры начнут перемещаться в обратных направлениях.

Клапан шарикового типа 5 предусмотрен для предохранения гидродвигателя от перегрузок.

5. Оптимальное рабочее давление в гидроцилиндре

В большинстве случаев выбор параметров гидравлического цилиндра не связан с какими то особыми ограничениями. Для определения размеров цилиндра решающим является усилие, воспринимаемое поршнем, ход его и эксплуатационное давление.

Из формулы $P = rF$, где P — усилие, развиваемое цилиндром, F — площадь поршня и r — давление в рабочей полости цилиндра, получаем необходимые величины при выборе параметров цилиндра, причем решающей величиной является давление.

Считают, что с повышением давления и соответственно с уменьшением размеров цилиндра-поршневой группы улучшаются экономические показатели. Однако с повышением давления увеличивается толщина стенок цилиндра и трубопроводов, повышается точность изготовления, усложняется конструкция уплотнительных устройств для подвижных и неподвижных соединений, возникает необходимость в применении более дорогостоящих насосов и аппаратуры. Поэтому с повышением давления появляется ряд противоречивых требований, влияющих на экономическую эффективность. Ряд факторов, таких как долговечность установки (а следовательно, и цилиндра-поршневой группы) и текущие эксплуатационные расходы на протяжении ряда лет, могут изменить представление об экономичности. Сказываются также затраты, связанные с периодической заменой масла.

В связи с возрастающим влиянием экономичности целесообразно проанализировать отдельные зависимости и их влияние.

Анализ произведен для цилиндров подъема с большой нагрузкой при сравнительно небольшом ходе поршня и при условии, что определенный груз в течение постоянного отрезка времени перемещался на заданную высоту. Высота подъема поршня при нагрузке в 100 т составляла 500 мм. Минимальный диаметр штока определен из условий прочности.

На рис. 96 показана конструктивная схема цилиндра-поршневой группы. Размеры цилиндров для различных рабочих давлений при постоянной нагрузке приведены в табл. 16 [31].

При постоянной рабочей скорости 0,008 м/с и ходе поршня 500 мм были определены расход жидкости, размеры цилиндра, полученные из условий прочности, и их масса (рис. 97).

Возможно некоторое спрямление кривой при условии примене-

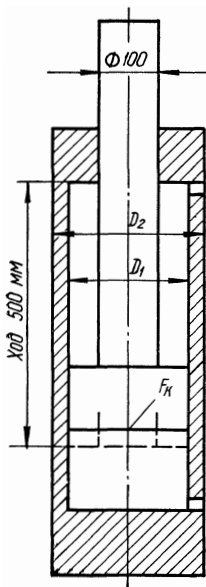


Рис. 96. Схема цилиндра

Рис. 97. График зависимости:

1 — веса цилиндра от давления; 2 — стоимости изготовления от давления; 3 — суммарные затраты на изготовление цилиндра

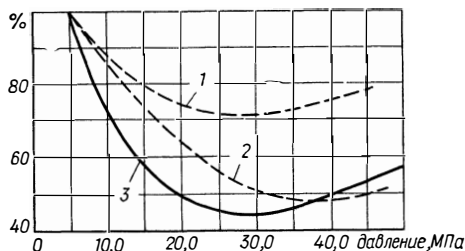


Таблица 16

Давление, МПа	Площадь поршня, м ²	D_1 , м	D_2 , м	Ход поршня, м	Скорость перемещения, м/с	Расход, м ³ /с	Масса цилиндра, кг
5	0,2	0,5	0,52	0,5	0,008	$1,66 \cdot 10^{-3}$	390
15	0,0667	0,29	0,32	0,5	0,008	$0,57 \cdot 10^{-3}$	220
30	0,0334	0,2	0,25	0,5	0,008	$0,28 \cdot 10^{-3}$	185
45	0,0222	0,17	0,245	0,5	0,008	$0,19 \cdot 10^{-3}$	210

ния легких материалов для низких давлений и легированных сталей для давлений высоких, однако замена материала не даст ощутимой экономии, так как возрастут затраты на стоимость материала и расходы, связанные с обработкой.

Если исходить из одинаковых способов обработки, а также числа проходов от черновой обточки до хонингования и суммировать все расходы, то общие затраты с повышением давления, как это видно из рис. 97, падают до некоторого предела.

В гидросистеме обязательным является бак, насос, распределитель, предохранительный клапан и магистрали с соответствующими соединениями. При давлении 5 МПа и расходе 100 л/мин можно применить насос шестеренный или лопастной двойного действия, для давлений в 15 или 30 МПа расходом соответственно 33,4 и 16,7 л/мин — насос аксиально-поршневой или эксцентриковый и, наконец, при давлении 45 МПа и расходе 11 л/мин — поршневой насос высокого давления. Стоимость насосов высокого давления значительно больше шестеренных и лопастных, стоимость аппара-

туры пропорциональна стоимости насосов, а величина и стоимость баков пропорциональна расходу.

Можно констатировать, что оптимальным рабочим давлением является давление 25—30 МПа, при котором получается наибольший экономический эффект. В некоторых случаях возможны отклонения.

Дальнейшее совершенствование материалов, внедрение более рациональных технологических процессов и оснастки, а также удешевление насосов высокого давления, вероятно, расширят область применения более высоких давлений. При этом анализе стоимость электродвигателя насоса не принимают во внимание, так как мощность его при всех условиях одинакова.

6. Усилия и давления в цилиндро-поршневой группе

Усилие, развиваемое силовым цилиндром, зависит от давления и полезной площади цилиндра. Если размеры цилиндра выбраны, то конструктор должен определить давления при различных режимах работы цилиндра.

Следует иметь в виду, что в периоды разгона, установившегося движения и торможения (перед реверсом) в цилиндре возникают различные давления. Это особенно проявляется при перемещениях больших масс и при малых расстояниях, отведенных для разгона и торможения.

Приведем методику определения давлений в цилиндре. Однако она не учитывает всех факторов, влияющих на изменение давления, и является приближенной.

В расчетной схеме цилиндра с односторонним штоком (рис. 98) устройство предназначено для перемещения стола с заготовкой на заданное расстояние.

Условие равновесия поршня цилиндра при установившейся скорости выражается следующей зависимостью:

$$0,785(D^2 - d^2)p_p = Gf + T_2 + T_3 + 0,785D^2p_{np}, \quad (62)$$

где G — вес стола и заготовки;

T_2, T_3 — силы трения, возникающие в уплотнениях, соответственно штока и поршня;

p_p — давление в штоковой полости;

p_{np} — противодействие в поршневой полости;

f — коэффициент трения.

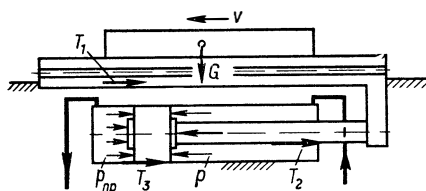


Рис. 98. Расчетная схема цилиндра

Коэффициент трения для чугунных направляющих в момент трогания принимается равным 0,15; при низких скоростях и установившемся движении — 0,1—0,12; при больших скоростях (выше 0,05 м/с) и хорошей смазке — 0,05—0,08.

Если для уплотнения штока и

поршня применены резиновые манжеты (ГОСТ 6969—54) или же манжеты уменьшенного сечения (ГОСТ 14896—74), то силы трения, создаваемые этими уплотнениями,

$$T_2 = \pi dbk \text{ и } T_3 = \pi Dbk, \quad (63)$$

где D , d — уплотнительные диаметры;

b — ширина уплотнения;

k — напряжение силы трения (удельное трение) (по данным ЭНИМС, при работе на минеральном масле $k = 0,22$ МПа).

Если в поршне для уплотнения применены металлические кольца (например, из чугуна), то

$$T_3 = \pi Db(ip_k + p)f_1, \quad (64)$$

где D , b — соответственно диаметр и ширина кольца;

i — количество поршневых колец;

p_k — давление кольца на внутреннюю поверхность цилиндра (принимается 0,09—0,1 МПа);

p — уплотняющее давление;

f_1 — коэффициент трения (при установившемся давлении — 0,07, при разгоне — 0,15).

Противодавление $p_{пр}$ зависит от сопротивления, которое оказывают трубы, соединения и аппаратура, расположенная на магистрали слива.

В период разгона стола с заготовкой до скорости установившегося движения условия равновесия поршня цилиндра определяют зависимость

$$0,785(D^2 - d^2)p_p = P_{ин} + Gf' + T'_2 + T'_3 + 0,785D^2p_{пр}, \quad (65)$$

где $P_{ин} = ma = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{ср}^2}{2l_p}$ — сила инерции;

m — масса подвижных частей;

a — ускорение;

g — ускорение силы тяжести;

$v_{ср}$ — средняя скорость в момент разгона;

l_p — путь, пройденный столом во время разгона;

f' — коэффициент трения в момент трогания;

T'_2 , T'_3 — силы трения, возникающие в уплотнениях штока и поршня в момент трогания;

p_p — давление во время разгона.

С некоторым приближением можно принять, что

$$T_2 + T_3 + 0,785D^2p_{пр} \cong T'_2 + T'_3 + 0,785D^2p_{пр} = A.$$

Подставив значения в формулу (65), получим:

$$P_{раз} = 0,785(D^2 - d^2)p_p = \frac{Gv_{ср}}{2gl_p} + Gf' + A.$$

Обозначим

$$\frac{v_{\text{ср}}^2}{2gl_p} = k, \quad (66)$$

тогда

$$P_{\text{раз}} = G(k + f') + A. \quad (67)$$

Формулы, по которым определяют усилия, возникающие в цилиндре во время разгона и торможения с учетом расположения цилиндра и направления движения рабочего органа, приведены в табл. 17.

Таблица 17

Расположение цилиндра	Движение рабочего органа	Режим работы	
		Разгон	Торможение
Горизонтальное		$G(k + f') + A$	$G(k - f') - A$
Вертикальное	Подъем	$G(k + 1) + A$	$G(k - 1) - A$
	Опускание	$G(k - 1) - A$	$G(k + 1) + A$

Общее время, необходимое для перемещения стола на определенное расстояние,

$$t = t_p + t_y + t_T,$$

где t_p , t_y , t_T — время, идущее соответственно на разгон, установившееся движение стола и торможение;

$$t_p = \frac{2l_p}{v_{\text{ср}}}; \quad t_y = \frac{l_y}{v_{\text{ср}}}; \quad t_T = \frac{2l_T}{v_{\text{ср}}},$$

l_p , l_y , l_T — соответственно путь, пройденный столом при разгоне, установившемся движении и торможении;

$$v_{\text{ср}} = \frac{l}{t} k_t,$$

$k_t = 1,25$ — коэффициент, учитывающий потерю времени при разгоне и торможении.

Пример [31]. Цилиндр с односторонним штоком расположен в механизме горизонтально; перемещаемый груз $G = 200\,000$ Н; $l = 2$ м; $l_p = 0,02$ м; $l_y = 1,58$ м; $l_T = 0,4$ м; $d = 3,5$ см; $D = 10,0$ см; $t = 10$ с.

Средняя скорость

$$v_{\text{ср}} = \frac{l}{t} k_t = \frac{2 \cdot 1,25}{10} = 0,25 \text{ м/с.}$$

Время, необходимое для различных режимов движения стола:

$$t_p = \frac{2l_y}{v_{cp}} = \frac{2 \cdot 0,02}{0,25} = 0,16 \text{ с};$$

$$t_y = \frac{l_y}{v_{cp}} = \frac{1,58}{0,25} = 6,33 \text{ с};$$

$$t_T = \frac{2l_T}{v_{cp}} = \frac{2 \cdot 0,4}{0,25} = 3,2 \text{ с}.$$

Общее время $t \cong 9,7$ с.

Определяем усилие, необходимое при разгоне без учета сил трения и противодействия,

$$P_{раз} = G(k + f') = 200\,000(0,156 + 0,15) = 61\,200 \text{ Н}.$$

Вычисляем k по формуле (66).

Давление, возникающее во время разгона стола (при подводе жидкости в штоковую полость),

$$p_p = \frac{P_{раз}}{0,785(D^2 - d^2)} = \frac{61\,200}{69} 10^4 \cong 9 \text{ МПа}.$$

При установившемся движении давление в цилиндре определяется в основном силами трения на направляющих стола. Так как коэффициент трения теперь будет меньше ($f=0,1$), то

$$p_y = \frac{Gf}{0,785(D^2 - d^2)} = \frac{200\,000 \cdot 0,1}{69} 10^4 \cong 2,9 \text{ МПа}.$$

Чтобы цилиндр не работал все время в режиме разгона, предохранительный клапан насоса должен быть настроен на давление несколько большее p_p .

В момент торможения

$$P_T = G(k - f'),$$

где

$$k = \frac{0,25^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,4} = 0,0078;$$

$$P_T = 200\,000(0,0078 - 0,1) = -18\,440 \text{ Н}.$$

Отрицательное значение силы P_T означает, что на участке торможения к столу приложено усилие, совпадающее с вектором скорости.

Для торможения стола и остановки его без удара применяются различные тормозные и демпфирующие устройства, которые в данном случае должны быть подключены (учитывая большой вес стола) к обеим полостям цилиндра [4, 7, 31].

7. Расчет цилиндра на прочность

Гидроцилиндр нередко бывает объектом проектирования, поэтому толщина стенки цилиндра, параметры доньшка, резьбовых соединений и размеры других элементов конструкции должны быть

рассчитаны или обоснованы. Иногда параметры деталей выбираются из конструктивных или технологических соображений.

Для цилиндров толстостенных, нагруженных внутренним давлением и изготовленных из хрупких материалов, толщина стенки определяется по формуле Ляме

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma + p_y}{\sigma - p_y}} - 1 \right), \quad (68)$$

где δ — толщина стенки;

D — внутренний диаметр цилиндра;

σ — допускаемое напряжение растяжения,

p_y — условное давление жидкости, превышающее рабочее давление примерно на 25%.

Для расчета цилиндров из вязких материалов, например из стали, пользуются такой зависимостью

$$R = r \sqrt{\frac{\sigma + 0,4p_y}{\sigma - 1,3p_y}} \quad \text{или} \quad \sigma_1 = p_y \frac{0,4r^2 + 1,3R^2}{R^2 - r^2}, \quad (69)$$

где R , r — наружный и внутренний радиусы цилиндров;

σ_1 — действительное напряжение.

Запас прочности определяется по формуле

$$n \geq \frac{\sigma_t^t}{\sigma_1},$$

где σ_t^t — предел текучести при рабочей температуре стенки цилиндра.

Для цилиндров, работающих при давлениях до 30 МПа, запас прочности $n \geq 3$.

Расчет цилиндрико-поршневой группы не ограничивается определением напряжения или толщины стенки цилиндра. При разработке новой конструкции следует обосновать параметры фланца, доннышка, полуколец, которые нередко применяются для восприятия осевых нагрузок, проушин при шарнирном закреплении цилиндра; для цилиндров большой длины следует произвести проверку на устойчивость. Все эти расчеты приведены В. А. Марутовым [31].

8. Некоторые рекомендации по выбору материала для цилиндров

Кованые стальные цилиндры следует применять в случаях, когда рабочее давление превышает 20 МПа при длине цилиндра не более 700—800 мм.

Литые стальные цилиндры пригодны для давлений больших (до 50 МПа), но при скоростях движения плунжера не более 5 м/с, так как при резкой остановке возникший гидравлический удар может разрушить цилиндр.

Литые чугуны (из СЧ21-40) цилиндры применяются для давлений до 10 МПа, а высокосортный легированный чугун пригоден для давлений до 15 МПа.

В отечественном машиностроении для изготовления гильз цилиндров применяются горячекатаные бесшовные стальные трубы (ГОСТ 8752—70), а также холоднотянутые и холоднокатаные (ГОСТ 8734—75). Холоднотянутые трубы могут поставляться с высокой чистотой внутренней поверхности.

9. Тепловое удлинение цилиндров

При длительной работе силового цилиндра происходит нагрев масла и, как следствие, удлинение цилиндра. Расчет теплового удлинения цилиндра производится по формуле

$$\lambda = t\varepsilon L, \quad (70)$$

где t — температура масла, °С;

ε — коэффициент линейного расширения (для стали $\varepsilon = 0,00001199$);

L — длина цилиндра, мм.

Для цилиндра длиной 4000 мм при повышении температуры масла на 40°С удлинение

$$\lambda = 40 \cdot 0,00001199 \cdot 4000 \cong 1,9 \text{ мм.}$$

Из приведенного примера видно, что удлинение цилиндра велико, поэтому рекомендуется одну из опор цилиндра выполнять скользящей, а другую прикреплять к станине или к столу при неподвижном штоке. При этом следует иметь в виду, что крепежные болты или штифты полностью воспринимают усилие, возникающее в цилиндре. С целью разгрузки болтов и уменьшения их габаритов целесообразно применять шипы.

10. Соединение поршня со штоком

Конструкция соединения поршня со штоком зависит от выбранного типа уплотнения между поршнем и цилиндром, диаметра поршня, расположения цилиндра (горизонтальное или вертикальное), типа цилиндра (с односторонним или двусторонним штоком), его назначения и других факторов.

Способы соединения поршня со штоком, заимствованные из различных конструкций силовых цилиндров, показаны на рис. 99.

В конструкции (рис. 99,а) уплотнение поршня осуществляется круглыми кольцами. Для монтажа колец не требуется приспособлений, так как они изготовлены из маслостойкой резины и эластичны. Для подвижных соединений рекомендуется применять кольца с большим диаметром сечения, так как они длительное время сохраняют герметичность. Поршень к штоку крепят гайкой. Чтобы не было перетечек из одной полости в другую, между торцовыми

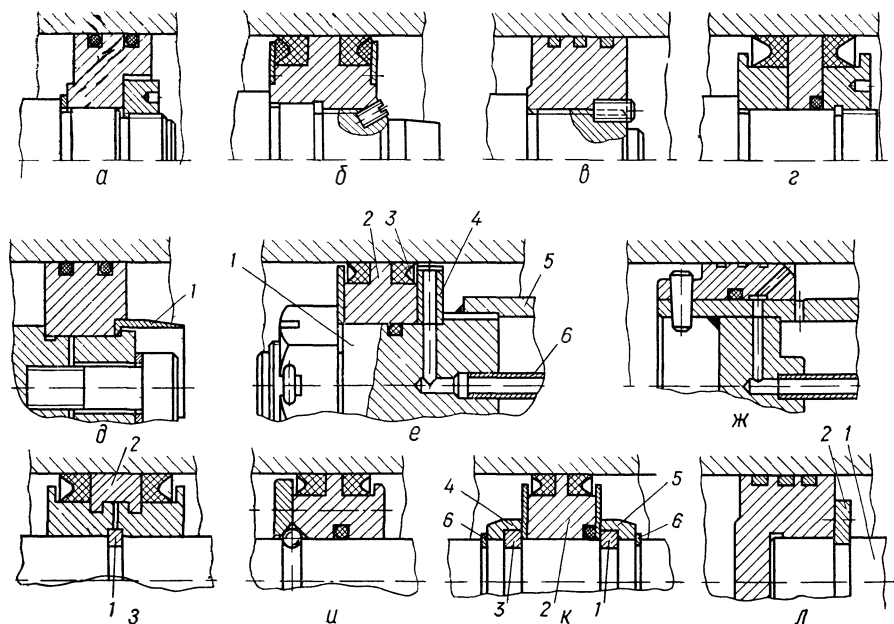


Рис. 99. Конструкции соединения поршня со штоком

поверхностями штока и поршня предусмотрено уплотнительное кольцо из мягкого материала.

В конструкции б поршень крепят к штоку стопорным винтом с резьбой. Для уплотнения поршня применены манжеты (по ГОСТ 6969—54) с распорными кольцами. Металлические кольца, расположенные по торцам поршня, предотвращают осевое смещение манжет. Манжеты создают высокую герметичность, поэтому применяются для уплотнения поршня и штока.

