

УДК 621-62
ББК 34.447
К 60

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики Череповецкого государственного университета

Н.Н. Синицын;

кандидат технических наук, доцент, заместитель директора по производству ЗАО "Вологодский подшипниковый завод" **Н.В. Дорогов**

Колпаков В.Н.

К 60 **Гидропневмопривод станочного оборудования:** учебное пособие / В.Н. Колпаков. - Вологда: ВоГТУ, 2008. - 135 с.

В учебном пособии содержатся общие сведения о гидравлических и пневматических приводах, их достоинствах и недостатках, области применения. Рассмотрены принцип действия и структура приводов, назначение, конструкция, характеристики и типовые схемы применения элементов гидро- и пневмосистем, способы регулирования и стабилизации скорости выходного звена. Исследуются механические и энергетические характеристики гидроприводов с различными способами регулирования скорости. Рассмотрены схемы и принцип действия гидроприводов циклического и следящего действия, электрогидравлических приводов; пневматических приводов циклического действия, а также способы торможения и позиционирования выходного звена. Содержание всех разделов учебного пособия ориентировано на применение рассматриваемых гидравлических и пневматических приводов в станках, промышленных роботах и другом станочном оборудовании.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов.

УДК 621-62
ББК 34.447

© ВоГТУ, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические и пневматические приводы широко применяются для осуществления движения рабочих органов машин. В настоящее время трудно назвать какую-либо отрасль машиностроения, где бы они не использовались. Станкостроение относится к тем отраслям, где гидравлические и пневматические приводы применяются традиционно как для осуществления главных, так и вспомогательных движений, в том числе для привода рабочих органов станков, роботов, зажимных, поворотных, фиксирующих и транспортных устройств, переключения зубчатых колёс, уравнивания, разгрузки.

Применение гидропневмоприводов позволяет упростить кинематику станков, снизить металлоёмкость и габаритные размеры, повысить точность, надёжность, долговечность и уровень автоматизации.

В связи с этим в учебные планы машиностроительных специальностей вузов введена рассматриваемая дисциплина.

ГЛАВА 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДАХ

1.1. ПРЕДМЕТ И ЗАДАЧИ КУРСА. КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА

Гидравлика - это наука, изучающая условия и законы равновесия и движения жидкостей, а также возможность применения этих законов для решения технических задач (прикладная механика жидкостей).

Станочное оборудование - это станки, роботы, накопительные, захватные и другие устройства, обеспечивающие обработку разнообразных деталей. Для этого рабочие органы и механизмы этих устройств должны выполнять согласованные перемещения, т.е. требуется приводить в движение большое число узлов и механизмов. Устройства, выполняющие эти перемещения, называются *приводами*.

В современном станочном оборудовании используют электрические, гидравлические и пневматические приводы.

В *гидравлических приводах* для получения механического движения используется энергия жидкости, в *пневматических* - энергия сжатого газа.

Элемент - составная часть сложного целого. *Системой* называется совокупность каких-либо объектов, связанных определенными формами взаимодействия или взаимозависимости.

Если объектами служат технические устройства, взаимодействие которых осуществляется с помощью жидкости или газа, то такие системы называют соответственно *гидравлическими и пневматическими*. Составные части этих систем называют элементами гидро- или пневмосистем.

Историческая справка

Гидро- и пневмосистемы с давних пор используются в технике. С изобретением паровых машин и развитием фабричного производства возникла необходимость в передаче энергии на расстояние и в управлении машинами. Сначала для этого использовались механические устройства, но в связи с усложнением производственных процессов для передачи энергии стали применяться воздух и жидкость под давлением.

Появление электрических машин на некоторое время приостановило развитие гидро- и пневмосистем, однако в начале двадцатого века для управления машинами потребовались мощные и одновременно быстродействующие приводы. Электрические машины не могли полностью удовлетворить этим требованиям, в связи с чем широкое применение получили различные гидравлические механизмы. В настоящее время гидросистемы играют важную роль в самых разнообразных отраслях техники.

Потребность в устройствах, более дешевых чем гидравлические, а также необходимость создания пожаро- и взрывобезопасных систем для химических производств и систем, не чувствительных к радиации, привели к развитию *пневмосистем*.

За последние десятилетия гидропривод и средства гидропневмоавтоматики получили широкое распространение в станко- и прессостроении.

В станкостроении объем выпуска гидропневмооборудования, например, за период с 1967 по 1980 гг. возрос более чем в 15 раз. В промышленно развитых странах производство гидрооборудования за период с 1961 по 1978 гг. увеличилось в 8,7 раз, а станков - всего лишь в 2,7 раза. [15].

Новым толчком в развитии гидропневмоприводов является широкое применение промышленных роботов, что обусловлено их специфическими особенностями: большое число степеней подвижности (6-7), причём каждая из них обеспечивается исполнительным двигателем; широкий диапазон нагрузок с преобладанием инерционных; высокая точность позиционирования исполнительного органа и хорошее качество переходного процесса; большие ресурсы работы при значительных динамических нагрузках и безрегламентной эксплуатации. Как показывает статистика, 70-80% промышленных роботов, выпускаемых в мире, имеют гидравлический или пневматический привод [2].

1.2. ОСНОВНЫЕ ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ, КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

Широкое применение *гидропривода* в станкостроении обусловлено следующими факторами [15]:

1. Малые габариты, малая инерционность и, как следствие, высокие динамические характеристики. Гидропривод имеет массу в 3-10 раз меньше электропривода за счёт более высоких (примерно на порядок) удельных сил. В электроприводах они не превышают 2 МПа, а в гидроприводе достигают 32-100 МПа.

2. Простота осуществления линейных перемещений механизмов с помощью гидроцилиндра (ГЦ).
3. Простота бесступенчатого регулирования скоростей, рабочих усилий и мест остановки механизмов.
4. Простота логических схем, позволяющая компоновать гидравлические приводы (ГП) станков и автоматических линий (АЛ), предназначенных для обработки различных деталей, из ограниченного набора стандартных элементов.
5. Высокая надёжность и долговечность.

Таким образом, применение ГП способствует повышению производительности труда, снижению металлоёмкости, повышению степени автоматизации оборудования.

Основные недостатки гидроприводов заключаются в следующем:

1. Использование жидкости требует создания специальных насосных установок. Вследствие требования мобильности и автономности некоторых видов станочного оборудования (например, роботов) насосные установки иногда должны устанавливаться в конструкции этих устройств роботов, что резко увеличивает массу.
2. Использование рабочей жидкости на нефтяной основе исключает возможность применения ГП в пожаро- и взрывоопасной среде.
3. Ресурс рабочей жидкости ограничен, что приводит к частой замене.
4. Стоимость ГП выше, чем пневматических или электрических приводов.
5. Ограничен предел рабочих температур (до 150°C), т.к. при этом изменяются свойства жидкостей.

При прочих равных достоинствах по сравнению с гидравлическим, **пневматический привод** (ПП) имеет ряд преимуществ [2]:

1. Относительная простота, дешевизна и надёжность конструкции.
2. Меньшая чувствительность к колебаниям температуры и загрязнённости рабочей среды и, следовательно, большая надёжность.
3. Отсутствие возвратных линий, т.к. обработанный воздух из любой точки системы выпускается в атмосферу.
4. Более высокое быстродействие (линейная скорость выходного звена - до 1000 мм/с).
5. Возможность работы в агрессивной и пожароопасной среде.

Однако пневмопривод имеет и недостатки:

1. Сильная сжимаемость рабочей среды не позволяет получить стабильность скоростей при переменной внешней нагрузке.
2. Пневматические механизмы работают при малых давлениях воздуха (не выше 0,7 - 0,8 МПа), что приводит к малым развиваемым усилиям (до нескольких кН).
3. Необходимость демпфирования движения рабочего органа в конце хода, т.к. при больших скоростях возможны сильные удары по упорам.

Пневматические системы управления являются одним из наиболее эффективных средств автоматизации производственных процессов. В наиболее раз-

витых капиталистических странах около 30% всех автоматизированных процессов оснащено пневматическими системами управления [9].

Классификация гидро- и пневмосистем

Современные гидро- и пневмосистемы управления крайне разнообразны по принципу действия, назначению, конструкции устройств, составляющих систему.

По назначению гидро- и пневмосистемы можно разделить на два класса:

1. Системы, которые используются при управлении различными машинами, станками, аппаратами;
2. Системы, обеспечивающие рабочий процесс в этих объектах.

Примерами систем 1-го класса могут служить системы, с помощью которых осуществляется управление станками и энергетическими установками.

Ко второму классу относятся системы смазки машин, топливные системы двигателей, системы охлаждения машин, системы тепло- и газоснабжения.

В данном курсе рассматриваются системы 1-го класса.

Из курса гидравлики известно, что **удельная энергия** идеальной жидкости определяется уравнением [4]:

$$e = \frac{E}{mg} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha u^2}{2g},$$

где E - полная энергия жидкости; m - масса жидкости; g - ускорение свободного падения; z - разность высот или удельная энергия положения; p - давление жидкости; ρ - плотность жидкости; $p/\rho g$ - удельная энергия давления; u - скорость течения жидкости; α - коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность скорости течения жидкости в сечении потока;

$\frac{\alpha u^2}{2g}$ - удельная кинетическая энергия жидкости.

Передачу энергии жидкостью можно осуществлять, изменяя любой из членов формулы.

Энергией положения в машиностроительных ГП обычно пренебрегают, поскольку разность высот z между отдельными элементами гидросистемы невелика и энергия положения несоизмеримо мала по сравнению с другими составляющими.

В зависимости от того, какой из двух других видов энергии преобладает, различают:

- объёмные гидро- и пневмосистемы (преобладает энергия давления);
- гидро- и аэродинамические системы (преобладает кинетическая энергия).

Применительно к станкам из указанных трёх видов энергии жидкости основной является энергия давления, которая легко может быть преобразована в механическую работу с помощью гидродвигателей, поэтому предметом рассмотрения в данном курсе являются объёмные гидро- и пневмосистемы.

1.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ, ИХ ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

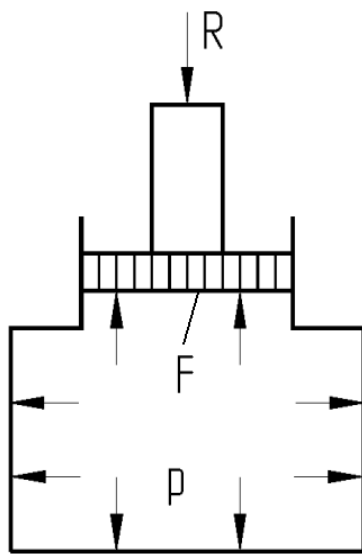


Рис. 1.1

Принцип действия объемных гидроприводов основан на достаточно высоком объемном модуле упругости жидкости и на законе известного французского ученого Паскаля, гласящем, что всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в другие ее точки без изменения.

Если к поршню площадью F , герметизирующему заполненный жидкостью закрытый сосуд, приложим силу R , то эта сила уравнивается силой давления жидкости p на этот поршень, причем это давление будет действовать в любой точке жидкости.

$$p = \frac{R}{F} \quad (\text{рис. 1.1}).$$

Положение сохраняется, если в качестве сосуда возьмем два соединенных трубопроводами герметически закрытых поршня цилиндра, один из которых является ведущим звеном, а второй - ведомым (рис. 1.2).

Это простейший ГП **поступательного движения**.

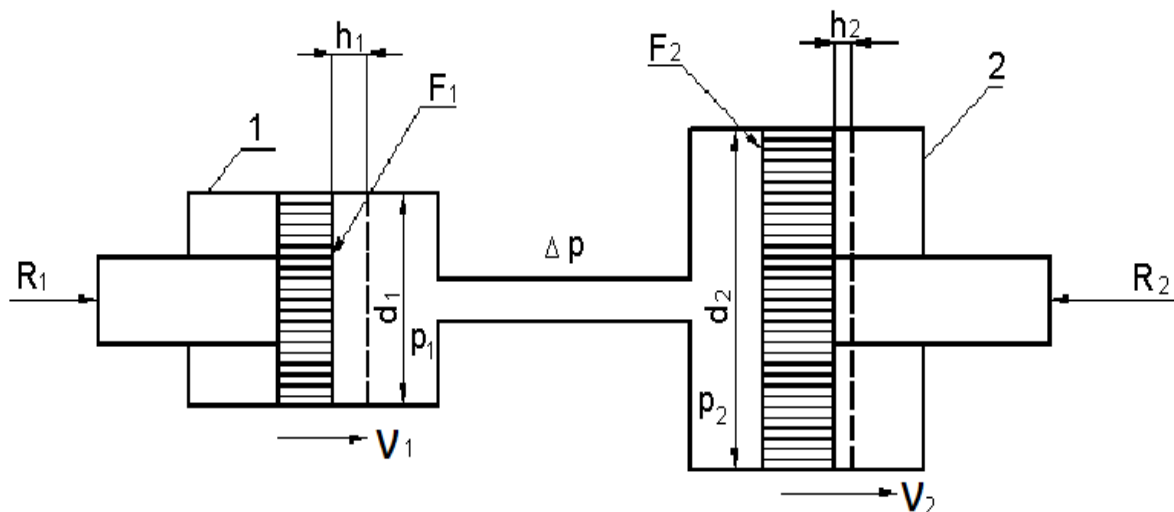


Рис. 1.2. Схема гидропривода поступательного движения

При перемещении поршня цилиндра 1 вправо (по схеме) жидкость вытесняется в цилиндр 2, перемещая его поршень.

Давление жидкости в цилиндре 1: $p_1 = \frac{R_1}{F_1}.$

Давление жидкости в цилиндре 2: $p_2 = p_1 - \Delta p,$

где Δp - потери давления в линии, соединяющей цилиндры.

Усилие, создаваемое на поршень цилиндра 2: $R_2 = p_2 F_2.$

Если пренебречь потерями давления в трубопроводе, т.е. принять

$$\Delta p = 0,$$

то

$$p_1 = p_2 = p.$$

Тогда

$$R_1 = pF_1, \quad R_2 = pF_2,$$

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad \text{или} \quad R_2 = R_1 \frac{F_2}{F_1}.$$

Получили *уравнение сил*.

Допуская, что цилиндры герметичны, а жидкость несжимаема, перемещения поршней опишем уравнением вытесненных объемов (или иначе *уравнением неразрывности потоков*):

$$h_1 F_1 = h_2 F_2,$$

Тогда
$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}; \quad \text{или} \quad h_2 = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2}.$$

Скорость движения поршня цилиндра: $v = \frac{h}{t},$

где h - перемещение поршня за время t .

Мощность привода: $N = Rv$; т.к. $R = pF$, получаем: $N = pFv$.

Произведение Fv выражает объем жидкости, вытесняемый поршнем в единицу времени. Эта величина называется расходом жидкости Q : $Q = Fv = \frac{Fh}{t} = \frac{V}{t}.$

Тогда $N = pQ$.

В случае *привода вращательного движения* формулы для определения основных технических характеристик аналогичны, только вместо силы R необходимо подставить крутящий момент M , а вместо площади поршня - удельный объем гидродвигателя q .

Рассмотрим это на примере простого поворотного гидродвигателя (рис. 1.3).

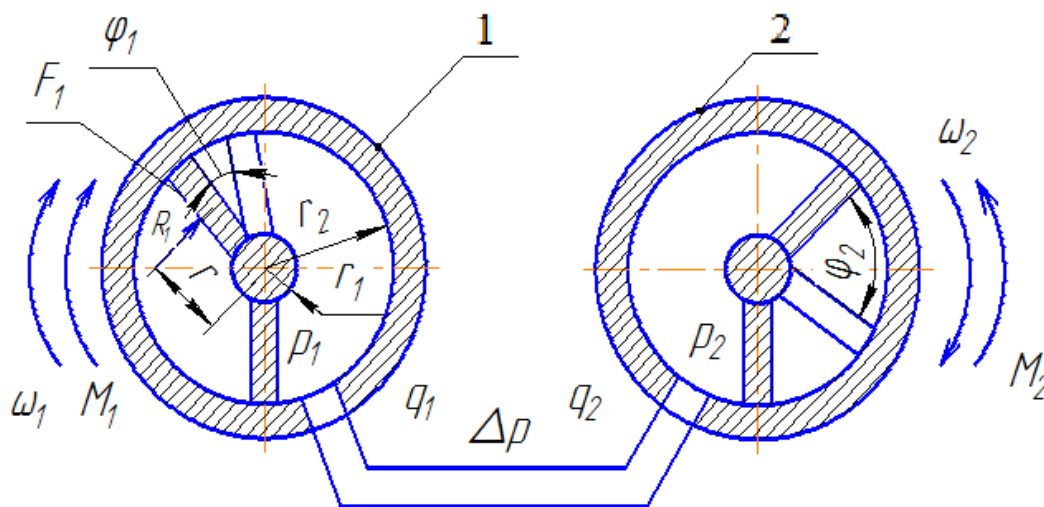


Рис. 1.3. Схема гидропривода вращательного движения

Сила, действующая на лопасть двигателя 1: $R_1 = M_1/r$, где r – радиус центра тяжести поверхности лопасти. Под действием силы R_1 в полости двигателя создается давление p_1 , определяемое по формуле: $p_1 = R_1/F_1$, где F_1 – площадь поверхности лопасти.

Радиус центра тяжести поверхности лопасти можно определить по формуле:

$$r = r_1 + \frac{r_2 - r_1}{2} = \frac{r_2 + r_1}{2},$$

где r_1 и r_2 – соответственно радиусы поверхностей ротора и статора.

Площадь поверхности лопасти:

$$F_1 = (r_2 - r_1)B_1,$$

где B_1 – ширина лопасти в осевом направлении.

Решая совместно эти уравнения, получаем:

$$M_1 = \frac{1}{2} p_1 B_1 (r_2^2 - r_1^2).$$

Основным параметром гидродвигателя вращательного движения является *удельный рабочий объем* – это объем жидкости, вытесняемой двигателем при повороте его вала на один оборот. Его можно определить по формуле:

$$q_1 = \pi (r_2^2 - r_1^2) B_1.$$

Из последнего уравнения находим $(r_2^2 - r_1^2) B_1 = \frac{q_1}{\pi}$.

Подставляя это выражение в формулу для крутящего момента, получаем:

$$M_1 = \frac{p_1 q_1}{2\pi} \text{ или } p_1 = \frac{2\pi M_1}{q_1}.$$

Аналогично для второго гидродвигателя можно записать:

$$M_2 = \frac{p_2 q_2}{2\pi} \text{ или } p_2 = \frac{2\pi M_2}{q_2}.$$

Пренебрегая потерями давления в линии, соединяющей гидродвигатели, т.е. принимая $\Delta p = 0$, получаем $p_1 = p_2 = p$.

Тогда $\frac{M_1}{q_1} = \frac{M_2}{q_2}$; $\frac{M_2}{M_1} = \frac{q_2}{q_1}$ или $M_2 = M_1 \frac{q_2}{q_1}$.

Получили *уравнение моментов*.

При повороте вала двигателя 1 на угол φ_1 объем жидкости V_1 , вытесненный из него, можно определить по формуле:

$$V_1 = \frac{q_1}{2\pi} \varphi_1.$$

Аналогично для двигателя 2: $V_2 = \frac{q_2}{2\pi} \varphi_2$, где φ_2 – угол поворота вала двигателя 2.

Допуская, что двигатели герметичны, а жидкость несжимаема, можно записать: $V_1 = V_2$ или $\frac{q_1 \varphi_1}{2\pi} = \frac{q_2 \varphi_2}{2\pi}$.

Это уравнение неразрывности, из которого получаем: $\varphi_2 = \varphi_1 \frac{q_1}{q_2}$.

Мощность на валу гидродвигателя: $N = M\omega$,

где ω - угловая частота вращения вала гидродвигателя.

Известно, что $\omega = 2\pi n$, где n - частота вращения вала; тогда мощность привода $N = 2\pi M n$.

Подставив в эту формулу выражение для M , получим: $N = p q n = p Q$,

где Q – расход жидкости, поступающей в гидродвигатель.

1.4. ТИПОВАЯ СТРУКТУРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВодОВ, НАЗНАЧЕНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТРУКТУРЫ, ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Гидро- и пневмоприводы отличаются большим разнообразием, но все они имеют типовую структуру и типовой набор составляющих элементов (рис. 1.4.).

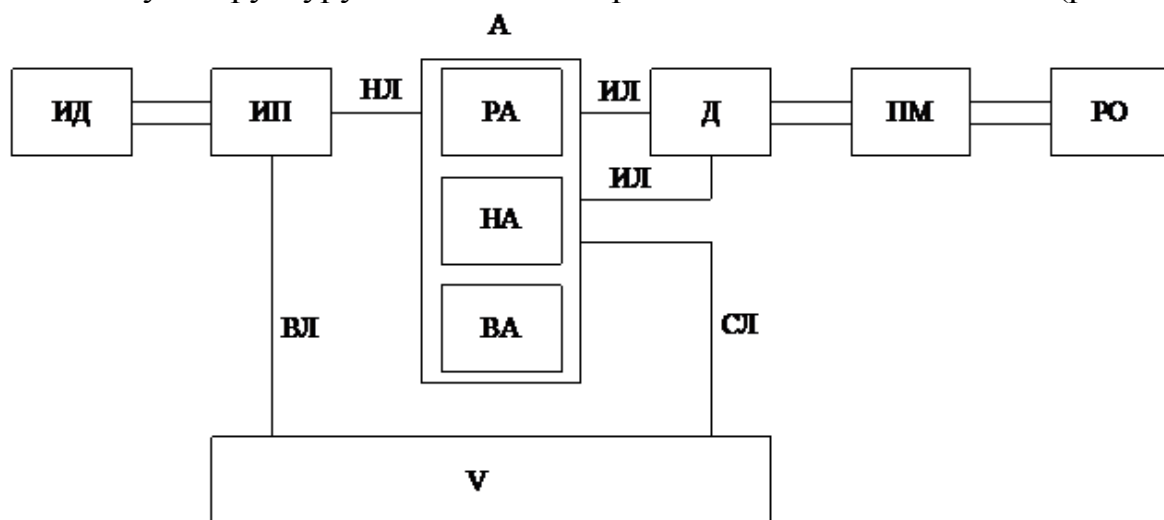


Рис. 1.4. Типовая структурная схема гидро- и пневмоприводов

В схему входят следующие элементы:

ИД – источник движения; это, как правило, – электродвигатель; он преобразует электрическую энергию в механическую.

ИП – источник потока – это устройство, преобразующее механическую энергию в энергию потока жидкости или газа. В ГП в качестве ИП служит насос, в ПП – компрессор.

Для регулирования и управления работой привода применяется аппаратура (А), которую можно разделить на три группы: регулирующую, направляющую и вспомогательную.

РА – регулирующая аппаратура – служит для изменения и поддержания постоянства скорости движения рабочего органа, для изменения и поддержания постоянства давления в той или иной части гидропневмосистемы, для измене-

ния направления потоков жидкости или газа при изменении давления в той или иной части системы. При этом регулирующие аппараты изменяют давление, расход или направление потока путем частичного открытия рабочего проходного сечения.

К регулирующей аппаратуре относятся дроссели, регуляторы расхода, переливные, предохранительные, редуционные и напорные клапаны.

НА – направляющая аппаратура – предназначена для переключения потоков жидкости или газа. При этом переключение потоков происходит путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

К этой группе относятся распределители, обратные клапаны и замки.

Д – двигатель – устройство, преобразующее энергию рабочей среды (жидкости или газа) в механическую энергию (цилиндры, моторы, поворотные двигатели).

ПМ – передаточные механизмы – они служат для согласования характера и параметров движения выходного звена двигателя и рабочего органа. Чаще всего они преобразуют вращательное движение в поступательное и наоборот.

РО – рабочий орган.

V – запас жидкости или газа. В гидроприводе запас жидкости находится в специальном баке. В пневмоприводе запас воздуха не нужен, т.к. используется атмосферный воздух. Другие газы хранятся в баллонах.

Кроме того, любой гидро- и пневмопривод содержит различные вспомогательные устройства – фильтры, теплообменники, гидроаккумуляторы, контрольную аппаратуру (вспомогательная аппаратура ВА). Они служат для обеспечения требуемого качества привода.

Перечисленные элементы связаны между собой гидропневмолиниями, по которым движется рабочая среда.

Линия, соединяющая источник потока с двигателем, называется напорной (НЛ). Линия, соединяющая гидродвигатель с баком, называется сливной (СЛ). Линии, которые подключаются к двигателю, называются исполнительными (ИЛ). Линия, по которой жидкость поступает из бака в насос, называется всасывающей (ВЛ).

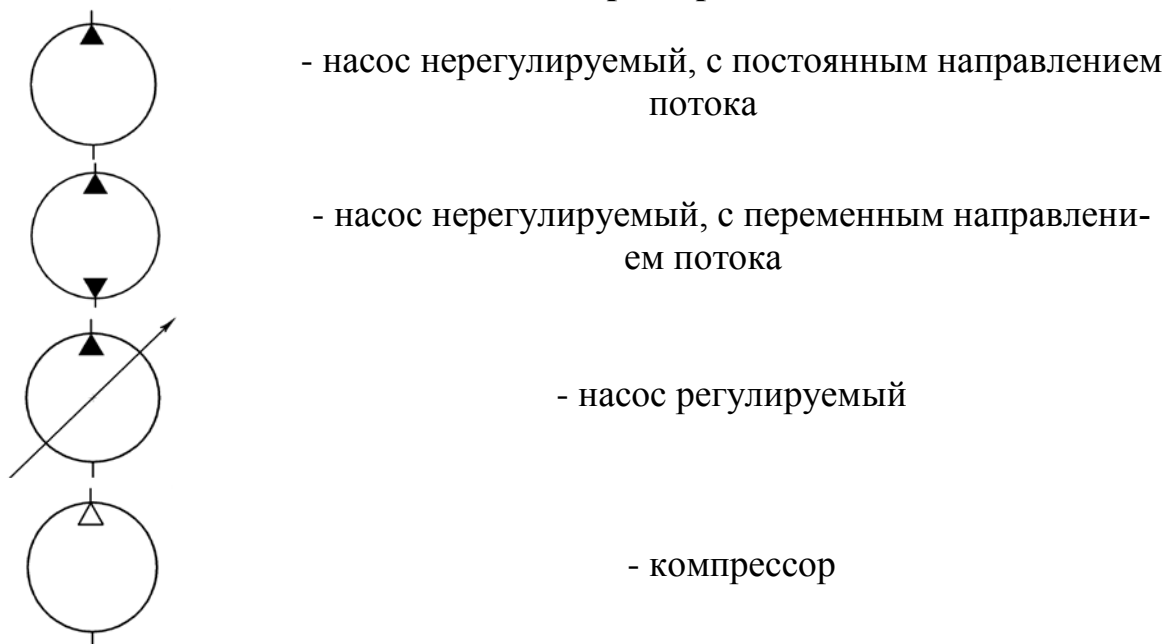
1.5. УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ИЗОБРАЖЕНИЯ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

Условные графические изображения применяются для составления принципиальных схем. Они регламентируются стандартами, должны быть просты, наглядны, информативны и не требовать, как правило, дополнительных пояснений. Применяемые в настоящее время изображения в основном едины во всех развитых странах.

Полная информация об условных изображениях гидравлических и пневматических элементов приведена в соответствующих ГОСТах, а также в справочниках [3, 15]. В данном пособии рассматриваются лишь принципы их построения.

В роторных гидро- и пневмомашинах ротор совершает вращательное движение, поэтому их изображение представляет окружность с одним или двумя треугольниками внутри (рис. 1.5).

Насосы, компрессоры



Двигатели

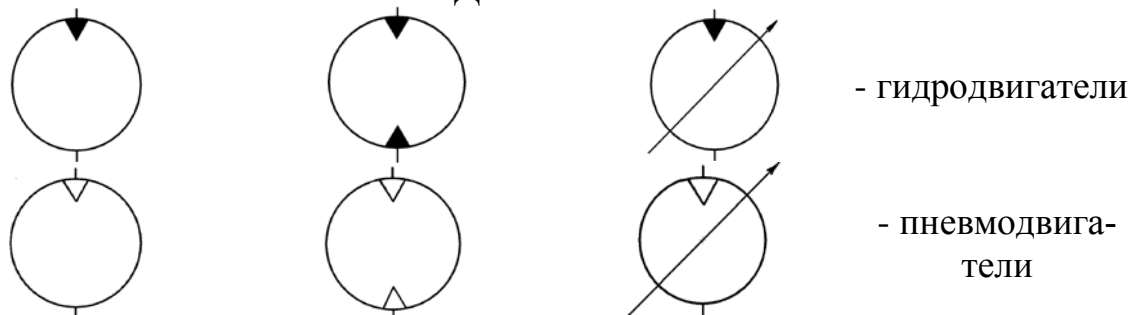
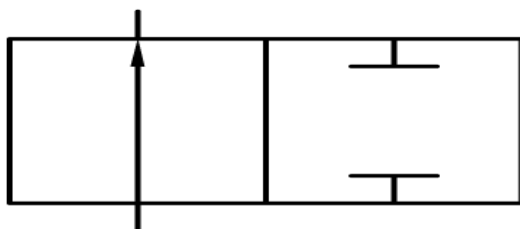


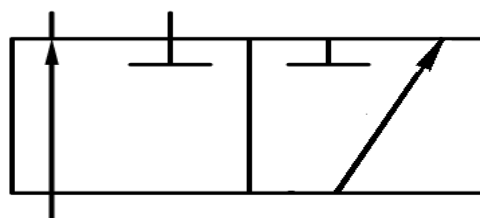
Рис. 1.5. Условные графические изображения гидро- и пневмомашин

Для машин, создающих поток рабочей среды, треугольник направлен вершиной наружу (насосы, компрессоры), а для машин, использующих поток, - внутрь (моторы). Если машина имеет постоянное направление потока, рисуется один треугольник, при реверсивном движении потока - два. В случае возможности регулирования удельного рабочего объема (регулируемые машины) на изображении рисуется стрелка под углом 45° .

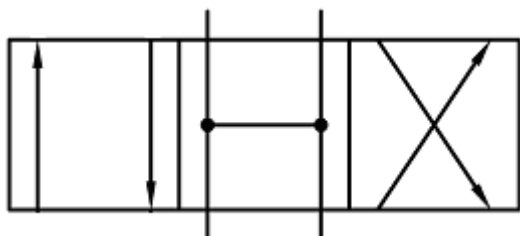
Распределители предназначены для изменения направления потоков жидкости. Условное графическое изображение распределителя состоит из определенного числа квадратов, вычерчиваемых сплошными линиями, проходов (каналов), линий связи и элементов управления (рис. 1.6).