В варианте в применено резьбовое крепление поршня к штоку. Для уплотнения поршня выбраны чугунные поршневые кольца. Такое решение приемлемо при длительном сроке работы уплотнения на высоких скоростях поршня и, когда по условиям работы силового цилиндра допускаются утечки. Если требуется повышенная герметичность, а частая смена уплотнительных устройств не вызывает затруднений, то лучше применять манжеты. Следует только иметь в виду, что долговечность чугунных поршневых колец выше резиновых уплотнений.

В конструкции сборного поршня (рис. 99,г) легко монтируются на штоке манжеты, боковые кольца с буртиками и среднее кольцо-поршень, которое изготавливается из чугуна, бронзы, капрона или из стали с наплавкой бронзы.

В варианте д крепление поршня к штоку производится винтом через промежуточную втулку. Хвостовик 1 необходим для демпфирования жидкости в конце хода поршня (при торможении).

Конструкция, показанная на рис. 99,е, применяется в агрегатных и отделочно-расточных и других станках. Пустотелый шток 5 большого диаметра изготовлен из трубы, а к трубе приварена цапфа 1, на которой монтируется поршень с двумя манжетами. Закрепление поршня производится гайкой. Так как этот силовой цилиндр рекомендуется применять при вертикальной компоновке рабочего органа, то в утолщенном кольце 4 и в цапфе предусмотрены отверстия для отвода воздуха из штоковой полости через трубу 6. Однако полного удаления воздуха из замкнутой полости 3, которая в основном образована впадиной манжеты, не происходит. При горизонтальном расположении цилиндра для отвода воздуха из штоковой полости не нужны труба 6 и система отверстий.

В варианте ж уплотнение поршня обеспечивается точной подгонкой без применения уплотнительных устройств (что допустимо, когда давление в цилиндре не превышает 2—2,5 МПа). При больших давлениях для уплотнения поршня могут быть применены круглые поршневые кольца.

Поршень со штоком соединяется тремя коническими штифтами. Конструкция, выполненная по варианту ж, технологичней конструкции варианта е (рис. 99).

Для крепления поршня в средней части штока (в цилиндрах с двусторонним штоком) применяют разрезные кольца (схема з). Разрезное кольцо 1 предотвращает осевое смещение составных частей поршня и передает усилие штоку, а разрезное кольцо 2 служит для соединения половин поршня и является опорой для манжет (рис. 99).

Конструкция и* предлагает соединение штока с поршнем, которое обеспечивает возвратно-поступательное и вращательное движение штоку. Для крепления поршня используются шарики, расположенные в канавках штока и между скосами поршня и шайбы, жестко скрепленной с поршнем.

В конструкции к (рис. 99) для соединения поршня 2 и тормозных колец 4 и 5 со штоком использованы разрезные кольца 1 и 3, которыми воспринимается осевая нагрузка. Защемление на штоке поршня, тормозных колец и шайб, препятствующих осевому смещению манжет, осуществляется пружинными кольцами б.

В преобразователях для повышения давления получила применение конструкция л. Поршень совершает рабочее движение только вправо (по чертежу). Поршень со штоком 1 соединяется разрезным кольцом 2, которое винтами крепится к поршню.

* А. с. № 226352 (СССР). Способ соединения поршня со штоком/Ю. В. Беклемишев. — Оpubл. 01.01.69.

Глава VIII

АККУМУЛЯТОРЫ И ПРИМЕНЕНИЕ ИХ В ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ МАШИНАХ

В современных машинах, оснащенных гидравлическими устройствами, особенно в прессах, термопластавтоматах, манипуляторах, в станках и автоматических линиях с целью повышения к. п. д. гидравлической системы, уменьшения мощности насоса, увеличения надежности работы системы и выполнения ряда вспомогательных функций применяют аккумуляторы. Как самостоятельный источник энергии, аккумулятор теперь широко используется в самолетах и управляемых снарядах. В горнорудной промышленности на принципе использования энергии аккумуляторов строятся гидромеханические машины для выработки угля и дробления горных пород; в тракторной промышленности аккумулятор используется для запуска двигателя и т. д.

Применение аккумуляторов, как показал опыт, дает значительный экономический эффект, а затраты, связанные с изготовлением их и вспомогательной аппаратуры, вскоре окупаются.

В качестве носителя потенциальной энергии в аккумуляторах используют груз, пружины или газ, в связи с чем они могут быть разделены на три группы: грузовые, пружинные и газогидравлические.

1. Аккумуляторы грузовые

Подобные аккумуляторы, как правило, состоят из цилиндропоршневой группы плунжерного типа (рис. 100, а). Груз, закрепленный на плунжере, располагается строго симметрично относительно плунжера. Постоянное давление независимо от положения плунжера создается весом груза и плунжера G , поэтому такой аккумулятор считают идеальным. Однако в покое и при движении плунжера, вследствие трения в уплотнении и инерции груза, давление в аккумуляторе несколько колеблется. Возникающие скачки давления в гидравлической системе (по разным причинам), ввиду инерции груза, грузовым аккумулятором демпфируются не полностью.

Грузовые аккумуляторы просты, однако громоздки, поэтому приходится их устанавливать на фундаментах вне цеха.

Величина грузов аккумуляторов зависит от площади поршня и рабочего давления. Развиваемое давление p и вес груза связаны такой расчетной зависимостью (без учета сил трения):

$$p = \frac{G_1 + G_2}{F} = \frac{4(G_1 + G_2)}{\pi d^2}, \quad (71)$$

где d — диаметр плунжера.

Дорогие и трудоемкие ремонты, а также большие затраты, необходимые для страховки грузов при аварии, вынуждают ограничивать применение грузовых аккумуляторов.

2. Пружинные аккумуляторы

Накопление потенциальной энергии в пружинном аккумуляторе происходит за счет упругой деформации пружины. Давление в таком аккумуляторе поддерживается одной пружиной (рис. 100,б) или несколькими (рис. 100,в). По мере разжатия пружины давление жидкости в аккумуляторе меняется. Пружинные аккумуляторы, обладая меньшей инерционностью, чем грузовые, применяются в гидросистемах для компенсации гидравлических ударов, а также для удержания давления (в каких-то пределах) в зажимных устройствах. Для больших расходов жидкости и давлений выше 2 МПа они оказываются громоздкими.

Расчет пружинных аккумуляторов производится по формуле

$$ct = (p_{\max} - p_{\min})F, \quad (72)$$

где c — жесткость пружины;

t — ход пружины;

p_{\max} и p_{\min} — максимальное и минимальное давление в аккумуляторе;

F — площадь поршня (или плунжера).

Наибольший объем жидкости, накапливаемый аккумулятором за время зарядки,

$$Q = Ft = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{c} F^2. \quad (73)$$

3. Газогидравлические аккумуляторы

Сжимаемость газа используется для поддержания давления жидкости в аккумуляторе. Если в грузовом аккумуляторе давление почти постоянно и не зависит от расположения плунжера (или поршня), в пружинном оно изменяется пропорционально линейной характеристике, то в газогидравлическом аккумуляторе давление

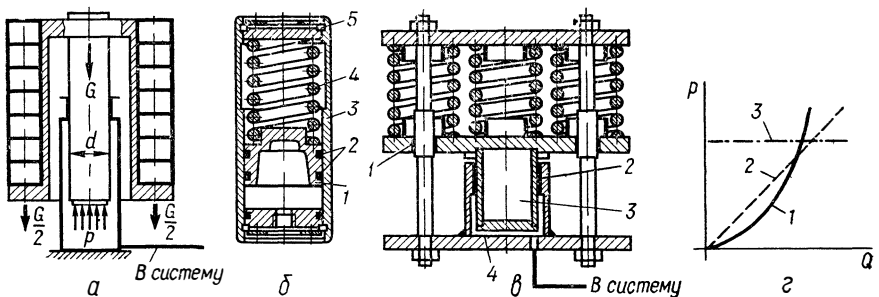


Рис. 100. Конструктивные схемы аккумуляторов:

а — грузовой; б — пружинный (с одной пружиной); 1 — поршень; 2 — уплотнительные кольца; 3 — цилиндр; 4 — пружина; 5 — разрезное кольцо; в — пружинный (с несколькими пружинами); 1 — направляющая втулка; 2 — уплотнение штока; 3 — шток с подвижной плитой; 4 — цилиндр с неподвижной плитой; г — теоретическая характеристика аккумуляторов 1 — гидравлического; 2 — пружинного; 3 — газового

жидкости изменяется по законам изменения давления в газах (рис. 100,з).

Благодаря сжимаемости газа газогидравлические аккумуляторы особенно пригодны как демпфирующие и упругие элементы. По конструктивным признакам они отличаются в зависимости от того, есть ли распределитель между жидкой и газовой средой или его нет. В отличие от газов жидкости обладают весьма слабой способностью аккумулировать энергию. Объясняется это малым относительным изменением объема жидкости даже при больших перепадах давления Δp .

Относительное изменение объема жидкости

$$\beta = - \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V}, \quad (74)$$

где V и ΔV — объем жидкости и изменение объема жидкости с увеличением давления.

Величина, обратная β , называется модулем упругости и обозначается через E .

Уравнение (74) после подстановки примет вид

$$\Delta V = - V \frac{\Delta p}{E}. \quad (75)$$

Работа, совершаемая поршнем для перемещения при постоянном перепаде давления

$$A_1 = V \Delta p. \quad (76)$$

Работа, идущая на сжатие жидкости, с некоторым приближением, может быть записана так:

$$A_2 = \Delta V \frac{\Delta p}{2}, \text{ или } A_2 = - V \frac{\Delta p^2}{2E}. \quad (77)$$

Составив соотношение работ, получим

$$\frac{A_2}{A_1} = - \frac{V \Delta p^2}{2V \Delta p E} = - \frac{\Delta p^2}{2E}. \quad (78)$$

Модуль упругости E для жидкостей, применяемых в гидросистемах, имеет величину порядка 1500—2000 МПа, а наибольшее давление в действующих установках немного превосходит 30 МПа.

Подставив в уравнение (78) реальные величины, получим

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{300}{2E} \leq \frac{1}{100}.$$

Это означает, что работа сжатия для жидкостей, т. е. энергия аккумулируемая в жидкости, очень мала по сравнению с работой перемещения. В газовых средах, как известно, работа, затрачиваемая на сжатие (аккумулирование), значительно больше работы, идущей на перемещение. Таким образом, аккумуляторы, называемые гидравлическими, по существу являются газовыми аккумуляторами, в которых жидкость лишь передает энергию.

Поэтому в дальнейшем, независимо от конструктивных особенностей, аккумуляторы с газовой средой будем называть газовыми или газогидравлическими.

4. Газогидравлические аккумуляторы без разделителя

В стационарных гидравлических установках применяются газогидравлические аккумуляторы без разделителя (рис. 101). Газ соприкасается с жидкостью, поэтому происходит проникновение газа в жидкую среду. Для уменьшения площади абсорбции и создания целесообразного соотношения объема газа и жидкости эти аккумуляторы строят в виде высоких и узких цилиндров. Для бесперебойной работы аккумулятора в нем необходимо сохранять минимальный остаточный объем жидкости. Он должен быть тем больше, чем больше скорость вытеснения жидкости, поэтому используется только $2/3$ полезного объема аккумулятора (всего объема жидкости). Сохранение минимального количества жидкости в аккумуляторе обеспечивается запорным клапаном или другими конструктивными средствами [37].

Широко распространены аккумуляторы со сжатым воздухом и водой. Скорость истечения жидкости в них обычно составляет 8—12 м/с. Применяются пневмоводяные аккумуляторы преимущественно в оборудовании с большим расходом жидкости и большим давлением, например, в ковочных прессах, ножницах и др. Часто такие аккумуляторы объединяются в батареи, в так называемые централизованные установки, и предназначаются для обслуживания нескольких машин.

В объемных гидравлических приводах для сравнительно небольших расходов жидкости нашли применение газогидравлические аккумуляторы, у которых в качестве жидкой среды используется масло. Так как растворение воздуха в масле с ростом давления возрастает, то вместо воздуха часто применяется азот, что также препятствует воспламенению масла. Из-за большой вязкости масла скорость потока в масляных приводах меньше, чем в водяных, поэтому для сохранения больших скоростей истечения жидкости (8—12 м/с) необходимо увеличить сечение трубопроводов и проходных каналов в органах управления и распределения.

В аккумуляторах, встроенных в гидросистему прессов различных назначений с усилием прессования порядка 2000—4000 т,

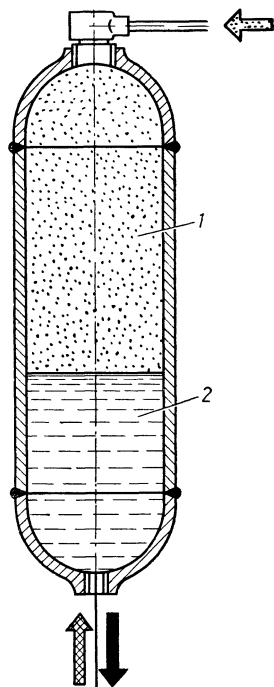


Рис. 101. Газогидравлический аккумулятор без разделителя:

1 — газ; 2 — масло

в качестве жидкой среды применяется масло, так как оно, обладая лучшими демпфирующими свойствами, чем вода, обеспечивает коррозионную стойкость и самосмазываемость подвижных частей гидравлических агрегатов.

К недостаткам аккумуляторов этой группы, ограничивающим область их использования, можно отнести: необходимость введения специальных устройств для контроля уровня жидкости и насыщения масла газом, ведущего к тому, что при падении давления газ выделяется, вызывая различные помехи; опасность проникновения газа в гидросистему, что приводит к использованию не более 2/3 объема жидкости, заключенной в баллоне; возможность установки баллона только в вертикальном положении; необходимость в эпизодической подзарядке газом, поскольку при растворении газа в жидкости объем его уменьшается, несмотря на некоторую регенерацию газа во время заполнения аккумулятора маслом [45].

5. Газогидравлические аккумуляторы с разделителем

Аккумуляторы с разделением сред получили большое распространение в мобильных установках, потому что они допускают любую компоновку, компактны, не требуют сложной системы клапанов и непрерывного наблюдения (или контроля) за уровнем жидкости. Помимо этого, подобные аккумуляторы вполне транспортабельны в заряженном состоянии.

В качестве разделителя сред (газа и жидкости) служит «плавающий» поршень с уплотнительными устройствами (рис. 102, *а*).

Верхняя часть аккумулятора (рис. 102, *а*) заполняется газом до так называемого начального давления p_n перед зарядкой аккумулятора жидкостью. Нередко $p_n \approx p_{\min}$, где p_{\min} — минимальное рабочее давление. После этого следует зарядка аккумулятора жидкостью до максимального рабочего давления p_{\max} . Аккумулированная энергия подготовлена к использованию. В дальнейшем цикл удаления жидкости из аккумулятора и зарядки повторяется в периоды, определяемые программой работы машины. Газовой средой является азот или воздух; рабочей жидкостью — только масло.

Главной проблемой в аккумуляторах с поршневым разделением сред является уплотнение масляной среды особенно при высоких давлениях и низких температурах. Надежное уплотнение газовой среды является более сложным, чем уплотнение среды масляной. Существует несколько способов уплотнения.

Уплотнение поршня (рис. 102, *а*) осуществляется двумя кольцами круглого сечения и одним кольцом прямоугольного сечения из маслостойкой резины. Особенностью этой конструкции является очень экономное и, как показал опыт, надежное закрепление фланцев цилиндра для давлений до 10 МПа.

На поршне в аккумуляторе (рис. 102, *б*), помимо двух уплотнительных колец из маслостойкой резины, предусмотрена кольце-

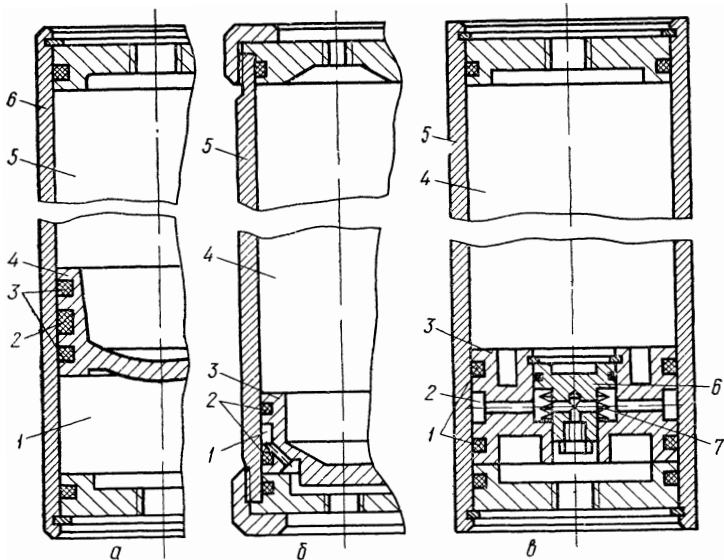


Рис. 102. Аккумулятор с поршневым разделением сред:

а — первый вариант: 1 — масло; 2 — уплотнительное кольцо прямоугольного сечения; 3 — уплотнительное кольцо круглого сечения; 4 — поршень; 5 — газовая среда; 6 — цилиндр; *б* — второй вариант: 1 — уплотнительное кольцо круглого сечения; 2 — кольцевая проточка; 3 — поршень; 4 — газовая среда; 5 — цилиндр; *в* — третий вариант: 1 — уплотнительное кольцо круглого сечения; 2 — кольцевая проточка; 3 — поршень; 4 — газовая среда; 5 — цилиндр; 6 — ступенчатый золотник; 7 — тарельчатая пружина

вая проточка, заполненная маслом. Благодаря ей с повышением давления возрастает действие уплотнения.

Аккумулятор фирмы «Greer Hydraulics» (США) применяется в условиях низких температур [46]. Оригинальное уплотнительное устройство почти полностью устраняет проникновение газа в гидросистему (рис. 102, *в*). Это достигается с помощью ступенчатого золотника *б*, который находится под воздействием тарельчатых пружин *7* и сил, создаваемых давлением жидкости и газа, действующих соответственно со стороны меньшего и большего диаметров золотника. Давление в полости расположения пружин, которая предварительно заполняется масляной смесью, пригодной для работы в интервале низких температур, зависит от разности указанных сил и будет максимальным при минимальном давлении жидкости в нижней полости аккумулятора, когда поршень *3* прижат к нижнему фланцу цилиндра. В этот момент герметичность обеспечивается двумя кольцами круглого сечения и дополнительным действием гидравлического затвора в кольцевой проточке *2*. При взвешенном поршне, когда давление в разных зонах аккумулятора уравнивается, давление в проточке *2* станет меньшим, чем в газовой среде, на величину, обусловленную усилием пружины и гидравлической силы, действующей на меньший диаметр золотника.

Аккумуляторы (рис. 103) фирмы «Ate» (Alfred Teves KG) имеют усложненную конструкцию уплотнительного устройства и порш-

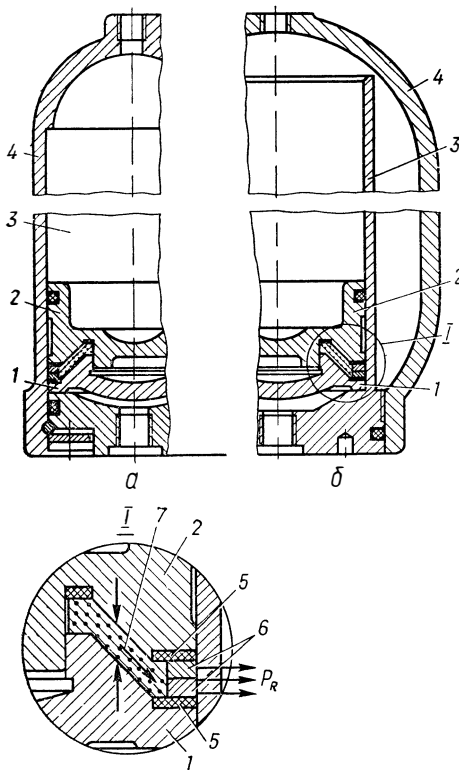


Рис. 103 Аккумулятор фирмы «Ате»: *a* — первый вариант конструкции; 1 — нижняя часть поршня; 2 — верхняя часть поршня; 3 — газовая среда; 4 — баллон-цилиндр; *б* — второй вариант конструкции; 1 — нижняя часть поршня; 2 — верхняя часть поршня; 3 — направляющая гильза; 4 — баллон; 5 — упругое кольцо; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — уплотнение из эластичной резины

ня [46]. Поршень состоит из двух частей, которые под действием жидкостной и газовой сред взаимно перемещаются, сжимая при этом эластичную прокладку. Конусная форма поршней позволяет прокладке распрямить упругие кольца, пропитанные графитом с усилием P_R , пропорциональным давлению в газовой среде. Несмотря на большую радиальную силу P_R , усилие, необходимое для преодоления трения в аккумуляторах фирмы «Ате», оказалось меньшим, чем в поршневом аккумуляторе с четырьмя уплотнительными кольцами [46].

На рис. 103, *a* изображен баллон-цилиндр 4, состоящий из одной детали. Толщина стенки цилиндра выбирается из условий прочности и жесткости так, чтобы зазор между поршнем и цилиндром не возрастал с ростом давления и температуры. Поршень перемещается в направляющей гильзе 3 (рис. 103, *б*), которая не подвергается деформациям, поэтому зазор между поршнем и цилиндром остается постоянным.

Трение между поршнем и цилиндром и инерция массы поршня ограничивают применение аккумуляторов такого типа для демпфирования особенно при высоких частотах. Однако часто переоценивается влияние инерции поршня. Например, для поршня диаметром до 80 мм и весом 3,8 Н при изменении объема масла на 0,1 л и частоте 20 Гц давление, необходимое для преодоления сил инерции, составляло 0,012 МПа [46]. Температура окружающей среды значительно влияет на величину силы, необходимой для отрыва поршня и его движения.

Kärpler G. [50] приводит такие данные: в аккумуляторе с поршнем $D = 100$ мм и с одним уплотнительным кольцом необходимое усилие трогания поршня при температуре $+20^{\circ}\text{C}$, $+70^{\circ}\text{C}$ и -15°C и сухом трении соответственно составляло 1000, 2200, 520 Н, а для движения при тех же условиях 750, 1700, 390 Н. Не-

смотря на безукоризненную обработку цилиндра силы трения достигают 5—10% от общего усилия, развиваемого аккумулятором [4].

Аккумуляторы с поршневым разделителем сред работают при больших давлениях (30—35 МПа) и их работоспособность зависит от качества уплотнения. Изготовление аккумуляторов такого типа относительно дорого, так как требуется точная обработка поршня и цилиндра, а также применение уплотнительных устройств в нескольких местах. Износ уплотнений, ограниченные размеры аккумулятора, трение поршня и необходимость использования определенной жидкости, неполная герметичность, особенно при низких температурах, относится к недостаткам этих аккумуляторов.

6. Газогидравлический аккумулятор плунжерного типа

На рис. 104 показана конструктивная схема аккумулятора, у которого разделение сред обеспечивается плунжером. Полость 3 заполняется сжатым воздухом (или газом). Масло в полость 2 поступает от насоса через шток 1.

Особенность аккумулятора заключается еще и в том, что здесь использован принцип работы преобразователя, поэтому можно получить высокое давление в масляной среде, значительно превышающее давление в среде газовой.

Например, если отношение площадей плунжера 4 к штоку 1 равно 5, а давление воздуха в полости 3 составляет 5 МПа, то при этих условиях давление в полости 2 (без учета сил трения) будет составлять 25 МПа.

В плунжере 4 необходимо предусмотреть устройство для отвода воздуха, который может появиться у дна плунжера при первой зарядке аккумулятора, а также в процессе его работы.

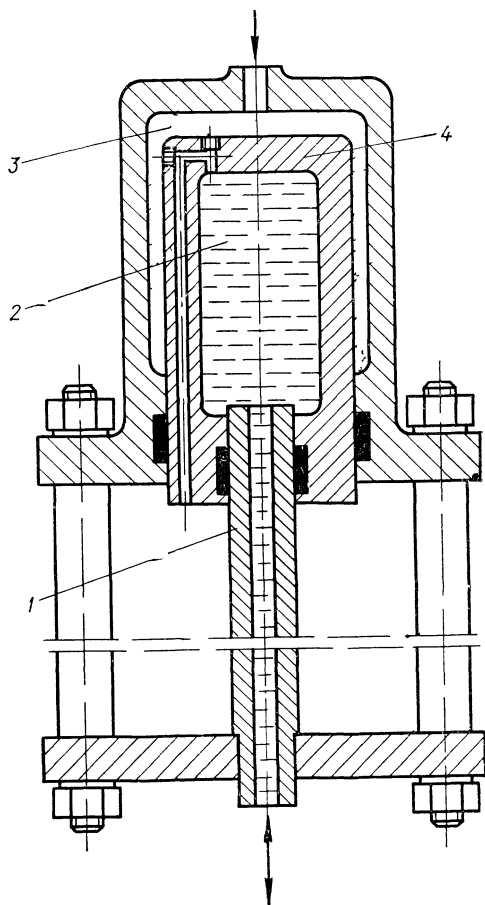


Рис. 104. Пневмогидравлический аккумулятор плунжерного типа

Несмотря на некоторую громоздкость, подобные аккумуляторы технологичней аккумуляторов с поршневым разделением сред, где требуется очень тщательная обработка внутренней поверхности цилиндра. Помимо этого, при помощи плунжера 4 обеспечена полная герметичность газовой среды от масляной.

7. Газогидравлические аккумуляторы с упругой разделительной диафрагмой

Эластичная диафрагма или резиновый мешок обеспечивают идеальное разделение сред. Из-за отсутствия трущихся элементов они безынерционны, не требуют периодической подзарядки и пригодны к эксплуатации после длительного перерыва. Применяются в установках с малыми расходами жидкости. Конструкции подобных аккумуляторов показаны на рис. 105.

Резиновый мешок 2, имеющий грушевидную форму, закрепляется в верхней части аккумулятора (рис. 105, *a*). От повреждения мешка металлическими частями, которые могут быть в масле, а также от продавливания мешка в расходное отверстие внизу мешка предусмотрен отражатель 1.

Аккумуляторы (рис. 105, *б* и *в*) выполняются обычно в виде полусфер, между которыми зажимается диафрагма 3. Для предохранения диафрагмы от продавливания в расходное отверстие к диафрагме путем вулканизации приклеивается металлическое кольцо 1.

В сферических аккумуляторах наиболее сложным является надежное соединение полусфер аккумулятора, которое выполнено в виде фланцевого 2 или резьбового 4 соединения. При давлениях выше 15 МПа разъем в аккумуляторе производится не по максимальному, а по минимально возможному сечению сферы (рис. 105, *в*). Разделительный мешок 2 в этом случае является почти полной сферой с большим окантованным отверстием. Благодаря

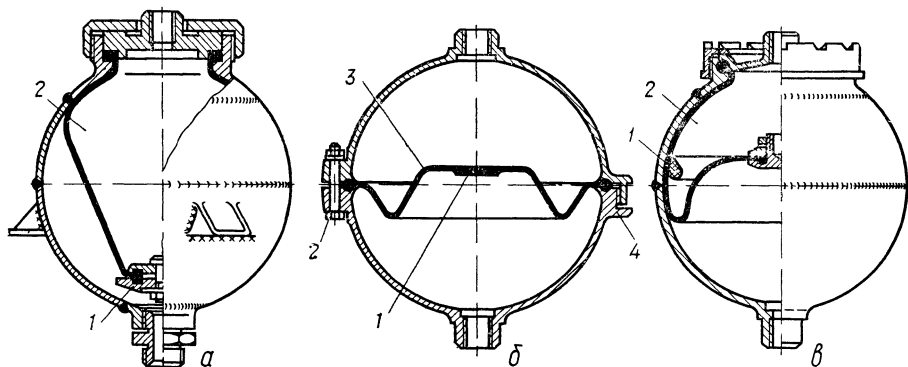


Рис. 105. Сферические аккумуляторы

резиновому кольцу 1, приклеенному к внутренней поверхности мешка, деформации подвергается только нижняя часть мешка.

Цилиндрические аккумуляторы оказываются, как правило, тяжелее сферических, рассчитанных на те же объемы и рабочие давления. В тех случаях, когда необходимо добиваться минимального веса, следует ориентироваться на аккумуляторы сферические.

Исследования, проведенные Л. В. Виленским [13], показали, что минимальный вес сферического аккумулятора может быть получен при сохранении определенных конструктивных параметров горловины. Вес корпуса в сферическом аккумуляторе, изготовленного из легированной стали 30ХГС, составляет 57—61% от общего веса аккумулятора. При выборе параметров корпуса учитывают минимально допустимые напряжения, поэтому уменьшить общий вес аккумулятора за счет корпуса невозможно.

Вес горловины, крышки и накидной гайки в значительной степени зависит от диаметра проходного отверстия, предусмотренного для монтажа и демонтажа мешка. Минимальный вес этих деталей получается при таком соотношении

$$d_r = (0,36—0,38) d_d, \quad (79)$$

где d_r — диаметр проходного отверстия горловины;

d_d — максимальный диаметр мешка (или диафрагмы).

При указанном размере d_r обеспечивается монтаж и демонтаж диафрагмы.

Сферические аккумуляторы широко применяются в мобильных установках, особенно в самолетах. Обычно диаметр сферы колеблется в пределах от 150 до 300 мм.

Цилиндрическая компоновка аккумулятора со свертывающейся диафрагмой показана на рис. 106. Цилиндр, состоящий из двух частей, технологичен при изготовлении и сборке. Два диска, прикрепленные к доньшку диафрагмы, препятствуют проникновению диафрагмы в выходное отверстие, а пружина растяжения сохраняет правильное расположение диафрагмы.

В качестве газовой среды в аккумуляторах с мешком или диафрагмой рекомендуется применять азот, так как воздух ускоряет старение резины. Для защиты резинового мешка или диафрагмы от трения о металлические стенки внутренняя поверхность корпуса аккумулятора покрывается эмалью, эпоксидной смолой или лаком. Подобные аккумуляторы хорошо работают в пределах температур от -15°C до $+80^{\circ}\text{C}$. При использовании специальной резины пределы температур несколько расширяются [4].

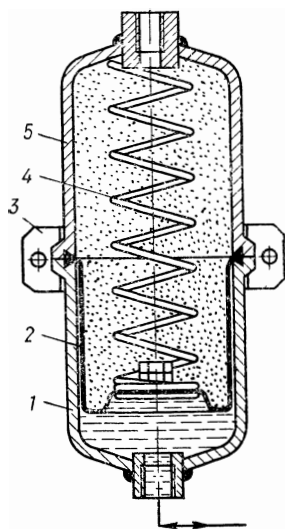


Рис. 106. Аккумулятор с диафрагмой:

1 — нижний резервуар; 2 — диафрагма; 3 — клеммный зажим; 4 — пружина; 5 — верхний резервуар

Из-за небольшой жесткости упругой перегородки (мешка или диафрагмы), а также отсутствия трения чувствительность аккумуляторов велика.

8. Процессы сжатия и расширения в газогидравлических аккумуляторах

Если процессы зарядки и разрядки аккумулятора происходят медленно, что имеет место в ряде случаев (при сохранении установившегося давления в системе, компенсации утечек, при перемещении поршня в цилиндре от аккумулятора с малой скоростью), то при определении параметров газогидравлического аккумулятора справедливо считать, что газ, находящийся в аккумуляторе, подчиняется закону Бойля—Мариотта, а работа, совершаемая жидкостью при разрядке аккумулятора, равна работе расширения газа, заключенного в его газовой полости.

Из закона Бойля—Мариотта следует, что

$$p_0 V_0 = p V = p_1 V_1 = \text{const.} \quad (80)$$

В изотермическом процессе почти не происходит изменения внутренней энергии газа, так как процесс осуществляется практически при постоянной температуре (это положение полностью справедливо для идеального газа).

Работа газа в произвольном процессе выражается известной зависимостью

$$A = \int_{V_1}^{V_0} p dV. \quad (81)$$

Для изотермического процесса

$$p = \frac{p_0 V_0}{V} = \frac{\text{const}}{V}.$$

Величина внешней работы, совершаемая маслом под действием газа в аккумуляторе,

$$A_{\text{из}} = \int_{V_1}^{V_0} p_0 v_0 \frac{dV}{V} = p_0 V_0 \ln \frac{V_0}{V_1} = 2,303 p_0 V_0 \lg \frac{V_0}{V_1}$$

или

$$A_{\text{из}} = p_0 V_0 \ln \frac{p_1}{p_0}. \quad (82)$$

В прессах, термопластавтоматах, тормозных системах разрядка аккумулятора происходит интенсивно (от долей секунды до 5—10 с) и поэтому не вся энергия расходуется на внешнюю работу, часть ее затрачивается на изменение внутренней энергии газа.

При изменении состояния газа в аккумуляторе без теплообмена газа с внешней средой будет иметь место адиабатный процесс,

для которого характеристическое уравнение выражается соотношением

$$p_0 V_0^k = p V^k = p_1 V_1^k = \text{const}, \quad (83)$$

или

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_0} \right)^k; \quad \frac{V_1}{V_0} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}},$$

где p_0 — начальное давление;

p_1 — давление конечное (или максимальное);

V_0 и V_1 — соответственно объемы;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — коэффициент, равный отношению теплоемкости при $\Delta p = \text{const}$ и теплоемкости при постоянном объеме.

Для вывода других формул соотношения параметров газа приведем уравнения состояния крайних точек процесса

$$p_1 V_1 = RT_1 \text{ и } p_0 V_0 = RT_0,$$

откуда

$$\frac{p_1 V_1}{p_1 V_0} = \frac{T_1}{T_0}, \quad (84)$$

где R — газовая постоянная;

T_0 и T_1 — абсолютные температуры газа.

Подставив в формулу (84) значения, получим

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{k-1} \text{ и } \frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (85)$$

Величина внешней работы гидравлического аккумулятора определяется по формуле

$$A_{\text{ад}} = \int_{V_1}^V p dV = \int_{V_1}^V p_0 V_0^k \frac{dV}{V^k}. \quad (86)$$

Так как $p_0 V_0^k = \text{const}$, то

$$\begin{aligned} A_{\text{ад}} &= \frac{p_0 V_0^k}{1-k} (V_0^{1-k} - V_1^{1-k}) = \\ &= \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_0 V_0^k}{V_1^{k-1}} - \frac{p_0 V_0^k}{V_0^{k-1}} \right) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_1 V_1^k}{V_1^{k-1}} - \frac{p_0 V_0^k}{V_0^{k-1}} \right) = \\ &= \frac{1}{k-1} (p_1 V_1 - p_0 V_0); \end{aligned}$$

$$A_{\text{ад}} = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left(1 - \frac{p_0 V_0}{p_1 V_1} \right) = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

или

$$A_{\text{ад}} = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (87)$$

Адиабатный и изотермический процессы относятся к предельным случаям. В реальных условиях работы газогидравлического аккумулятора происходит смешанный процесс, т. е. наблюдается так называемое политропное изменение состояния газа, в котором энергия превращается по определенному закону.

Соотношение параметров газа в политропном процессе, которые являются следствием уравнений $pV = \text{const}$ и $pV = RT$, очевидно, будут иметь тот же вид, что и выведенное выше соотношение параметров газа для адиабатного процесса, характеризующегося уравнением $pV^k = \text{const}$ и $pV = RT$, но только в них для политропного процесса коэффициент k необходимо заменить показателем политропы n процесса расширения.

Следовательно, внешняя работа, развиваемая газогидравлическим аккумулятором при политропном процессе,

$$A_n = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (88)$$

Из формул (82) и (88) видно, что абсолютная величина внешней работы газогидравлического аккумулятора зависит от отношения давлений $\frac{p_0}{p_1}$. Максимальное давление в гидросистеме p_1 определяется расчетным путем или выбирается конструктором и является величиной постоянной. Следовательно, искомым параметром, от которого зависит максимальная величина внешней работы, будет p_0 , т. е. давление предварительной зарядки аккумулятора.

Для получения оптимального значения p_0 , при котором A (работа) имеет максимальное значение исследуемой функции, записанной уравнениями (82) и (88) на экстремум, считая в них p_0 аргументом.

Для изотермического процесса первая производная от $A_{\text{из}}$ по p_0

$$A'_{\text{из}} = V_0 \left(\ln \frac{p_1}{p_0} - 1 \right).$$

Приравняв производную нулю, найдем экстремальную точку:

$$\ln \frac{p_1}{p_0} - 1 = 0,$$

откуда

$$\ln \frac{p_1}{p_0} = 1,$$

или

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{1}{e} \cong 0,37, \quad (89)$$

где e — основание натурального логарифма.

При этом значении $\frac{p_0}{p_1}$ внешняя работа аккумулятора для изотермического процесса будет максимальной, так как вторая производная $A''_{из} < 0$.

Для политропного процесса первая производная из уравнения (88) после преобразований

$$A'_n = \frac{V_0}{n-1} \left[1 - \frac{2n-1}{n} \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (90)$$

Приравняв производную нулю, находим экспериментальную точку по формуле

$$\frac{2n-1}{n} \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1,$$

откуда связь между давлением предварительной зарядки p_0 и максимальным давлением в аккумуляторе p_1 выразится формулой

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (91)$$

Из формулы (91) видно, что отношение давлений p_0 и p_1 является функцией расширения газа, т. е. каждому процессу расширения соответствует свое давление предварительной зарядки, при котором энергия газогидравлического аккумулятора максимальна.

Оптимальные значения отношения $\frac{p_0}{p_1}$ зависят от величины (табл. 18 [20]).

Таблица 18

Показатель политропы расширения воздуха	1,1	1,2	1,3	1,4
$\left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	0,392	0,402	0,407	0,418

Для выбора значения n имеются теоретические зависимости, по которым можно определить n , если известны отношение $\frac{p_0}{p_1}$ и время разрядки аккумулятора. В литературе приведены резуль-

таты немногочисленных экспериментов. Однако данные различных исследователей не совпадают. По В. М. Ивлеву [20] для оптимального отношения давлений $\left(\frac{p_0}{p_1}\right)_{\text{опт}} = 0,762$ и времени разрядки $t_p = 5$ с, $n = 1,35$. Эксперименты, проведенные Т. М. Баштой [4], показали, что при отношении $\frac{p_{\text{min}}}{p_{\text{max}}} = \frac{150}{200} = 0,75$ и продолжительности зарядки 5 с $n = 1,1$.

Накопленный опыт еще недостаточен для рекомендаций по выбору величины n . Поэтому при серийном изготовлении машины с аккумулятором, для выбора рациональных параметров аккумулятора, необходим эксперимент.

При расчете аккумулятора следует учитывать одно очень важное обстоятельство, связанное с нагревом жидкости в гидросистеме. Обычно первоначальная зарядка аккумулятора производится при температуре окружающей среды. В процессе эксплуатации температура жидкости может возрасти до $50-80^\circ\text{C}$. Соответственно указанному росту температуры при изохорном процессе ($V = \text{const}$) создается повышение давления газа согласно зависимости

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{T_1}{T_0}. \quad (92)$$

Например, при температуре 20°C газогидравлический аккумулятор заряжался до давления $p_0 = 10$ МПа. В процессе продолжительной работы наступает повышение температуры до 80°C .

Согласно зависимости (92)

$$p_1 = p_0 \frac{T_1}{T_0} = 10 \frac{353}{293} \cong 12 \text{ МПа.}$$

Повышение давления в газовой среде аккумулятора приведет к уменьшению полезного объема жидкости.