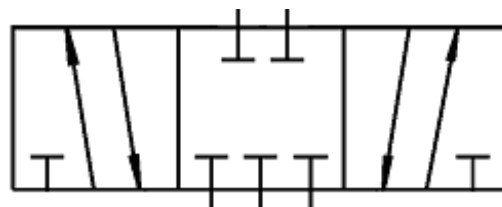
2/2 – двухпозиционный
двухлинейный



3/2 – двухпозиционный
трехлинейный



4/3 – трехпозиционный
четырехлинейный



5/3 – трехпозиционный
пятилинейный

Рис. 1.6. Условные графические изображения распределителей

Число квадратов определяет число позиций распределителя, т.е. число возможных вариантов направления потоков жидкости. Одна из позиций является исходной, т.е. такой, которую занимает распределитель при отсутствии сигналов управления. Именно к исходной позиции в принципиальной схеме присоединяют линии связи, по которым подводится и отводится жидкость.

Внутри квадратов показывают проходы, по которым жидкость может переходить из одной линии связи в другую. Стрелками на линиях проходов показывают направления потоков жидкости. Размеры квадратов и расположение точек присоединения линий связи во всех позициях должны быть одинаковы.

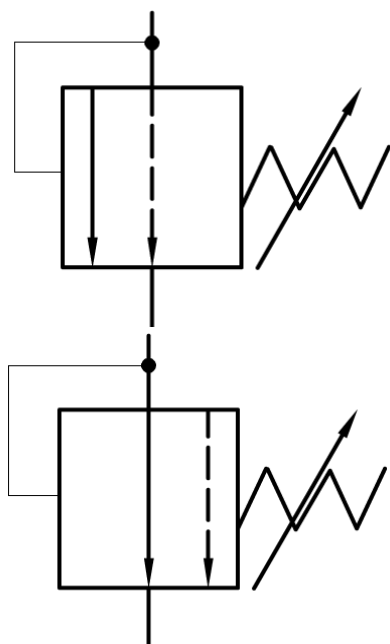
Для того чтобы представить действие распределителя в какой-либо позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя линии связи в исходном положении.

Часто применяют обозначение распределителя в виде дроби m/n , где m – число линий связи для подвода и отвода жидкостей; n – число позиций.

Управление распределителем, т.е. переключение его из позиции в позицию, осуществляется различными способами, которые условно изображаются рядом с квадратами.

Клапаны давления предназначены для регулирования давления жидкости в разных точках гидросистемы и поддержания его на заданном уровне.

Клапаны давления условно изображаются в виде квадрата со стрелкой внутри пружины, линий связи для подвода и отвода жидкости (рис. 1.7).



- нормально закрытый
регулируемый клапан

- нормально открытый
регулируемый клапан

Рис. 1.7. Условные графические изображения клапанов давления

Различают нормально открытые и нормально закрытые клапаны. Нормально закрытые клапаны закрыты при отсутствии давления жидкости, и в их условном изображении стрелка смещена относительно линий связи. Соответственно нормально открытые клапаны открыты при отсутствии давления жидкости и стрелка в их условном изображении совмещена с линиями связи.

Изменение под действием давления положений регулирующего элемента клапана вплоть до полного открытия или закрытия можно представить как перемещение квадрата со стрелкой относительно входной и выходной линий связи, которые сохраняют при этом неизменное положение (показано пунктирной линией). Клапан открыт, когда стрелка находится в положении, совпадающем с входной и выходной линиями. Наклонная стрелка на изображении пружины соответствует о том, что настройка клапана по давлению регулируется.

На рис. 1.8 приведен пример условного графического изображения гидропривода.

Необходимо учесть, что на принципиальных схемах все элементы, кроме гидробака, могут выполняться в любых угловых положениях.

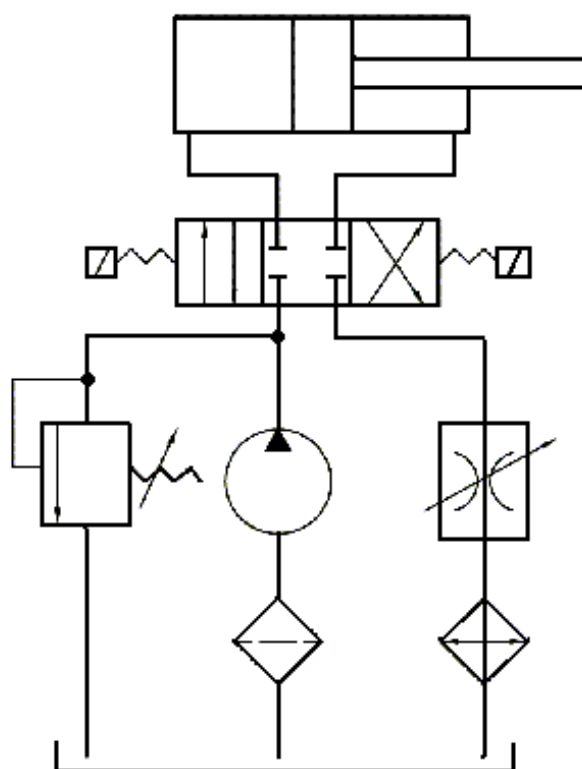


Рис. 1.8. Принципиальная схема гидропривода

1.6. НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ГИДРАВЛИКИ

При работе объемного гидропривода массы жидкости двигаются в закрытых каналах и взаимодействуют с твердыми телами, причем длина и конфигурация каналов, качество их поверхности влияют на характеристики привода.

Поэтому необходимо изучить законы перемещения жидкости по каналам.

1.6.1. Основные понятия и допущения

Жидкость считается сплошной средой, состоящей из бесконечно большого числа частиц бесконечно малых размеров.

Жидкость характеризуется следующими параметрами: плотностью ρ , местной скоростью u_i , гидродинамическим давлением P_i .

Плотность – это масса единицы объема; измеряется в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Местная скорость – скорость движения частицы жидкости в избранной точке в данный момент времени; измеряется в $\text{м}/\text{с}$.

Гидродинамическое давление – давление в элементарном объеме жидкости при ее движении в пространстве; измеряется в Па .

Если u_i и p_i не меняются во времени, т.е. $u_i = f(x, y, z)$ и $p_i = f(x, y, z)$, то движение жидкости называется установившимся или стационарным. В противном случае будет неустановившееся движение. В этом случае u и p являются функциями времени t (т.е. $u_i = f(x, y, z, t)$ и $p_i = f(x, y, z, t)$).

Потоком называется масса жидкости, протекающая в одном главном направлении.

Параметрами потока является живое сечение, смачиваемый периметр, гидравлический радиус, расход и средняя скорость.

Живое сечение – поверхность поперечного сечения потока, в каждой точке которого вектор скорости движения частицы жидкости нормален к секущей плоскости (рис. 1.9).

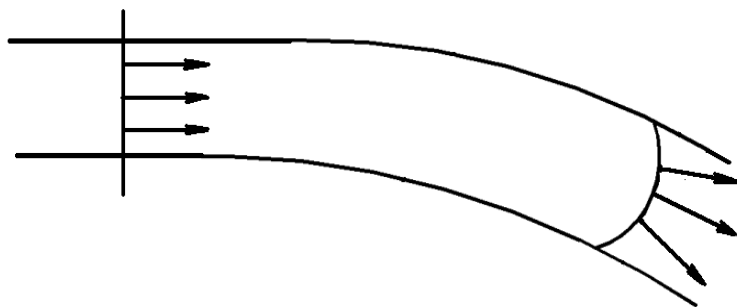


Рис. 1.9. Живые сечения потока

Смачиваемый периметр (χ) – длина контура живого сечения потока, по которому жидкость контактирует с твердыми стенками канала.

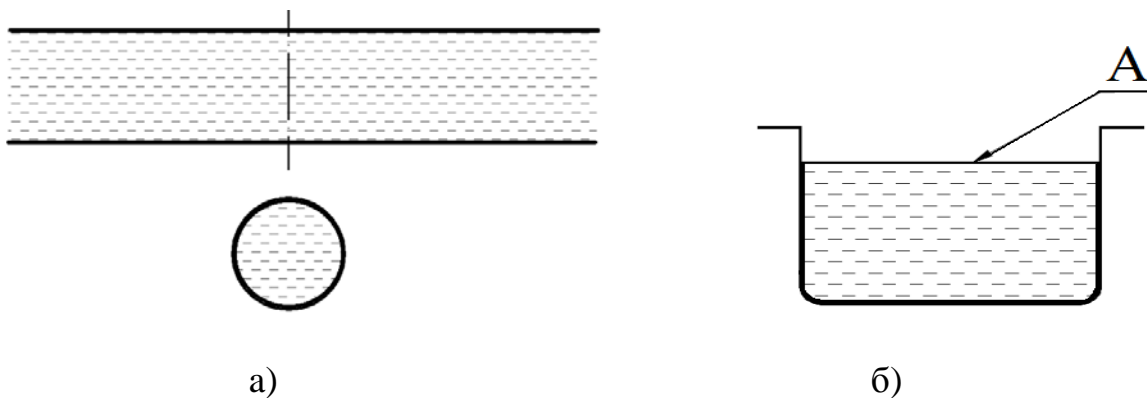


Рис. 1.10. Контурь живого сечения потока

В случае (а) жидкость заполняет все сечение потока, поэтому смачиваемый периметр равен длине окружности. В случае (б) поверхность А контактирует с атмосферой и поэтому ее длина не входит в смачиваемый периметр.

Гидравлический радиус (R) представляет отношение площади живого сечения (S) к смачиваемому периметру, т.е. $R = \frac{S}{\chi}$.

Гидравлический радиус позволяет привести расчеты для разных форм живых сечений к расчету круглого сечения.

Например, для круглого сечения диаметром d :

$$S = \frac{\pi d^2}{4}; \chi = \pi d; R = \frac{S}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}.$$

Аналогично для квадратного сечения со стороной a получаем:

$$S = a^2; \chi = 4a; R = \frac{S}{\chi} = \frac{a^2}{4a} = \frac{a}{4}.$$

Видим, что гидравлические радиусы круглого и квадратного сечений определяются по одинаковым формулам.

Расход жидкости – объем жидкости, протекающий в единицу времени через живое сечение потока. $Q = \int u \, ds$, где u и ds – скорость и площадь сечения элементарной струйки. Расход измеряется в m^3/c .

Средняя скорость потока – это отношение расхода жидкости к площади живого сечения потока, т.е. $u = \frac{Q}{S}$.

Поток жидкости не имеет разрывов (неразрывный поток), поэтому на основании закона сохранения вещества можно записать уравнение неразрывности потока

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = \text{const}$$

или $u_1 S_1 = u_2 S_2 = \dots = u_n S_n = \text{const}$; отсюда получаем

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{S_2}{S_1} \dots \frac{U_{n-1}}{U_n} = \frac{S_n}{S_{n-1}}.$$

Последнее выражение свидетельствует, что средние скорости жидкости в сечениях обратно пропорциональны площадям этих сечений.

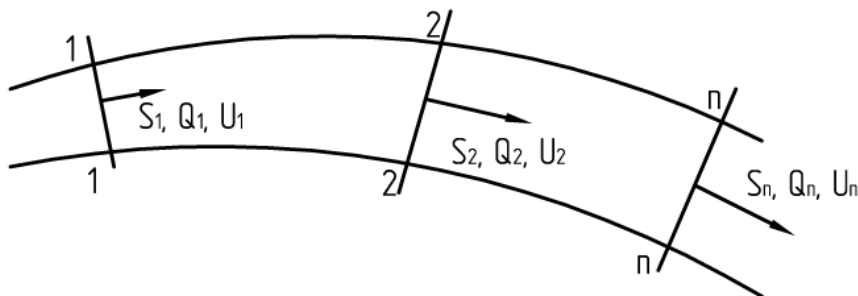


Рис. 1.11. Схема для вывода уравнения неразрывности

1.6.2. Удельная энергия потока жидкости. Уравнение Бернулли

Энергия частицы жидкости массой m складывается из следующих составляющих. Потенциальная энергия – энергия положения: $E_z = mgz$, где z – высота расположения частицы относительно нулевого уровня.

Энергия давления $E_p = \frac{mp}{\rho}$.

Кинетическая энергия (скоростной напор): $E_k = \frac{\alpha m u^2}{2}$,

где α – коэффициент Кориолиса (безразмерный, учитывающий неравномерность скорости течения жидкости в сечении); $\alpha = 1,05 \div 1,1$.

Тогда полная энергия частицы жидкости: $E = E_z + E_p + E_k$ или

$$E = mgz + \frac{mp}{\rho} + \frac{\alpha m u^2}{2}.$$

Удельная энергия, приходящаяся на единицу веса жидкости:

$$e = \frac{E}{mg} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha u^2}{2g}.$$

Из уравнения видно, что размерность e – размерность длины [м]. Иначе её называют гидродинамическим напором; соответственно $z + \frac{p}{\rho g}$ – гидростатический напор, z – геометрический напор, $\frac{p}{\rho g}$ – пьезометрический напор.

При движении идеальной жидкости, в которой отсутствуют силы трения, удельные энергии потока в любых сравниваемых сечениях будут одинаковы,

т.е.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} = \text{const}.$$

Это уравнение Бернулли для идеальной жидкости.

В реальной жидкости имеются силы трения между ее молекулами и стенками канала, поэтому уравнение Бернулли для вязкой жидкости имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_{1-2},$$

где h_{1-2} – потери напора между сечениями 1 и 2 (рис. 1.12).

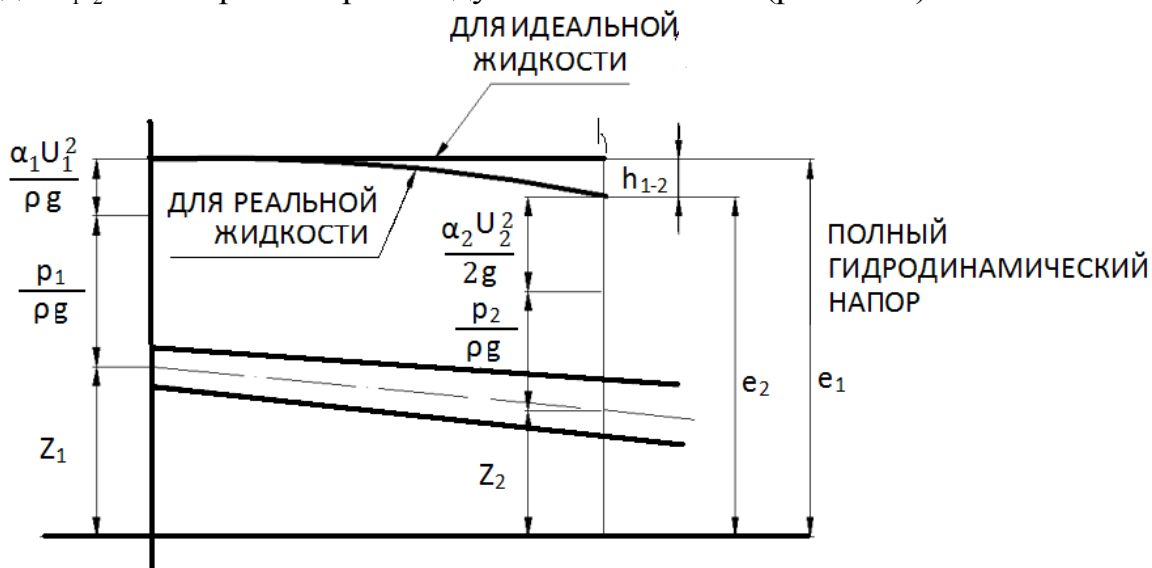


Рис. 1.12. Схема для иллюстрации уравнения Бернулли

1.6.3. Режимы движения жидкости

Наблюдаются два режима: ламинарный и турбулентный.

При ламинарном движении отдельные струи жидкости движутся вдоль оси канала параллельно, не смешиваются.

При турбулентном движении слои жидкости интенсивно перемешиваются с образованием завихрений.

В качестве характеристики режима движения используют безразмерный критерий – число Рейнольдса (Re): $Re = \frac{4uR}{\nu}$,

где ν – кинематическая вязкость жидкости.

Для круглого трубопровода:

$$R = \frac{d}{4},$$

поэтому

$$Re = \frac{ud}{\nu},$$

где d – внутренний диаметр.

Экспериментально установлено, что существует критическое значение $Re_{кр}$, при котором происходит переход режима из ламинарного в турбулентный. Например, для труб с гладкими стенками $Re_{кр} = 2300$, для гибких рукавов - $Re_{кр} = 1600$.

1.6.4. Потери гидравлического напора

Как отмечалось выше, при течении жидкости по каналу имеют место потери напора.

Различают два вида потерь: потери по длине и местные потери.

Причиной *потерь по длине* является вязкое трение в слоях жидкости и о стенки канала. *Потери по длине* h_1 в круглых трубах определяются по формуле Дарси:

$$h_1 = \lambda \frac{l u^2}{d 2g},$$

где λ - гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси), l - длина трубы.

Для ламинарного режима:

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

для турбулентного режима:

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

Местные потери возникают в местах внезапного резкого изменения конфигурации живого сечения потока, скорости и направления движения жидкости. Эти потери сопровождаются ударными явлениями и изменяются скачкообразно на малой длине.

$$h_m = \xi \frac{u^2}{2g},$$

где ξ - коэффициент местных потерь.

Значение ξ для различных местных сопротивлений приводится в справочниках [1, 10, 15].

Приведенные зависимости применяются для расчета различных вариантов течения жидкости в каналах и гидравлических сопротивлениях.

Особый интерес представляет истечение жидкости через отверстие в тонкой стенке, что часто встречается в различных элементах гидросистем (рис. 1.13).

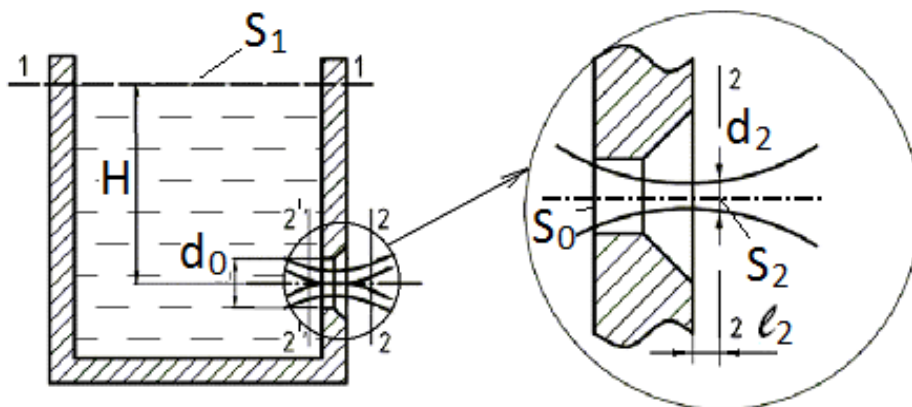


Рис. 1.13. Истечение жидкости через отверстие в тонкой стенке

Отношение площади S_2 минимального живого сечения трубы к площади S_0 отверстия называется коэффициентом сжатия струи. $\varepsilon = \frac{S_2}{S_0} = \frac{d_2^2}{d_0^2}$. Здесь d_2 - это диаметр в месте наибольшего сжатия струи.

Опыты показывают, что расстояние l_2 , на котором расположено самое узкое сечение потока (2-2), равно примерно половине диаметра отверстия $l_2 \approx d_0/2$.

Экспериментом установлено, что $\varepsilon = 0.6 \div 0.64$.

Для определения расхода жидкости через отверстие сравним энергии потока в сечениях 1-1 и 2-2.

Уравнение Бернулли для этих сечений:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_{\text{отв}},$$

где $h_{\text{отв}}$ – потери давления в отверстии.

Т.к. $S_1 \gg S_2$, то, согласно уравнению неразрывности, $u_1 \ll u_2$, поэтому можно принять, что $u_1 \approx 0$. Давление в сечениях 1-1 и 2-2 равно атмосферному, т.е. $p_1 = p_{\text{атм}}$ и $p_2 = p_{\text{атм}}$. Принимаем за нулевой уровень ось отверстия; тогда $z_1 = H$; $z_2 = 0$.

Уравнение Бернулли принимает вид:

$$H = \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_{\text{отв}} = \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + \xi \frac{u_2^2}{2g} = (\alpha_2 + \xi) \frac{u_2^2}{2g}.$$

Здесь ξ – коэффициент местных потерь в отверстии.

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\alpha_2 + \xi}} = \sqrt{\frac{1}{\alpha_2 + \xi}} \sqrt{2gH}.$$

Безразмерную величину $\sqrt{\frac{1}{\alpha_2 + \xi}} = \beta$ называют коэффициентом скорости.

Расход жидкости в отверстии:

$$Q = u_2 S_2 = \varepsilon S_0 u_2 = \varepsilon S_0 \beta \sqrt{2gH},$$

где $\varepsilon\beta = \mu$ – коэффициент расхода, поэтому

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH}.$$

Потери давления в отверстии: $\Delta p_0 = p'_2 - p_2$, где p'_2 и p_2 – соответственно давления жидкости в сечениях 2' и 2, т.к. $p_2 = p_{\text{атм}} = 0$, $\Delta p_0 = p'_2$.

Согласно основному уравнению гидростатики $p'_2 = \rho gH$ и, следовательно, $\Delta p_0 = \rho gH$. Учитывая это, последнее уравнение приводится к виду:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_0}.$$

По этой формуле определяется расход жидкости в проходных сечениях элементов гидросистем, в частности, в дросселях и распределителях.

Вопросы для самопроверки по главе 1

1. В чем заключаются достоинства и недостатки гидравлического привода?
2. В чем заключаются достоинства и недостатки пневматического привода?
3. Какой вид энергии является преобладающим в объемном гидроприводе?
4. На каком законе основан принцип действия объемного гидропривода?
5. Что понимается под удельным рабочим объемом гидродвигателя?
6. Дайте определение расхода жидкости.
7. Назовите основные элементы, входящие в гидравлический и пневматический приводы.
8. В чем состоит назначение регулирующей, направляющей и вспомогательной гидроаппаратуры?
9. Как зависит средняя скорость жидкости в канале от площади его живого сечения?
10. Назовите основные составляющие удельной энергии жидкости.
11. В чем заключается различие уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости?
12. Назовите режимы течения жидкости.
13. Как определить режим течения жидкости?
14. Назовите виды потерь гидравлического напора.

ГЛАВА 2

ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОСИСТЕМ

2.1. ОБЪЁМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

2.1.1. Основные термины и определения. Классификация

Объемной гидромашиной называется машина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении её из камеры.

Под *рабочей камерой* объемной гидромашины понимается пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами подвода и отвода жидкости.

Объемные гидромашины по характеру преобразования энергии, характеру процесса вытеснения жидкости и конструкции подразделяются на следующие виды:

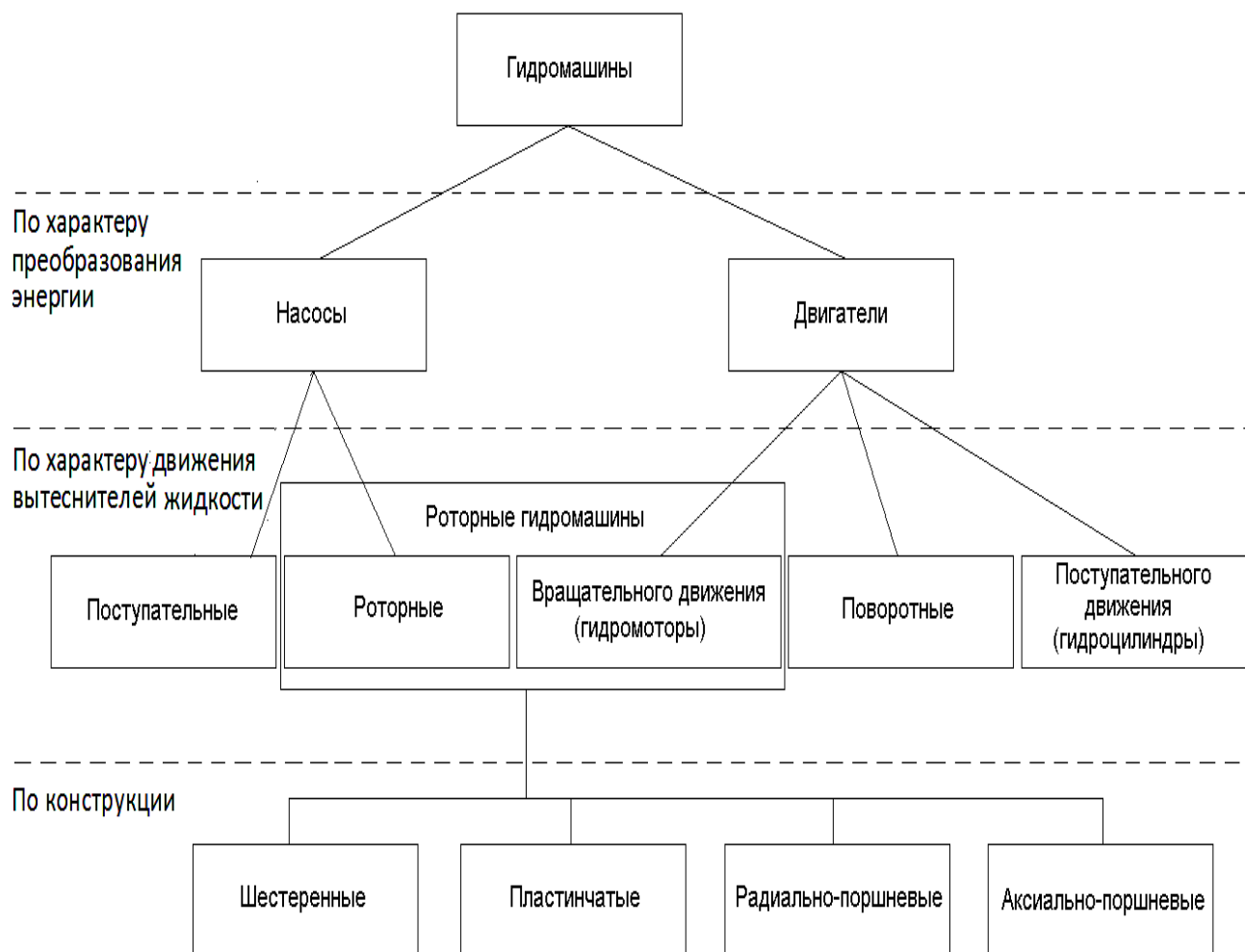


Рис. 2.1. Классификация объёмных гидромашин

Объёмные гидромашины подразделяются на объёмные насосы и объёмные гидродвигатели.

В *объёмных насосах* происходит преобразование энергии движения входного звена в энергию потока жидкости, а в *объёмном гидродвигателе* - наоборот.

По характеру процесса вытеснения жидкости объёмные насосы подразделяют на поступательные и роторные.

В *поступательном насосе* жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате лишь возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней) (рис. 2.2).

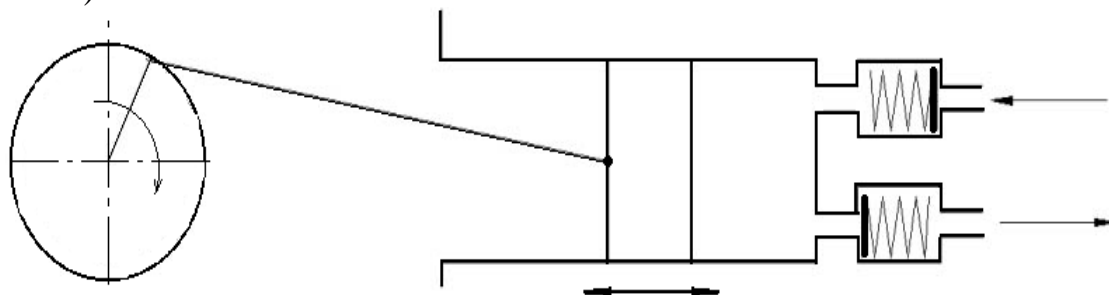


Рис. 2.2. Схема поступательного насоса

В *роторном насосе* жидкость вытесняется из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или одновременно вращательного и возвратно-поступательного движения вытеснителей.

По характеру движения выходного звена объёмные гидродвигатели подразделяются на три класса:

- 1) гидроцилиндры - с возвратно-поступательным движением выходного звена;
- 2) поворотные гидродвигатели - с ограниченным углом поворота выходного звена;
- 3) гидромоторы - с непрерывным вращательным движением выходного звена.

На практике применяются обычно роторные насосы. В большинстве случаев они являются обратимыми, т.е. могут работать в качестве гидромотора. Поэтому имеет смысл их рассматривать вместе.

2.1.2. Объёмные роторные насосы и гидромоторы

По конструкции подразделяются на: шестерённые; пластинчатые; поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые).

По возможности изменения расхода жидкости различают регулируемые и нерегулируемые гидромашины.

Изменение объёмов камер гидромашины за один оборот называется *удельным рабочим объёмом* (q), а за единицу времени - *средней теоретической или геометрической подачей насоса* или пропускной способностью мотора - (Q_T). Они связаны между собой зависимостью:

$$Q_T = qn ,$$

где n - частота вращения вала машины.

В нерегулируемых гидромашинах величина удельного рабочего объёма постоянна, в *регулируемых* - может изменяться, причём, как правило, бесступенчато.

Кроме того, гидромашины по направлению потока жидкости делятся на машины с постоянным и реверсивным потоком. В последних при неизменном направлении вращения вала направление потока может изменяться.

Гидромашины также делятся на обратимые и необратимые. *Обратимые машины* могут работать как в режиме насоса, так и гидромотора.