9. Выбор параметров газогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред

Примем следующие обозначения:

p_H — начальное давление газовой среды перед зарядкой аккумулятора маслом;

p_{max} и p_{min} — соответственно максимальное и минимальное давления в аккумуляторе;

V_K — конструктивный объем аккумулятора;

V_H — полезный объем аккумулятора (или объем масла, вытесняемый из аккумулятора);

V_G — объем газа;

V_M — объем масла.

На рис. 107 показаны различные положения поршня в аккумуляторе и соответствующие параметры в газовой и жидкостной средах. Максимальное и минимальное давления в аккумуляторе,

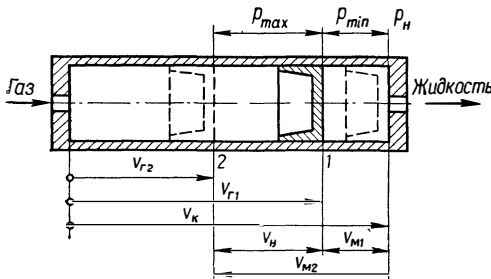


Рис. 107. Схема к выбору параметров газогидравлического аккумулятора

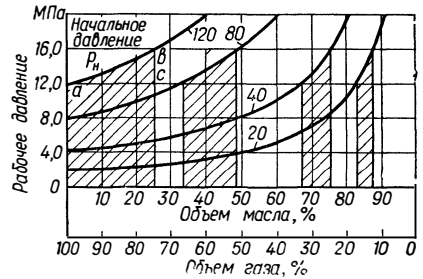


Рис. 108. Полезная емкость аккумулятора в зависимости от начального давления газа

а также полезная емкость либо всегда известны конструктору, либо можно их определить.

Минимальный объем масла в аккумуляторе при минимально допустимом давлении

$$V_{M1} = V_K - V_{Г1}. \quad (93)$$

Полезный объем

$$V_{П} = V_{Г1} - V_{Г2}. \quad (94)$$

Согласно зависимости

$$p_H V_K^n = p_{\min} V_{Г1}^n = p_{\max} V_{Г2}^n. \quad (95)$$

Для политропного процесса отношения параметров газа таковы:

$$\frac{V_{Г1}}{V_K} = \left(\frac{p_H}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad \frac{V_{Г2}}{V_{Г1}} = \left(\frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Подставив значение $V_{Г1}$ в формулу (94), после преобразования получим минимальный объем жидкости в аккумуляторе

$$V_{M1} = V_K \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (96)$$

Подставив значения $V_{Г1}$ и $V_{Г2}$ в формулу (94), найдем полезный объем аккумулятора

$$V_{П} = V_K \left[\left(\frac{p_H}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_H}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (97)$$

Для изотермического процесса (при $n \rightarrow 1$) выражение (97) примет вид

$$\frac{V_{П}}{V_K} = \frac{p_H}{p_{\min}} - \frac{p_H}{p_{\max}}. \quad (98)$$

Из уравнения (98) и рис. 108 следует, что полезная емкость аккумулятора зависит от величины начального давления воздуха p_H .

10. Выбор рабочих параметров газогидравлического аккумулятора для изотермического процесса

Одной из основных задач при выборе газогидравлического аккумулятора является определение его размеров, если известно допустимое падение давления в момент максимальной разрядки аккумулятора в процессе работы машины. Для этого воспользуемся графиком (рис 109) зависимости между объемом и давлением газа $pV = \text{const}$. От нулевой точки вправо отложены значения давления p в аккумуляторе. На этой оси выбираем точку, соответствующую давлению в аккумуляторе к моменту его полной зарядки. От данной точки проводим вертикальную линию до встречи с кривой, соответствующей начальному давлению p_n газа в аккумуляторе (начальное давление p_n должно быть несколько меньше минимального давления p_{min}). Ордината данной точки показывает заполнение аккумулятора маслом при полной зарядке в долях его полного объема. Затем на оси давлений выбираем точку, соответствующую минимально допустимому давлению p_{min} .

По пунктирным линиям на графике на основании исходных данных определяют полезный объем аккумулятора (в долях от полного его объема). При помощи этого графика можно определить p_{max} , зная p_{min} и необходимый полезный объем масла в аккумуляторе или другие параметры.

11. Область применения и способы подключения аккумуляторов в систему

Газовые аккумуляторы без разделения сред, а также с отделением газовой среды от масла поршнем или другими средствами, получили большее распространение в основном для выполнения таких функций.

1. Компенсации утечек масла при длительной выдержке изделия под давлением. Необходимость в этом возникает при вулкани-

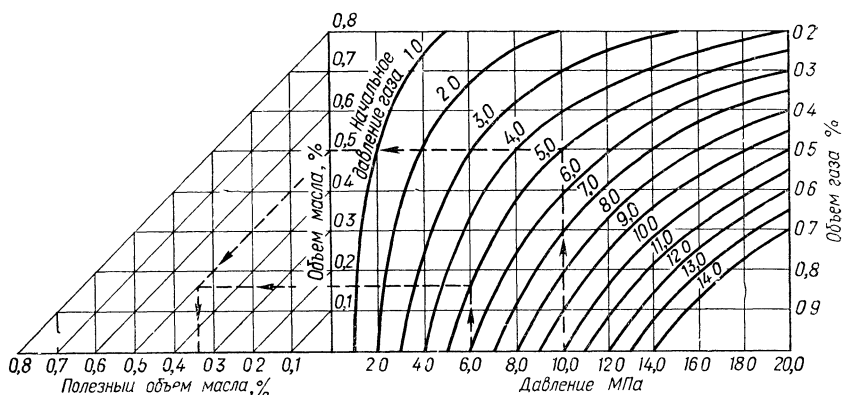


Рис. 109. Кривые сжатия газа в аккумуляторе при изотермическом процессе

зации каучука, прессовании изделий из пластических материалов, в производстве фанеры, когда выдержка под давлением длится 5—30 мин.

Использование в таких случаях насоса малой производительности, работающего при высоком давлении, экономически не оправдано.

2. Получения максимального кратковременного расхода жидкости с удержанием заданного давления. Так, например, в машинах, предназначенных для изготовления изделий из пластических материалов, модели ТП-500А, скорость плунжера механизма впрыска составляет 0,14 м/с.

Такая высокая скорость с сохранением давления 10 МПа обеспечивается газогидравлическим аккумулятором с полезным объемом жидкости 10 л. Для выполнения аналогичной работы при помощи насоса высокого давления потребовался бы насос производительностью 500 л/мин с кратковременным расходом мощности, примерно 100 000 Вт.

3. Осуществления быстрых перемещений рабочего органа во время холостого хода. Гидравлическая система упрощается за счет введения аккумулятора вместо насоса большой производительности, производительность которого должна соответствовать скорости холостого хода.

4. Разгрузки насоса от давления с сохранением давления в замкнутых магистральных гидросистемах.

5. Демпфирования гидравлических ударов и колебания давления, которые неизбежно возникают при резких остановках, переключениях потока жидкости и изменениях нагрузки. Аккумулятор создает щадящий режим для насосов и его привода, а также контрольно-измерительной аппаратуры.

6. Резерва мощности при отключении насоса.

7. Торможения при внезапном отключении насоса.

8. Питания вспомогательных устройств во время рабочего хода и в течение полного цикла.

9. Реле времени в сочетании с дросселем или дозатором.

Примеры подключения аккумулятора в гидросистему. В гидравлической схеме (рис. 110, а) показан способ подключения газогидравлического аккумулятора 8, выполняющего функцию компенсатора утечек с сохранением давления в полости F цилиндра 2. Зарядка аккумулятора происходит через обратный клапан 7 (типа Г51) при движении поршня вниз. После подхода поршня к упору золотник распределителя 1 переводится в среднее положение, цилиндр отключается от насоса, а давление полости F поддерживается аккумулятором, от которого масло выжимается к цилиндру через дроссель 6 (типа Г77).

Для получения обратного хода золотник распределителя устанавливается в положение a . Жидкость из цилиндра отводится через клапан 4 (тип Г66) с дистанционным управлением. Одновременно с этим аккумулятор медленно разряжается через дроссель, благодаря чему не возникает гидравлических ударов, которые мог-

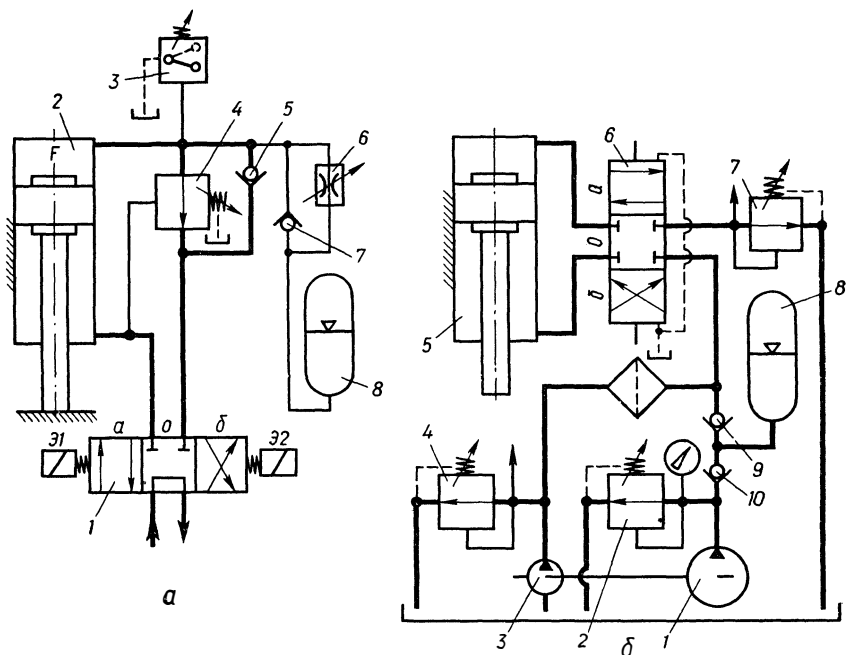


Рис. 110. Принципиальные схемы подключения аккумулятора в систему: *а* — аккумулятор обеспечивает компенсацию утечек в системе и одновременно сохраняет давление в цилиндре; *б* — аккумулятор подключается к цилиндру только во время ускоренного хода поршня

ли бы иметь место при его внезапной разрядке. При помощи реле давления *3* отключается электромагнит *Э2*, когда поршень подходит к упору.

На рис. 110, *б* приведена гидравлическая система с аккумулятором, который подключается к цилиндру только во время ускоренного хода (при низком давлении в системе). Во время рабочих перемещений поршня в цилиндре *б* жидкость подается к цилиндру только от меньшего насоса *3*, давление в котором контролируется клапаном *4*. Обратный клапан *9* (типа Г51) закрыт и от насоса *1* (большей производительности) через обратный клапан *10* происходит зарядка аккумулятора *8* до величины настройки клапана низкого давления *2*.

При холостом ходе поршня в цилиндре жидкость поступает к цилиндру одновременно от двух насосов (*1* и *3*) и аккумулятора. Использование объема жидкости, заключенного в аккумуляторе, дает возможность установить в системе насосы с меньшей суммарной производительностью.

Если время рабочего хода поршня велико, то целесообразно ввести дополнительную аппаратуру, необходимую для разгрузки насоса *1* после завершения зарядки аккумулятора.

Включение аккумулятора в установке пресса (рис. 111) обеспечивает значительную экономию электроэнергии и создает щадя-

ший режим работы насоса 2 низкого давления, который включается в систему автоматически во время холостого хода и в малонагруженные периоды рабочего цикла поршня, а также в начале зарядки аккумулятора.

При ускоренном ходе поршня жидкость к цилиндру 9 одновременно от двух насосов 1 и 2 поступает соответственно через обратные клапаны 11 и 4 и распределитель 10, золотник которого установлен в положение а или б, а также от аккумулятора 8, интенсивность зарядки которого определяется дросселем 7.

Переключение аккумулятора на зарядку и разрядку производится золотником 6, электромагнит которого получает команды на включение и отключение от реле давления 5 (РД). Пружина РД должна быть настроена на давление несколько большее, чем пружина клапана 3.

Зарядка аккумулятора начинается с момента появления полезной нагрузки и вначале осуществляется от двух насосов 1 и 2.

Автоматическое отключение насоса 2 от аккумулятора и цилиндра произойдет тогда, когда давление в системе достигнет величины настройки клапана 3. При достижении давления в системе выше настройки РД зарядка аккумулятора прекращается также и от насоса 1.

Во время рабочих перемещений поршня жидкость поступает к цилиндру только от насоса 1, а насос 2 разгружается через клапан 3 в бак. Давление в системе в этот момент контролируется клапаном 12.

На рис. 112 показана часть гидравлической системы термoplastавтомата модели ТП-500. Аккумулятор 7 используется при кратковременном и почти мгновенном расходе жидкости в цилиндре впрыска 5, который подключается к аккумулятору только в момент подачи материала в пресс-форму. Быстрая разрядка аккумулятора произойдет при переводе золотника в распределителе 6 в положение а; зарядка же его до максимального давления про-

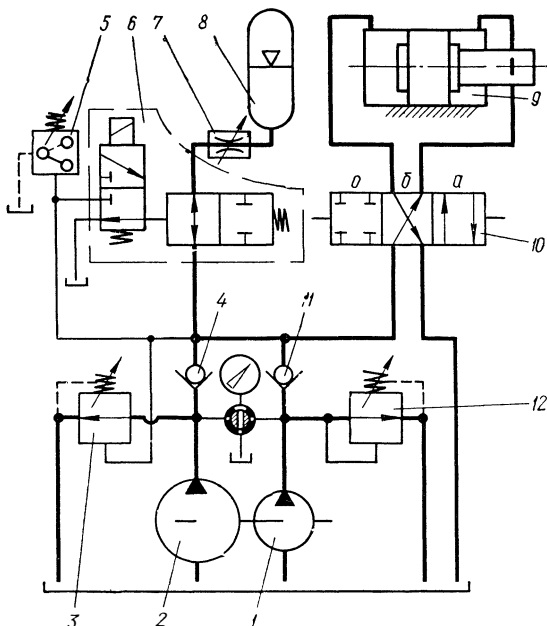


Рис. 111. Энергия аккумулятора используется во время холостого хода поршня

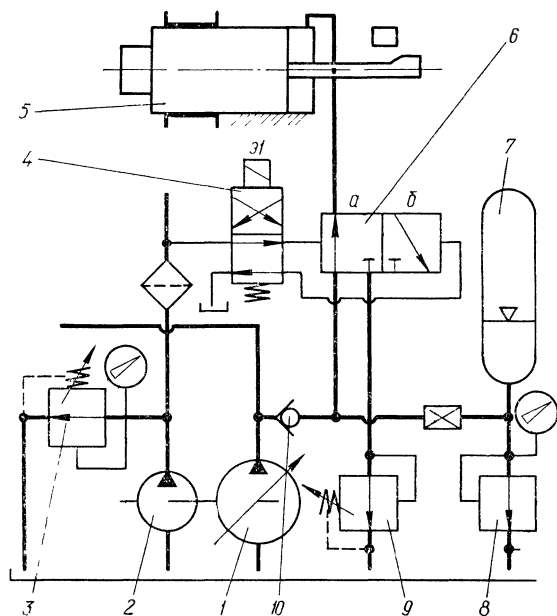


Рис. 112. Аккумулятор используется для мгновенного подвода жидкости к цилиндру

Предохранительные клапаны насосов 1 и 2 встроены в корпусе этих насосов.

исходит при обратном ходе плунжера в цилиндре 5 и ограничивается клапаном 8.

Шестеренный насос 2, встроенный в регулируемый насос 1 (типа НП), помимо своих основных функций, используется в данном случае еще и для питания системы управления (через аппарат 4) распределителя 6 и других функциональных узлов. Обратный клапан 10 отключает насос 1 от аккумулятора после зарядки его до максимального давления. Напорный золотник 9 необходим для создания противодействия в цилиндре при обратном движении плунжера.

Глава IX

ОСНОВНЫЕ УСЛОВИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Важной эксплуатационной характеристикой любой машины является к. п. д., надежность и долговечность. Анализ причин отказов и нарушений в работе гидрофицированных машин показывает, что большая часть неисправностей является следствием загрязнения рабочей жидкости, насыщения ее воздухом и нагревом. Каждый из этих факторов способствует проявлению других вредных явлений.

Загрязнения рабочей жидкости металлическими частями и абразивом приводят к повышенному износу и нарушению работоспособности прецизионных пар и элементов уплотнения. Нарушается основное требование, предъявляемое к подвижным соединениям: это высокая стабильность сил трения и хорошая герметичность, не изменяющаяся в процессе работы. Увеличение сил трения в золотниковой паре аппарата ухудшает чувствительность его, приводит к повышенному износу и, как следствие, увеличению утечек. Нередко из-за повышенного трения по сравнению с установлен-

ными техническими условиями происходит повреждение или разрушение поверхностей золотниковой пары.

Для очистки рабочей жидкости применяются фильтры, выбор и расстановка которых в гидросистеме должны быть обоснованы.

Существенное влияние на надежность и долговечность работы гидросистемы оказывают периодические и непериодические колебания (гидравлический удар), уровень звукового давления, который в настоящее время регламентируется во всех машинах, в том числе и гидрофицированных, а также величина скорости жидкости в сливных и нагнетательных трубопроводах, подвергающихся воздействию динамических нагрузок.

В результате многолетних исследований и наблюдений за работой гидрофицированного оборудования установлены причины, отрицательно влияющие на работу гидросистемы, и разработаны рекомендации, использование которых при проектировании гидрофицированных машин и отдельных ее элементов поможет в значительной степени избежать неполадок при изготовлении и устранить причины, способствующие снижению долговечности гидросистемы во время эксплуатации.

1. Рабочие жидкости

В гидравлических системах рабочая жидкость (масло) выполняет несколько функций. Она служит для передачи энергии от насоса к потребителю, смазывает поверхности трения внутри гидравлических агрегатов и аппаратов, предотвращает коррозию и в результате непрерывной циркуляции в значительной степени способствует отводу тепла от источников его выделения.

Требования, предъявляемые к рабочей жидкости, весьма разнообразны. Она должна длительное время сохранять свои первоначальные свойства, иметь вязкость в пределах $(17—200)10^{-6}$ м²/с, обладать хорошими низкотемпературными свойствами, быть нейтральной к материалам системы, особенно к уплотнениям из резины и других материалов, иметь высокую стойкость к образованию эмульсии и др.

Одной из наиболее важных характеристик жидкости является ее *вязкость*. При малой вязкости жидкость не удерживается на нагруженной несущей поверхности деталей насоса или гидромотора, в результате чего может возникнуть преждевременный износ и выход из строя этих деталей. Малая вязкость жидкости способствует увеличению внутренних утечек.

При слишком большой вязкости рабочей жидкости увеличивается мощность, необходимая для циркуляции жидкости, и создаются благоприятные условия для возникновения кавитации.

Этим требованиям в значительной степени удовлетворяют минеральные масла нефтяного происхождения такие как ВНИИ НП-403 (ГОСТ 16728—71), АМГ-10 (ГОСТ 6794—75), допускающие работу гидросистемы в большом диапазоне температур, масла турбинные 22 и 22П (ГОСТ 32—74), которые обладают высокими

эксплуатационными качествами из-за легирования их в процессе изготовления синтетическими присадками; они рекомендуются для применения в гидроприводах станков. Легирующие присадки улучшают смазывающие свойства, увеличивают прочность масляной пленки, создают более высокую противопенную стойкость и увеличивают срок службы масла при эксплуатации и хранении.

Практически рабочая жидкость считается несжимаемой [2], поэтому следует ожидать, что перемещение поршней (в цилиндрах) золотников (в аппаратуре) должно быть мгновенным и точным. Воздух в замкнутых контурах или полостях системы, а также мелкие пузырьки, равномерно распространенные в масле, изменяет его свойство: масло становится эластичным, благодаря чему реакция привода оказывается медленнее, а перемещения менее точны.

Эластичность минерального масла особенно сказывается при изменениях температуры и давления. Поэтому при проектировании гидросистем литьевых машин для термопластов и реактопластов, прессов, где нередко используется высокое давление от преобразователей, а также в системах, предназначенных для создания синхронной работы нескольких гидродвигателей, должны учитываться сжимаемость и изменение температуры масла.

Зависимость объема масла от температуры. С изменением температуры масла изменяется ее удельный объем. Эта зависимость характеризуется коэффициентом объемного расширения α , который для минеральных масел равен примерно $7 \cdot 10^{-4}$ град $^{-1}$.

Изменение объема масла ΔV при повышении температуры на Δt определяется соотношением

$$\Delta V = \alpha \Delta t V, \quad (99)$$

где V — начальный объем масла.

В замкнутом контуре гидросистемы нагрев масла может вызвать значительное увеличение давления или нежелательные перемещения подвижного элемента (например, поршня, плунжера или золотника). На рис. 113, *a* и *б* показано изменение объема масла под действием температурного расширения. Если первоначальный объем масла в замкнутом контуре цилиндра (рис. 113, *a*) был $V = sF$, то с увеличением температуры на Δt объем масла изменится на величину

$$\Delta V = \Delta s F = \alpha \Delta t s F,$$

или

$$\Delta s = \alpha \Delta t s. \quad (100)$$

В цилиндре с плунжером (рис. 113, *б*)

$$\Delta s f = \alpha \Delta t [F l - f(l - s)], \quad (101)$$

где f — площадь плунжера.

Из формулы (101) следует, что диаметр цилиндра не влияет на перемещение поршня при изменении объема масла.

Если в замкнутом контуре цилиндра (рис. 113, *a*) находится

100 л масла, то с увеличением температуры масла на 50°C объем ее возрастает на $\Delta V = \alpha \Delta t V = 0,0007 \cdot 50 \cdot 100 = 3,5$ л.

Если первоначальное расстояние поршня от доньшка цилиндра равнялось 100 см, то при нагреве масла на указанную величину поршень сместится на 3,5 см при условии, что усилие, действующее на шток, $P = \text{const}$.

Объем масла изменяется примерно на 0,65% с изменением температуры масла на 10°C .

Для компенсации объемного расширения масла рекомендуется к замкнутому контуру подключить предохранительный клапан или газогидравлический аккумулятор соответствующей емкости.

Зависимость вязкости масла от температуры. Выразить закон изменения вязкости от температуры математическими уравнениями не представляется возможным, поэтому в практике пользуются эмпирическими зависимостями [1]. В общем случае масла, предназначенные для эксплуатации в широком температурном диапазоне, считаются пригодными, если их вязкость при изменении температуры в пределах $\pm 50^{\circ}\text{C}$ изменяется не более чем в 100 раз.

Снижение вязкости с повышением температуры масла приводит к увеличению утечек, перетечек, а также расхода жидкости в дросселирующих устройствах, которыми определяется скорость перемещения исполнительных механизмов или органов управления. В гидросистемах отделочно-расточных и некоторых шлифовальных станков, в станках для глубокого сверления, где во время обработки скорость должна быть постоянной, применяются установки для стабилизации температуры масла.

Зависимость объема масла от давления. Модуль упругости масел, рекомендованных для использования в гидросистемах, находится в пределах $(1,35 - 1,6) \cdot 10^3$ МПа, тогда как модуль упругости стали имеет величину $2,1 \cdot 10^5$ МПа. Из этого следует, что масло в 130 — 150 раз сжимается больше, чем сталь.

Упругие деформации (сжимаемость) жидкости в подавляющем большинстве случаев явление отрицательное. В частности, сжимаемость жидкости понижает жесткость гидравлической системы и может вызвать нарушение ее устойчивости против автоколебаний, ухудшает динамические характеристики гидравлических следящих систем, создает в магистралях и гидравлических агрегатах эффект гидравлической пружины, не позволяет создавать устройства

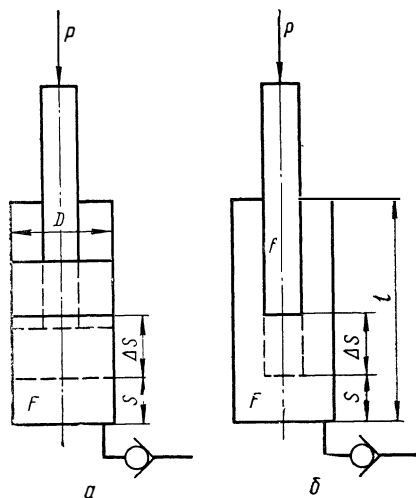


Рис. 113. Примеры, иллюстрирующие приращение объема масла в цилиндре с увеличением давления

или машины, где требуется строгая координация движения нескольких исполнительных механизмов. Жесткость силового цилиндра, воспринимающего внешние нагрузки, определяется главным образом сжимаемостью жидкости.

В результате сжимаемости жидкости скорость поршня (плунжера) может колебаться при переменной нагрузке. В таких случаях нередко считают, что это вызвано в основном внутренними утечками жидкости через посадочные зазоры в аппаратуре и цилиндре. В действительности равномерность скорости поршня при изменяющейся нагрузке нарушается не только из-за утечек, но и из-за сжимаемости жидкости, причем вторая причина нередко является решающей.

Б. П. Васильев [12] на конкретном примере показал, что в системе с увеличением давления до 32 МПа утечки уменьшили скорость плунжера (в прессе) всего на 8%, в то время как общее снижение скорости за счет сжимаемости жидкости составило 38%.

Вместе с тем сжимаемость жидкости играет в определенном смысле роль положительную, снижая удары в моменты заброса давления, переключения скорости, реверса. Это свойство жидкости используется для создания жидкостных пружин, амортизаторов, буферных устройств, давление в которых достигает 200 МПа и более. Подобные устройства заполняются специальными сортами жидкости, которые при повышении давления до 350 МПа уменьшаются в объеме примерно на 17—18% [12].

Энергия, расходуемая на сжатие жидкости, практически не обратима. Объясняется это малым относительным изменением объема жидкости даже при больших перепадах давления. Изменение объема β с приращением давления Δp определяется зависимостью

$$\Delta V = -\beta \Delta p V, \text{ или } \beta = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V}, \quad (102)$$

где V и ΔV — начальный объем жидкости и изменение объема жидкости с увеличением давления.

Величина, обратная β , называется объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии:

$$E = \frac{1}{\beta} \text{ МПа.}$$

Уравнение (102) после подстановки примет вид

$$\Delta V = -V \frac{\Delta p}{E}.$$

Работа, совершаемая поршнем, при постоянном перепаде давления

$$A_1 = V \Delta p.$$

Работа, идущая на сжатие жидкости, с некоторым приближением может быть записана так:

$$A_2 = \Delta V \frac{\Delta p}{2}, \text{ или } A_2 = -V \frac{\Delta p^2}{2E}.$$

Тогда

$$\frac{A_2}{A_1} = -\frac{V\Delta p^2}{2V\Delta pE} = -\frac{\Delta p}{2E}.$$

Если принять $E = 1500$ МПа, а $\Delta p = 30$ МПа, то

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{30}{2 \cdot 1500} = \frac{1}{100}.$$

Это означает, что работа сжатия жидкости, т. е. энергия, аккумулируемая в жидкости, очень мала по сравнению с работой перемещения.

Однако упругие свойства жидкости могут быть использованы для создания импульсного гидропривода ударного действия, который применяется в молотках и в мощных испытательных установках в качестве источника вибрации. Подобный привод позволяет получить 300—400 импульсов (ходов) в минуту [3].

В практике прессостроения и создания литьевых машин дожатие плунжера или поршня в конечной стадии формообразования изделия производится при высоких давлениях, поступающих к рабочему цилиндру нередко от преобразователя давления. В этом случае объем камеры высокого давления в преобразователе определяется зависимостью

$$V_{\Pi} = \Delta V_{\Pi} + \Delta V_{\Gamma} + q_{\Pi}t + q_a t,$$

где ΔV_{Π} , ΔV_{Γ} — объем масла, необходимый для компенсации того объема, который может образовываться из-за сжатия масла соответственно в цилиндре и в трубопроводе между преобразователем и цилиндром;

q_{Π} , q_a — утечки в цилиндре и аппаратуре, расположенной между преобразователем и цилиндром;

t — время, необходимое для поддержания высокого давления в цилиндре.

При определении объема масла, которое должно быть дополнительно введено в замкнутый контур между преобразователем и цилиндром, следует учитывать помимо сжимаемости масла также деформации цилиндра, возможно колонн или станины и трубопроводов.

В частности, увеличение объема масла в цилиндре (рис. 113, а) с приращением давления на Δp выразится формулой

$$\Delta V_{\Pi} = \frac{\pi}{4} [(D + \Delta D)^2 (s + \Delta s) - D^2 s],$$

где $\Delta D = \frac{D}{2E} (\sigma_1 - \mu \sigma_2)$ — приращение диаметра цилиндра;

$\Delta s = \frac{s}{E_{\Pi}} (\sigma_2 - \mu \sigma_1)$ — величина перемещения поршня;

$$\sigma_2 = \frac{\Delta p D}{4b} \text{ — меридиальное напряжение;}$$

$$\sigma_1 = \frac{\Delta p D}{2b} \text{ — окружное напряжение;}$$

b — толщина цилиндра;

μ — коэффициент Пуассона;

$E_{ц}$ — модуль продольной упругости.

Увеличение объема масла из-за деформации трубопроводов определяется аналогично. Практически коэффициент деформации трубопроводов составляет для стальных трубопроводов $\sim 5\%$ и для алюминиевых $\sim 15\%$ величины коэффициента сжимаемости жидкости [1].

Воздух в гидравлической системе. Различается три состояния содержащегося в рабочей жидкости воздуха: свободный воздух — воздушные подушки и пузыри, соприкасающиеся со стенками элементов гидросистемы; так называемый включенный воздух — мелкие пузырьки воздуха, окруженные со всех сторон рабочей жидкостью; растворенный воздух, не увеличивающий объем жидкости. Растворенный воздух может выделяться из жидкости при повышении ее температуры или при понижении давления.

Воздух, находящийся в системе, уменьшает жесткость управления и мощность, ускоряет развитие эрозии и кавитации, снижает модуль объемной упругости рабочей жидкости.

При содержании воздуха в 1 и 4% модуль упругости составляют соответственно лишь 38 и 21% модуля упругости рабочей жидкости, не содержащей воздуха, а экстраполированное значение модуля упругости при содержании воздуха в 10% составляет всего 9,8% номинальной величины.

Для устранения воздушных подушек из гидросистемы необходимо в верхних точках системы (нередко в силовых цилиндрах) предусматривать специальные устройства, с помощью которых эпизодически удаляется воздух.

Растворенный воздух из жидкости интенсивно выделяется при резком падении давления. Например, если рабочая жидкость, содержащая 10% растворенного воздуха, подвергается воздействию давления ниже атмосферного, то около $\frac{1}{3}$ растворенного воздуха мгновенно выделяется в виде пузырьков свободного воздуха [6]. Этот процесс условно называют кавитацией, поскольку условия его возникновения, протекания и последствия такие же, как и в случае истинной кавитации. Наиболее характерными признаками этого процесса являются гидравлические удары, толчкообразные перемещения исполнительного механизма, сильные шумы и образование пены в резервуаре для масла. Вследствие многократного мгновенного расширения и сжатия пузырьков, образующихся при кавитации, наблюдается значительный местный нагрев, который способствует эрозии.

Кавитация может возникнуть при недостаточном прогреве рабочей жидкости, чрезмерной частоте вращения насоса, недостаточном

уровне масла в баке, больших скоростях движения жидкости в узких щелях и пр.

Вместо минеральных масел получили распространение жидкости на водной основе. Водно-гликолевые жидкости агрессивны к магниевым сплавам, цинку и кадмию. Водные растворы применяются в гидросистемах опасных в пожарном отношении. Они не совместимы (не смешиваются) с другими рабочими жидкостями и не могут быть рекомендованы в гидросистемах, имеющих насосы и гидромоторы с подшипниками скольжения. Синтетические жидкости дорогостоящие, они тяжелее масла, всасывающая способность насосов при их использовании ухудшается. Некоторые синтетические жидкости способствуют быстрому износу резиновых уплотнений [6].

2. Искусственное охлаждение жидкости в гидросистеме

В гидравлических системах, особенно с дроссельным регулированием скорости, большая часть энергии преобразуется в тепло, так как во время рабочих перемещений исполнительного механизма (наиболее длительных) значительная часть жидкости отводится через напорный золотник в бак под давлением. Это происходит также в том случае, когда не предусмотрена разгрузка насоса (частичная или полная) при выставлении исполнительного механизма на упоре или в исходном положении. Для предохранения жидкости от перегрева емкость бака в этом случае выбирается $(2-3) Q$, где Q — минутная производительность насоса. Большие габариты бака приводят к увеличению размеров машины и ее веса.

Объем жидкости в баке можно значительно уменьшить, применяя искусственное водяное или воздушное охлаждение рабочей жидкости в гидросистеме. Введение подобных устройств значительно уменьшает габариты бака, а при небольших размерах его облегчается объединение насоса с баком и аппаратурой в самостоятельный узел — насосную установку. При этом улучшаются условия осмотра и регулирования функциональных узлов, упрощается герметизация бака и не подвергаются нагреву станина и другие корпусные детали, температурная деформация которых искажает первоначальное взаимное расположение механизмов. Стабилизация температуры масла в гидросистеме необходима в станках высокоточных (отделочно-расточных, заточных, шлифовальных и др). Кроме того, насосная станция, выделенная в самостоятельный узел, уменьшает влияние вынужденных колебаний насоса и напорного золотника (возбуждающего колебания в системе в моменты срабатывания) на частотные характеристики исполнительных механизмов.

Применительно к станкам разработаны в ЭНИМС [10] насосные установки Г48-2 с одним насосом, Г48-3 с двумя насосами, Г48-1 с двумя насосами и с независимым потоком жидкости. На этих установках предусмотрены нормальная тонкая фильтрация жидкости и стабилизация температуры с помощью воздушного охлаждения в радиаторах.

3. Фильтрация рабочей жидкости

Фильтр является обязательным устройством любой гидравлической системы. Объясняется это тем, что загрязнения, имеющиеся в рабочей жидкости, нарушают первоначальные характеристики гидравлических аппаратов и агрегатов. В предохранительных клапанах и напорных золотниках загрязнения вызывают заклинивание золотников, стук, ложное срабатывание и износ мест сопряжения, в распределителях — заедание золотников, увеличение усилия, необходимого для осевого смещения золотников, увеличение усилия, необходимого для осевого смещения золотников и, как следствие, выход из строя электромагнитов, рассчитанных на определенное усилие; в обратных клапанах — износ запирающего элемента и седла, из-за чего нарушается герметичность; в дросселях — эрозия острых кромок; в цилиндрах — интенсивный износ штоков, внутренней поверхности цилиндров и уплотнений.

Неисправности из-за загрязнений приводят к внезапному нарушению работы системы, что вызывается частицами размером 100 мкм и более и постепенному выходу из строя или разрушению отдельных деталей, так как в системе имеется большое количество малых частиц.

В современных гидрофицированных машинах нередко используется высокое давление (порядка 15—25 МПа), а поэтому габаритные размеры аппаратов, агрегатов и сопрягаемых деталей в этих условиях значительно уменьшились, причем дополнительным условием является тенденция к уменьшению зазоров, что, как правило, повышает их чувствительность к загрязнениям.

Загрязнения вносятся в систему уже при заливке масла и количество их увеличивается за счет износа подвижных частей (в насосе, гидродвигателе, в аппаратуре). Частицы пыли могут проникнуть в бак в результате всасывающего эффекта; аналогичное может произойти при недостаточной герметичности уплотнений штока и других соединений. Продукты коррозии, появление которых вызвано конденсирующей в системе влагой, также остаются в масле.

Основную часть загрязнений рабочих жидкостей, как показали исследования различных авторов, составляют кварц, полевые шпаты и окислы металлов. Размеры этих частиц колеблются в пределах от 1 до 100 мкм с преимущественным преобладанием частиц размером 10—25 мкм. Частицы крупнее 100 мкм задерживаются фильтрами легко, сравнительно легко отфильтровываются фильтрами тонкой очистки частицы величиной от 5 до 100 мкм, но для улавливания частиц размером до 5 мкм необходимы специальные и дорогостоящие фильтры.

Исследования, проведенные Г. А. Никитиным и С. Е. Красницким [32], показали, что загрязнения в рабочей жидкости гидросистемы значительно повышает усилие, необходимое для осевого перемещения золотника в распределителе (типа 4Г-73), и что с введением в систему фильтров это усилие уменьшается. Так, при давлении 5 МПа и отсутствии фильтров через некоторое время си-

ла, противодействующая смещению золотника, достигала 175 Н. При введении поочередно пластинчатого, фетрового и бумажного фильтров эта сила соответственно составляла 130, 45 и 30 Н.

Твердость некоторых компонентов загрязнений, например абразива (кварца), превышает твердость материалов, из которых изготовлены детали гидроагрегатов. Даже небольшое количество таких частиц приводит к генерации большого числа новых, вызывающих значительный износ трущихся пар гидроагрегатов и в некоторых случаях их повреждение. Ряд исследователей [4, 15, 21, 24, 32] указывает на необходимость тонкой фильтрации с целью удаления из рабочей жидкости фракций, соизмеримых с зазорами между подвижными соединениями. Так, для золотниковых распределителей следящих систем, работающих при высоких давлениях, при величине зазора между золотником и втулкой от 2 до 4 мкм, устанавливается два, а иногда и три фильтра, из которых один предназначен для тонкой очистки жидкости, задерживающий частицы размером 1—2 мкм [27].

Как указывает Т. М. Башта, загрязнение рабочих жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидравлических агрегатов иногда в 10 раз.

При проектировании гидравлических систем следует иметь в виду, что фильтры по мере загрязнения оказывают потоку жидкости все возрастающее сопротивление, которое с определенного момента становится недопустимым. Поэтому необходима периодическая очистка фильтрующего элемента или его замена. В некоторых фильтрах (типа ФП7, ФС7) предусмотрен перепускной клапан, который при повышении перепада давления на фильтрующем элементе вследствие его засорения (а также увеличения вязкости или расхода жидкости) открывается, пропуская жидкость через корпус фильтра, минуя фильтрующий элемент. В крышке этих фильтров встроено индикаторное устройство, сигнализирующее о засорении фильтрующего элемента, а также магнит-золотник, задерживающий ферромагнитные частицы.

По тонкости фильтрации фильтры, применяемые в гидросистемах, делятся на три группы: грубой, нормальной и тонкой очистки. К первой группе относятся фильтры, задерживающие частицы размером более 0,1 мм. Это, как правило, сетчатые фильтры, которые устанавливаются на всасывающих магистралях. Фильтры для нормальной фильтрации задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (пластинчатые, сетчатые). В третью группу входят фильтры войлочные (фетровые), картонные, удерживающие фракции до 0,005 мм.

При определении места фильтра в гидравлической системе необходимо соблюдать такие требования:

фильтры, встроенные на напорной магистрали, должны быть рассчитаны на максимально возможное давление в системе;

фильтры должны устанавливаться в местах, удобных для их демонтажа, замены фильтрующего элемента и слива отработанного масла и шлама;

независимо от места установки фильтра в системе необходимо предусматривать его защиту; если в системе во время работы возникают гидравлические удары и не предусмотрены устройства для компенсации их, то фильтры в таком случае лучше устанавливать на сливной магистрали, где давление мало;

приемные фильтры рекомендуется устанавливать ниже уровня масла, так как в противном случае возможно засасывание вспененного масла и с ним воздуха; сопротивление приемного фильтра при этом не должно превышать 0,01—0,015 МПа; во избежание засасывания механических примесей и шлама, осевших на дне бака, приемный фильтр рекомендуется устанавливать с таким расчетом, чтобы нижняя кромка сетки находилась от дна бака на расстоянии, равном утроенному диаметру всасывающей трубы.