2.1.2.1. Шестерённые насосы и гидромоторы (рис. 2.3)

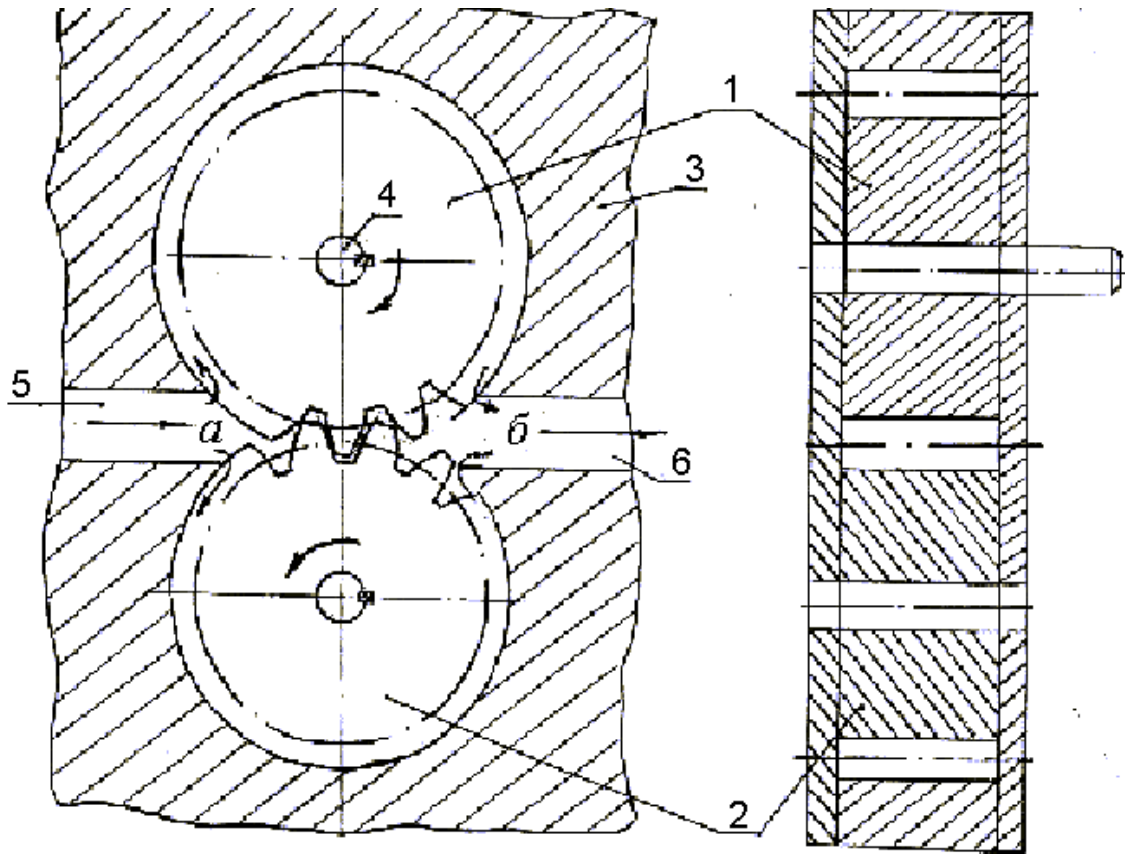


Рис. 2.3. Конструктивная схема шестерённой гидромашины

В режиме насоса подача масла осуществляется шестернями 1 и 2, находящимися в зацеплении и расположенными в отверстиях корпуса 3. При вращении ведущей шестерни 1 от вала 4 в зоне всасывания *а* зубья выходят из впадин, объем рабочей камеры увеличивается и создается разрежение. Жидкость засасывается через подводящее отверстие 5 и переносится во впадинах зубьев к нагнетательному отверстию 6. В зоне нагнетания *б* зубья, входя во впадины, выдавливают масло. В режиме мотора всё происходит наоборот.

Полагая, что объем впадины равен объему зуба, рабочий объем (*q*) можно рассматривать как объем кольца со средним диаметром D_g (диаметр делительной окружности), толщиной *B* (ширина шестерни) и шириной *h* (высота зуба), следовательно,

$$q = \pi \cdot D_g \cdot B \cdot h.$$

Т.к. $h = \frac{1}{2}(D_e - D_i)$, где D_e и D_i - диаметры окружностей выступов и впадин, формула примет вид:

$$q = \frac{1}{2} \pi D_g (D_e - D_i) B.$$

Достоинства шестерённых гидромашин - это простота конструкции, компактность, малое количество подвижных деталей и надёжность в работе.

Недостатком является неравномерность в работе, т.к. вытеснение масла циклическое; из-за отсутствия самоуплотнения радиальных зазоров утечки в шестерённых гидромашинах значительны. Развитые поверхности трения вызывают значительные механические потери, поэтому КПД не превышает 0,6 - 0,7. Шестерённый насос чрезвычайно трудно сделать регулируемым.

Применяют в менее ответственных случаях при средних и малых давлениях (до 10 МПа) для реализации небольших мощностей.

2.1.2.2. Пластинчатые насосы и гидромоторы (рис. 2.4)

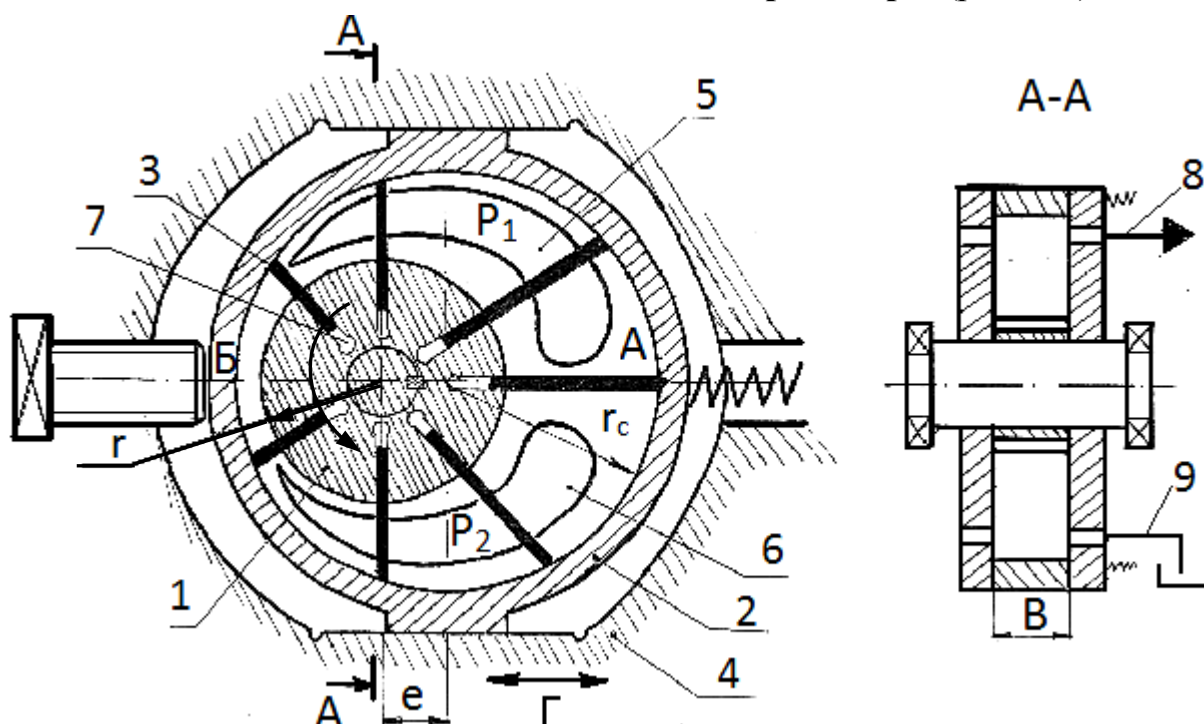


Рис 2.4. Конструктивная схема пластинчатой гидромашины

Основной частью пластинчатой машины является вращающийся ротор 1, помещённый с эксцентриситетом e в статоре 2. В пазах ротора находятся пластины 3, способные при вращении перемещаться радиально. Их наружные концы скользят по окружности статора радиусом r_c . Статор может перемещаться в отверстиях корпуса 4 по направляющим в направлении, указанном стрелкой Г, что позволяет изменять величину e . В корпусе машины выполнены окна серповидной формы 5 и 6, соединённые с подводящей и отводящей линиями.

В пластинчатом насосе рабочая камера ограничивается рабочими поверхностями ротора 1, статора 2 и пластин 3.

При вращении ротора 1, связанного жестко с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 3 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 7, прижимаются к внутренней поверхности статора 2 и, вращаясь вместе с ротором, совершают возвратно-поступательное движение в его пазах. Во время движения пластин от точки Б до точки А, объёмы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора,

наружной поверхностью ротора и боковыми дисками, увеличиваются, в камерах создается разрежение, и жидкость заполняет рабочие камеры через окно 6, которое связано со всасывающей линией 9. При движении пластин в пределах участка А-Б объемы камер уменьшаются, давление возрастает, и жидкость вытесняется через окно 5 в напорную линию 8.

Рабочий объем пластинчатой машины определяется радиусом статора r_c и активным радиусом r_a ротора, связанных соотношением:

$$r_c - r_a = e.$$

Радиус r_a больше радиуса r ротора на величину минимального зазора между ротором и статором против мёртвой точки Б.

Когда объем между двумя соседними пластинами находится против нижней мёртвой точки Б, он – минимальный; при нахождении против верхней мёртвой точки А – максимальный.

За один оборот ротора из области с давлением p_1 в область с давлением p_2 переносится z объемов, характеризуемых разностью максимальной и минимальной площадей между пластинами (z – число пластин).

Приблизённо разность этих площадей можно представить как участок кольца (угол $2\pi/z$) со средним радиусом:

$$r_{cp} = r_a + e$$

и шириной $2e$ (толщиной пластин пренебрегаем).

Тогда:

$$q = \frac{1}{z} 2\pi(r_a + e)2eBz = 4\pi(r_a + e)eB,$$

где B – ширина пластин.

При работе в режиме двигателя жидкость под давлением подается в рабочие камеры через окно 5. За счет разности площадей пластин в каждой рабочей камере создается крутящий момент, приводящий к вращению ротора вместе с приводным валом. Пластинчатая гидромашина, приведенная на рис. 2.4, позволяет бесступенчато изменять удельный рабочий объем за счет изменения величины эксцентриситета e с помощью винта 10, т.е. она является регулируемой. Если ось статора сместить по отношению к оси ротора в другую сторону, направление потока жидкости изменится на противоположное, т.е. это машина с реверсивным потоком.

Пластинчатые гидромашинны могут быть двукратного действия. В этом случае поверхность статора выполняется в виде эллипса. КПД равен 0,55 – 0,89.

В современных конструкциях пластинчатых гидромашинн номинальное давление составляет 6,3 – 16 МПа.

В рассмотренных выше конструкциях объёмных гидромашин контакт между подвижными элементами, замыкающими рабочую камеру, осуществляется по линии. Это не позволяет работать на давлениях более 10 – 16 МПа, так как при больших давлениях резко возрастают утечки, и уменьшается КПД.

Этого недостатка лишены поршневые гидромашины, в которых уплотнение между поршнями и цилиндрами осуществляется по цилиндрической поверхности. За счёт этого в поршневых гидромашинах рабочие давления достигают 100 МПа.

По конструкции поршневые гидромашины подразделяются на две группы: радиально-поршневые и аксиально-поршневые.

2.1.2.3. Радиально-поршневые гидромашины (рис. 2.5)

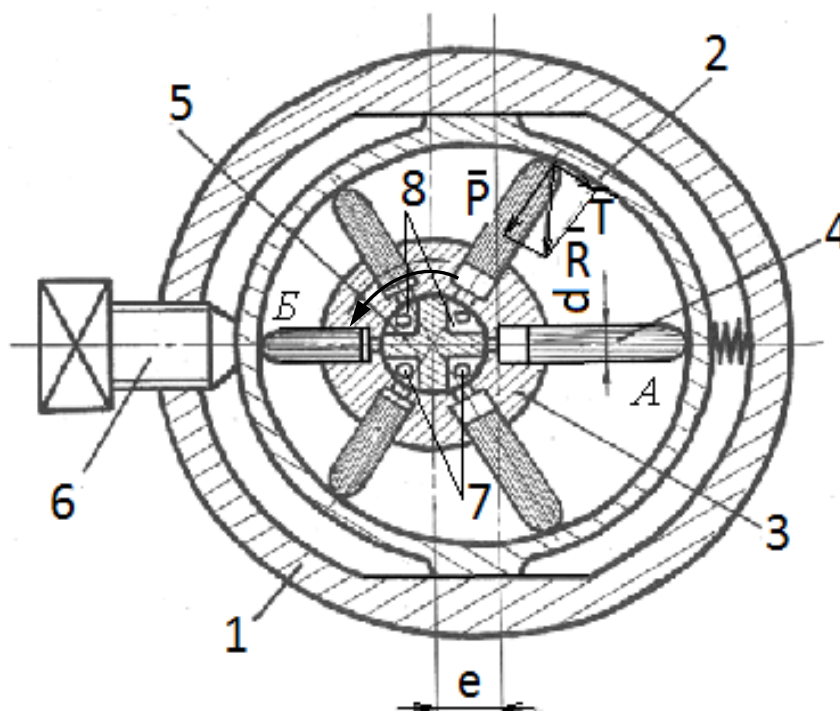


Рис. 2.5. Конструктивная схема радиально-поршневой гидромашины

В радиально-поршневой гидромашине (рис.2.5) поршни 4, вращаясь вместе с блоком цилиндров 3, одновременно совершают возвратно - поступательное движение в радиальном направлении, так как они опираются на кольцевую направляющую поверхность статора 2, размещённую с эксцентриситетом e относительно оси ротора.

В поршневой гидромашине рабочая камера образуется парой «поршень-цилиндр». Подвод и отвод жидкости осуществляется через камеру 5 и осевые отверстия 7,8 в валу.

В режиме насоса при вращении блока цилиндров, например, против часовой стрелки, поршни 4 центробежной силой прижимаются к внутренней поверхности статора и, вращаясь вместе с ротором, совершают одновременно возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Во время движения поршня от точки Б до точки А объёмы рабочих камер в цилиндрах увеличиваются, в камерах создается разрежение, и жидкость заполняет камеры через отверстия 7 в валу, которые связаны со всасывающей линией. При движении поршня в пределах участка А-Б объёмы камер уменьшаются, давление возрастает, и жидкость вытесняется через отверстия 8 в напорную линию.

Ход каждого поршня h за один оборот вала машины равен двум эксцентриситетам:

$$h=2e.$$

Тогда рабочий объём гидромашины определяется по формуле:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z = \frac{1}{2} \pi d^2 e z; \quad Q = q n = \frac{1}{2} \pi d^2 e z n,$$

где z – количество поршней.

На схеме изображена конструкция радиально-поршневой регулируемой ГМ, в которой также как и в пластинчатой ГМ, эксцентриситет регулируется с помощью винта 6.

Изменяя направление эксцентриситета, можно изменить направление потока масла.

$$p = 50 \text{ Мпа (до 100); } \eta_0 = 0,9.$$

Недостатком радиально-поршневых гидромашин является большой момент инерции вращающихся частей из-за больших радиальных размеров, поэтому они тихоходные (частота вращения их не превышает обычно 1000 об/мин). КПД равен 0,75 - 0,95.

2.1.2.4. Аксиально-поршневые гидромашины (рис. 2.6)

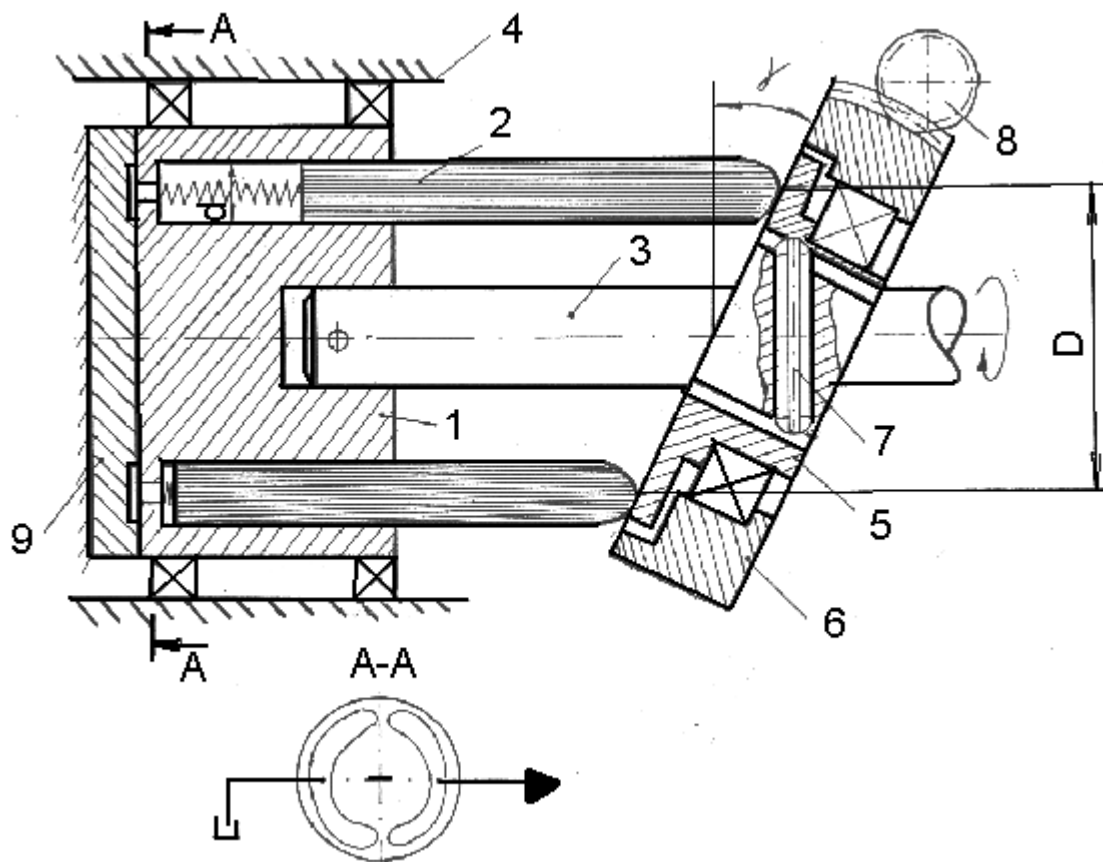


Рис. 2.6. Конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины

Поршни 2 перемещаются в цилиндрах вращающегося ротора 1 вдоль оси (аксиально). Ротор смонтирован на подшипниках в корпусе 4 машины и получает вращение от вала 3.

При вращении ротора относительно распределительного диска 9 с серповидными каналами, цилиндры поочередно сообщаются либо с линией нагнетания, либо с линией всасывания.

Поршни 2 контактируют с шайбой 5, которая также получает вращение от вала 3 через палец 7.

Ось шайбы 5 установлена под углом к оси вала 3, за счёт чего поршни 2 получают возвратно-поступательное движение.

Удельный рабочий объем гидромашины определяется по формуле:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \gamma,$$

где D - диаметр расположения поршней.

Шайба 5 смонтирована на подшипнике в обойме 6, которая может устанавливаться под различными углами с помощью валика 8 через зубчатую передачу. За счёт этого происходит регулирование угла γ и, следовательно, объема.

Изменяя направление поворота обоймы 6 на противоположное ($-\gamma$), можно изменить направление потока жидкости.

Аксиально-поршневые ГМ при передаче равной мощности по сравнению с другими поршневыми ГМ отличаются наибольшей компактностью и, следовательно, наименьшей массой.

Имея рабочие органы с малыми радиальными размерами и поэтому с малым моментом инерции, они способны быстро изменить частоту вращения. Это обусловило их широкое применение в станках, в частности, в следящих гидروприводах. КПД равен 0,75 - 0,95.

Частота вращения аксиально-поршневых ГМ отечественных конструкций достигает 3000 - 4000 об/мин.

2.1.2.5. Объёмные, механические и гидравлические потери.

КПД объёмных гидромашин

Основными характеристиками объёмной гидромашины являются рабочий объем q , рабочее давление p и КПД η .

Формулы для q были выведены при рассмотрении конструкции отдельных ГМ.

Величина p определяется конструкцией рабочих камер гидромашины и способом распределения жидкости.

В данном параграфе остановимся на определении КПД гидромашин.

Рассмотрим объёмную гидروпередачу, состоящую из насоса и гидромотора (рис. 2.7).

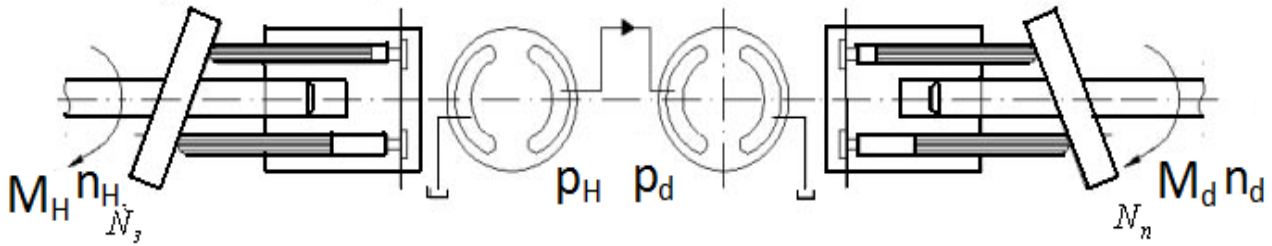


Рис. 2.7. Схема объёмной гидروпередачи

Мощность, сообщённая рабочей жидкостью в рабочей камере, которая называется *индикаторной мощностью* $N_{ин}$, будет меньше, чем затраченная N_3 на валу насоса, на величину механических потерь $\Delta N_{м.}$, т.е.: $N_{ин} = N_3 - \Delta N_{м.}$

Отношение индикаторной мощности к затраченной называется *механическим КПД* $\eta_{м}$ насоса

$$\eta_{м} = \frac{N_{ин}}{N_3}.$$

Средняя теоретическая подача $Q_{тн}$ насоса определяется его рабочим объёмом, т.е. геометрическими размерами его рабочих органов:

$$Q_{тн} = q_n n_n;$$

$$N_{ни} = Q_{нт} p_{ни},$$

где $p_{ни}$ - давление в рабочих камерах (*индикаторное*).

При сжатии жидкости в рабочих камерах появляются утечки жидкости $Q_{ун}$ из-за неплотности рабочей камеры. Кроме того, расход жидкости уменьшается на величину расхода сжатия $Q_{сжн.}$, представляющего собой уменьшение объёма жидкости в рабочей камере при её соединении с областью высокого давления.

Таким образом, фактическая производительность насоса Q_n меньше теоретической на величину $(Q_{ун} + Q_{сжн.})$

$$Q_n = Q_{тн} - Q_{ун} - Q_{сжн.}$$

Отношение фактической подачи к теоретической называют *объёмным КПД*

$$\eta_{он} = \frac{Q_n}{Q_{нт}} = 1 - \frac{Q_{ун} + Q_{сжн.}}{Q_{нт}}.$$

При движении жидкости по каналам насоса из рабочей камеры в напорный трубопровод имеются потери давления Δp_n , поэтому давление на выходе насоса меньше, чем индикаторное давление, на величину потерь

$$p_n = p_{и.н.} - \Delta p_n.$$

Отношение давления на выходе из насоса к индикаторному давлению называется *гидравлическим КПД*

$$\eta_{\text{ГН}} = \frac{p_{\text{Н}}}{p_{\text{НИ}}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{Н}}}{p_{\text{НИ}}}.$$

Выходная мощность насоса: $N_{\text{Н}} = Q_{\text{Н}} p_{\text{Н}}$; общий КПД насоса:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{Н}} &= \frac{N_{\text{Н}}}{N_3}; \\ \eta_{\text{Н}} &= \frac{N_{\text{Н}}}{N_3} = \frac{Q_{\text{Н}} p_{\text{Н}}}{M_{\text{Н}} n_{\text{Н}}} = \frac{(Q_{\text{НТ}} - Q_{\text{УН}} - Q_{\text{СЖ}})(p_{\text{НИ}} - \Delta p_{\text{Н}})}{M_{\text{Н}} n_{\text{Н}}} = \\ &= \frac{(Q_{\text{НТ}} - Q_{\text{УН}} - Q_{\text{СЖ}})(p_{\text{НИ}} - \Delta p_{\text{Н}}) N_{\text{ИН}}}{M_{\text{Н}} n_{\text{Н}} N_{\text{ИН}}} = \\ &= \frac{(Q_{\text{НТ}} - Q_{\text{УН}} - Q_{\text{СЖ}})(p_{\text{НИ}} - \Delta p_{\text{Н}})}{M_{\text{Н}} n_{\text{Н}}} \frac{M_{\text{НИ}} n_{\text{Н}}}{P_{\text{НИ}} Q_{\text{ТН}}} \\ &= \frac{M_{\text{НИ}}}{M_{\text{И}}} \frac{(Q_{\text{НТ}} - Q_{\text{УН}} - Q_{\text{СЖ}})}{Q_{\text{НТ}}} \frac{(p_{\text{НИ}} - \Delta p_{\text{Н}})}{p_{\text{НИ}}} = \eta_{\text{МН}} \eta_{\text{ОН}} \eta_{\text{ТН}}. \end{aligned}$$

Таким образом, $\eta_{\text{Н}} = \eta_{\text{МН}} \eta_{\text{ОН}} \eta_{\text{ГН}}$.

Мощность на входе в ГМ (пренебрегаем потерями в трубопроводе)

$$\begin{aligned} Q_{\text{ВХ}} &= Q_{\text{Н}} = Q_{\text{Н}} p_{\text{Н}} \\ p_{\text{ИД}} &= p_{\text{Н}} - \Delta p_{\text{Д}}; \eta_{\text{Д}} = \frac{p_{\text{ИД}}}{p_{\text{Н}}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{Д}}}{p_{\text{Н}}}; Q_{\text{ИД}} = Q_{\text{Н}} - Q_{\text{УД}} - Q_{\text{СЖД}}; \\ \eta_{\text{О.Г.}} &= \frac{Q_{\text{ИД}}}{Q_{\text{Н}}} = 1 - \frac{Q_{\text{УД}} + Q_{\text{СЖД}}}{Q_{\text{Н}}}; N_{\text{ИД}} = Q_{\text{ИД}} \eta_{\text{ИД}} = M_{\text{ИД}} n_{\text{Д}}. \end{aligned}$$

Полезная мощность (на выходном валу) $N_{\text{П}} = M_{\text{Д}} n_{\text{Д}}$;

$$N_{\text{П}} = N_{\text{ИД}} - \Delta N_{\text{Д}}; \eta_{\text{М.Д}} = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{ИД}}} = 1 - \frac{\Delta N_{\text{Д}}}{N_{\text{ИД}}}.$$

Общий КПД гидромотора

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ГД}} &= \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{ВХ}}} = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{Н}}} = \frac{M_{\text{Д}} n_{\text{Д}}}{Q_{\text{Н}} p_{\text{Н}}} \frac{N_{\text{ИД}}}{N_{\text{ИД}}} = \frac{M_{\text{Д}} n_{\text{Д}}}{Q_{\text{Н}} p_{\text{Н}}} \frac{p_{\text{ИД}} Q_{\text{ИД}}}{M_{\text{ИД}} n_{\text{Д}}} = \\ &= \frac{M_{\text{Д}}}{M_{\text{ИД}}} \frac{p_{\text{Н}} - \Delta p_{\text{Д}}}{p_{\text{Н}}} \frac{Q_{\text{Н}} - Q_{\text{УД}} - Q_{\text{СЖД}}}{Q_{\text{Н}}} = \eta_{\text{МД}} \eta_{\text{ГД}} \eta_{\text{ОД}}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Общий КПД передачи } \eta_{\text{ГП}} &= \frac{N_{\text{П}}}{N_3} = \frac{N_{\text{П}}}{N_3} \frac{N_{\text{Н}}}{N_{\text{Н}}} = \frac{N_{\text{Н}}}{N_3} \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{Н}}} = \eta_{\text{Н}} \eta_{\text{Д}} = \\ &= \eta_{\text{МН}} \eta_{\text{ОН}} \eta_{\text{ТН}} \eta_{\text{МД}} \eta_{\text{ОД}} \eta_{\text{ГД}}. \end{aligned}$$

2.1.3. ГИДРОЦИЛИНДРЫ

2.1.3.1. Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндр (ГЦ) – это объемный гидродвигатель, выходное звено которого совершает возвратно-поступательное движение.

По конструкции рабочей камеры ГЦ подразделяются на *поршневые*, у которых рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком (рис 2.8 а, в) и *плунжерные*, у которых рабочая камера образована корпусом и плунжером (рис 2.8 б, г).

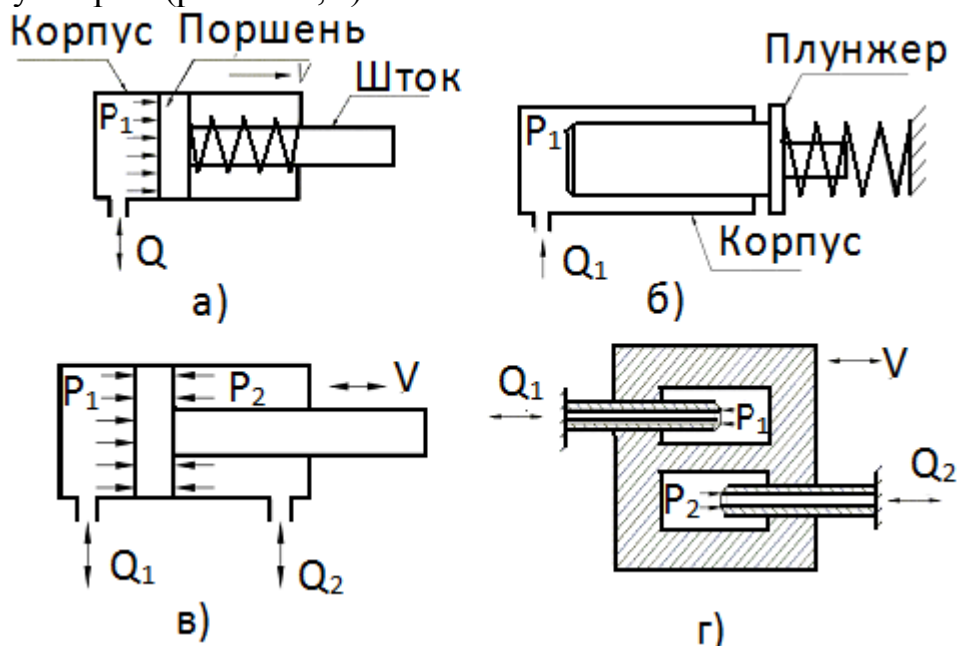


Рис. 2.8. Разновидность гидроцилиндров

По направлению действия рабочей среды различают:

1. ГЦ одностороннего действия, у которых движение выходного звена под воздействием рабочей среды возможно только в одном направлении (рис 2.8 а, б);
2. ГЦ двухстороннего действия, в которых движение выходного звена в обоих направлениях происходит под воздействием рабочей среды (рис 2.8 в, г).

Плунжерные ГЦ проще по конструкции, менее трудоемки в изготовлении, т.к. отпадает необходимость в качественной обработке внутренней поверхности («зеркала») цилиндра, но при двухстороннем действии громоздки. Кроме того, при одних и тех же габаритах плунжерные ГЦ создают меньшие усилия, чем поршневые.

Наибольшее применение получили *поршневые* ГЦ.

Имеется большое количество схем и конструкций силовых цилиндров для различных условий работы и различных по величине тяговых усилий.

Типовая конструкция силового ГЦ имеет вид, приведенный на рис. 2.9.

Силовые ГЦ обычно проектируют и изготавливают сборными, состоящими из цилиндра 1, прижимных фланцев 2, служащих для крепления крышек 3 и 4, поршня 5, закрепленного с помощью гайки на конце штока 6.

Поршень снабжен уплотняющими кольцами 7; уплотнение 8, расположенное в корпусе 4, исключает утечки масла по штоку; 11 – разрезные кольца – упоры для прижимных фланцев.