Установка фильтров в гидравлических системах. Место установки фильтра или фильтров в системе зависит от многих факторов, но в основном от величины давления и расхода жидкости. Пластинчатые фильтры рассчитаны на максимальное давление до 6,3 МПа при наибольшем расходе масла для типоразмера 0,2Г41-1 до 70 л/мин, для 0,12Г41-1 до 50 л/мин и для 0,08Г41-1 до 35 л/мин. Фильтры сетчатые в основном применяются в системах смазки (0,5С42-11—0,15С42-14), где рабочее давление обычно находится в пределах 0,2—0,3 МПа; в качестве приемных фильтров получили применение фильтры типа С41-11 и С41-13. Фильтры тонкой очистки типа ФП7, ФС7 изготавливаются для различных расходов от 10 до 160 л/мин на два номинальных давления в 6,3 и 20 МПа с тонкостью фильтрации до 5 мкм. Например, типоразмер ФП7 $\frac{10-5}{200}$ имеет условный проход 10 мм тонкость фильтрации 5 мкм и рассчитан на номинальное давление в 20 МПа.

Фильтры в гидравлической системе устанавливаются последовательно для фильтрации полного потока жидкости и параллельно гидродвигателю, когда пропускная способность фильтра меньше расхода жидкости в гидродвигателе. Для тщательной очистки жидкости рекомендуется последовательная установка фильтров с различной степенью фильтрации. Так, Farris Gohn A. [48], рассматривая способы включения фильтров в систему, приводит оптимальный вариант системы, в которой насос снабжен на всасывании фильтром с абсолютной тонкостью очистки 220 мкм, гидродвигатели с распределителями защищены фильтрами 25 мкм, а в сливной магистрали устанавливается фильтр 3 мкм.

Исследуя герметичность и одновременно долговечность уплотнительных устройств поршня, А. А. Пожимов [36] определил, что срок службы манжет (ГОСТ 6969-54), изготовленных из резины, значительно увеличивается, если фильтрации подвергается весь поток жидкости.

При последовательном включении фильтра в напорную или сливную магистраль пропускная способность его должна соответствовать производительности насоса или наибольшему расходу жидкости в системе. Фильтр б (рис. 114, а), последовательно подклю-

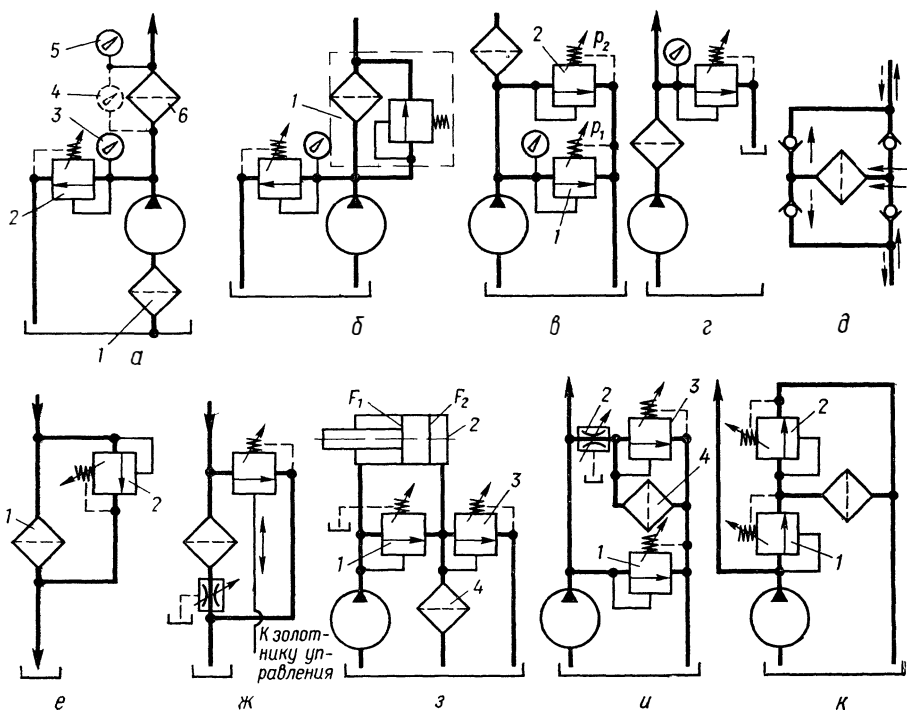


Рис. 114. Способы подключения фильтров в гидросистему для фильтрации: а, б, в, г, д — полного потока жидкости на магистрали нагнетания, е—з — полного потока жидкости на сливной магистрали; и, к — части потока жидкости

ченный в систему, обеспечивает защиту гидроагрегатов от механических частиц и находится под максимальным давлением. Степень загрязнения этого фильтра контролируется манометрами 3 и 5 (по разности показаний) или показаниями дифференциального манометра 4. Приемный фильтр 1 по мере загрязнения ухудшает условия заполнения всасывающей полости насоса, поэтому, с целью уменьшения сопротивления, его пропускная способность должна значительно превышать производительность насоса. Рекомендуется приемный фильтр выбирать с таким расчетом, чтобы его фильтрующая поверхность была больше площади сечения всасывающего трубопровода насоса в 50—100 раз. Для предохранения системы и фильтра от перегрузок служит клапан 2, пружина которого должна быть настроена на давление

$$p_k = p_p + \Delta p_n + \Delta p_{\phi} + (0,2 \div 0,3) \text{ МПа}, \quad (103)$$

где p_p — рабочее давление в цилиндре;
 Δp_n — перепад давления между насосом и цилиндром;
 Δp_{ϕ} — потери в фильтре (определяются из технической характеристики фильтра).

Из равенства (103) видно, что увеличение перепада давления в фильтре (вследствие его засорения) вызывает уменьшение p_p , а следовательно, и мощности, которая развивается цилиндром.

В случаях, когда прекращение подвода жидкости в систему от насоса недопустимо, но возможна кратковременная работа без фильтрации, следует выбирать фильтр с перепускным клапаном 1 (рис. 114, б), пружина которого должна настраиваться на максимально допустимый перепад давления в фильтре.

Заклинивание клапанов золотникового типа из-за проникания металлических или абразивных частиц в зазор между золотником и втулкой вызывает резкое повышение давления в системе. Это приводит к выходу из строя манометра, если он не защищен, разрыву трубопроводов или соединений, а возможно и фильтра. Поэтому для более надежной защиты магистралей и аппаратуры рекомендуется ставить параллельно два клапана предохранительных 1 и 2. Клапан 2 настраивается на давление p_2 несколько больше p_1 (рис. 114, в).

Если падение давления в системе недопустимо (например, в следящих устройствах, в системах с гидравлическим прижимом и др.), то фильтр устанавливается на напорной магистрали непосредственно за насосом, перед предохранительным клапаном. Такое расположение фильтра (рис. 114, г) исключает влияние на стабильность работы системы сопротивления фильтра, изменяющегося по мере засорения. Установка фильтра по указанной схеме допустима только при тщательной фильтрации жидкости перед заливкой ее в бак и если условия эксплуатации машины не вызывают интенсивного загрязнения жидкости.

Направление тока жидкости в фильтре должно быть постоянным, так как в противном случае задержанные частицы снова попадут в систему. На рис. 114, д фильтр встроен в мостовую схему, образованную обратными клапанами, поэтому независимо от направления тока жидкости в фильтре она имеет одностороннее течение. Необходимость подключения фильтра по указанной схеме может возникнуть в замкнутых системах с реверсивным насосом.

Установка фильтра на сливных магистралях обладает тем преимуществом, что фильтр не подвержен большим давлениям и задерживает продукты износа, образующиеся при работе всех агрегатов системы. Однако подобная установка фильтра недопустима, когда не желателен подпор, величина которого изменяется. Для предохранения фильтра 1 и ограничения величины противодействия параллельно фильтру устанавливается перепускной клапан 2 (рис. 114, е), настройка которого производится с учетом максимально допустимой величины перепада давления в фильтре.

В гидрорыве с дросселем, установленным на сливной магистрали для предотвращения зарастивания щели в дросселе (при малых расходах), желательно перед дросселем располагать фильтр тонкой очистки. Если от гидродвигателя необходимо, например, при ускоренных ходах отвести большое количество жидкости, то па-

параллельно дросселю следует подключать напорный золотник с дистанционным управлением (рис. 114, ж).

На сливной магистрали от цилиндра 2 подключен фильтр 4 (рис. 114, з). Через этот фильтр жидкость отводится от предохранительного клапана 1. Такой способ подключения фильтра в систему позволяет после замены жидкости в баке произвести предварительную фильтрацию ее через клапан 1, что значительно уменьшает вероятность попадания загрязнений в систему. Перепускной клапан 3, подключенный параллельно фильтру, открывается при увеличении перепада давления на фильтре выше допустимой величины. Расходная характеристика фильтра 4 должна быть больше производительности насоса на величину отношения эффективных площадей цилиндра F_2/F_1 .

Параллельное подключение фильтра в систему применяется, когда расходная характеристика фильтра меньше объема циркулирующей жидкости в напорной и сливной магистралях, а также для тонкой очистки жидкости, так как эти фильтры изготавливаются для сравнительно малых расходов.

Фильтр тонкой очистки 4 (рис. 114, и), установленный параллельно клапану 3 после дросселя 2, пропускает только часть циркулирующей жидкости в системе и не защищает гидроагрегаты от проникновения малых частиц. Однако непрерывная очистка части потока уменьшает общую загрязненность.

Если расходная характеристика фильтра на 20—25 % больше производительности насоса, то фильтр может быть установлен на сливной магистрали после напорного золотника 1 (рис. 114, к). В схемах, показанных на рис. 114, и и к, соответственно клапаны 3 и 2 выполняют функцию перепускного устройства, а клапан 1 служит для поддержания постоянного давления и предохранения системы от перегрузки.

В качестве приемного фильтра рекомендуется применять сетчатые фильтры, так как они имеют простую конструкцию, не нуждаются в корпусе и стоимость их невелика. Однако расположение такого фильтра внутри бака затрудняет визуальный контроль, а отсутствие индикатора, информирующего о степени загрязнения, создает ряд неудобств, связанных с его обслуживанием. Определить время, необходимое для очистки приемного фильтра, трудно, а сама очистка или замена фильтрующего элемента требует частичного демонтажа установки. Составить же достоверный график ухода за фильтром невозможно, так как накопление загрязнений происходит с различной скоростью.

Если же замена фильтра или его очистка не будет произведена своевременно, то в результате недостаточной подачи жидкости может возникнуть кавитация во всасывающей полости насоса и как следствие разрушение элементов насоса.

С целью устранения недостатков, которыми обладают приемные сетчатые фильтры, в последнее время стали применяться фильтры в корпусах с индикаторным устройством и перепускным клапаном с фильтрующей способностью до 5 мкм. В частности, за рубежом

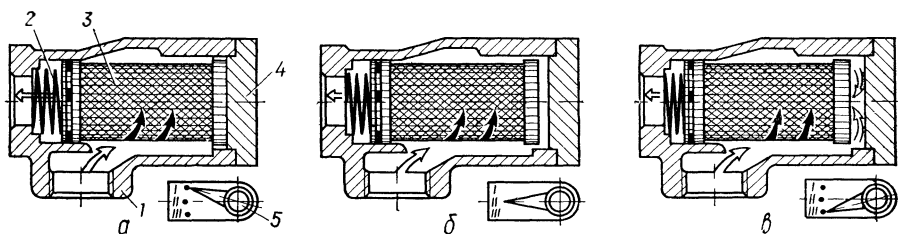


Рис. 115. Конструктивные схемы всасывающего фильтра модели «Телл-Тейл»

получили распространение всасывающие фильтры модели «Телл-Тейл» фирмы Ellison Ltd, допускающие их монтаж на наружной поверхности бака.

Во всех конструкциях всасывающих фильтров поток рабочей жидкости поступает сквозь стенки цилиндрического фильтрующего элемента 3, который может перемещаться вдоль продольной оси (рис. 115). В чистом состоянии фильтрующий элемент удерживается пружиной 2 и прижимается к фланцу 4. По мере загрязнения фильтра увеличивается перепад давления, благодаря чему фильтрующий элемент перемещается влево (в сторону пружины). Так как фильтрующий элемент связан передаточным звеном с указателем 5, который выведен на наружную поверхность корпуса 1, то указатель передвигается из положения I («фильтр чист») в положение II («фильтр нуждается в чистке»). Если не будут предприняты меры по очистке фильтрующего элемента или его замены, то дальнейшее загрязнение фильтра приведет к открытию перепускного клапана (на рис. 115 не показан), а стрелка индикатора переместится в положение III («перепуск»).

Таким образом, достаточно беглого взгляда на индикатор, чтобы выяснить, в каком состоянии находится фильтр. При необходимости стрелка индикатора может быть при помощи электрической цепи связана с сигнальной лампой, расположенной на пульте управления.

4. Влияние периодических и непериодических колебаний давлений в гидросистеме

Во время работы гидравлического привода возникают периодические колебания давления, возбудителями которых в основном являются насосы. Величина отношения заброса (повышения) давления к рабочему давлению составляет для шестеренных и некоторых поршневых насосов примерно 35% [23]. Эта величина достигает более высоких значений, если два или несколько насосов работают на одну магистраль, так как в этом случае амплитуды забросов давления могут складываться. Так, испытания, проведенные на одной из гидравлических систем, показали, что при двух параллельно работающих насосах с приводом от одного двигателя относительная пульсация давления в системе возрастает почти в 3,5 раза по сравнению с одним насосом [23]. Следует иметь в виду,

что амплитуды забросов нескольких параллельно работающих насосов не всегда складываются.

Значительно больше неприятностей приносят непериодические колебания давления в гидросистеме из-за гидравлического удара, возникновение которого связано в внезапным изменением скорости движения жидкости в трубопроводе. Гидравлический удар возникает при остановке исполнительного механизма на упоре, во время реверса, а также в том случае, когда в системе применяются распределители с электрическим управлением, время срабатывания которых составляет долю секунды.

Колебания давления существенно влияют на эксплуатационную надежность трубопроводов и их соединительные элементы, а также могут вызвать уменьшение долговечности примененных материалов, разрушение пористых фильтров, манжет, разрушение узлов привода, несчастные случаи, преждевременное старение масла вследствие нагревания его при сжатии и расширении, возникновение резонансных колебаний, повреждение чувствительных измерительных приборов и др.

Повышение давления Δp при гидравлическом ударе, вызванном мгновенным перекрытием трубопровода, определяется известным уравнением Н. С. Жуковского

$$\Delta p = \rho a v_0, \quad (104)$$

где ρ — плотность жидкости;

a — скорость распространения импульса давления в жидкости (для минеральных масел и стальных труб может быть принята равной 1300 м/с);

v_0 — начальная скорость движения жидкости.

Гидравлический удар называют полным, если время перекрытия τ трубопровода меньше времени распространения волны давления от места перекрытия до противоположной части магистрали и обратно, т. е. меньше фазы удара

$$\tau = \frac{2l}{a},$$

где l — длина свободного участка магистрали, м;

a — скорость распространения импульса давления жидкости, м/с.

Если время перекрытия магистрали $\tau_m > \tau$, то удар будет полным, а в случае $\tau_m \gg \tau$ явление гидравлического удара может и вовсе отсутствовать. Относительная величина ударного давления в момент прихода поршня к упору в некоторых случаях возрастает в три-четыре раза [3].

Эффект гидравлического удара в тупиковых отводах имеет большое практическое значение, так как на подобных магистралях чаще всего устанавливается контрольно-регулирующая аппаратура (манометры, реле давления и др.), которая при гидравлическом ударе в системе может быть разрушена или будет давать ложные сигналы и показания.

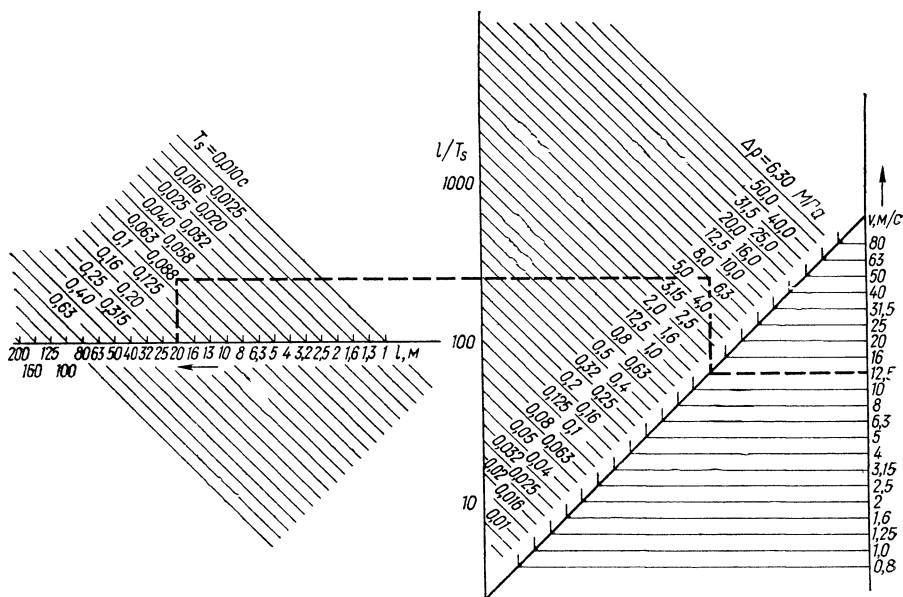


Рис. 116. Номограмма для определения ударного давления в трубопроводе

На основании экспериментальных исследований и практических данных получена формула для определения максимальной величины повышения давления в трубопроводе при внезапном закрытии органа управления, расположенного на пути следования жидкости [51].

Формула для определения перепада давления, МПа, в момент перекрытия трубопровода имеет такой вид

$$\Delta p = \frac{0,2\gamma v l}{g T_s 10^4}, \quad (106)$$

где γ — плотность жидкости, кг/м^3 ;

g — ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

v — скорость течения жидкости, м/с ;

l — длина трубопровода, м ;

T_s — время закрытия органа управления, с .

Эта формула принята за основу при расчете толщины трубопроводов (Стандарт ФРГ DIN 2413).

Для удобства практического пользования этой формулой составлена номограмма для воды (рис. 116). Полученные величины необходимо пересчитать для других жидкостей в зависимости от их плотности

$$\Delta p = \Delta p_{\text{в}} \frac{\gamma_{\text{ж}}}{\gamma_{\text{в}}}. \quad (107)$$

Пример. Плотность жидкости $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$; длина трубопрово-

да $l=20$ м; время закрытия органа управления $T_s=0,08$ с; скорость течения жидкости $v=12,5$ м/с.

Определим перепад давления

$$\Delta p = \frac{0.2 \cdot 1000 \cdot 12,5 \cdot 20}{10 \cdot 0,8 \cdot 10^4} = 6,3 \text{ МПа}$$

и перепад давления при тех же условиях ($\gamma_m = 850$ кг/м³)

$$\Delta p_m = 6,3 \frac{850}{1000} \cong 5,5 \text{ МПа.}$$

С целью устранения или ограничения величины ударного давления следует уменьшить скорость перекрытия потока жидкости (скорость реверса). Для этого могут быть использованы распределители с гидравлическим или электрогидравлическим управлением, в которых предусмотрены устройства для регулирования скорости золотника.