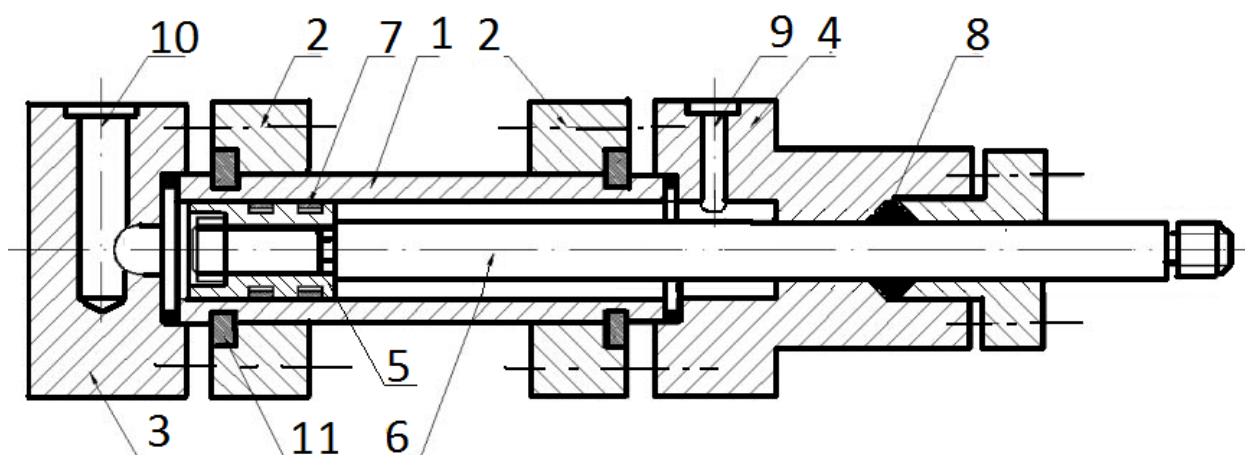


Рис. 2.9. Конструкция поршневого гидроцилиндра

С подвижным рабочим органом станка может быть связан либо шток, либо цилиндр:

- если шток, то цилиндр неподвижен и масло подается через отверстия в корпусе 9 и 10;
- если цилиндр, то шток с поршнем неподвижен, и подвод масла осуществляется через отверстия, просверленные в штоке или с помощью гибких рукавов.

Силовые цилиндры выполняются:

- а) симметричными (имеют поршень с двухсторонним штоком);
- б) несимметричными (имеют поршень с односторонним штоком) (рис. 2.10).

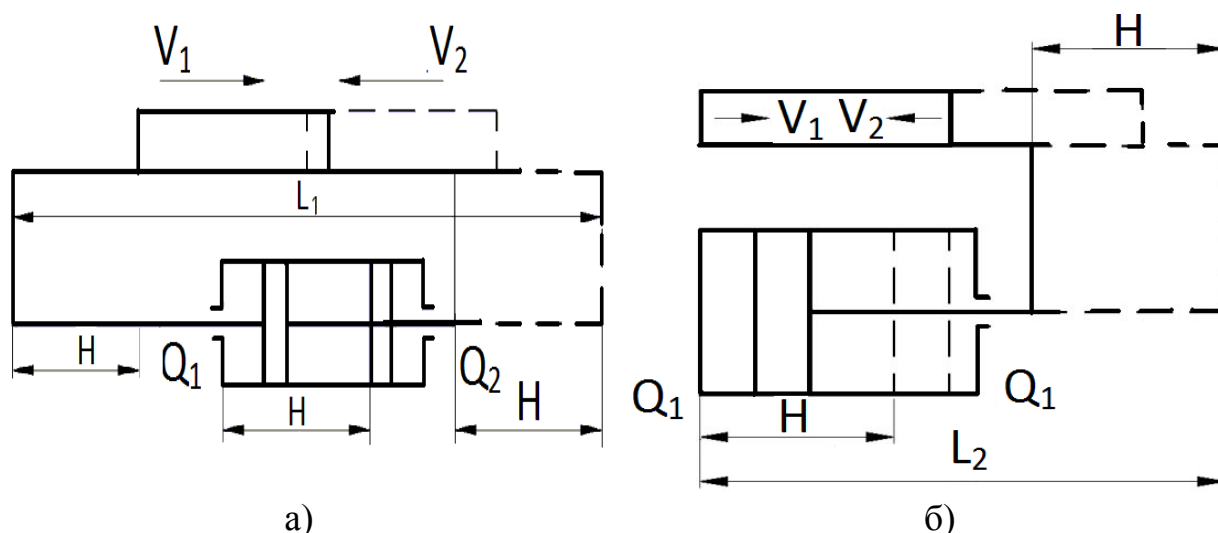


Рис. 2.10. Схема работы гидроцилиндров:
а) с двухсторонним штоком, б) с односторонним штоком

Как видно из схем (а) и (б), при одинаковой длине хода H общая длина рабочего пространства при двухстороннем штоке примерно в 1,5 раза больше, что приводит увеличению габаритов станка.

Достоинством схемы (а) является то, что при движении в обоих направлениях шток работает на растяжение. Односторонний шток при ходе в одном направлении работает на растяжение, в другом – на продольный изгиб, что снижает его устойчивость при работе.

Кроме того, при схеме (а) скорости прямого и обратного ходов равны: $V_1=V_2$; а в схеме (б) $V_2>V_1$ из-за неодинаковых площадей поперечного сечения.

Однако, наибольшее применение в машиностроении получил все же несимметричный ГЦ (с односторонним штоком) в силу широкой универсальности и малых габаритов.

ГЦ с двухсторонним штоком применяют редко, в том случае, когда не может быть обеспечена устойчивость штока на продольный изгиб, либо тогда, когда применение двухстороннего штока не приводит к увеличению габаритных размеров оборудования, т.е. вписывается в конструкцию. Симметричные ГЦ, в частности, применяют в приводах столов кругло- и плоскошлифовальных станков.

В ряде случаев прямолинейное движение, получаемое с помощью поршневого ГЦ, преобразуется во вращательное (рис. 2.11).

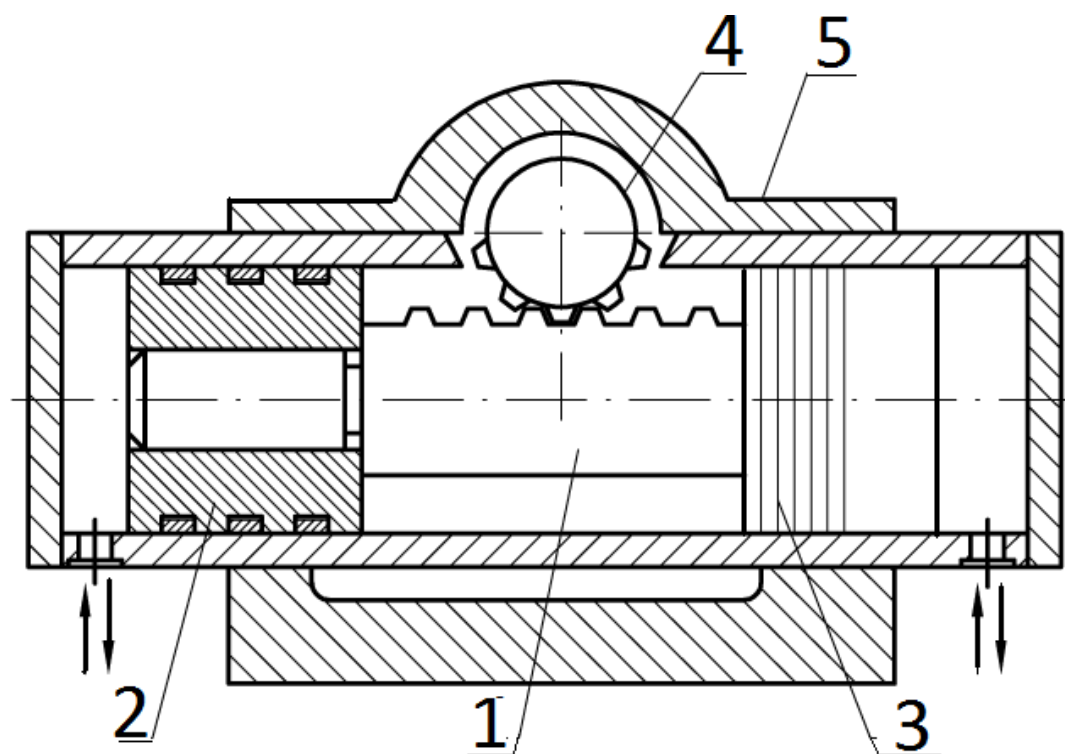


Рис. 2.11

На штоке 1 с закреплёнными на его концах поршнями 2 и 3 нарезана зубчатая рейка, которая зацепляется с ременной шестерней 4, установленной на подшипниках в корпусе 5.

Этот вариант применяют в тех случаях, когда ременную шестерню необходимо повернуть на сравнительно небольшой угол. Например, преобразуя вращение ременной шестерни с помощью винтовой пары в прямолинейное движение, можно получить тонкое перемещение при небольшой длине хода.

2.1.3.2. Схемы включения гидроцилиндров

Применяют две схемы: простую и дифференциальную. При *простой* схеме включения (рис. 2.12) одна из полостей ГЦ соединяется с насосом, другая – с баком, причем полости не соединяются между собой.

Скорость движения поршня при $Q_1 = Q_2 = Q_n$ (где Q_n – подача насоса) определяется по формуле:

- при одностороннем штоке: $v_1 = \frac{Q_1}{F_1} = \frac{4Q_n}{\pi D^2}$;

$$v_2 = \frac{Q_2}{F_2} = \frac{4Q_n}{\pi(D^2 - d^2)};$$

- при двухстороннем штоке: $v_1 = v_2 = \frac{Q_1}{F} = \frac{4Q_n}{\pi(D^2 - d^2)}$.

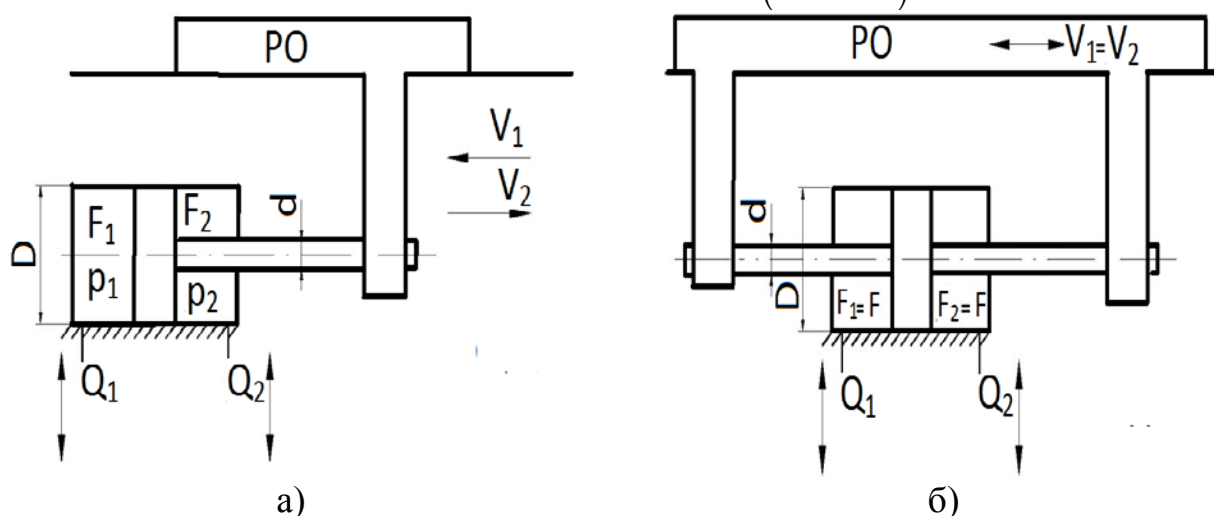


Рис. 2.12. Простая схема включения гидроцилиндра

Из приведённых схем видно, что при одностороннем штоке простая схема не обеспечивает равенства скоростей прямого и обратного ходов ($V_1 < V_2$).

Для увеличения скорости рабочего органа вправо (по схеме) при одностороннем штоке применяют *дифференциальное включение* ГЦ (рис. 2.13).

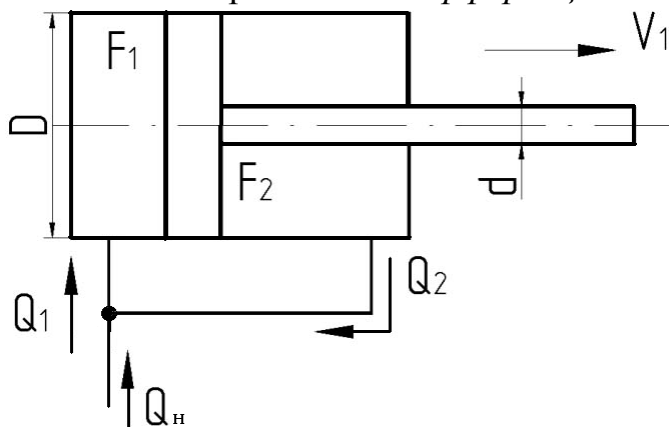


Рис. 2.13. Дифференциальная схема включения гидроцилиндра

В этом случае напорная линия подключается к обеим полостям ГЦ, однако за счет разности площадей поршня ($F_1 > F_2$) последний перемещается вправо. При этом жидкость, вытесняемая из штоковой полости, соединяется с жидкостью, поступающей из напорной линии, и поступает также в поршневую полость ГЦ.

$$Q_1 = Q_n + Q_2; Q_1 = v_1 F_1; Q_2 = v_1 F_2;$$

$$v_1 F_1 = Q_n + v_1 F_2;$$

$$v_1 = \frac{Q_n}{F_1 - F_2} = \frac{Q_n}{F_{ш}},$$

где $F_{ш}$ – площадь сечения штока.

При движении в обратную сторону (влево) применяется простая схема.

Если необходимо получить равенство скоростей v_1 и v_2 применяют гидроцилиндр, у которого $F_1 = 2F_2$, тогда

$$v_1 = \frac{Q}{2F_2 - F_2} = \frac{Q}{F_2} = v_2.$$

Подставляем вместо F_1 и F_2 их выражения:

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

откуда находим $d = \frac{D}{\sqrt{2}}$.

По этому соотношению выполняются дифференциальные ГЦ.

В ряде случаев конструктивно бывает удобнее закрепить шток неподвижно на станине, а корпус ГЦ связать с подвижным рабочим органом. В этом случае при подводе жидкости через корпус ГЦ потребуются гибкие рукава.

Удобнее подводить жидкость через шток.

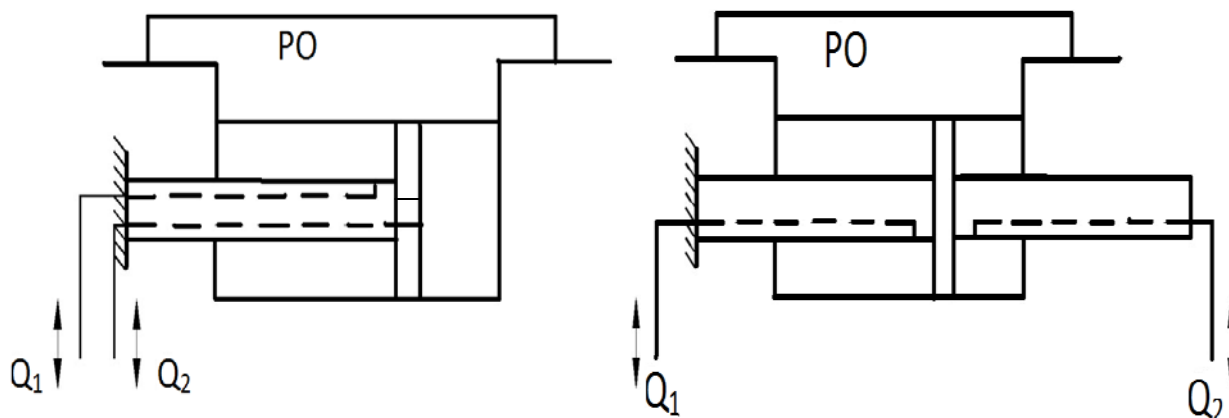


Рис. 2.14. Схемы подвода жидкости к гидроцилиндру

Соотношения для определения скоростей рабочего органа остаются прежними.

2.1.3.3. Жесткость гидроцилиндра

Жесткость – это способность тела или конструкции сопротивляться образованию деформации.

Жесткость, также как и прочность, в значительной степени определяет работоспособность гидропневмопривода.

Рассмотрим для примера гидроцилиндр с односторонним штоком, поршневая полость которого заполнена жидкостью и загерметизирована.

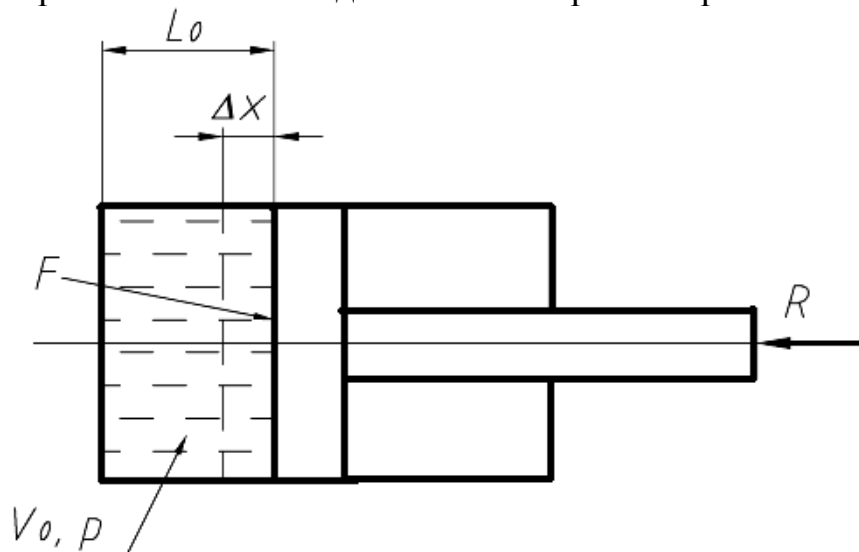


Рис. 2.15. Схема к определению жесткости гидроцилиндра

Приложим к штоку ГЦ силу R : под действием ее поршень сместится влево (по схеме) на величину Δx , сжимая жидкость.

Количественно жесткость j определяется как частное от деления величины приложенной силы к величине деформации, вызванной этой силой, т.е.

$$j = \frac{R}{\Delta x}.$$

Величину смещения поршня можно определить по формуле:

$$\Delta x = \frac{\Delta V}{F},$$

где ΔV – изменение объема полости ГЦ, F – эффективная площадь поршня.

По закону Гука

$$\Delta V = V_0 \frac{p}{E},$$

где V_0 – первоначальный объем полости ГЦ, p – давление жидкости в ГЦ; E – модуль упругости жидкости.

Тогда $\Delta x = \frac{V_0 p}{EF}$ и $j = \frac{REF}{V_0 p}$.

Т.к. $R = pF$ и $V_0 = FL_0$ (где L_0 – первоначальная длина полости ГЦ), получаем

$$j = \frac{EF}{L_0}.$$

Из полученной формулы видно, что при увеличении длины хода поршня ГЦ (и, соответственно, увеличении L_0) для обеспечения достаточной жесткости следует увеличить эффективную площадь.

2.2. НАПРАВЛЯЮЩАЯ АППАРАТУРА ГИДРОСИСТЕМ

2.2.1. Назначение и классификация направляющих гидроаппаратов

Направляющая гидроаппаратура изменяет направление потока жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

К этой группе аппаратов относятся распределители, обратные клапаны и гидрозамки.

Гидрораспределители предназначены для изменения направления или пуска-остановки потока жидкости в двух или более линиях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Они позволяют реверсировать движение рабочих органов, пускать или останавливать их.

Обратные клапаны свободно пропускают поток жидкости в одном направлении, а в противоположном направлении запирают его.

Гидрозамки свободно пропускают поток жидкости в одном направлении, а в обратном – только при подаче внешнего сигнала управления.

Распределители (ГР) в зависимости от вида запорно-регулирующего элемента подразделяются на золотниковые (с цилиндрическим или плоским золотником), крановые (с цилиндрической или плоской пробкой), клапанные.

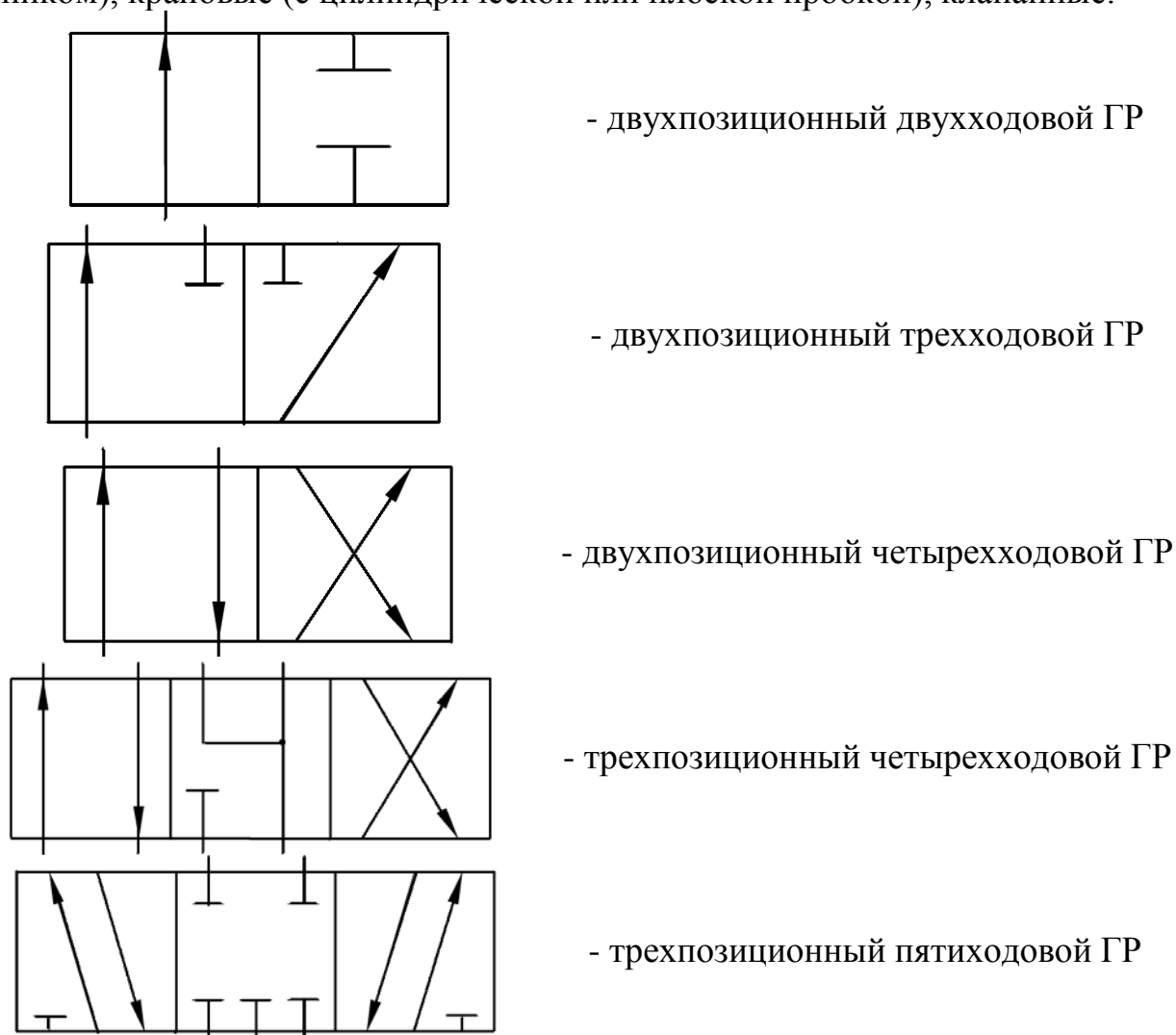


Рис. 2.16. Условные изображения распределителей

Применяют следующие способы управления распределителями: ручной, механический, электрический, гидравлический и электрогидравлический.

По количеству позиций, т.е. фиксированных положений золотника относительно корпуса, различают: 2-, 3- позиционные распределители.

По количеству подключенных внешних линий, по которым жидкость подводится к распределителю или отводится от него, различают двух-, трех-, четырех- и пятиходовые (линейные) исполнения распределителей.

Как правило, ГР управляют движением ГД таким образом, что в крайних позициях золотника движение ГД реверсируется, а в средней (3- позиционный ГР) обеспечивается его остановка. При этом возможны различные варианты соединения линий при остановке ГД.

Важным параметром распределителей, особенно в следящих системах, является перекрытие (Δ) расточек в корпусе распределителя с поясками золотника в среднем его положении. Различают распределители с нулевым, положительным и отрицательным перекрытием.

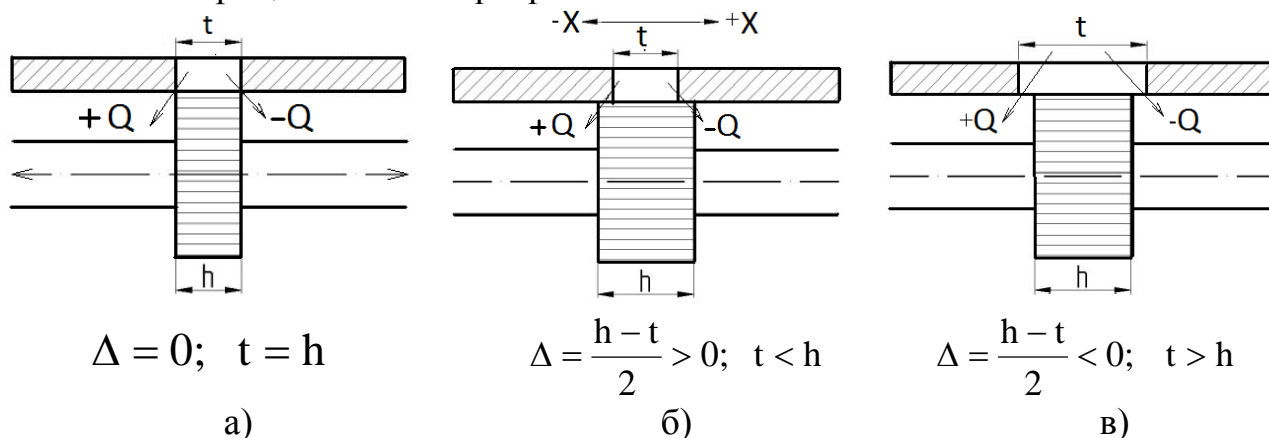


Рис. 2.17. Виды перекрытий распределителей

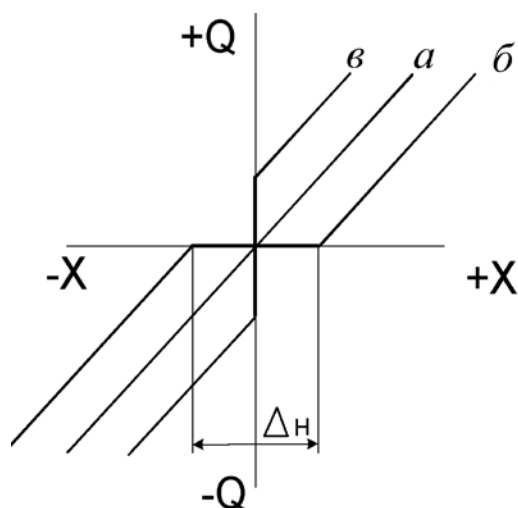


Рис. 2.18. Статические характеристики распределителей:
 а – с нулевым перекрытием;
 б – с положительным перекрытием;
 в – с отрицательным перекрытием

Распределитель с положительным перекрытием имеет зону нечувствительности Δ_n , т.к. при перемещении золотника в пределах Δ_n не произойдет изменения направления потока жидкости (рис. 2.18).

Этого недостатка лишены ГР с отрицательным перекрытием, но недостатком их являются повышенные потери жидкости, протекающей через проточки золотника в среднем положении.

Идеальным является ГР с нулевым перекрытием, однако это трудно осуществимо технологически.

На рисунках обозначено: x – это смещение золотника из среднего положения, Q – расход жидкости через распределитель.

2.2.2. Золотниковые распределители с цилиндрическим золотником (рис. 2.19)

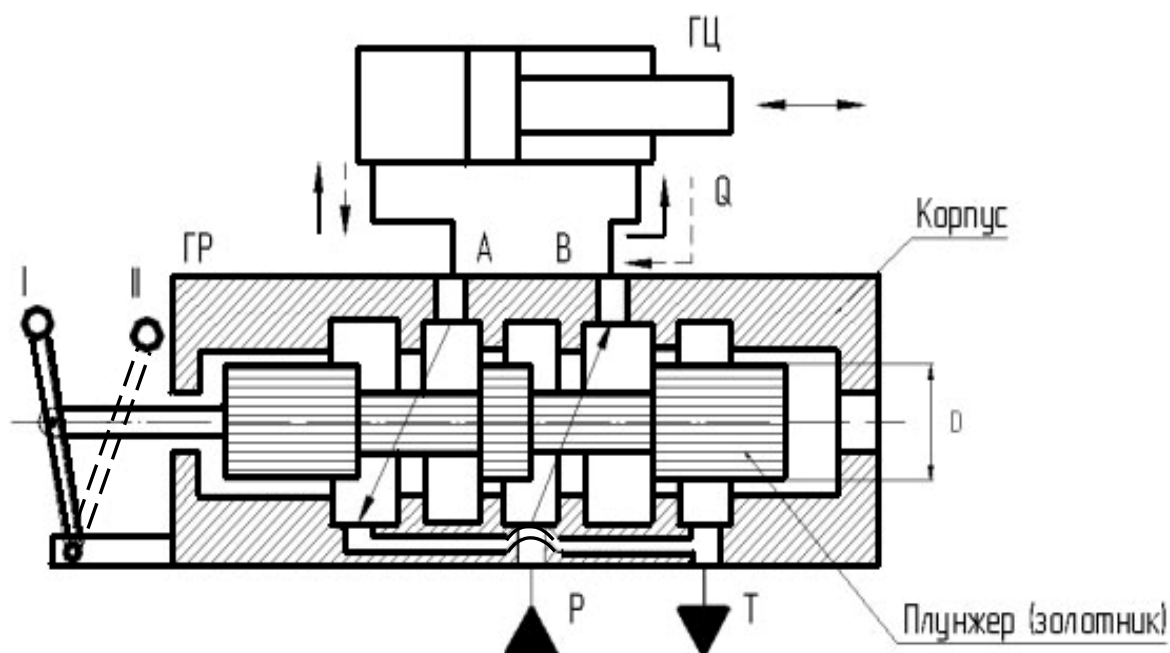


Рис. 2.19. Конструктивная схема распределителя с цилиндрическим золотником

В положении золотника распределителя ГР, показанном на рисунке (положение рукоятки I), поток масла Q из напорной линии P поступает по линии B в одну из полостей (правую) ГЦ, а из противоположной полости вытесняется через линию A и распределитель в сливную линию T.

При перемещении рукоятки управления в другую крайнюю позицию II направление потока реверсируется (P–ГР–А–ГЦ–В–ГР–Т), в результате чего изменяется направление движения поршня ГЦ.

2.2.3. Гидравлическая характеристика, утечки, герметизация плунжеров, явление облитерации

Рассмотрим на примере распределителя с положительным прикрытием кромок, который применяется наиболее часто (рис. 2.20).

Обозначения на рисунке: δ – радиальный зазор между золотником и корпусом; x – величина перемещения золотника; 1, 2, 3, 4 – кромки золотника.

Принимаем, что золотник симметричный, т.е. имеет равные перекрытия всех кромок.

Уплотнение в распределителях достигается притиркой поверхностей золотника и корпуса и получением очень малых радиальных зазоров, которые составляют $3 \div 5$ мкм.

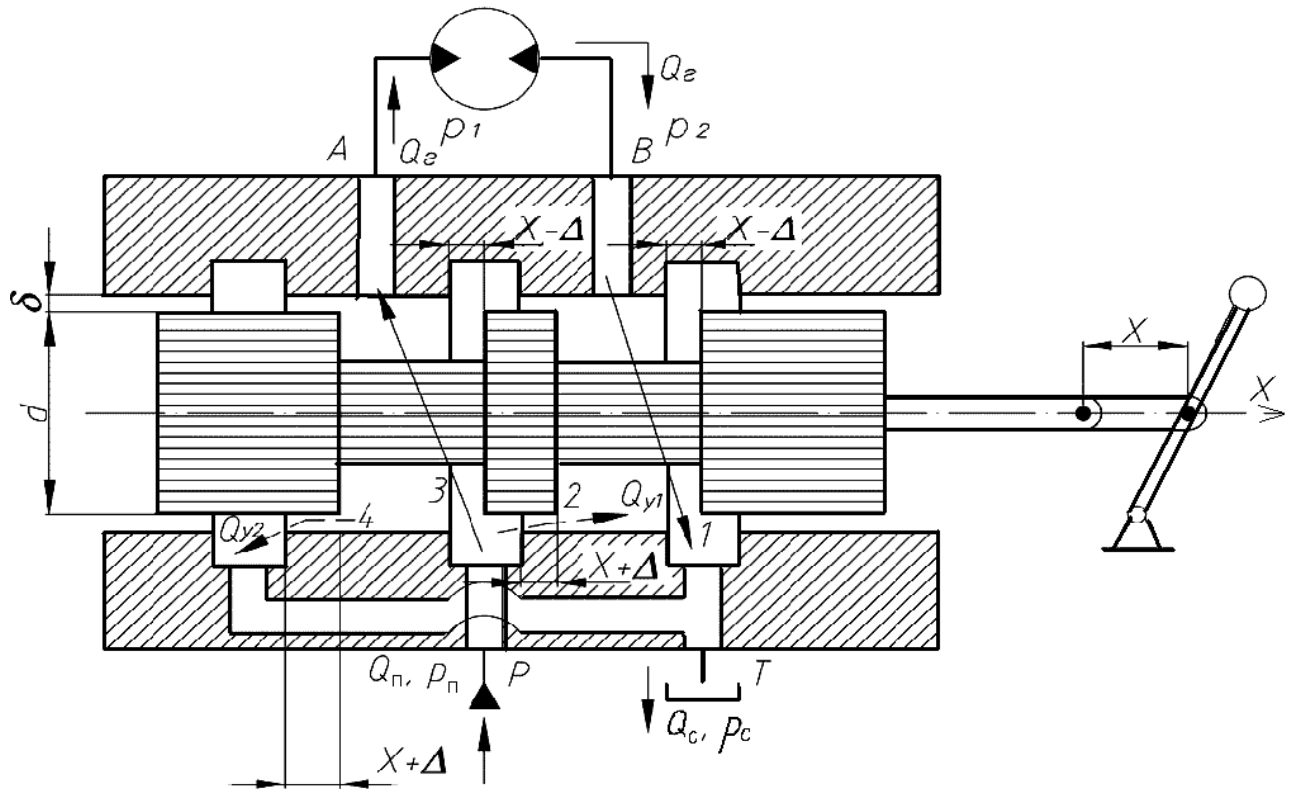


Рис. 2.20. Расчетная схема распределителя

Величина утечек в распределителе зависит от расположения золотника в отверстии (рис. 2.21).



Рис. 2.21. Варианты расположения золотника: а) концентричное, б) эксцентричное

Утечки жидкости через кольцевую щель:

— при концентричном положении золотника

$$Q_{y.конц.} = \frac{\pi d_{щ} \Delta p d^3}{12 \rho \nu L},$$

где $d_{щ}$ - средний диаметр щели; Δp - перепад давления на уплотняемой щели; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости; L - длина щели;

- при эксцентричном расположении, когда величина эксцентриситета e равна величине зазора,

$$Q_{у.эксц.} = 2,5 Q_{у.конц.}$$

Кроме того, при эксцентричном положении золотника может произойти его защемление.

Для устранения эксцентричности на золотнике выполняют кольцевые канавки глубиной 0,3 мм и шириной 0,5 мм (рис. 2.22). Достижению этого способствуют также кольцевые цилиндрические расточки в корпусе в местах подвода и отвода жидкости (рис. 2.20).

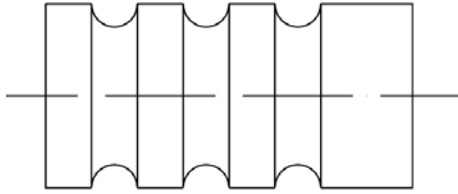


Рис. 2.22. Кольцевые канавки на золотнике

Учитывая, что зазоры в распределителях малы, утечками жидкости можно пренебречь.

При составлении уравнений расхода через распределитель используем зависимость для расхода жидкости через отверстие

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

где μ - коэффициент расхода; f - площадь проходного сечения.

Проходное сечение в распределителе имеет вид кольцевой щели, поэтому уравнения расхода через распределитель принимают вид:

$$Q_{п} = Q_{г} = \mu \pi d(x - \Delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{п} - p_1)}; \quad (2.1)$$

$$Q_{г} = Q_{с} = \mu \pi d(x - \Delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_{с})}; \quad (2.2)$$

$$\text{обозначим: } p = p_1 - p_2 \quad (2.3)$$

$$p_{г} = p_{п} - p_{с}, \quad (2.4)$$

где p - перепад давления во внешней цепи распределителя;

$p_{г}$ - полный перепад давления, затрачиваемый в гидросистеме.

$$\text{Из уравнения (2.3) находим: } p_2 = p_1 - p. \quad (2.5)$$

$$\text{Из уравнения (2.4) находим: } p_{с} = p_{п} - p_{г}. \quad (2.6)$$

Приравнивая правые части уравнений (2.1) и (2.2) получаем:

$$p_{п} - p_1 = p_2 - p_{с}.$$

Подставляя в последнее уравнение выражения (2.5) и (2.6), получаем

$$p_{п} - p_1 = \frac{1}{2}(p_{г} - p).$$

Окончательно получаем

$$Q_{г} = \mu \pi d(x - \Delta) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_{г} - p)}.$$

Обозначим $p_{г} - p = \Delta p_p$ - потери давления в распределителе. Тогда

$$Q_r = \mu \pi d (x - \Delta) \sqrt{\frac{1}{\rho} \Delta p_p}.$$

Это и есть гидравлическая характеристика распределителя.

Она показывает, что с увеличением нагрузки на двигателе (что равносильно увеличению p) расход через золотник при $x = \text{const}$ и $p_n = \text{const}$ уменьшается. Это явление, называемое дроссельным эффектом, снижает жесткость механической характеристики гидродвигателя (рис. 2.23).

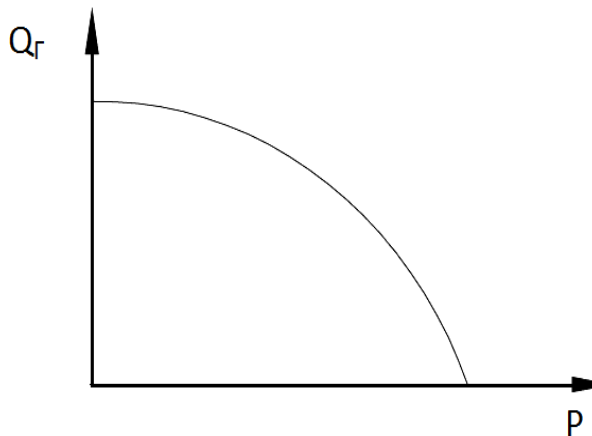


Рис. 2.23. Нагрузочная характеристика распределителя

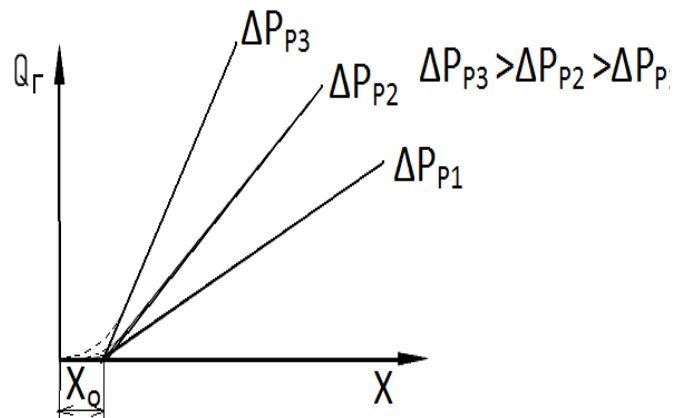


Рис. 2.24. Регулировочная характеристика распределителя

С другой стороны гидравлическая характеристика показывает, что при постоянных Δp_p (следовательно, постоянных p_n , p_c и p) имеет место линейная зависимость расхода через распределитель Q_r от сигнала управления – перемещения x (рис. 2.24).

На графике эти зависимости для различных значений Δp_p показаны сплошными линиями.

Штриховыми линиями изображены гидравлические характеристики с учетом утечек. Как видно из графика, линейность зависимости в этом случае нарушается лишь при малых x , когда величина Q_r соизмерима с утечками.

Линейность связи между расходом Q_r и смещением x является важнейшим свойством золотникового распределителя, как регулирующего устройства, что обусловило их широкое применение, особенно в следящих ГП.

Кроме высокой герметичности распределители должны обеспечивать стабильность пропускной способности щелей и легкость переключения.

Причиной нарушения стабильности пропускной способности щелей является облитерация – это нарастание слоев молекул жидкости на поверхностях, образующих щель. Она обусловлена силами молекулярного взаимодействия на границе раздела жидкой и твердой фаз.

Из-за облитерации пропускная способность щели при одинаковом смещении золотника постепенно уменьшается. Если ширина щели мала

(0,01÷0,02 мм), что характерно для следящих ГП, и ее стенки неподвижны, то может произойти полное заращивание щели.

Общепринятым методом борьбы с облитерацией является сообщение золотнику осцилляции в виде возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения с высокой частотой и малой амплитудой.

На процесс облитерации влияет также загрязненность жидкости твердыми и вязкими включениями, которые, с одной стороны, закупоривают щели, с другой – способствует образованию адсорбции полярно-активных молекул жидкости. Поэтому одним из способов борьбы с облитерацией является очистка жидкости.

2.2.4. Распределители с плоским золотником

Основная трудность при изготовлении распределителей с цилиндрическим золотником связана со сложностью обработки и контроля качества внутренней поверхности корпуса. Ввиду этого представляет интерес конструкция с плоским золотником, в которой обеспечен доступ к обеим контактирующим поверхностям.

Плоский золотник 3 (рис. 2.25) скользит по плоскому основанию (зеркалу) корпуса 1, прижимаясь к нему через втулку 2 пружиной 4 и усилием давления жидкости. Жидкость через центральное сквозное окно поступает (в зависимости от положения золотника) к левому (А) или правому (В) окну питания ГД и удаляется из нерабочих полостей ГД на слив (Т).

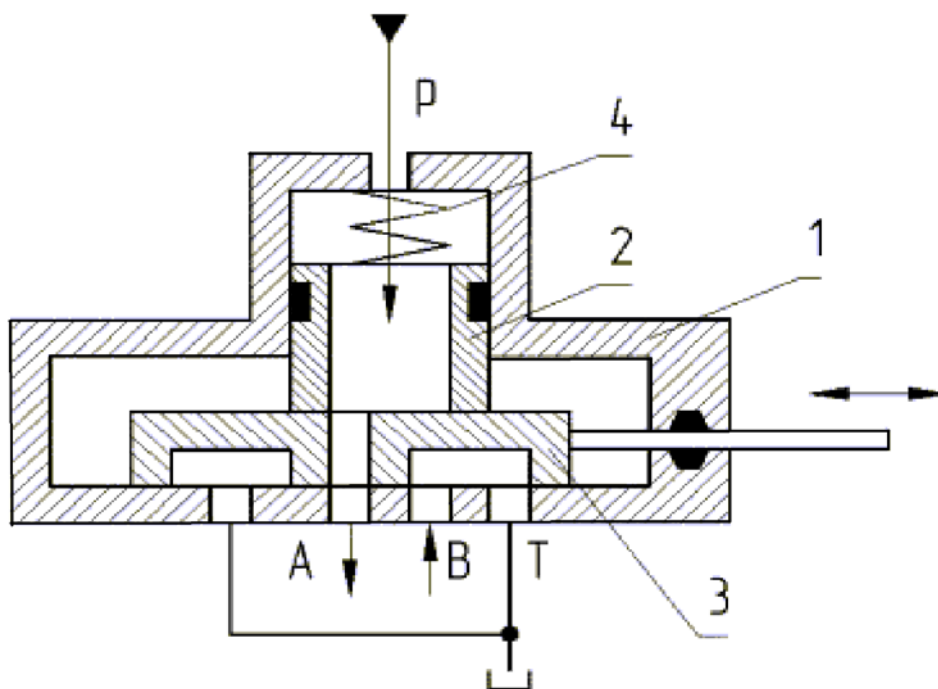


Рис. 2.25. Конструктивная схема распределителя с плоским золотником

Преимущества:

- распределитель с плоским золотником предъявляет менее жесткие требования по чистоте и точности обработки, а также дает возможность получения высокой (практически абсолютной) герметичности;

- увеличение утечек жидкости с повышением температуры происходит менее интенсивно (в 5–6 раз), чем в ГР с цилиндрическим золотником, что объясняется автоматичностью компенсации зазора между прижимающимися поверхностями. Поскольку этот зазор определяется толщиной масляной пленки, затруднено проникновение (ввиду его малости) твердых частиц загрязнителя, благодаря чему плоские распределители обладают высоким сроком службы;
- кроме того, ввиду свободной ориентации подвижного элемента относительно неподвижного отсутствует опасность заклинивания его в случае попадания в зазор твердых загрязнений, а также в результате температурного расширения материалов.

2.2.5. Клапанные распределители

Цилиндрические и плоские золотниковые распределители удобны как для позиционного переключения, так и для регулирования работы ГД.

Их главным недостатком являются утечки, которые не позволяют удерживать гидродвигатель под нагрузкой в неподвижном состоянии.

В таких случаях для позиционного переключения предпочтительны клапанные распределители, позволяющие герметически перекрывать гидролинии (рис. 2.26).

В закрытом положении клапаны 2 удерживают пружины 1, а открытие клапанов производится с помощью кулачковых механизмов (4, 5, 6, 7).

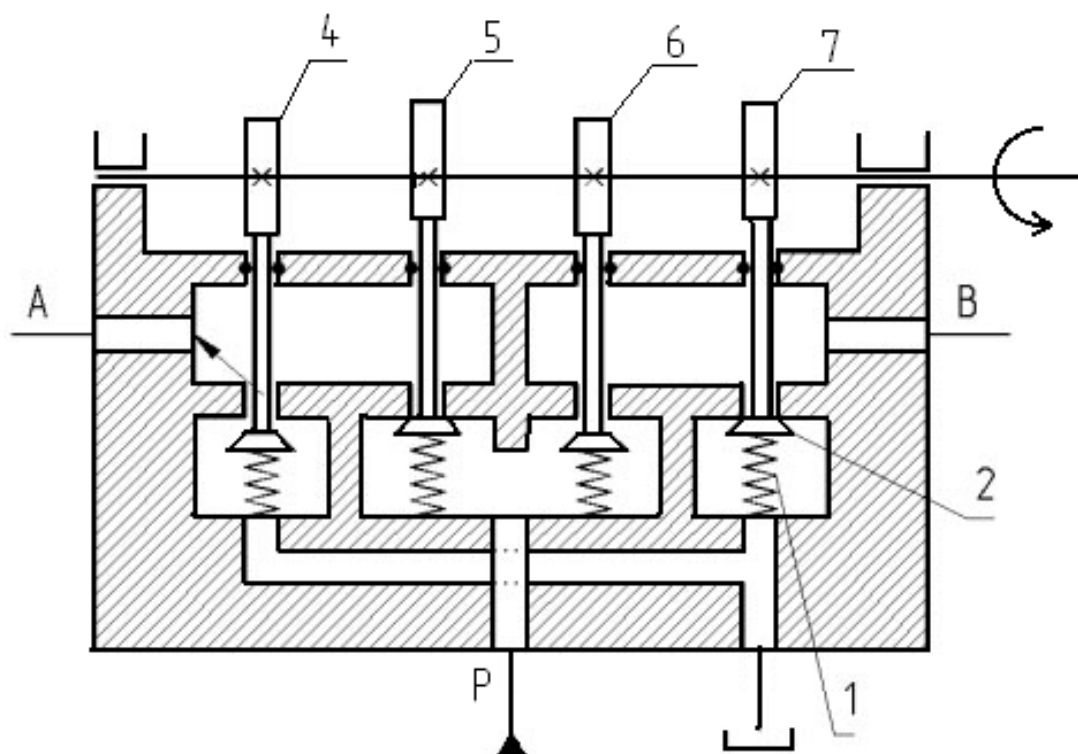


Рис. 2.26. Конструктивная схема клапанного распределителя

Затворы клапанов могут приводиться в действие также ручными и электро-механическими устройствами.

Достоинством клапанных распределителей является простота изготовления, надежность эксплуатации и высокая (практически полная) герметичность.

Недостатком рассмотренного клапанного распределителя являются большие усилия, которые требуются для преодоления давления жидкости на поверхность затвора клапана, а также увеличенные размеры и масса.

Для уменьшения усилий переключения клапанов применяют различные схемы разгрузки.

2.2.6. Крановые распределители

Находят применение при небольших расходах и давлениях.

В крановых распределителях рабочий элемент – пробка – цилиндрического или конического типа совершает поворотные движения относительно своей оси.

Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия (рис. 2.27). Она может занимать два и больше угловых положений.

Герметизация кранов с цилиндрической пробкой обеспечивается притиркой, а с конусной формой - с помощью пружин.

Достоинство крановых распределителей - компактность.

Пробковые краны из-за значительных утечек применяют до давления 10 МПа.

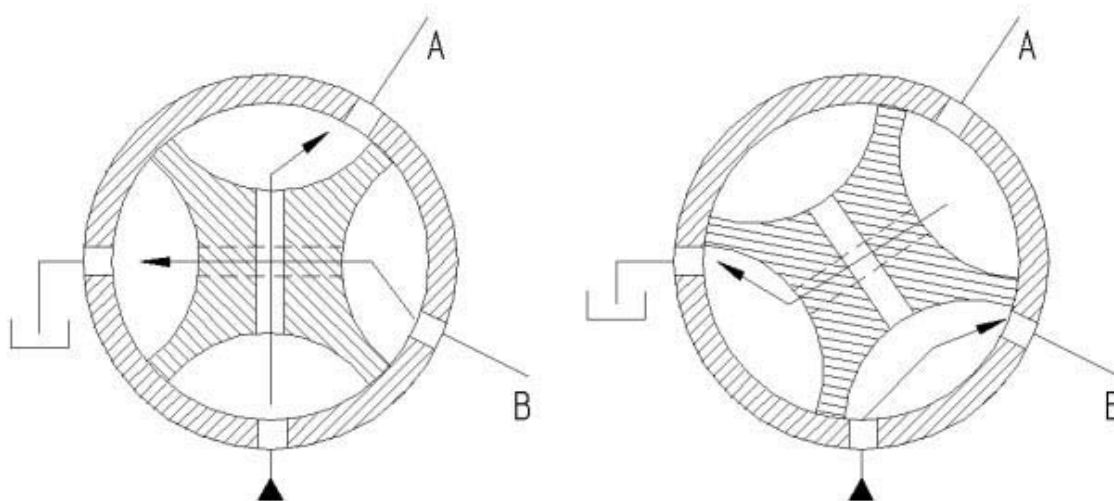


Рис. 2.27. Конструктивная схема кранового распределителя

В более ответственных случаях при требованиях малых размеров, но при высоких давлениях применяют плоские поворотные краны.

Условные графические изображения всех распределителей независимо от конструкции запорно-регулирующего элемента идентичны.

2.2.7. Способы управления распределителями

Различают следующие основные способы: ручной; механический; электрический; гидравлический; электрогидравлический.

Выше мы рассматривали ручное управление от рукоятки. Его условные графические изображения приведены на рис.2.28:

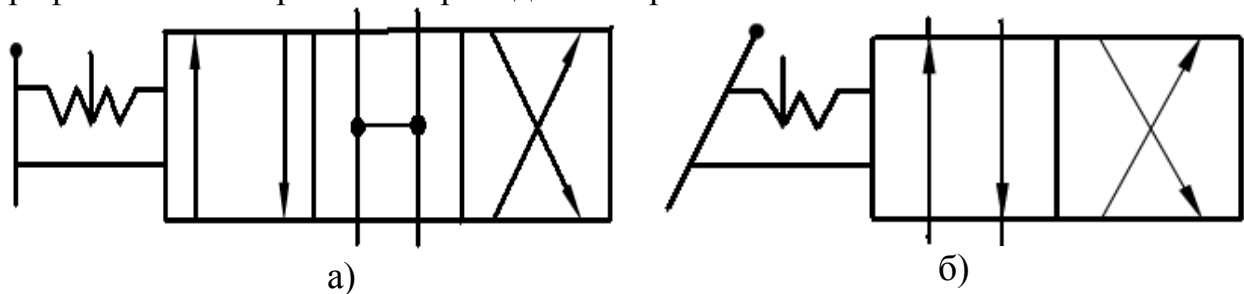


Рис. 2.28. Распределители с управлением от рукоятки (условное изображение):
а) трехпозиционный, б) двухпозиционный

Достоинством ручного управления является простота и надежность. Недостаток - повышенная утомляемость рабочего. Применяется лишь в тех случаях, когда переключение осуществляется сравнительно редко.

Механическое управление осуществляется обычно от кулачка (рис 2.29).

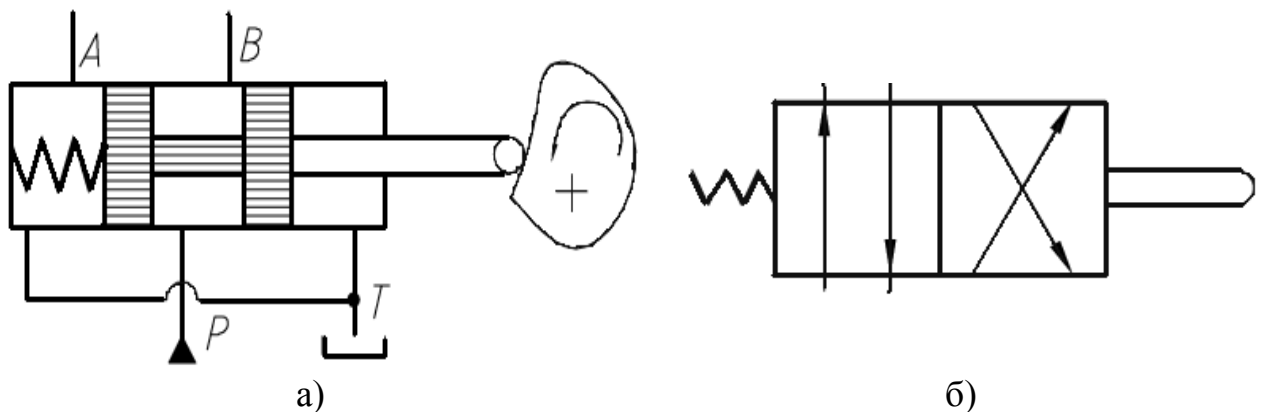


Рис. 2.29. Распределитель с механическим управлением:
а) конструктивная схема, б) условное изображение

Достоинство: простота и надежность в работе; недостаток - низкое быстродействие, недистанционность.

Электрическое управление осуществляется с помощью электромагнитов (рис. 2.30).

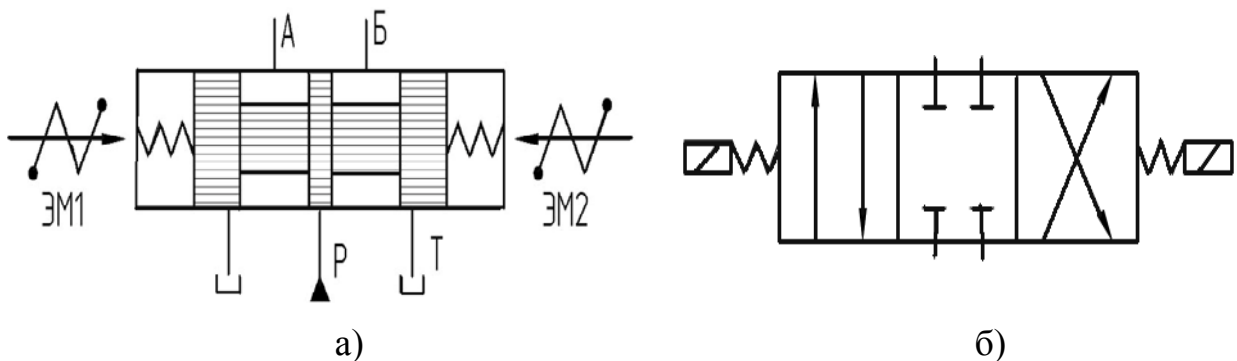


Рис. 2.30. Распределитель с электрическим управлением:
а) конструктивная схема, б) условное изображение

Переключение золотника осуществляется с помощью толкающих электромагнитов ЭМ1 и ЭМ2. В среднее положение золотник возвращается пружинами.

Если в одну из позиций золотник перемещается с помощью электромагнита, а в другую – пружиной, то в этом случае мы имеем электромеханическое управление.

Такой способ удобен в системах автоматического управления. Обладает высоким быстродействием (переключение происходит за $0,02 \div 0,05$ с), и дистанционностью управления.

Недостатком электрического управления является увеличение габаритных размеров электромагнитов при управлении большими потоками и при высоких давлениях (т. е. при больших мощностях).

Поэтому электрическое управление нашло применение в ГП малой мощности или в первом каскаде управления распределителем.

При больших усилиях переключения золотника применяется гидравлическое управление.

Переключение золотника производится с помощью жидкости, подводимой под торцы золотника (давление управления p_y) (рис. 2.31).

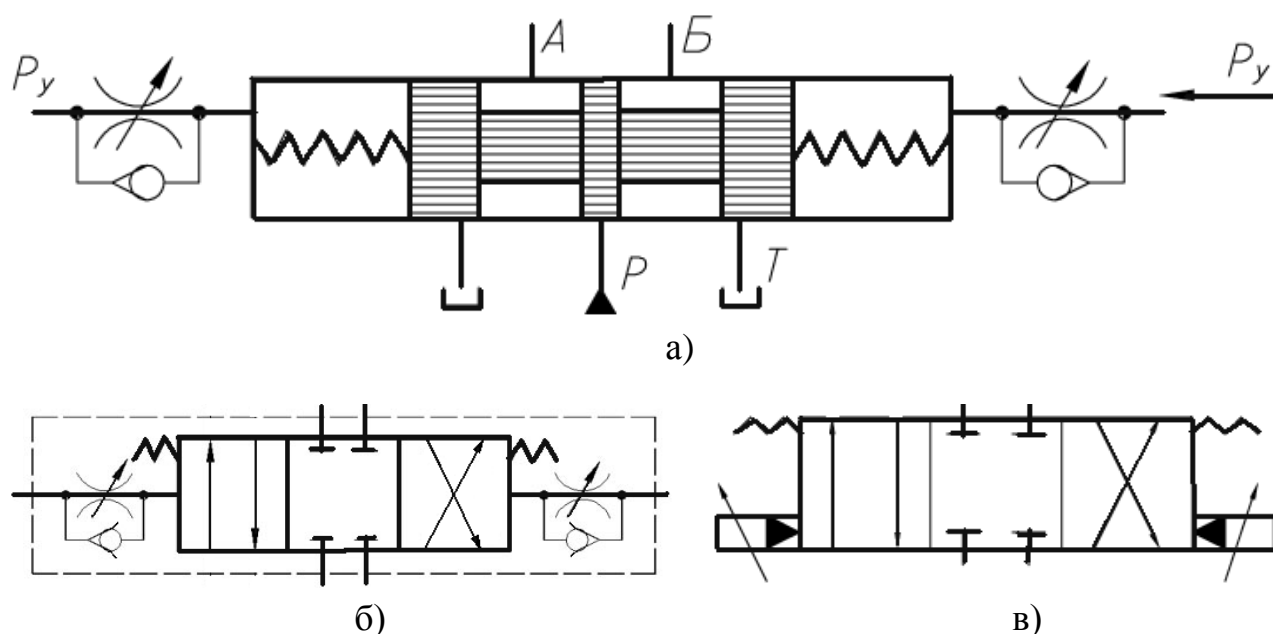


Рис. 2.31. Распределители с гидравлическим управлением:
а) конструктивная схема; б), в) условные изображения

Жидкость из линии управления поступает в соответствующую полость распределителя через обратный клапан, а вытесняется из другой полости через дроссель, который служит для регулирования времени переключения.

Достоинством гидравлического управления является возможность управления потоками большой мощности.

При электрогидравлическом управлении (ЭГУ) объединяются достоинства электрического (дистанционность, удобство использования в системах автома-

тического управления САУ) и гидравлического (большие усилия) способов переключения.

При ЭГУ управление основным распределителем производится одним или двумя вспомогательными распределителями, которые, в свою очередь, управляются электрически.

На рис. 2.32 представлена схема 3-позиционного ГР с электрогидравлическим управлением от одного вспомогательного ГР с управлением от основного потока. Возможно управление от независимого потока.