Рекомендуется применять компенсаторы гидравлических ударов в виде газогидравлических аккумуляторов или предохранительных клапанов прямого действия. Следует указать, что клапаны прямого действия приемлемы для небольших давлений. При давлениях 10—20 МПа они громоздки и малочувствительны.

Подключение клапанов, аккумуляторов рекомендуется производить к магистралям в том месте, где возникает ударная волна. В случае установки компенсирующих устройств на значительном удалении от этого места защитный эффект их в результате действия сил инерции значительно нарушается.

Гидравлический удар может быть рационально использован в металлорежущих станках или других устройствах, где необходимо иметь осциллирующее движение или шаговое перемещение исполнительного механизма.

При обработке вязких материалов для устранения или значительного уменьшения наращивания стружки на передней грани резца изделию или резцу иногда сообщается осциллирующее движение, которое способствует, как показали наблюдения, уменьшению шероховатости обрабатываемой поверхности. Конструкции осциллирующих (или вибрационных) устройств разнообразны. Применяются электромеханические, электрогидравлические и гидравлические вибраторы. Вибратор гидравлический [41] более удобен в применении. Действие его основано на использовании явления гидравлического удара. В экспериментальной установке, а в дальнейшем в конструкции зубошпинговального станка модели 5714, генерирование гидравлических импульсов О. Н. Трифионов [41] получил с помощью вращающегося золотника, который периодически отключал насос от системы, переключая его в бак. При подключении нагнетательной полости насоса к баку давление в системе резко падало; при включении насоса в систему давление повышалось. Таким образом создавался гидравлический импульс, который воспринимался поршнем (или штоком) вибратора.

Подобный принцип использования гидравлического удара обладает важным достоинством — «энергоемкостью», т. е. способностью передавать большие силы и мощности при небольших размерах силового цилиндра.

5. Шум в гидравлических системах и способы его снижения

Слуховые органы человека не могут сами по себе защищаться от интенсивного шума, отрицательно действующего на нервную систему, на умственную и физическую его работоспособность. При интенсивном шуме человек не может сосредоточиться на своей работе, качество его работы ухудшается, в результате этого увеличивается процент брака, травматизма и нарушается его психическое равновесие. Болезненное ощущение в ушах возникает уже при уровне звукового давления примерно в 130 дБ, а устойчивое ослабление слуха в результате двух-трехлетнего и ежедневного пребывания в течение 8 часов при уровне звукового давления в пределах 100 дБ.

В связи с непрерывным увеличением установленной мощности гидропривода в машинах снижение уровня шума гидравлического оборудования является очень важной задачей.

С 1960 г. в различных странах проведено много исследовательских и экспериментальных работ с целью выяснения источников шума, определения причин возникновения шума, а конструкторами разработаны мероприятия по снижению уровня шума в промышленных установках, оснащенных гидравлическим оборудованием.

Источники возникновения шума. 1. Пульсация производительности насоса и, следовательно давления, приводит к вибрации насоса. Поток жидкости вибрации передаются остальному оборудованию и трубопроводам.

Пульсация в насосе возникает по различным причинам и зависит в основном от типа насоса, конструкции распределительного устройства и от качества изготовления. Уровень звукового давления позволяет обнаружить дефекты в рабочем процессе машины, нарушающие надежность ее функционирования [5]. Следует иметь в виду, что уровень шума, дБ, современных насосов при различных давлениях составляет: для винтовых насосов 72—78, пластинчатых — 75—82, аксиально-поршневых — 76—85, шестеренных (с металлокерамическими зубьями) — 78—88, шестеренных (с фрезерованными зубьями) — 94—104.

Гидравлический шум в насосах при переходе жидкости из полости всасывания в полость нагнетания проявляется в виде интенсивной пульсации, образующейся в форме осциллирующей волны с частотой, равной числу насосных тактов в единицу времени. Например, в семиплунжерном насосе с осевым расположением плунжеров при частоте $n = 1500$ об/мин основная частота

$$f = \frac{7 \cdot 1500}{60} = 175 \text{ Гц.}$$

Однако потому что переход отдельных фаз сжатия протекает нелинейно, образуются сложные формы шумовых волн. Проведенные исследования [56] показали, что величина шума зависит от числа изменений давления в единицу времени и от скорости нарастания давления и, чем быстрее это происходит в каждом такте, тем выше уровень шума.

В насосах различных конструкций (кроме винтовых) переход жидкости из полости всасывания в полость нагнетания, т. е. процесс сжатия жидкости кратковременен и происходит за несколько градусов поворота ротора или шестерен насоса. Этот процесс сопровождается акустическим эффектом — характерным щелчком.

Исследования, проведенные в ЭНИМС [17], показывают, что общий уровень шума пластинчатых насосов типа Г12 увеличивается с увеличением давления в линии нагнетания и числа оборотов вала насоса. Для большинства испытанных шестеренных насосов общий уровень шума увеличивается с возрастанием числа оборотов шестерен и остается неизменным при увеличении давления в полости нагнетания.

Уровень шума насоса шестеренного с внутренним зацеплением примерно на 5—7 дБ меньше, чем у насосов с внешним зацеплением. Меньшая пульсация у насоса с внутренним зацеплением зубчатых колес происходит из-за удлинения линии зацепления.

2. Крутильные колебания вала насоса вызывают вибрацию.

3. Кавитация, которая возникает из-за высокой степени разрежения во всасывающей магистрали насоса, по причине вспенивания масла в баке, подсоса воздуха во всасывающую полость насоса через уплотнения вала, засорения приемного фильтра и отделения воздуха от жидкости в приемных фильтрах. Возникающие при кавитации пузырьки исчезают снова в зоне повышенного давления, что сопровождается значительными гидравлическими ударами местного характера и сильным шумом с широкой полосой частот.

4. Турбулизация потока жидкости в узких сечениях.

5. На уровень шума влияет общая компоновка гидропривода: большие вертикальные щиты с аппаратурой склонны к резонансным колебаниям; трубы, непосредственно связанные с резервуаром, также могут усилить вибрацию и шум, исходящие от насоса.

6. Особое значение имеет правильное конструирование резервуаров, которые должны обеспечить полное отделение нерастворенного воздуха из жидкости [6]. Примесь воздуха в 2—3% повышает уровень шума на 10 дБ.

В настоящее время время получили признание и распространение устройства и способы, снижающие шум в оборудовании, оснащенном гидравлическим приводом.

— Насос рекомендуется закреплять на изолирующей демпфирующей прокладке, а его выходной вал соединять с валом электродвигателя при помощи упругой муфты.

— Применение жесткого резервуара для насосов, установленных внутри бака и погруженных в рабочую жидкость.

— Снижение частоты вращения насоса с 1440 до 980 с⁻¹ при соответственном увеличении рабочего объема уменьшает уровень звукового давления на 6—10 дБ.

— Снижение скорости потока жидкости до 5 м/с в напорном и до 1,6 м/с в сливном трубопроводах.

— Установка аккумулятора на напорной магистрали.

— С целью снижения амплитуды возмущающей волны давления в насосе в нагнетательную магистраль встраивают эластичную трубу с большим отношением длины к диаметру, которая выполняет роль виброгасителя. Если установка эластичных шлангов нежелательна, то может быть использован гидравлический успокоитель, выполненный в виде перфорированной трубы с диаметром перфораций, равным внутреннему диаметру нагнетательной магистрали. Перфорированная труба должна быть встроена в магистраль так, чтобы между ее наружным диаметром и корпусом проставки был сохранен кольцевой зазор.

При наличии такого устройства энергия постоянной составляющей давления передается беспрепятственно через него, а энергия пульсирующей, составляющей давления, гасится при прохождении через перфорации.

— При постоянной скорости вращения насосов рекомендуется устанавливать в напорном трубопроводе специальные глушители, например, в виде глухого отрезка трубы, перпендикулярного к основному напорному трубопроводу. Такой глушитель, путая наложения отраженных им колебаний давления на пульсацию потока, обеспечивает снижение пиковых значений колебаний давления и соответственного уровня шума.

Резкие изменения направления потока жидкости могут вызвать турбулентное течение жидкости, поэтому не рекомендуется применять радиусы изгиба трубопроводов менее $3,5 D$ (D — диаметр трубы) на участках гидросистемы, где возможны пульсации давления рабочей жидкости и интенсивные колебания рабочего давления.

Трубопроводы рекомендуется закреплять с помощью упругих элементов [23].

Эффективным способом снижения шума является гашение турбулентности в дросселях, что достигается распределением потока по нескольким каналам. Конструкция многоканального дросселя зависит от соотношения расхода и давления; в частности, чем меньше расход и больше давление, тем меньше диаметр каналов и больше их длина. Суммарная проходная площадь каналов должна быть больше площади канала обычного дросселя, т. е. размеры малозумного дросселя больше. Для конструкций, работающих в широком диапазоне давлений, расходов и температур, фирма Sulzer [50] создала пористый дросселирующий элемент. Заданная характеристика дросселя достигается набором этих элементов, имеющих различные диаметры, толщину и пористость. Для предотвращения загрязнения элементов перед ними устанавливается фильтр. При наличии пористых элементов уровень шума самого большого дросселя не превышает 70—85 дБ.

Наименьший уровень шума при больших перепадах давления (5,0—7,0 МПа) из существующих дросселей имеет дроссель диафрагменного типа [58].

Во многих случаях добиваются значительного снижения шума установкой короткого прямого шланга в нагнетательном трубопроводе.

Для значительного снижения шума рекомендуется звукоизоляция стенок и камер. Звукоизоляция камер снижает уровень шума на 25—35 дБ.

6. Трубопроводы

Эксплуатация гидрофицированных машин показала, что надежность их во многом зависит от надежности трубопроводов и соединений, которые, как и вся система во время работы, подвергаются переменным нагрузкам, нередко значительным (при возникновении гидравлических ударов), вибрациям, воздействию температуры и др.

Из всех трубопроводов, расположенных на всасывающих сливных и нагнетательных участках, последние постоянно или периодически находятся под давлением, а также под действием динамических нагрузок, вызванных пульсацией давления жидкости. Всасывающие трубопроводы, расположенные между баком и всасывающей полостью насоса, испытывают малое (иногда отрицательное) давление; сливные трубопроводы находятся под давлением, обусловленным, в основном, гидравлическими сопротивлениями, которые размещены между потребителем (цилиндром, гидромотором) и баком.

При проектировании и монтаже трубопроводов необходимо придерживаться таких положений:

— Следует стремиться к уменьшению общего количества криволинейных участков, избегать малых радиусов изгиба, а также нарушения цилиндричности поперечного сечения трубопроводов выше допустимых норм в месте изгиба и на прямолинейных участках. Изгибы большой кривизны, овальность и другие виды искажений сечения трубы недопустимы в основном по причине возрастания действующих в трубопроводе напряжений, которые при пульсирующем давлении приводят к усталостным разрушениям.

— При монтаже трубопроводов следует избегать также напряжений, возникающих в результате монтажных неточностей, величина которых в отдельных случаях может превышать предел текучести материала трубы.

— При параллельной прокладке нескольких трубопроводов необходимо сохранять между ними зазор, достаточный для осмотра.

— Не рекомендуется прокладывать трубопроводы (гидравлической системы) вблизи электрических проводов или над ними (требования техники безопасности).

Надежность работы гибких трубопроводов (шлангов) зависит в основном от соблюдения правил монтажа [23]. Так как тепло-

выделение с поверхности шлангов в 2—3 раза меньше, чем с поверхности металлических труб, то при напряженном тепловом режиме гидросистемы следует по возможности ограничивать применение шлангов.

Расход жидкости в трубопроводе определяется производительностью насоса или расходом в потребителе. Диаметр трубопровода находят из зависимости

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где v — скорость течения жидкости, м/с;

Q — расход жидкости, л/мин;

d — внутренний диаметр трубопровода, мм;

откуда

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

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (табл. 19).

Таблица 19

Трубопрово ды	v , м/с	
	по рекомендациям иностранных фирм	в станкостроении
Всасывающие	1,2	0,5—1,5
Сливные	2,0	2,0
Нагнетательные при давлении, МПа,		} 3—5
до 2,5	3	
5,0	4	
10,0	5	
свыше 15,0	более 5	

Следует помнить, что с увеличением диаметра трубы площадь ее поперечного сечения, расход жидкости и тепловыделения, являющиеся результатом трения жидкости о стенки трубы, растут быстрее, в то время как поверхность теплоотдачи пропорциональна диаметру трубы. Поэтому при больших расходах и ситуациях, когда возможен интенсивный нагрев жидкости, следует на 20—25% снижать рекомендуемую скорость.

Режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса Re . Режим течения изменяется при критическом числе Рейнольдса $Re_{кр}$: поток ламинарный, если $Re < Re_{кр}$; поток турбулентный, если $Re > Re_{кр}$. В трубопроводах гидравлических систем обычно наблюдается ламинарный поток; турбулентный же режим чаще происходит в предохранительных клапанах, дросселях, распределителях, а также в местных сопротивлениях, смонтированных на трубопро-

водах. Следует избегать режимов близких к $Re_{кр}$, так как при длительной работе может возникнуть пульсация давления, нарушение стабильности расходов на отдельных участках системы, повышенный нагрев жидкости и др.

Потеря давления, МПа, в трубопроводе вычисляется по формуле

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad 0,1, \quad (109)$$

где λ — коэффициент сопротивления;

γ — объемный вес жидкости, кг/м³;

l — длина трубопровода, м;

d — внутренний диаметр трубы, м;

v — средняя скорость потока, м/с;

g — ускорение силы тяжести ($g=9,81$ м/с²).

Теоретическое значение коэффициента сопротивления для ламинарного потока ($Re < 2300$) с учетом охлаждения внешних слоев жидкости и возможных неровностей на внутреннем диаметре трубы

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

С учетом указанного значения λ потеря давления

$$\Delta p = \frac{15,0v\rho}{\pi d^4} Q, \quad (110)$$

где ν — кинематическая вязкость [1];

ρ — плотность жидкости.

Формула (110) справедлива для прямолинейных участков трубы, сопротивление движению жидкости в которых создается в основном в результате гидравлического трения. Криволинейные участки, угловые, Т-образные соединения, штуцеры, аппаратура создают местные сопротивления, которые при определении общего перепада давления в гидросистеме должны учитываться. Потеря давления, МПа, для минерального масла с удельным весом $\gamma = 880$ кг/м³

$$\Delta p_{м.с} = 0,47 \cdot 10^{-3} \xi v^2 = 0,21 \xi \frac{Q^2}{d^4}, \quad (111)$$

где ξ — коэффициент сопротивления [1].

Коэффициент сопротивления для последовательно расположенных местных сопротивлений

$$\sum_1^n = \xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n.$$

Следует иметь в виду, что перепад давления для нормализованной аппаратуры приведен в технической характеристике этих аппаратов.

Поскольку большинство реальных гидросистем станков и других машин работают в ограниченном диапазоне значений чисел Re ,

потери напора в трубопроводах при расчетах (приближенных) можно определять по эмпирической формуле, рекомендованной ЭНИМС,

$$\Delta p = 0,0072 \frac{v}{d^2} l. \quad (112)$$

Независимо от точности определения потерь в гидросистеме, окончательная корректировка давления в насосе производится при наладке машины путем настройки пружины напорного золотника или предохранительного клапана.

Приближенный расчет трубопроводов на прочность. Прочность прямых отрезков тонкостенных труб с открытыми концами, нагруженных внутренним статическим давлением, может быть проверена на продольный разрыв по формуле

$$\sigma_p = \frac{pd_n}{2s}, \quad (113)$$

где σ_p — допустимое напряжение материала трубы при разрыве по окружности (обычно выбирается равным 30—35% величины временного сопротивления);

p — максимальное давление жидкости;

d и s — наружный диаметр и толщина стенки трубы.

Толщина стенки с учетом отклонений в размерах диаметра и толщины стенки

$$s = \frac{p(d+m)}{2\sigma_p n}, \quad (114)$$

где m — отклонения по диаметру трубы;

n — допустимое отклонение толщины стенки по ГОСТ 8734—75, ГОСТ 8732—78, ГОСТ 10707—73 колеблется в пределах от 8—15%.

Для расчета толстостенной трубы ($\frac{d}{s} < 16$), в которой напряжение изменяется от максимального значения на внутренней стенке до минимального на наружной стенке, применяется формула Ляме

$$\sigma_p = p \frac{d^2 - 2s - 2s^2}{2s(d - s)} \quad (115)$$

Многие мобильные машины работают в условиях переменной температуры окружающей среды, в условиях изменения температуры жидкости в гидросистеме. Из-за этого возникают температурные напряжения в трубопроводах. При малых толщинах стенки трубы температурные напряжения

$$\sigma_t = \frac{E\alpha(t_n - t_n)}{2(1 - \mu)}, \quad (116)$$

где E — модуль упругости;

α — коэффициент линейного расширения;

$t_{в}$ и $t_{н}$ — температура внутренней и наружной поверхности стенок трубы;

μ — коэффициент Пуассона.

Если труба из стали $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha=12,5 \cdot 10^{-6}$; $t_{в}-t_{н}=50^{\circ}$ С; $\mu=0,3$,

$$\sigma_t = \frac{2(1-0,3)}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 50} \approx 94 \text{ МПа.}$$

7. Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства являются одним из основных элементов, от которых во многом зависит надежность действия гидрофицированных узлов и механизмов. При выходе уплотнения из строя гидравлические агрегаты становятся неработоспособными.

В зависимости от требований, предъявляемых к гидравлическим аппаратам и агрегатам, уплотнители должны обеспечить полную герметизацию рабочей жидкости или существенно уменьшить утечки ее. Не допускаются утечки наружу; утечки же жидкости внутри агрегатов (в рабочих цилиндрах, в аппаратуре, гидромашинах и др.) в большинстве случаев допустимы, но регламентированы по величине. Значительные внутренние утечки вызывают потерю мощности и могут нарушить режим работы гидросистемы, особенно при малых скоростях исполнительного механизма.

Все уплотненные устройства по характеру уплотняемых соединений подразделяются на три группы: для неподвижных соединений (уплотнение крышек, фланцев, головок и др.); для соединений подвижных с возвратно-поступательным движением (уплотнение поршня, штока, золотника в распределителе и др.) и для соединений с вращательным движением.

По принципу действия уплотнительные устройства подразделяются на: контактные, создающие герметизацию за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям, и бесконтактные, при работе которых имеются зазоры в соединениях.

Контактные уплотнения (прокладки, уплотнительные кольца, манжеты) сохраняют высокую герметичность, однако имеют ограниченную долговечность и создают дополнительную нагрузку в подвижных соединениях при взаимном их перемещении.

По конструктивным особенностям и характеру работы уплотнения для неподвижных соединений делятся на три типа: без промежуточных элементов; с промежуточными элементами (прокладки, кольца), у которых давление среды уменьшает контактное давление между сопряженными поверхностями (несамоуплотняющиеся) и уплотнения с промежуточными элементами, у которых увеличение давления среды способствует увеличению контактного давления между сопряженными поверхностями (самоуплотняющиеся).

Уплотнение без промежуточных элементов достигается за счет тщательной обработки (подгонки) мест сопряжения (шлифовкой

для деталей из стали или шабрением, если сопрягаемые детали изготовлены из чугуна). Хорошая герметичность может быть достигнута при давлениях до 3—4 МПа. Смазывание сопрягаемых поверхностей жиром, графитом с маслом несколько улучшает герметичность соединения.

Соединения без промежуточных элементов дорогостоящие, применяются сравнительно редко и в основном там, где требуется точно выдержать размер соединения или строгую перпендикулярность мест сопряжения (рис. 117, б).

Абсолютную герметичность можно создать коническими резьбовыми соединениями; происходит это за счет деформации витков резьбы.