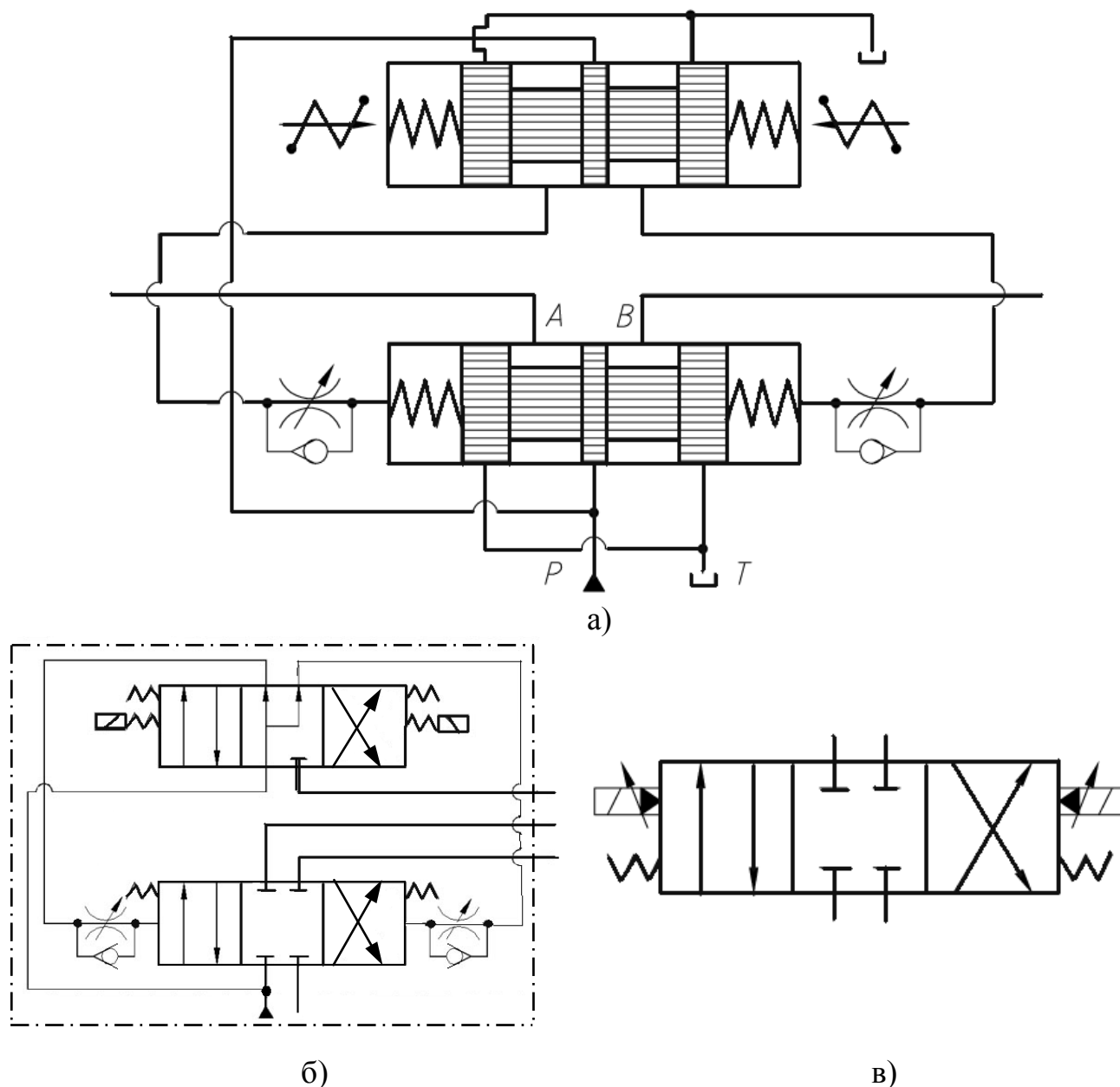


Рис. 2.32. Распределитель с электрогидравлическим управлением:
 а) конструкционная схема;
 б), в) условные изображения (развернутое и упрощенное)

2.2.8. Обратные клапаны

Обратные клапаны свободно пропускают поток жидкости в одном направлении, а в противоположном запирают его.

Требования: обратный клапан (ОК) должен быть герметичным в закрытом положении и обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом положении. В современных ОК потери давления не превышают 0,15 МПа.

Запорно-регулирующий элемент может быть выполнен (рис. 2.33) в виде шарика (а) или стакана (б). Достоинством шарикового ОК является простота конструкции, недостатком - сравнительно большая масса запорного элемента, что снижает его быстродействие.

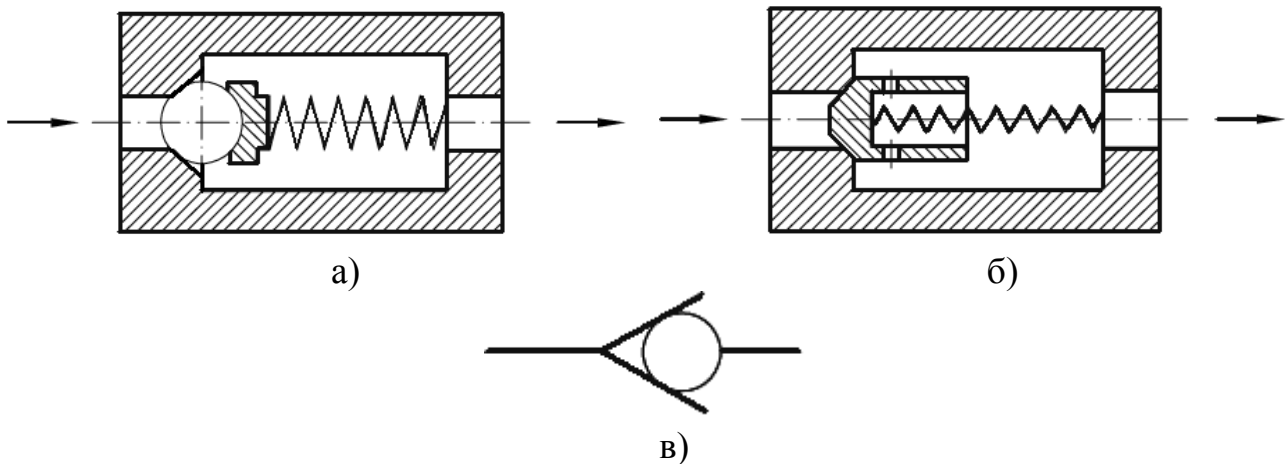


Рис. 2.33. Обратные клапаны: а), б) конструктивные схемы, в) условное изображение

Быстродействие клапана по схеме (б) составляет 0,1-10 мс.

Типовые схемы применения ОК приведены на рис. 2.34.

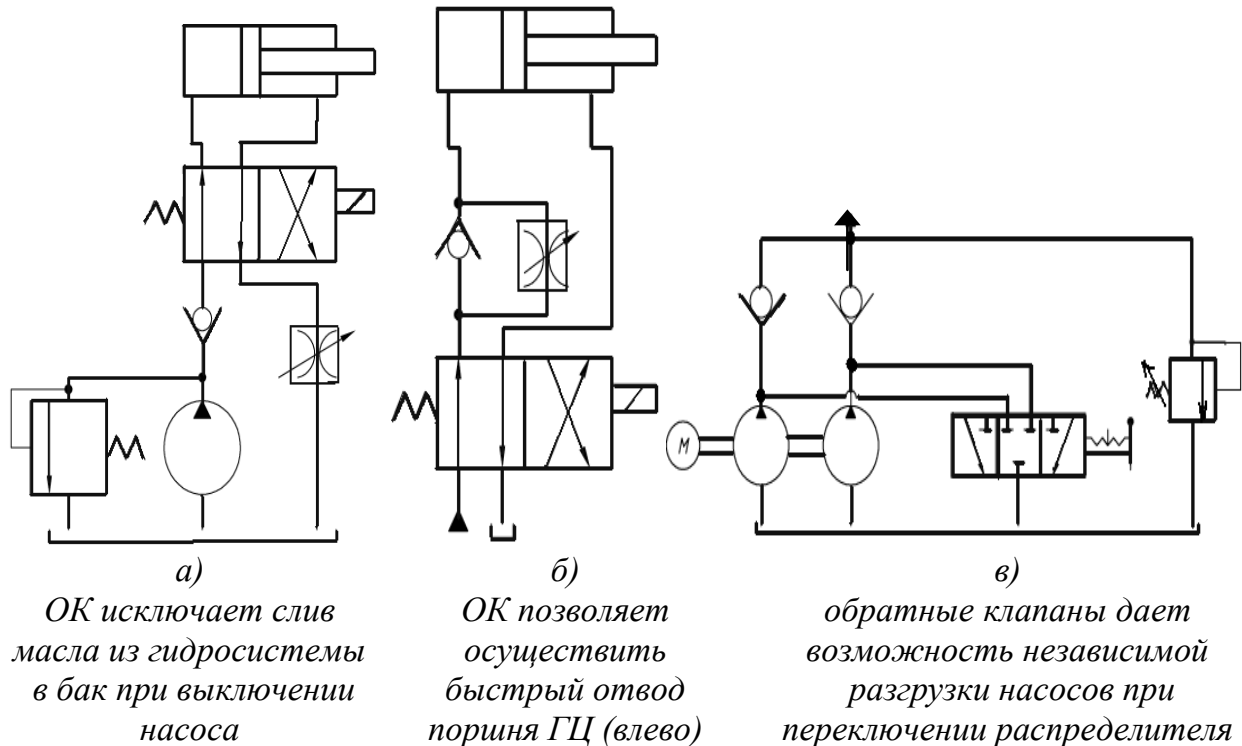


Рис. 2.34. Типовые схемы применения обратных клапанов

2.2.9. Гидрозамки

Выше были рассмотрены неуправляемые ОК. В гидроавтоматике применяются также управляемые ОК (гидрозамки), т. е. ОК с управляющим внешним воздействием. Для этого дополнительно вводится поршень (рис. 2.35).

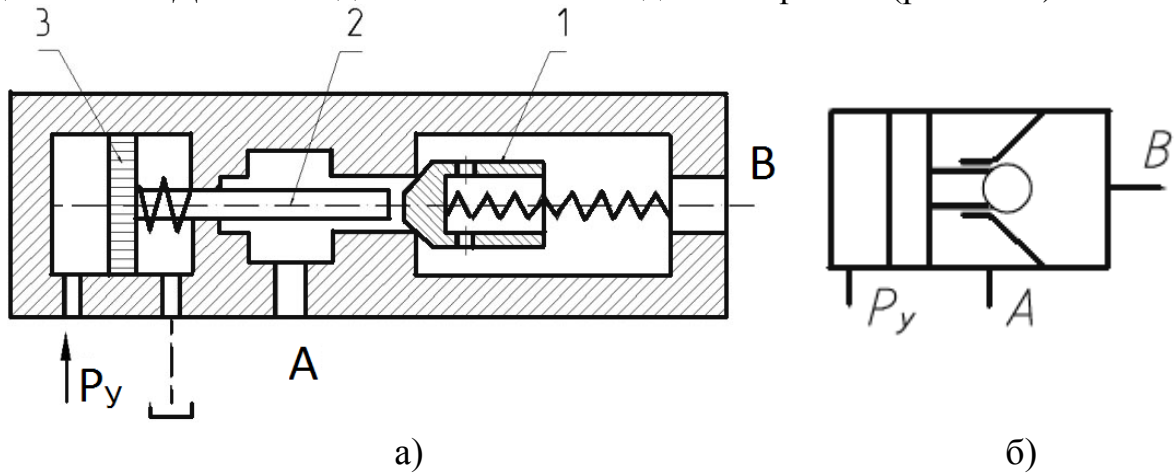


Рис. 2.35. Гидрозамок: а) конструктивная схема, б) условное изображение

Гидрозамок обеспечивает свободный проход жидкости в одном направлении (из А в В); в обратном же направлении (из В в А) проход обеспечивается открытием затвора 1 при помощи толкателя 2 и поршня 3. Для этого под поршень подается управляющее давление p_y .

Это фактически клапанный распределитель с гидравлическим управлением.

Гидрозамки позволяют расширить возможности осуществления различных логических схем (рис. 2.36) [15].

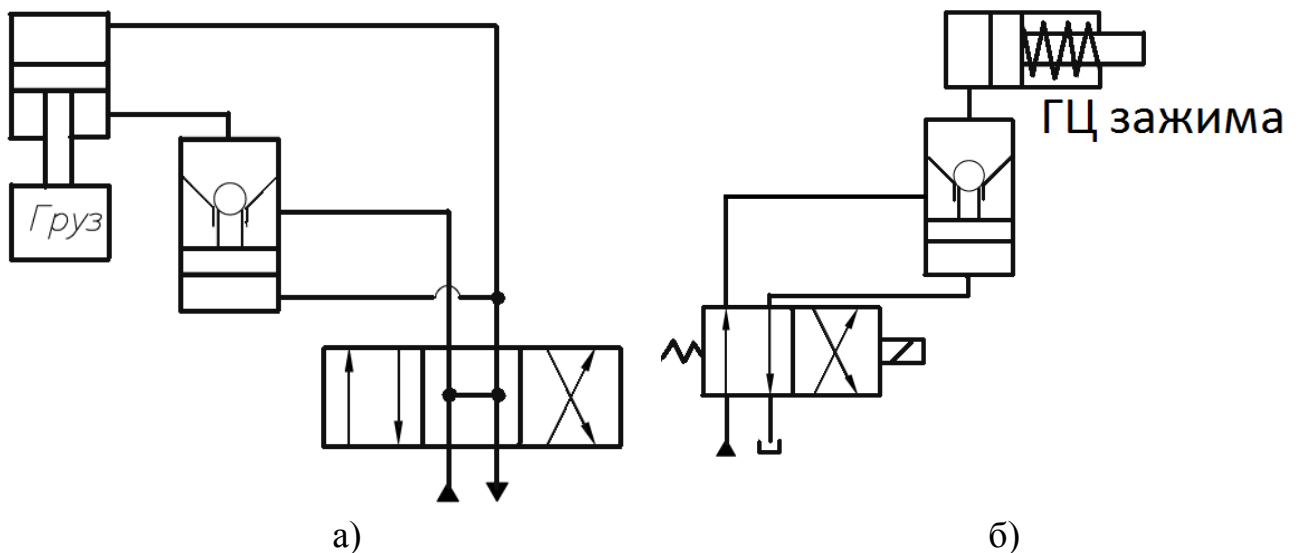


Рис. 2.36. Типовые схемы применения гидрозамков

В схеме (а) замок исключает возможность самопроизвольного опускания груза при нейтральном положении распределителя, а в схеме (б) замок запирает рабочую полость ГЦ при случайном падении давления в системе, предотвращая самопроизвольный разжим детали.

2.3. РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА ГИДРОСИСТЕМ

Регулирующие гидроаппараты изменяют давление, расход и направление потока жидкости путём частичного открытия рабочего проходного сечения.

По назначению регулирующие гидроаппараты можно разделить на две группы. *Аппараты первой группы* предназначены для *регулирования давления* жидкости в гидросистеме, что необходимо для регулирования усилий или крутящих моментов на выходном звене привода. К таким аппаратам относятся клапаны давления, которые подразделяются на предохранительные; переливные; редукционные; напорные.

Аппараты второй группы предназначены для *регулирования расхода* жидкости в гидросистеме, что необходимо для регулирования линейной или угловой скорости выходного звена привода. К таким аппаратам относятся дроссели и регуляторы расхода.

2.3.1. Предохранительные и переливные клапаны

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения ГП от давления, превышающего установленное.

Они действуют эпизодически лишь в аварийных режимах работы, пропуская масло из напорной линии в сливную.

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления путём непрерывного слива масла в бак во время работы.

В станкостроении централизованно не изготавливаются клапаны, предназначенные для работы только в аварийном режиме, они работают, как правило, и в режиме переливных клапанов.

Различают клапаны прямого и непрямого действия.

При незначительных расходах жидкости и рабочих давлениях применяют предохранительные клапаны *прямого действия*, в которых давление жидкости воздействует на запорный элемент, нагруженный с противоположной стороны усилием пружины.

Схема простейшего предохранительного клапана шарикового типа приведена на рис. 2.37.

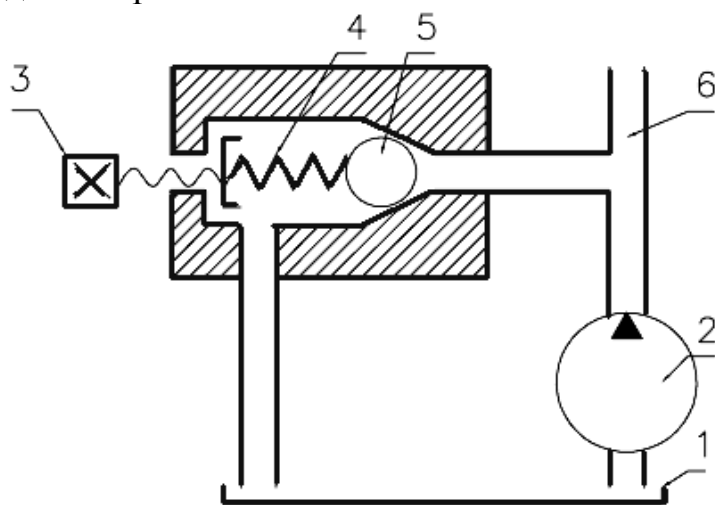


Рис. 2.37. Конструктивная схема клапана прямого действия

Насос 2 всасывает масло из резервуара 1 и подаёт его в гидросистему по трубопроводу 6. Давление масла действует на шарик 5 клапана, прижатый к седлу пружиной 4. Усилие пружины и, следовательно, величина давления, регулируется винтом 3.

Когда сила давления масла на шарик превышает усилие пружины, шарик отходит влево, и масло через образовавшуюся щель между шариком и седлом сливается в резервуар.

Такая конструкция проста и надёжна в работе, однако при увеличении расхода масла и рабочего давления резко увеличиваются размеры пружины.

Поэтому в гидросистемах чаще используют аппараты *непрямого действия*, в которых небольшой вспомогательный клапан управляет перемещением переливного золотника, подключенного к напорной и сливной линиям (рис. 2.38).

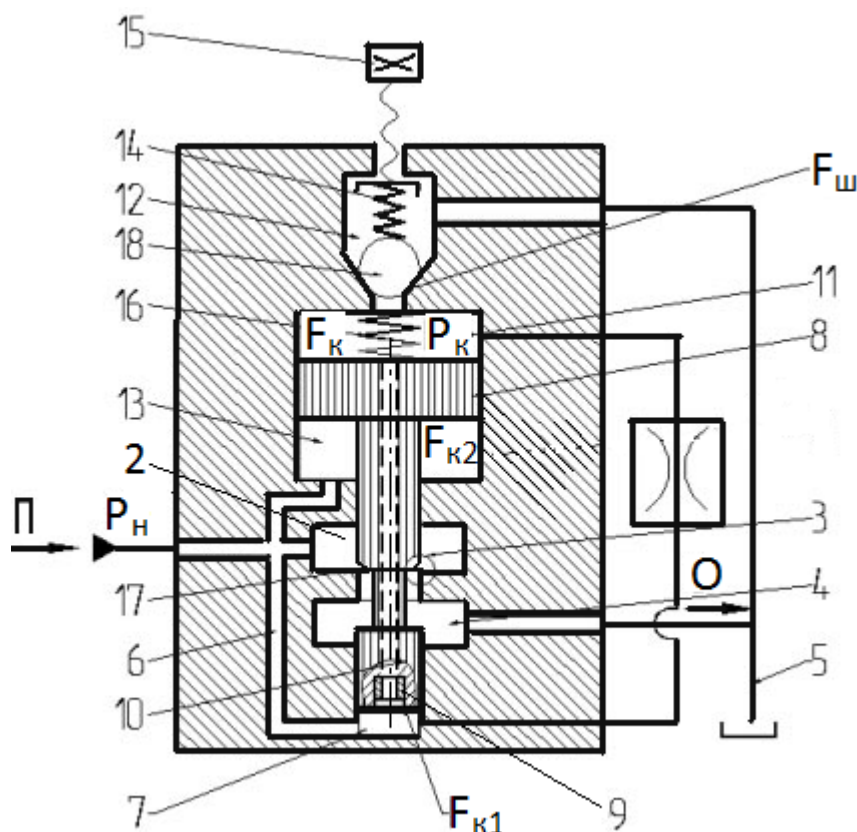


Рис. 2.38. Конструктивная схема клапана непрямого действия

Клапан нормально закрыт, т.е. при отсутствии давления P_n его рабочая щель закрыта. Жидкость из напорной линии подводится в полость 2 клапана, проходит через рабочую щель 3 и поступает в полость 4, откуда сливается в бак.

Полость 2 каналом 6 соединена с нижней торцевой полостью 7 переливного золотника 8 и через демпфер 9 (малое отверстие) и отверстие 10 в золотнике с верхней торцевой полостью 11, откуда жидкость через вспомогательный клапан 12 может поступать в сливную линию.

Величина давления настраивается пружиной 14 вспомогательного клапана.

Одновременно полость 2 соединена с полостью 13 под грибком переливного золотника.

Если давление P_n в гидросистеме не превышает давления, на которое настроен вспомогательный клапан, последний закрыт, давления в торцевых полостях 7, 11 и 13 переливного золотника 8 одинаковы, и золотник прижат пружиной 16 к своему седлу 17, вследствие чего напорная и сливная линии разъединены.

Как только давление жидкости на вспомогательный клапан 12 преодолет усилие пружины 14, регулируемое винтом 15, шарик отойдет от седла, и жидкость в небольшом количестве из полости 2 через канал 6, демпфер 9 и отверстие в золотнике будет поступать в сливную линию. Из-за потери давления в демпфере давление в полости 11 уменьшится, и золотник 8 переместится вверх, сжимая пружину 16 и соединяя полости 2 и 4 через рабочую щель 3, в результате жидкость из напорной линии поступает в сливную 5.

Перемещение золотника вверх происходит до тех пор, пока силы от давления в полостях 7 и 13 не уравновесят силы от давления в полости 11 и усилие пружины 16.

Уравнение равновесия золотника

$$p_k F_k + R_k = p_n F_{k1} + p_n F_{k2},$$

где F_k , F_{k1} , F_{k2} – эффективные площади золотника соответственно в полостях 11, 7 и 13; R_k – усилие пружины 16, p_k – давление в полости 16.

Т.к. $F_k = F_{k1} + F_{k2}$, получаем $p_k F_k + R_k = p_n F_k$;

Уравнение равновесия вспомогательного клапана

$$p_k F_{ш} = R_{ш},$$

где $F_{ш}$ – площадь седла клапана; $R_{ш}$ – усилие пружины 14.

Тогда

$$p_k = \frac{R_{ш}}{F_{ш}}.$$

Подставляя в уравнение равновесия золотника, получаем

$$\frac{F_k}{F_{ш}} R_{ш} + R_k = p_n F_k \quad \text{или} \quad p_n = \frac{1}{F_k} R_{ш} + \frac{1}{F_k} R_k.$$

Если пренебречь изменением усилия пружины при перемещениях золотника и шарика, то можно с достаточной точностью считать, что $p_n = \text{const}$, т.е. оно поддерживается автоматически постоянным.

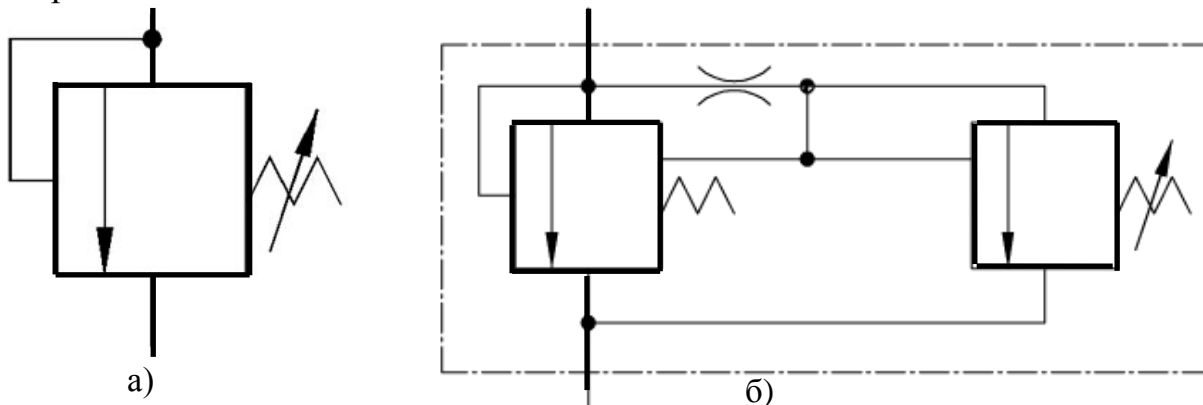


Рис. 2.39. Условные графические изображения предохранительного клапана: а) прямого действия, б) непрямого действия

Предохранительные клапаны должны поддерживать постоянное давление в возможно более широком диапазоне изменения расходов жидкости, проходящей через клапан. В динамических режимах они должны быть достаточно быстродействующими. Если при включении насоса или резком торможении ГД клапан вовремя не откроется, в системе может возникнуть резкий пик давления, приводящий к поломке насоса или разрыву трубопроводов.

Поэтому для повышения быстродействия золотник клапана выполнен грибообразным, а пружина золотника имеет малую жёсткость.

Вместе с тем, повышение быстродействия вызывает потерю устойчивости, сопровождающуюся шумом и колебаниями давления в гидросистеме. Поэтому конструкция клапана должна обеспечивать оптимальную величину демпфирования. Для этого в клапан введён демпфер 9. В современных клапанах пик давления при резком изменении расхода не превышает 15 - 20 % .

2.3.2. Редукционные клапаны

Служат для создания установленного постоянного давления в отдельных участках гидросистемы, сниженного по сравнению с давлением в напорной линии.

Конструкция редукционного клапана в значительной степени аналогична конструкции рассмотренного выше предохранительного клапана.

Отличие состоит в том, что поддерживается постоянное давление на выходе и редукционный клапан нормально открыт (рис. 2.40).

Масло из напорной линии подводится в полость 6 и далее через дросселирующую щель 7 (величина открытия h_p) между корпусом и рабочей кромкой золотника 2 поступает в полость 8, соединённую с участком гидросистемы, где необходимо поддерживать пониженное (редуцированное) давление p_p .

При работе аппарата жидкость в небольшом количестве ($\sim 0,8$ л/мин) постоянно течёт из полости 7 через отверстие 9, демпфер 11, осевое отверстие в золотнике 2 и вспомогательный клапан 3 в линию слива. При этом давление в полости 12 будет ниже давлений в полостях 10 и 13 на величину потерь в демпфере 11 (Δp_d). Наличие разности давлений на торцовых полостях золотника 2 создаёт осевую силу, поднимающую золотник вверх и сжимающую пружину 5. Золотник 2 рабочей кромкой дросселирует поток жидкости, вследствие чего давление в полости 7 понижается по сравнению с давлением в напорной линии.

Требуемая величина p_p настраивается винтом 15. Случайные изменения редуцированного давления p_p вызывают осевое перемещение золотника в направлении уменьшения ошибки.

Уравнение равновесия золотника аналогично предохранительному клапану, поэтому в результате его преобразования получаем:

$$p_p = \frac{1}{F_{ш}} R_{ш} + \frac{1}{F_{к}} R_{к} .$$

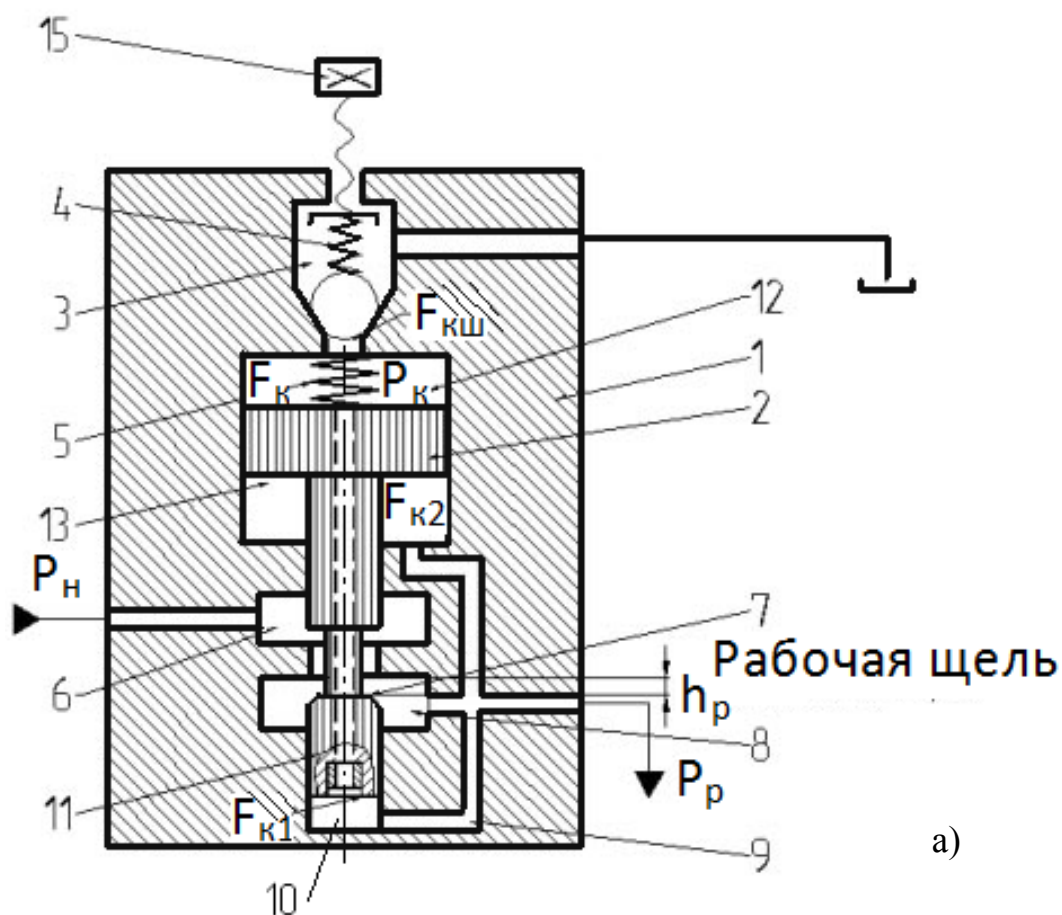


Рис. 2.40. Редукционный клапан: а) конструкция, б) развернутое условное изображение, в) упрощенное условное изображение

Если пренебречь изменением усилия пружины при перемещениях золотника и шарика, то с достаточной точностью можно считать, что $P_p = \text{const}$, т.е. оно автоматически поддерживается постоянным.

Пример применения редукционного клапана приведён на рис. 2.41 [15].

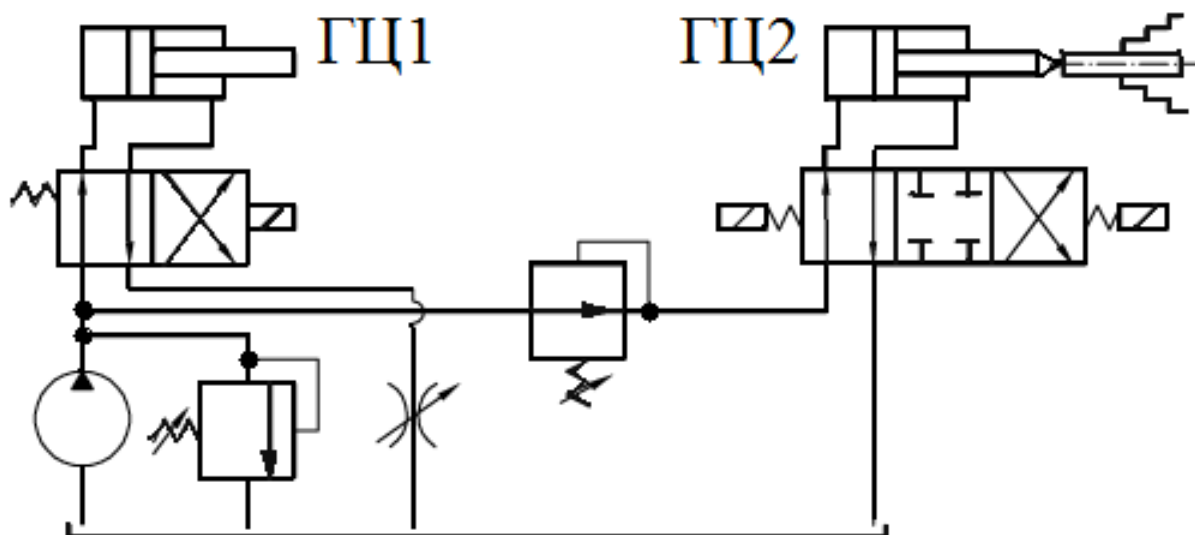


Рис. 2.41

В этой схеме редукционный клапан используется в приводе зажимного устройства. От ГЦ1 осуществляется основное движение, а от ГЦ2 – зажим-разжим детали. Давление в ГЦ2 регулируется редукционным клапаном.

Наиболее широко редукционные клапаны применяются в регуляторах расхода, поддерживая постоянный перепад давления на дросселе. Они будут рассмотрены ниже.

2.3.3. Напорные клапаны

Применяют для предохранения гидросистем от перегрузок, поддержания определённого постоянного давления или заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках масла, а также для дистанционного управления потоком и различных блокировок.

В этих аппаратах на один торец золотника действует давление жидкости в одной линии, а на противоположный – давление в другой линии и регулируемое усилие пружины (рис. 2.42).

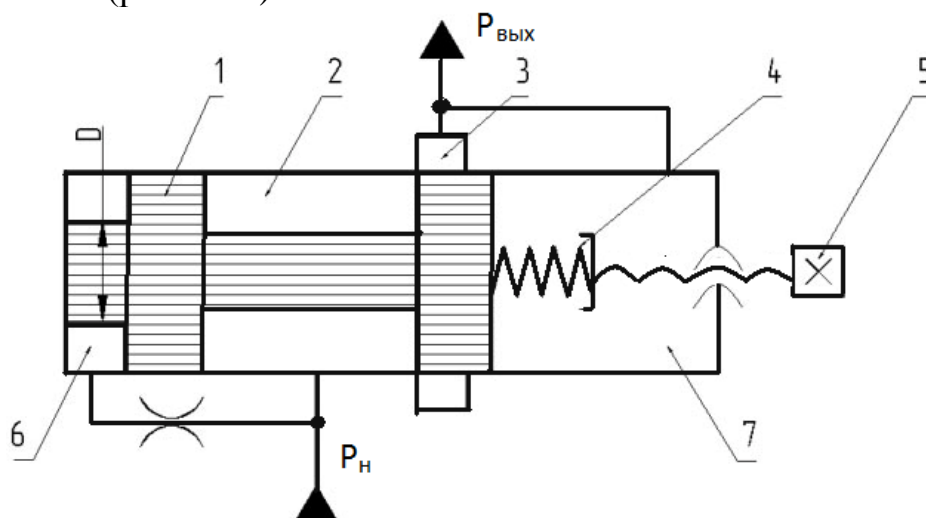


Рис. 2.42. Конструктивная схема напорного клапана

Аппараты имеют две основные линии и две линии управления, причём, используя эти линии независимо или соединяя их, можно получить четыре исполнения клапана, имеющих различное функциональное назначение (рис. 2.43).

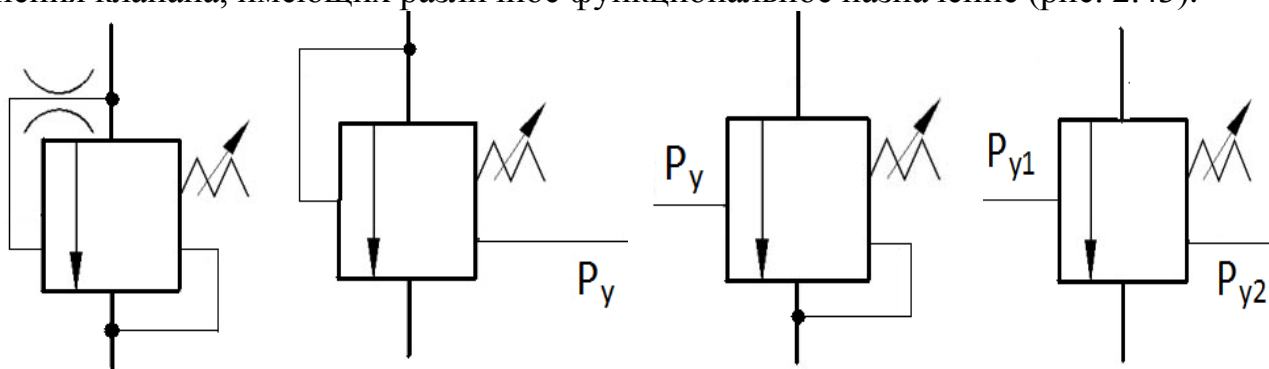


Рис. 2.43. Условные изображения напорного клапана (четыре исполнения)

Если давление в напорной линии p_n меньше давления настройки, устанавливаемого винтом 5, золотник 1 удерживается пружиной 4 в левом положении и его поясok разделяет полости 2 и 3. Когда давление в системе возрастёт настолько, что усилие от давления масла на торец золотника в полости 6 преоdлеывает усилие пружины 4 и усилие давления масла на противоположный торец золотника в полости 7, золотник 1 перемещается вправо, соединяя полости 2 и 3.

Уравнение равновесия золотника

$$p_n F_k = p_{\text{вых}} F_k + R_k,$$

где $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из клапана; F_k – эффективная площадь золотника; R_k – усилие пружины.

Из уравнения получаем

$$(p_n - p_{\text{вых}})F_k = R_k \text{ или } \Delta p = p_n - p_{\text{вых}} = \frac{R_k}{F_k}.$$

Если пренебречь изменением усилия пружины в процессе работы клапана (при неизменном положении винта 5), то можно считать, что разность давлений Δp поддерживается постоянной (клапан разности давлений).

Если $p_{\text{вых}} = 0$, то $p_n = \frac{R_k}{F_k} = \text{const}$, – то это уже предохранительный или переливной клапан.

Типовые схемы применения напорного клапана приведены на рис. 2.44 [15].

В схеме (а) клапан 3 обеспечивает превышение давления в линии 1 над давлением в линии 2 на определённую величину, а клапан 4 регулирует давление в линии 2.

В схеме (б) клапан 1 служит для блокировки по давлению. Масло от насоса одновременно поступает в поршневые камеры обоих ГЦ, однако цилиндр подачи 2 начинает двигаться лишь после зажима обрабатываемой детали 4, когда давление в напорной линии возрастёт до величины, достаточной для открытия клапана 1. Клапан 5 обеспечивает защиту системы от перегрузки.

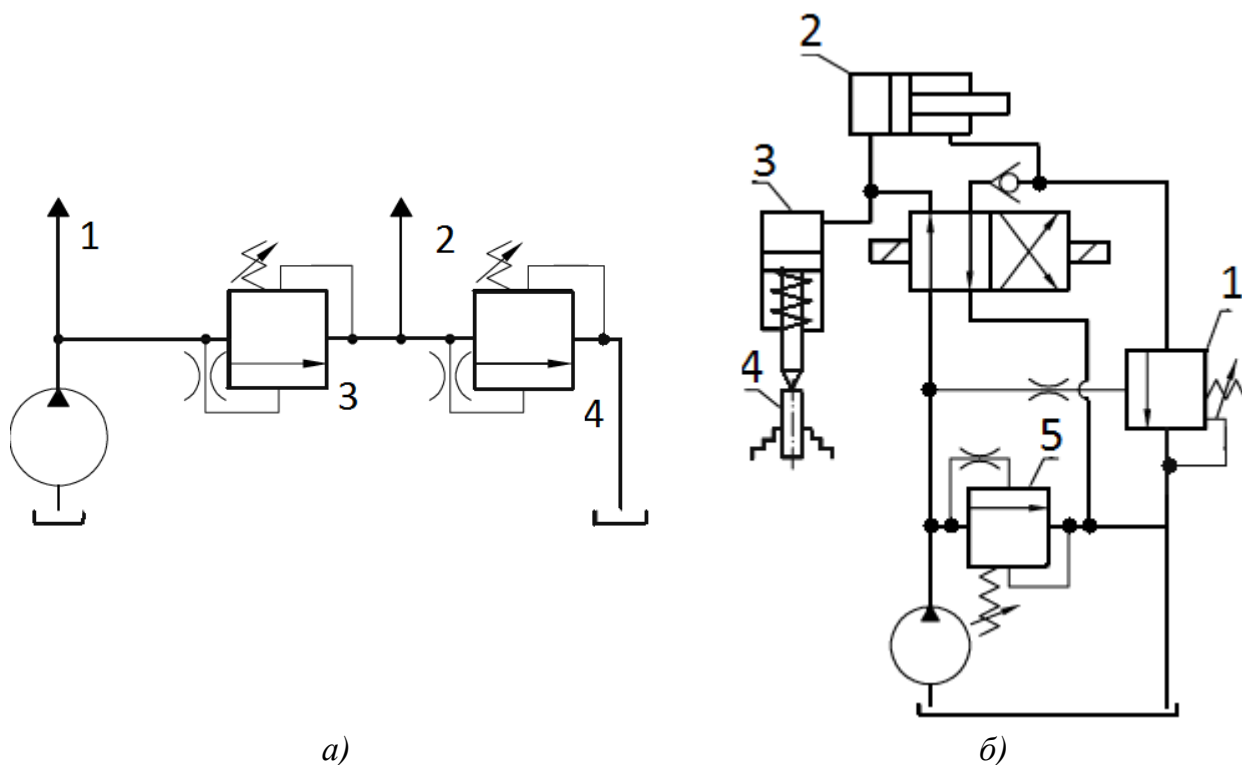


Рис. 2.44

2.3.4. Дроссели

Дроссель - это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для изменения расхода рабочей жидкости и представляющий собой местное регулируемое или нерегулируемое гидравлическое сопротивление.

Требования, предъявляемые к дросселям:

1. При минимальном открытии проходное сечение должно иметь форму круга, квадрата или равностороннего треугольника. Это обусловлено устранением засоряемости дросселя. Сечение в виде узкого прямоугольника будет задерживать частицы, т.е. оно пригодно для фильтров.
2. Длина канала дросселя L должна быть минимальной, т.к. в этом случае меньше зависимость расхода через дроссель $Q_{др}$ от перепада давления $\Delta p_{др}$ на нём ($\Delta p_{др} = p_1 - p_2$). При постепенном стачивании пробки (что равнозначно уменьшению L) получим семейство кривых (рис. 2.45).

При $L \rightarrow 0$ характеристика становится квадратичной. В этом случае уравнение расхода через дроссель определяется по формуле:

$$Q_{др} = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \quad (2.7)$$

где μ – коэффициент расхода; $f_{др}$ – площадь проходного сечения; ρ – плотность жидкости.

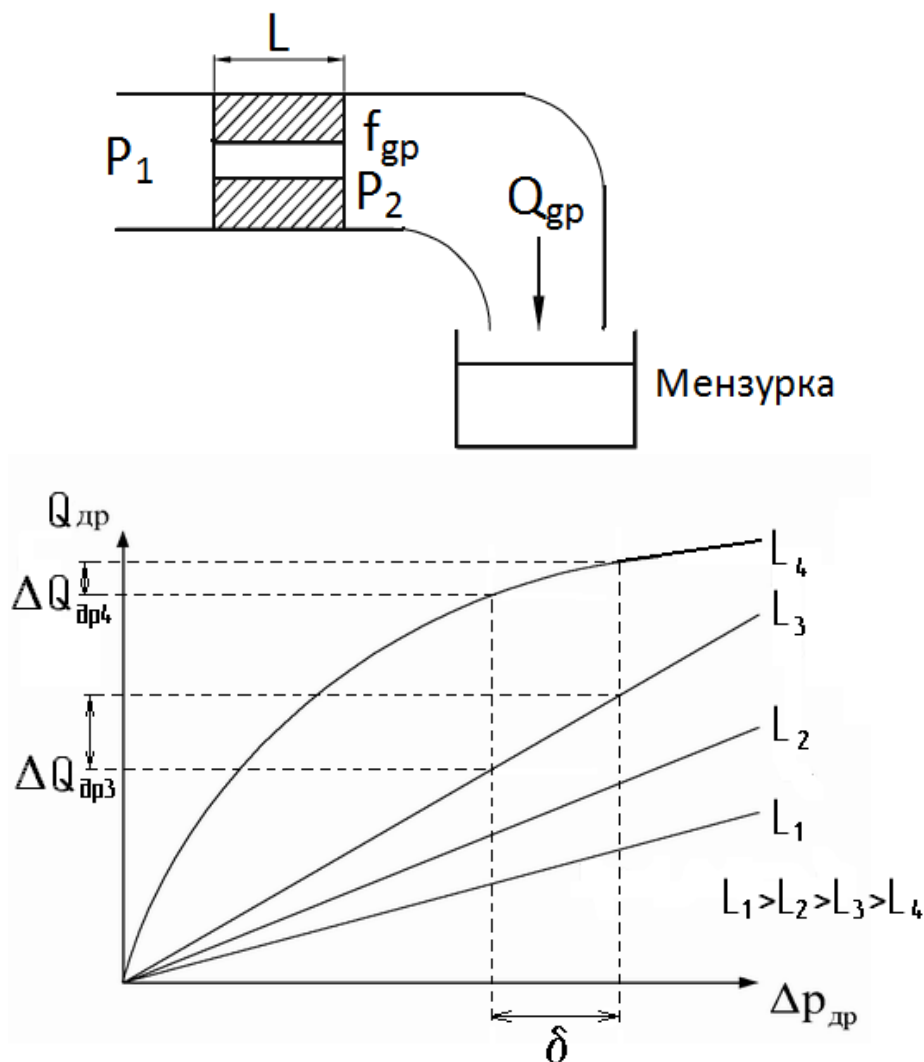


Рис. 2.45. Исследование характеристик дросселя

Из графиков видно, что при одинаковом изменении перепада $\Delta p_{др}(\delta)$ изменение расхода при квадратичной зависимости ($\Delta Q_{др4}$) меньше, чем при линейной ($\Delta Q_{др3}$). Таким образом, характеристика дросселя должна быть квадратичной.

3. Перепад давления на дросселе желательно иметь минимальным. При этом для одного и того же расхода площадь сечения $f_{др}$ будет больше и, следовательно, меньше засоряемость. В современных регуляторах расхода перепад давления обычно поддерживается в пределах $\Delta p = 0,2 - 0,25$ МПа.

Исходя из этих требований, рассмотрим некоторые конструкции дросселей.

По принципу действия различают дроссели вязкого и вихревого сопротивления.

В дросселях вязкого сопротивления потеря давления определяется преимущественно сопротивлением потоку жидкости в канале большой длины.

В этом случае зависимость $Q_{др} = f(\Delta p)$ – линейная, поэтому такие дроссели получили название линейных. Примером является винтовой дроссель (рис. 2.46).

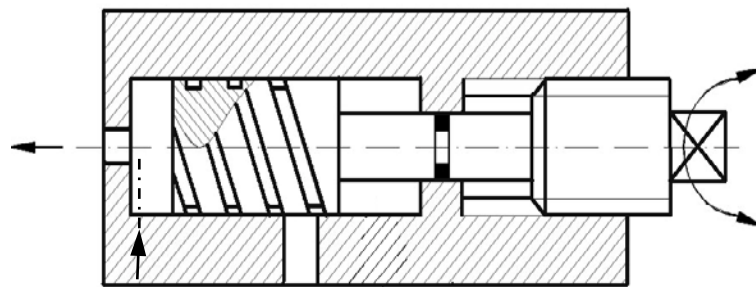


Рис. 2.46. Винтовой дроссель

Сопротивление регулируется изменением длины канавки однозаходного винта путём его ввинчивания или вывинчивания.

Сопротивление этого дросселя сильно зависит от вязкости, поэтому он может быть применён лишь при условии постоянства температур.

Режим течения жидкости в таких дросселях ламинарный, поэтому они нашли применение в системах, где требуется линеаризация расхода. Для регулирования скорости движения рабочих органов они не применяются вследствие сильного влияния изменения перепада давления на величину расхода.

В дросселях вихревого сопротивления потеря давления определяется в основном деформацией потока жидкости и вихреобразованием в канале малой длины, в них имеет место турбулентный режим течения жидкости.

Так как зависимость расхода от перепада давления в таких дросселях квадратичная, они получили название квадратичных.

Квадратичные дроссели широко применяются в ГП для регулирования скорости движения рабочих органов.

Применяют игольчатые и щелевые дроссели.

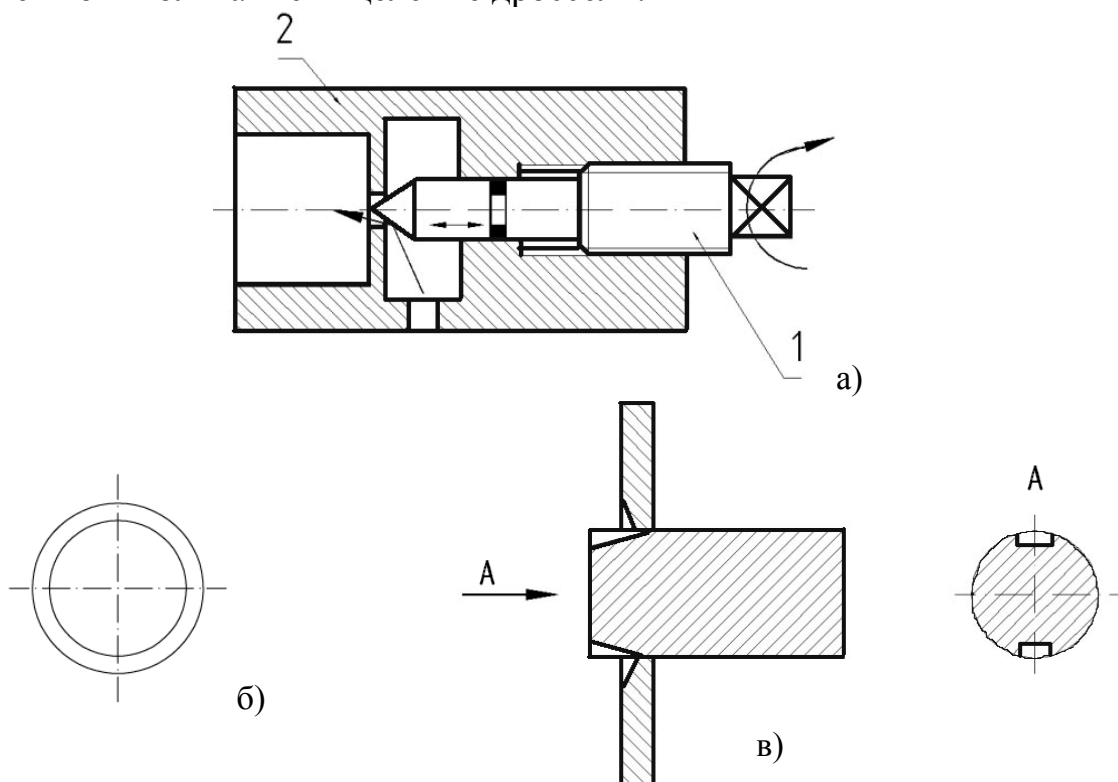


Рис. 2.47. Игольчатый дроссель:
а) конструктивная схема; б), в) формы проходных сечений

В игольчатом дросселе (рис. 2.47а) жидкость проходит через щель, образованную конусом иглы 1 и кромкой отверстия в корпусе 2.

Игольчатый клапан прост по конструкции, но имеет повышенную засоряемость, т.к. проходные сечения имеют форму кольца (рис. 2.47 б). Для уменьшения засоряемости проходное сечение выполняют в виде канавок (рис. 2.47 в), в этом случае в сечении получится прямоугольник.

В щелевом дросселе (рис. 2.48) величина щели изменяется при осевом перемещении втулки 1 в отверстии корпуса 2. При этом дросселирующие отверстия 3, 4 выполняются каплевидной формы (вид А), чтобы при минимальных открытиях сечение принимало вид равностороннего треугольника.

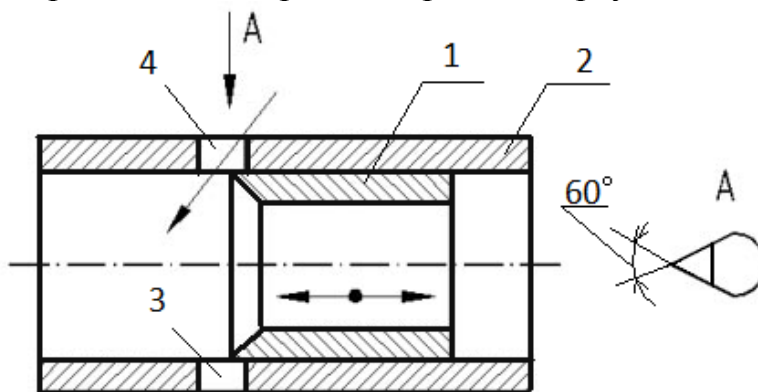


Рис. 2.48. Щелевой дроссель

Кромки щели выполняются острыми по всему периметру, что уменьшает зависимость установленного расхода от температуры и перепада давления.

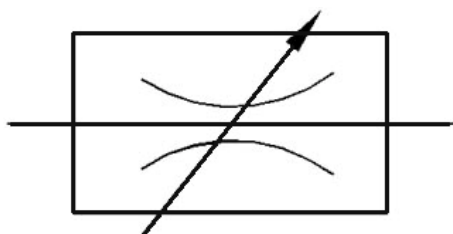


Рис. 2. 49. Условное изображение регулируемого дросселя

При использовании дросселя в приводах подачи станков величина перепада давления изменяется при изменении нагрузки, и, следовательно, изменяется расход через дроссель и скорость движения рабочего органа. Это существенный недостаток дросселей.

2.3.5. Регуляторы расхода

Для обеспечения постоянства расхода через дроссель независимо от нагрузки необходимо поддерживать постоянный перепад давления на дросселирующей щели.

С этой целью созданы регуляторы расхода, представляющие собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давления (0,20...0,25 МПа) на дросселирующей щели.

В качестве регулятора обычно используется редукционный клапан (рис. 2.50).

Регулятор расхода представляет собой сочетание редукционного клапана 1 и регулируемого дросселя 2, включенных последовательно. Дроссель предназначен для регулирования величины расхода жидкости путем изменения площади проходного сечения $f_{др}$ его дросселирующей щели, а редукционный клапан выполняет функции регулятора, автоматически поддерживающего постоянный перепад давления $\Delta p_{др}$ на дросселе (см. формулу 2.7), что (при фиксированной величине $f_{др}$) обеспечивает постоянство расхода $Q_{др}$ через дроссель независимо от изменения давлений на входе или выходе аппарата.

Жидкость из линии 3 подводится в полость 4 регулятора, проходит через дросселирующую щель 5, образованную кромками золотника 6 и корпуса, в полость 7 и далее через дроссель 2 отводится в линию 8. Полость 7 регулятора соединена каналом 9 с нижней торцевой полостью 10, а каналом 11 через демпфер 12 – с полостью 13 под грибком золотника. Верхняя торцевая полость 14 регулятора соединена каналом 15 с выходом на дросселе 8. Демпфер 12 предназначен для гашения колебаний золотника. При течении жидкости из полости 4 в полость 7 давление p_p в полости 7 является редуцированным и всегда ниже, чем давление p_n в полости 4 на величину потерь давления Δp_p в дросселирующей щели 5, т.е. $p_p = p_n - \Delta p_p$.

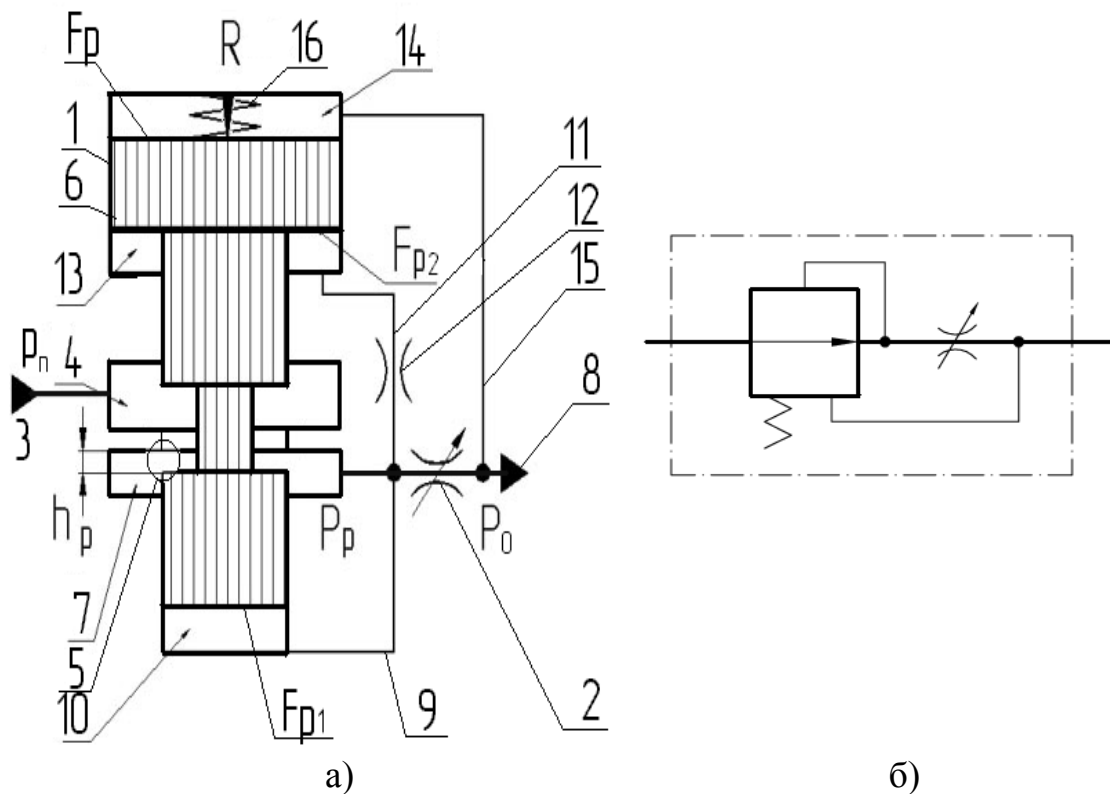


Рис. 2.50. Регуляторы расхода:
а) конструктивная схема; б) условное изображение

Поддержание постоянства перепада давления на дросселе $\Delta p_{др}$ достигается следующим образом. Если, например, возрастает давление p_n на входе в аппарат, то первоначально из-за запаздывания срабатывания золотника 6 возрастает

и редуцированное давление p_p . Следовательно, первоначально возрастет и перепад давления $\Delta p_{др}$, который равен

$$\Delta p_{др} = p_p - p_0,$$

где p_0 – давление на выходе из аппарата.

Однако, при возрастании давления p_p одновременно возрастет и давление в полости 10, вследствие чего золотник 6, преодолевая усилие пружины 16, сместится вверх (по схеме), уменьшая величину открытия h_p дросселирующей щели 5 регулятора. Это приведет к увеличению потерь давления на дросселирующей щели, уменьшению давления p_p до его первоначального значения и, следовательно, восстановится заданный перепад давления $\Delta p_{др}$ на дросселе.

Аналогично работает регулятор при уменьшении давления p_n или изменении давления p_0 на выходе из аппарата.

Уравнение равновесия золотника 6 регулятора имеет вид:

$$p_p F_{p1} + p_p F_{p2} = p_0 F_p + R,$$

где F_{p1} , F_p , F_{p2} – эффективные площади золотника соответственно в нижней и верхней торцовых полостях и полости под грибком; R – усилие пружины 16.

Конструктивно золотник выполнен так, что $F_p = F_{p1} + F_{p2}$, поэтому уравнение принимает вид

$$p_p F_p = p_0 F_p + R$$

или

$$F_p (p_p - p_0) = R,$$

откуда получаем

$$\Delta p_{др} = p_p - p_0 = \frac{R}{F_p}.$$

Так как величина перемещения золотника 6 мала по сравнению с величиной предварительного сжатия пружины 16, можно пренебречь изменением усилия пружины R при перемещениях золотника в процессе срабатывания и с достаточной точностью считать, что $\Delta p_{др} = \text{const}$, т.е. перепад давления на дросселе, а, следовательно, и расход жидкости $Q_{др}$ через него поддерживается постоянным.

2.4. Гидроусилители

Гидроусилителем (ГУ) называется устройство, увеличивающее мощность передаваемых сигналов за счёт использования энергии, подводимой с потоком жидкости от внешнего источника.

ГУ применяют для соединения маломощных чувствительных элементов или маломощных элементов, преобразующих сигналы управления, с более мощными исполнительными элементами.

Коэффициент усиления (K_y) гидроусилителя - это отношение мощности на выходе ($N_{\text{вых}}$) к мощности сигнала управления (N_y)

$$K_y = \frac{N_{\text{вых}}}{N_y}.$$

Классификация гидроусилителей

Одним из основных признаков является способ управления потоком жидкости при усилении передаваемых сигналов.

Применяют дроссельное и струйное управление.

При дроссельном управлении используются в качестве управляющих элементов золотники, иглы, заслонки. Соответственно ГУ с дроссельным управлением бывают следующих типов: золотниковые, игольчатые и «сопло-заслонка».

В струйных ГУ в качестве управляющего элемента используется струйная трубка.

По количеству каскадов различают одно-, двух- и многокаскадные ГУ.

По наличию обратной связи от управляемого элемента к управляющему: с обратной связью и без неё.

ГУ бывают симметричной и несимметричной конструкции.

Рассмотрим некоторые наиболее распространённые типы ГУ.

Гидроусилители золотникового типа

Простейшим ГУ является обычный золотниковый гидрораспределитель без обратной связи (рис. 2.51).