Уплотнения несамоуплотняющиеся. Применение плоских и фасонных прокладок или колец между сопрягаемыми деталями значительно упрощает технологию изготовления контактирующих поверхностей. Из-за деформации прокладки при затяжке стыкового соединения создается высокое контактное давление, необходимое для герметичности. Давление на контактной поверхности прокладки должно быть больше давления уплотняемой среды. Усилие R , необходимое для прижатия контактирующих поверхностей, определяется из уравнения

$$R = p \frac{\pi D^2}{4} + k p f, \quad (117)$$

где p — давление уплотняемой среды;

f — площадь прокладки;

k — коэффициент, обеспечивающий герметичность уплотнения (рекомендуется $k = 1,2 \div 1,5$).

Прокладки бывают металлические и неметаллические (из резины, фторопласта, кожи, картона, бумаги). Плотная бумага применяется при давлении уплотняемой среды не выше 6,5 МПа. При больших давлениях (до 10 МПа) рекомендуются прокладки из тонкого картона, пропитанного нитролаком. Для давлений более 10 МПа применяются прокладки металлические из свинца, алюминия, красной меди и мягкой стали.

Следует иметь в виду, что при затяжке металлические прокладки подвергаются пластической деформации и теряют при этом первоначальную пластичность. Для вторичного использования металлических прокладок (из красной меди, мягкой стали) их необходимо отжигать.

Для неподвижных и подвижных *самоустанавливающихся* соединений применяются эластичные кольца квадратного, крупного и других сечений (рис. 117, в, г, д, е, и ж). Уплотнение устанавливается в расточке, выполненной в одной из сопрягаемых деталей. Под давлением кольцо прижимается к контактными поверхностям с силой, пропорциональной давлению среды (рис. 117, з)

$$p_k = p_i + p,$$

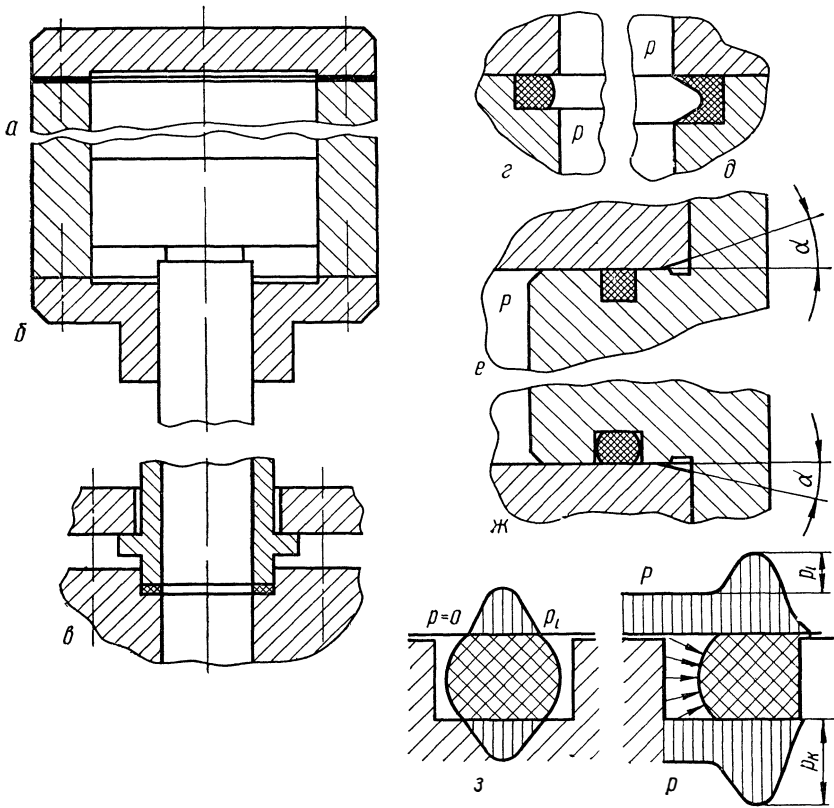


Рис 117 Уплотнение соединений за счет.

a — прокладок из бумаги, картона, *б* — тщательной подгонки сопряженных поверхностей, *в* — прокладки из красной меди, мягкого железа, *г-ж* — применения колец, манжет из маслостойкой резины, *з* — кольца круглого сечения

где p_i — контактное давление, созданное за счет предварительного сжатия сечения кольца; составляет 8—20% от диаметра или высоты кольца (для квадратного сечения);

p — давление уплотняемой среды.

При выборе уплотнительного устройства и проектировании места под уплотнение следует пользоваться справочным пособием и соответствующими ГОСТами [1, 2].

Поверхность цилиндров, штоков, отверстий для золотников, по которым перемещаются резиновые уплотнительные элементы (для подвижных соединений), должны быть шлифованы и полированы с шероховатостью не ниже 7—8-го, но не выше 9—10-го класса, так как при этом возрастают прилипание и износ резиновых деталей [29]. Следы обработки должны быть перпендикулярны к оси штока. Поверхности стальных деталей, по которым скользят резиновые элементы, рекомендуются хромировать.

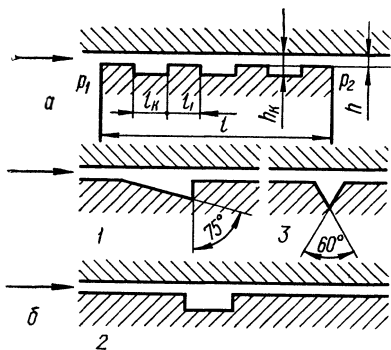


Рис. 118. Форма сечения лабиринтных канавок

аппаратуре предохранения, управления, гидродвигателях, где между тщательно подогнанным золотником, плунжером или поршнем и втулкой (корпусом, гильзой) отсутствуют промежуточные элементы.

Известно, что утечки через щели под действием перепада давления пропорциональны величине зазора, поэтому h (рис. 118, а) стремятся получить минимальным. В практике h устанавливается в зависимости от диаметра плунжера (золотника). Для серийного или массового производства зазоры между сопрягаемыми парами изменяются от 0,003 до 0,1 мм для диаметров соответственно от 6 до 200 мм. Увеличение общей длины сопряжения l способствует уменьшению утечек.

Лабиринтные канавки на золотниках помимо выравнивания давления в зазоре способствуют уменьшению трения и увеличению гидравлического сопротивления.

Эксперименты, проведенные Г. А. Никитиным и А. М. Ипатовым [33], показали, что на величину коэффициента сопротивления ξ влияет форма сечения лабиринтной канавки, ширина ее l_k , глубина h_k и расстояние между канавками l_i (рис. 118, б). Установлено, что канавка 1 (по конфигурации) оказывает большее сопротивление, чем канавка 2 (примерно на 40%); минимальное сопротивление создает канавка 3 треугольной формы. Максимальное значение ξ получено при отношении $l_k/h = 20$, $h_k/h = 3-5$ и $l_i > 40h$. Гидравлическое сопротивление канавки, имеющей округленные кромки, примерно на 30% меньше сопротивления канавки с острыми кромками. Если направление потока изменяется, то на плунжере или поршне лабиринтные канавки следует применять прямоугольной конфигурации.

Уплотнения для подвижных соединений могут быть двух типов: без промежуточных элементов, когда степень герметичности обеспечивается минимальным зазором между уплотняющими средами, и уплотнения, в которых герметичность соединения создается специальными уплотняющими деталями за счет сил упругости этих деталей и давления уплотняемой среды, а также в результате совместного действия, упругости и давления.

Уплотнения первого типа — щелевые или лабиринтные (рис. 118, а) применяются в распределителях, аппаратуре предохранения, управления, гидродвигателях,

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И., Колисниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода (справочник). — Киев: Техніка, 1969. — 320 с.
2. Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. — М.—Л.: Машиностроение, 1965. — 180 с.
3. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б., Байбаков О. В., Кирилловский Ю. Л. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. — М.: Машиностроение, 1970. — 504 с.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машгиз, 1963. — 696 с.
5. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. — М.: Машиностроение, 1974. — 607 с.
6. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.
7. Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В., Хаймович Е. М. Объемные гидравлические приводы. — М.: Машиностроение, 1969. — 628 с.
8. Башта Т. М. Снижение шума в гидросистемах машин. — «Вестник машиностроения», 1971, № 6, 33—38 с.
9. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы в машинах. — Киев: Машгиз, 1962. — 223 с.
10. Богданович Л. Б. Объемные гидроприводы. — Киев: Техніка, 1971. — 171 с.
11. Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. — М.: Машиностроение, 1974. — 327 с.
12. Васильев Б. П. Влияние сжимаемости жидкости на скорость движения гидравлических исполнительных механизмов. — В сб.: «Гидравлические прессы». — М.: «Машиностроение», 1966. — 70—76 с.
13. Великанов К. М., Решетихин Н. В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимости от мощности. — Научно-технический информационный бюллетень, 1960, № 4.
14. Виленский Л. В. Некоторые вопросы конструирования гидропневматических аккумуляторов. — В сб.: «Гидропривод и гидроавтоматика». М.—Л.: Машиностроение, 1965.
15. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. — М.: Машгиз, 1964. — 388 с.
16. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1963. — 324 с.
17. Зайченко И. З., Мышлевский Л. М. Лопастные насосы и гидромоторы. — М.: Машиностроение, 1964. — 212 с.
18. Зайченко И. З., Сахно Ю. А. Синхронизация рабочих органов станков при помощи гидравлических делительных клапанов. — «Станки и инструмент», 1965, № 11, с. 16—19.
19. Зайченко И. З., Васильев Н. В. Исследование и расчет новых конструкций дросселей. — «Станки и инструмент», 1960, № 7, с. 10—13.
20. Ивлев В. М. Энергетические возможности пневматических гидроаккумуляторов и методика определения их параметров при проектировании гидросистем. Автореф. кан. дис. — Киев, 1965.

21. Ильин М. Г., Бекеров Я. А. Технология изготовления прецизионных деталей гидропривода. — М.: Машиностроение, 1971. — 159 с.
22. Каменецкий Г. И. Насосные установки для гидропривода станков. — «Станки и инструмент», 1967, № 8, с. 28—32.
23. Комаров А. А., Сапожников В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. — М.: Машиностроение, 1967. — 231 с.
24. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем. — М.: Машиностроение, 1969. — 236 с.
25. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков. — М.: Машиностроение, 1976.
26. Леонов А. Е. Насосы гидравлических систем станков и машин. — М.—К.: Машгиз, 1960. — 224 с.
27. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
28. Лещенко О. Д. и др. Экспериментальное исследование гидравлического привода с роliko-лопастным гидромотором в области малых скоростей. — «Вестник машиностроения», 1975, № 10, с. 58—60.
29. Лозовский В. Н. Надежность гидравлических агрегатов. — М.: Машиностроение, 1974 — 316 с.
30. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. — М.—Л.: Машиностроение, 1973. — 232 с.
31. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. — М.: Машиностроение, 1966. — 169 с.
32. Никитин Г. А., Красницкий С. Е. Влияние загрязнения жидкости гидросистем на силы трения в золотниковых распределителях. — «Станки и инструмент», 1966, № 1, с. 37—40.
33. Никитин Г. А., Ипатов А. М. Проектирование и расчет лабиринтных уплотнений гидроагрегатов. — «Вестник машиностроения», 1973, № 10, с. 27—31.
34. Осецкий А. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков. — В сб.: «Исследование в области металлорежущих станков». Вып. 4. М., Машгиз, 1961, с. 19—27.
35. Петухов В. М. Гидромоторы с рабочим объемом 16, 40, 63, 125, 400 см³/об на базе акциальнопоршневых насосов давлением до 320 кгс/см². — В сб.: «Металлорежущие станки и автоматические линии», 1975, вып. 9, с. 1—8.
36. Пожимов А. А. Результаты исследования уплотнений поршней цилиндров. — Материалы 5-й Ленинградской научно-технической конференции. — Л.: ЛДНТН, 1966, с. 41—44.
37. Розанов Б. В. Гидравлические прессы. — М.: Машгиз, 1959. — 428 с.
38. Рыбкин Е. Н., Усов А. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1960. — 187 с.
39. Сиов Б. Н. Истечение жидкости через насадки в среды с противодавлением. — М.: Машиностроение, 1968. — 188 с.
40. Таршин М. С. Контроль гидравлических сопротивлений. — М.: Машиностроение, 1966. — 157 с.
41. Трифонов О. Н. Возможности использования гидравлического удара в металлорежущих станках. — В сб.: Исследование в области металлорежущих станков, вып. 4. М., Машгиз, 1961 с. 54—58.
42. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. — Киев — Москва: Машгиз, 1959. — 555 с.
43. Dietrich Fischer. Der Aufbau Olhydraulischer steuerungen aus Fertigbauelementen. — «Olhydraulik und Pneumatik», 1969, № 1, z. 14—20.
44. Diter. Hydraulikspeicher für den algemeinen Maschinen — Werkzeugmaschinen und Fahrzeugbau. — «Konstruktion», August, Heft 8, 1957, z. 294—299.
45. Eggenschwiler R. Verwendung von Filter in ölhydraulischen Anlagen. — «Schweiz. Maschinenmarkt», 1967, № 18, z. 76—79.
46. Ewald Krieb. Gleichlaufsteuerungen in der Olhydraulik. — «Deutsche hebe — und fúrdertechnik». Heft 10, 1966, z. 51—56.
47. Falley E. Drosselregelungen in ölhydraulischen Antrieben. — «Olhydraulik und Pneumatik». 1960, № 10, z. 15—17.

48. Farris John A. Fluid system filtration «Mach. Design», 1967, № 12, p. 163—167.
49. Geräusche in Hydrauliksystemen. Beide Analyse sind viele Faktoren zu berücksichtigen. — «Maschine», 1974, № 5, z. 36—37.
50. Geräuscharme Ventile in der Energieerzeugung. — «Schweiz. Maschinenmarkt», 1975, № 3, z. 54—55.
51. Hase R. Druckstoß in hydraulischen Anlagen. «Werkstattstechnik», 1970, № 12, z. 783—784.
52. Käppler. Verwendung von Druck flüssigkeitsspeicher. — «Maschinenbau Technik», № 5, 1963, z. 261—267.
53. Käppler und M. Müller. Rerechnung und Ein Satzbedingungen gasbelasteter Druck flüssigkeitsspeicher. — «Maschinenbau Technik», 1964, № 8, z. 407—412.
54. Klein. Anwendung hydropneumatischer Energiespeicher in der Ölhydraulik. — «Konstruktion», Januar, Heft 1, 1964, z. 12—21.
55. Langoch O. Lärmbekämpfung bei hydraulischen Anlagen. — «Ölhydraul. und Pneum.», 1972, № 9, z. 393—397, A 9.
56. Martin B. F. Noise in hydroulik mochinery. — «Hydraeie Pneumatic Power», July, 1966, 438—442.
57. Norrison W. M. The principle and application flow divider valwes of hydraulic. — «Hidraulic power transmission». October, 1962, p. 668—674.
58. Rébel J., Schmid G. Geräuschuntersuchungen an Drosselventilen. — «Jnd. — Anz.», 1975, № 61, z. 1339—1340.
59. Stefan Stryczek. Pszekladnie hydrosta — tuczne. — «Pszegład mechaniczny», 1968, zeszyt. 7, s. 193—197.
60. Town H. C. Systems hydrauligus a verius multiples power la cormnande des mashines. — «Energie Fluide et Lubrification», Nowember, 1967, p. 25—30.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Гидравлическая аппаратура управления и распределения	5
1. Обратные клапаны	5
2. Напорный золотник типа Г54-2 и БГ54-2	9
3. Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-2	11
4. Клапан предохранительный с переливным золотником типа Г52	12
5. Разделительная панель типа Г53	13
6. Клапан редукционный с регулятором типа Г57	15
7. Реле давления типа ПГ62-11	16
8. Дроссель с регулятором типа Г55-2	17
9. Дроссель с регулятором и предохранительным клапаном типа Г55-1	19
10. Распределители типа Р102	20
11. Миниатюрная гидравлическая аппаратура	23
Глава II. Насосы и гидромоторы	28
1. Некоторые термины и определения	28
2. Основные параметры гидромашины	29
3. Гидравлические машины шестеренного типа	31
4. Пластинчатые насосы и гидромоторы	36
5. Ролико-лопастные гидромоторы модели ГМ	44
6. Машины аксиально-поршневые	46
7. Машины радиально-поршневые	49
Глава III. Регулирование скорости	56
1. Объемный способ регулирования скорости	56
2. Дроссельное регулирование скорости	59
3. Регулирование скорости гидромоторов	65
4. Получение малых расходов жидкости	70
5. Автоматические способы переключения скоростей	73
Глава IV. Разгрузка насоса и системы от давления	91
1. Полная разгрузка насоса	92
2. Разгрузка насоса с удержанием заданного давления в рабочем цилиндре	96
3. Разгрузка насоса большей производительности	97
4. Автоматическая разгрузка насоса в положении «стоп»	100
Глава V. Последовательное включение в работу гидродвигателей	104
Глава VI. Устройства и системы, обеспечивающие синхронную работу гидродвигателей	121
1. Гидросистемы с регулятором скорости	122
2. Гидравлические системы с делителями потока	125
3. Синхронизация при помощи дозаторов	133

4. Синхронизация при последовательном подключении цилиндров в систему	140
5. Комбинированные способы подключения цилиндров в систему	144
6. Синхронизация силовых цилиндров при параллельно-перекрестном подключении их в систему	148
Глава VII. Силовые цилиндры (гидродвигатели для возвратно-поступательного движения)	153
1. Цилиндры двустороннего силового действия	154
2. Цилиндры одностороннего силового действия и комбинированные	158
3. Преобразователи	161
4. Цилиндры поворотного действия	166
5. Оптимальное рабочее давление в гидроцилиндре	168
6. Усилия и давления в цилиндро-поршневой группе	170
7. Расчет цилиндра на прочность	173
8. Некоторые рекомендации по выбору материала для цилиндров	174
9. Тепловое удлинение цилиндров	175
10. Соединение поршня со штоком	175
Глава VIII. Аккумуляторы и применение их в гидрофицированных машинах	178
1. Аккумуляторы грузовые	178
2. Пружинные аккумуляторы	179
3. Газогидравлические аккумуляторы	179
4. Газогидравлические аккумуляторы без разделителя	181
5. Газогидравлические аккумуляторы с разделителем	182
6. Газогидравлический аккумулятор плунжерного типа	185
7. Газогидравлические аккумуляторы с упругой разделительной диафрагмой	186
8. Процессы сжатия и расширения в газогидравлических аккумуляторах	188
9. Выбор параметров газогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред	192
10. Выбор рабочих параметров газогидравлического аккумулятора для изотермического процесса	194
11. Область применения и способы подключения аккумуляторов в систему	194
Глава IX. Основные условия надежности работы гидравлической системы	198
1. Рабочие жидкости	199
2. Искусственное охлаждение жидкости в гидросистеме	205
3. Фильтрация рабочей жидкости	206
4. Влияние периодических и непериодических колебаний давлений в гидросистеме	212
5. Шум в гидравлических системах и способы его снижения	216
6. Трубопроводы	219
7. Уплотнительные устройства	223
Список литературы	227

Леонид Болеславович Богданович

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Редактор *Т. Г. Снятынская*

Переплет художника *Давиденко А. Ф.*

Художественный редактор *С. В. Анненков*

Технический редактор *С. Л. Светлова*

Корректор *С. Я. Куроченко*

Информ. бланк № 1622

Сдано в набор 25.04.80. Подп. в печать 01.12.80. БФ 06208. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типогр. № 3. Лит. гарн. Выс печать. 14,5 печ. л. 15,46 уч.-изд. л. Тираж 10 000 экз. Изд. № 3907 Зак. № 269. Цена 70 к.

Головное издательство издательского объединения «Вища школа»,
252054, Киев-54, ул. Гоголевская, 7.

Белоцерковская книжная фабрика республиканского производственно-го объединения «Поліграфкнига» Государственного комитета Украинской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
256400, г. Белая Церковь, ул. Карла Маркса, 4.

Л. Б. Богданович

Гидравлические

ПРИВОДЫ