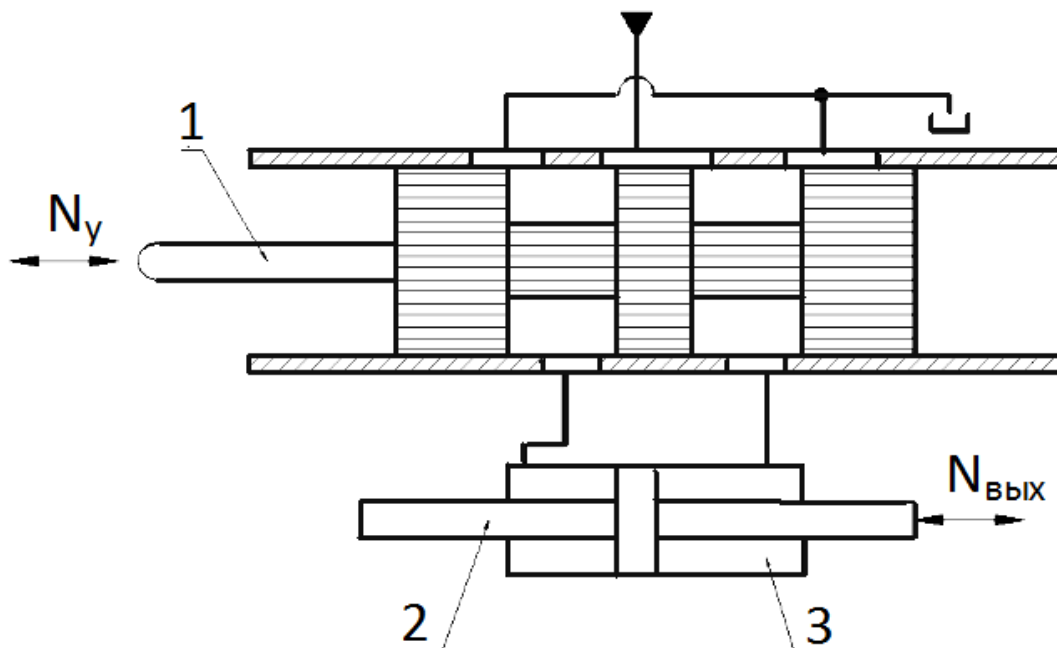


Рис. 2.51. Гидроусилитель золотникового типа без обратной связи

При смещении управляющего элемента 1 из нейтрального положения изменяется перепад давления в рабочих полостях ГЦ 3, и шток 2 последнего перемещается в ту же сторону, что и управляющий элемент 1.

Мощность управления N_y незначительна, а преодолеваемая нагрузка и мощность на выходе $N_{\text{вых}}$ могут достигать больших значений, однако при отсутствии обратной связи не обеспечивается пропорциональность между перемещением золотника 1 и поршня 2 ГЦ.

В ГП широко применяются ГУ с обратной связью (рис. 2.52).

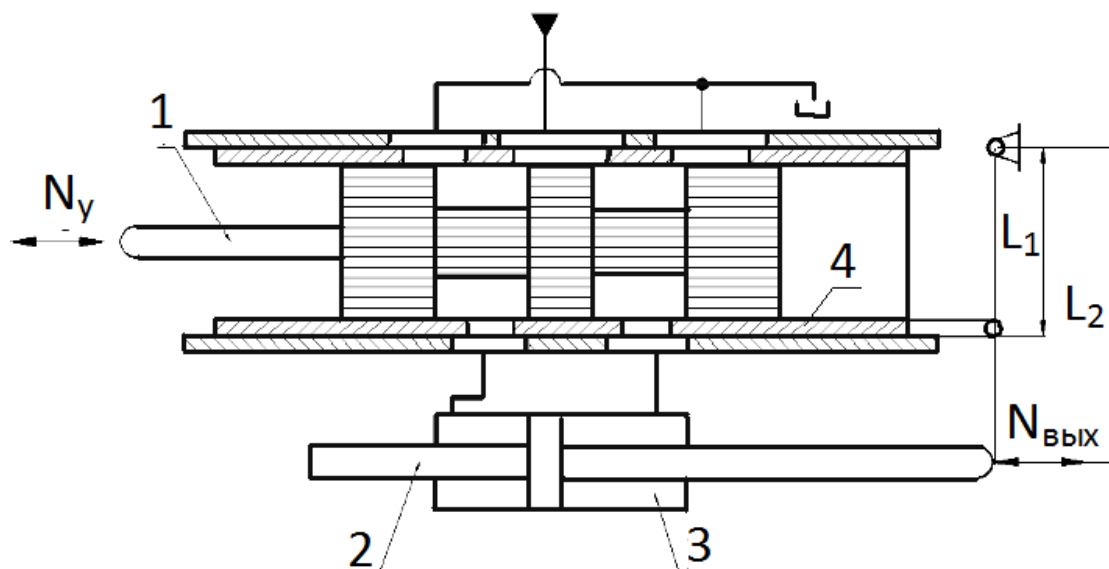


Рис. 2.52. Гидроусилитель золотникового типа с обратной связью

При смещении золотника 1 из нейтрального положения в ту или иную сторону за счёт изменения давлений в полостях ГЦ шток последнего перемещается в ту же сторону до тех пор, пока рычаг 2 ОС не поставит втулку 4 относительно золотника 1 в нейтральное положение. Благодаря обратной связи обеспечивается пропорциональная зависимость между перемещением управляющего 1 и управляемого 2 элементов.

Достоинством золотниковых ГУ является возможность управления потоками большой мощности.

Недостатком золотниковых ГУ являются сравнительно большие усилия управления в связи с облитерацией зазоров и неравномерным распределением давлений в зазорах, что приводит к появлению сил, препятствующих перемещению золотника. Поэтому золотниковые ГУ применяются, как правило, во втором и более высоких каскадах усиления. Для уменьшения указанного недостатка приходится создавать осциллирующие или вращательные движения одного из элементов распределителя.

Передаточное отношение обратной связи $i_{oc} = \frac{l_1}{l_2}$.

Гидроусилители игольчатого типа

Жидкость из напорной линии поступает в левую (по схеме) полость ГЦ (рис. 2.53), а также через постоянное гидравлическое сопротивление 1 в правую полость ГЦ.

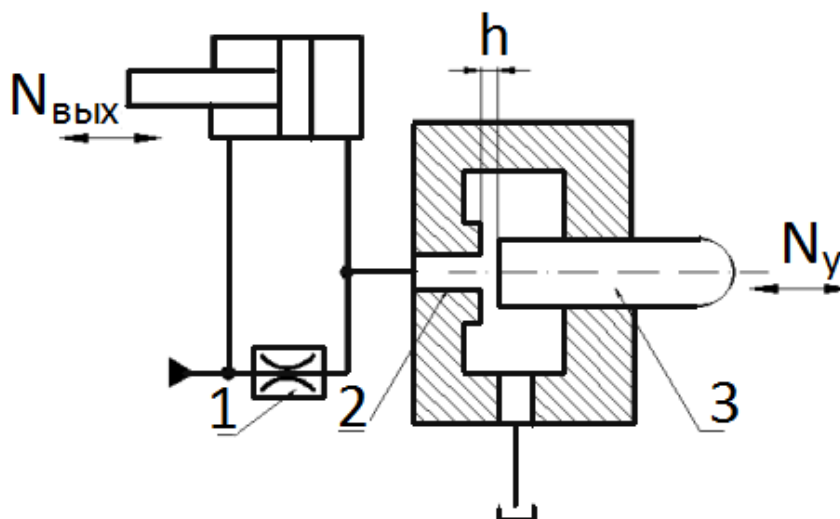


Рис. 2.53. Гидроусилитель игольчатого типа

При этом часть масла, поступающего в правую полость ГЦ через сопло 2, частично прикрытое иглой 3, сливается в бак.

Игла – это управляющий элемент. При смещении её из нейтрального положения изменяется давление в правой полости ГЦ, что приводит к соответствующему перемещению управляемого элемента – поршня ГЦ.

Гидроусилители типа «сопло-заслонка»

ГУ состоит из дросселя 1 с постоянным проходным сечением, сопла 2 и заслонки 3 (рис. 2.54).

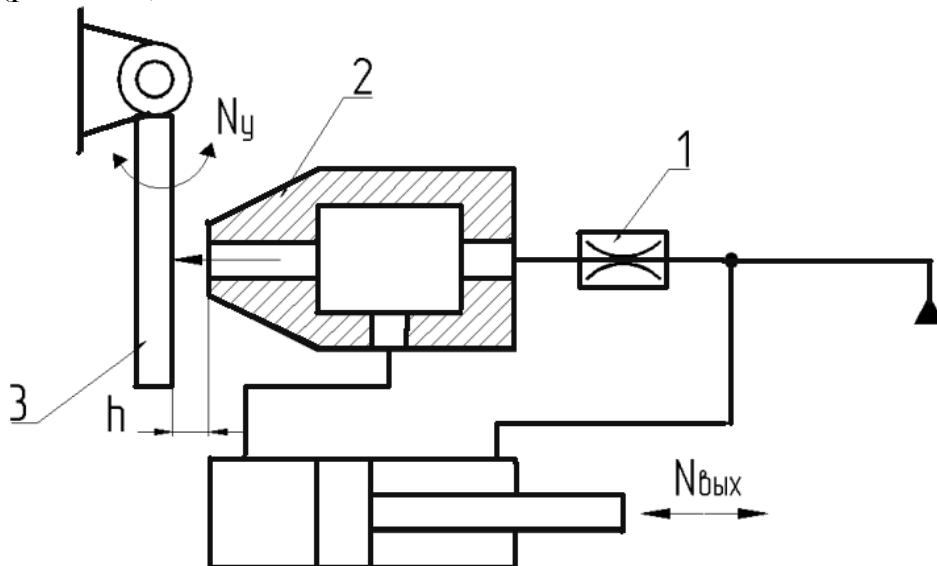


Рис. 2.54. Гидроусилитель типа «сопло-заслонка»

Часть жидкости, поступающей в поршневую полость ГЦ, сливается в бак через зазор h между соплом и заслонкой.

Затрачивая небольшую мощность на перемещение заслонки, можно получить значительную мощность на выходе.

Два последних из рассмотренных нами гидроусилителей имеют несимметричную конструкцию, т.к. осуществляется управление потоком жидкости только в одной полости ГЦ.

Существуют также симметричные конструкции (рис. 2.55), которые имеют ряд преимуществ: меньший дрейф нуля, отсутствие рывков управляемого элемента при включении, лучшие динамические характеристики. В этом случае давление в обеих полостях ГЦ изменяется при повороте заслонки.

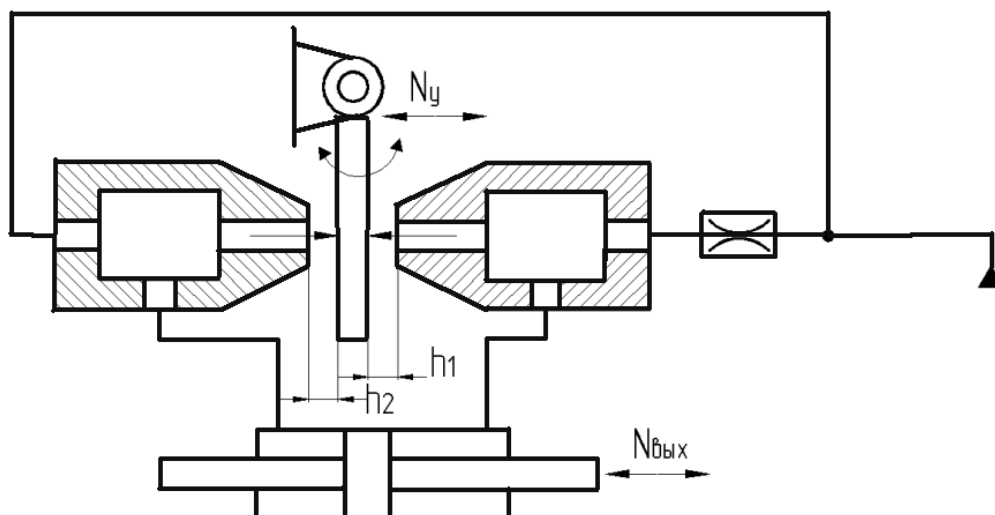


Рис. 2.55. Гидроусилитель типа "сопло-заслонка" симметричной конструкции

Гидроусилитель типа "сопло-заслонка" имеет ряд преимуществ по сравнению с ГУ других типов: простота конструкции, отсутствие скользящих соединений, возможность работы на недостаточно очищенной жидкости, малый вес и размеры, надёжность в эксплуатации.

Недостатки таких гидроусилителей: значительные утечки в зазоре, снижающие КПД усилителя, необходимость приложения сравнительно больших усилий для управления заслонкой, т.к. гидравлическая сила направлена параллельно перемещению заслонки.

Поэтому ГУ типа "сопло-заслонка" целесообразно применять только в маломощных (несколько Вт) каскадах управления.

Струйные гидроусилители

Струйный ГУ состоит из струйной трубки 1, снабжённой сходящимся коническим насадком, и двух приёмных конических сопел 2 и 3 (рис. 2.56).

В трубку подаётся жидкость под давлением $P_0=0,6-0,8$ МПа. При выходе из насадки струя жидкости с большой скоростью (30–50 м/с) попадает в приёмные сопла, в которых происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления.

При нейтральном положении трубки воздействие струи в оба сопла одинаково и, следовательно, одинаково давление в полостях ГЦ 4. При смещении трубки в ту или другую сторону появляется разность давлений, приводящая к смещению поршня.

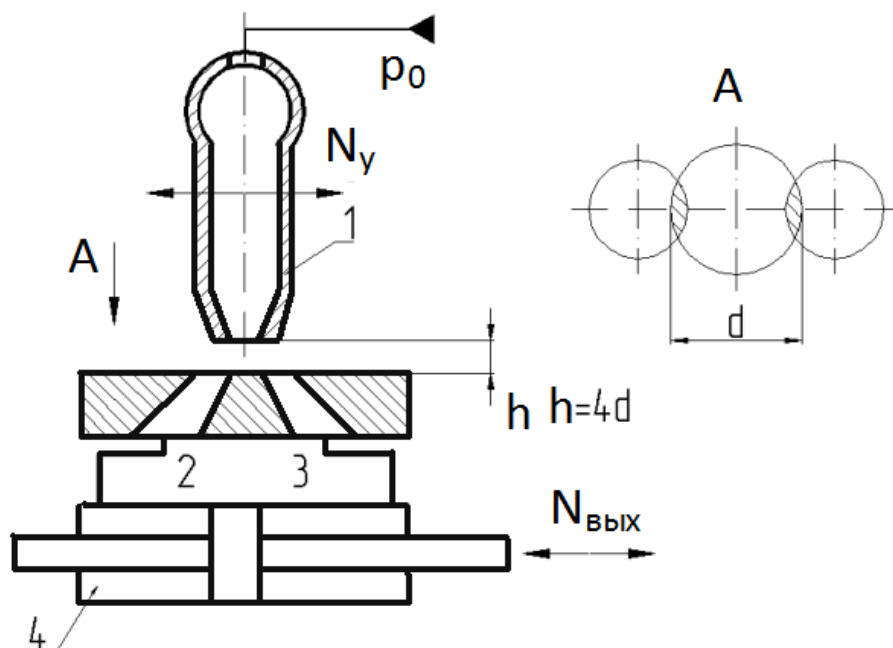


Рис. 2.56. Гидроусилитель со струйной трубкой

Достоинства струйного гидроусилителя: простота конструкции, надёжность работы с нетщательно отфильтрованной жидкостью.

Недостаток – непроизводительные утечки жидкости. Применяется в маломощных каскадах усиления.

Для управления приводами большой мощности применяются двух- и многокаскадные ГУ. На рис.2.57 приведена схема двухкаскадного гидроусилителя "сопло – заслонка – золотник" симметричной конструкции.

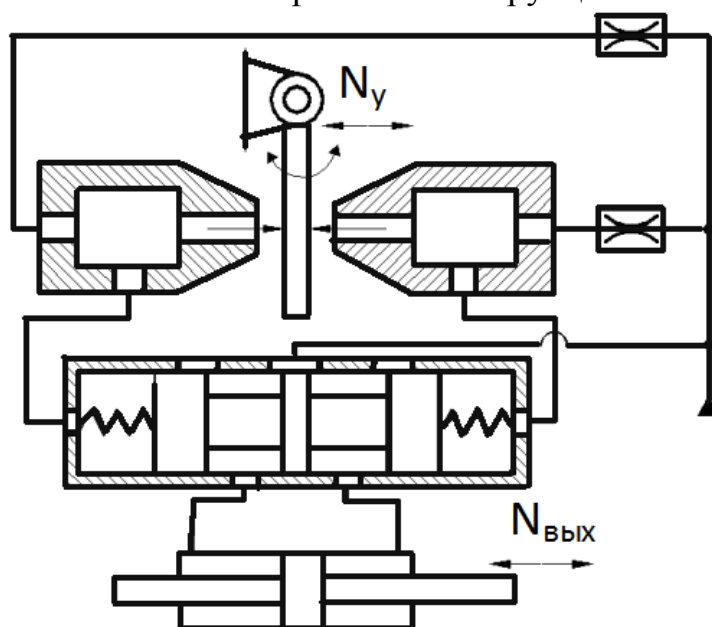


Рис. 2.57. Двухкаскадный гидроусилитель

Управляющее воздействие сообщается заслонке (мощность N_y), а выходным звеном является поршень ГЦ (мощность $N_{\text{ВЫХ}}$). С помощью гидроусилителя "сопло – заслонка" осуществляется управление золотниковым усилителем,

который, в свою очередь, управляет гидроцилиндром. Общий коэффициент усиления K_y такого гидроусилителя равен произведению коэффициентов усиления первого (K_{y1}) и второго (K_{y2}) каскадов усиления: $K=K_{y1}K_{y2}$.

Вопросы для самопроверки по главе 2

1. Что понимается под объемной гидромашинной?
2. Что понимается под рабочей камерой гидромашинной?
3. Назовите разновидности гидромашин, отличающихся характером преобразования энергии и характером движения вытеснителей?
4. Какая гидромашинная называется регулируемой, обратной?
5. В чем заключается преимущество поршневой гидромашинной перед пластинчатой?
6. В чем заключается преимущество аксиально-поршневой гидромашинной перед радиально-поршневой?
7. Что понимается под индикаторной мощностью гидромашинной?
8. Назовите виды потерь и КПД гидромашинной?
9. В чем заключаются преимущества и недостатки поршневого гидроцилиндра перед плунжерным?
10. В чем заключаются преимущества и недостатки гидроцилиндра с односторонним штоком?
11. Что понимается под дифференциальной схемой включения гидроцилиндра и для чего она применяется?
12. От каких параметров зависит жесткость гидроцилиндра и что необходимо сделать для ее увеличения?
13. В чем заключается назначение распределителя, обратного клапана, гидрозамка?
14. В чем заключается преимущество распределителя с плоским золотником, и клапанного распределителя?
15. Назовите способы управления распределителями?
16. В чем заключается преимущество и недостатки электрического, электрогидравлического и других способов управления?
17. Как обеспечивается герметизация распределителей?
18. Как обеспечивается уменьшение усилия управления распределителем с цилиндрическим золотником?
19. В чем заключается назначение предохранительного, переливного, редукционного и напорного клапанов давления?
20. В чем заключается отличие клапанов прямого и непрямого действия?
21. В чем заключается отличие между дросселем и регулятором расхода?
22. Назовите основные требования, предъявляемыми к дросселю?
23. В чем заключается отличие дросселей вязкого и вихревого сопротивления?
24. В чем заключается назначение и принцип действия гидроусилителя?
25. Назовите разновидности гидроусилителей отличающиеся конструкцией управляющего элемента, их достоинства и недостатки?

РЕГУЛИРОВАНИЕ И СТАБИЛИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Как указывалось выше, одним из достоинств ГП является возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена в широком диапазоне.

Регулирование скорости гидродвигателя (ГД) можно осуществить двумя способами:

1. *Объемное регулирование*, когда изменение скорости ГД осуществляется изменением рабочего объема насоса или ГД, либо обоих одновременно (рис. 3.1 а), т.е. $q_n = \text{var}$, $q_d = \text{var}$, где q_n , q_d – удельные рабочие объемы, соответственно, насоса и ГД. Расход жидкости, поступающей к гидродвигателю, $Q = q_n n_n$, где n_n – частота вращения вала насоса. Частота вращения вала гидродвигателя, $n_d = Q/q_d$.

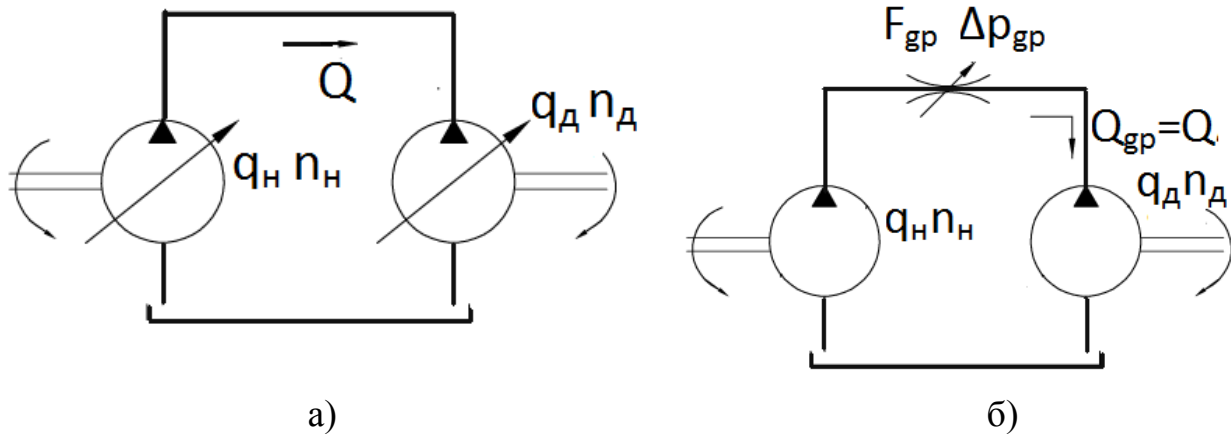


Рис. 3.1. Способы регулирования скорости: а) объемный, б) дроссельный

2. *Дроссельное регулирование*, когда изменение скорости ГД осуществляется за счет изменения гидравлического сопротивления линий с помощью дросселя (рис. 3.1 б). В этом случае, $q_n = \text{const}$; $q_d = \text{const}$. Расход жидкости через дроссель определяется по формуле (2.7).

Параметром регулирования является площадь проходного сечения дросселя ($f_{др} = \text{var}$).

Кроме того, применяется комбинированный способ – *объемно-дроссельное регулирование*.

3.1. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ

При этом способе используются насос и гидродвигатель с постоянными рабочими объемами.

Дроссель является простейшим и наиболее распространенным регулятором скорости ГД.

Возможны три основные схемы дроссельного регулирования, отличающиеся местом установки дросселя: на входе в ГД; на выходе из ГД; параллельно ГД.

3.1.1. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ПРИ УСТАНОВКЕ ДРОССЕЛЯ НА ВХОДЕ

В этом варианте дроссель устанавливается в линии, соединяющей насос с ГД (рис. 3.2).

Производительность насоса равна наибольшему расходу при полностью открытом дросселе. При уменьшении проходного сечения дросселя излишек жидкости сливается в бак через переливной клапан, т.е. $Q_k = Q_n - Q_{др}$.

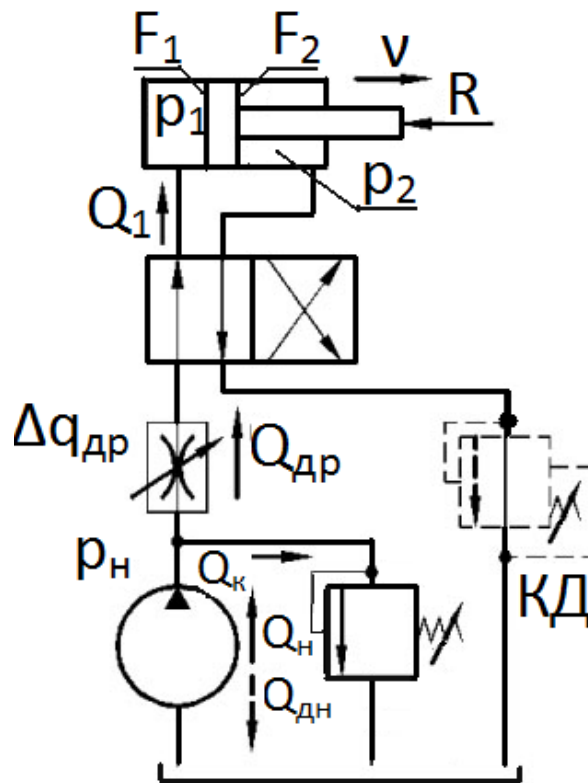


Рис. 3.2. Схема гидропривода при установке дросселя на входе в гидроцилиндр

Если требуется независимая регулировка скорости движения в обоих направлениях, то применяют дроссель с обратным клапаном (рис. 3.3 а).

Если требуется получить одинаковые скорости в обоих направлениях с помощью одного дросселя, то применяют либо двухштоковый ГЦ, либо дифференциальную схему включения (рис. 3.3 б).

Основной характеристикой привода является *механическая*, которая определяет зависимость скорости выходного звена ГД от нагрузки на нем.

При составлении уравнений принимаем следующие основные допущения: считаем, что потери давления во всех элементах гидросистемы, кроме дросселя и утечки во всех элементах, кроме насоса, пренебрежимо малы, а жидкость несжимаема.

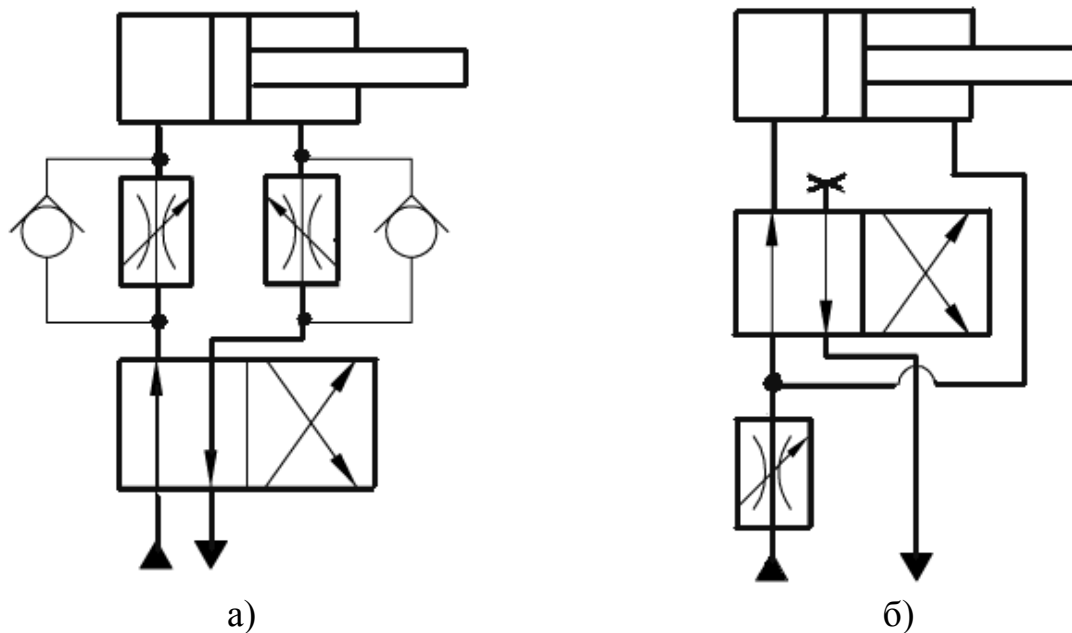


Рис. 3.3. Схемы дроссельного управления

Принимаем следующие обозначения параметров: F_1, F_2 – эффективные площади поршня ГЦ; p_n, p_1, p_2 – давления жидкости на выходе из насоса и в полостях ГЦ, v – скорость поршня; R – сила внешнего сопротивления; $Q_{др}, Q_k, Q_1$ – расходы жидкости соответственно в дросселе, переливном клапане и поршневой полости ГЦ; Q_n – фактическая производительность насоса; $Q_{ун}$ – утечки в насосе; Γ_n – коэффициент утечек в насосе.

Тогда уравнения, связывающие параметры гидропривода будут иметь следующий вид,

$$v = \frac{Q_1}{F_1}; \quad Q_1 = Q_{др} = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}; \quad \Delta p_{др} = p_n - p_1.$$

Решая эти уравнения совместно, получаем выражение для скорости:

$$v = \frac{1}{F_1} \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)}. \quad (3.1)$$

Уравнение равновесия поршня:

$$p_1 F_1 = R + p_2 F_2;$$

т.к. $p_2 = 0$, получаем: $p_1 F_1 = R$ или $p_1 = R/F_1$, следовательно,

$$\Delta p_{др} = p_n - R/F_1. \quad (3.2)$$

Выражение (3.1) принимает вид,

$$v = \frac{1}{F_1} \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{R}{F_1} \right)}. \quad (3.3)$$

Из полученной формулы видно, что для определенной $f_{др}$ скорость движения поршня ГЦ будет монотонно уменьшаться с увеличением нагрузки R по квадратичной зависимости (рис. 3.4).

$$\text{При } R = 0 \rightarrow v = v_0 = \frac{1}{F_1} \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n}.$$

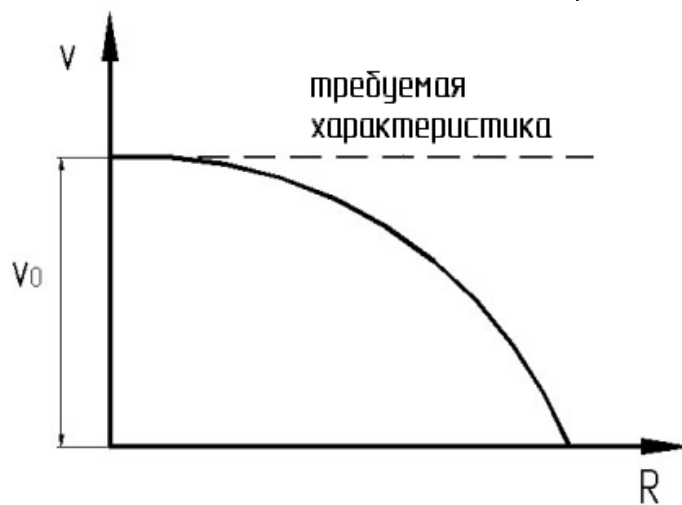


Рис. 3.4. Механическая характеристика ГП при установке дросселя на входе

В станках требуется обеспечение жесткой механической характеристики привода, т.к. стабильность рабочей подачи определяет качество обработки.

Из графика понятно, что при простом дроссельном регулировании механическая характеристика нежесткая.

Достоинствами схемы регулирования с дросселем на входе являются:

1. При первоначальном запуске привода или пуске после длительной остановки отсутствуют рывки поршня в направлении подачи, что предотвращает возможные поломки инструментов и других элементов технологической системы и повышает надежность работы оборудования. Это особенно важно в многоинструментальных станках.
2. Облегчается получение малых РП, т.к. дозируемый расход действует на площадь поршня, наибольшую в ГЦ.
3. Утечки в насосе не влияют на стабильность скорости.
4. Т.к. давление на выходе из насоса постоянно (поддерживается переливным клапаном), можно питать несколько ГД от одного насоса.

Благодаря указанным достоинствам эта схема нашла наиболее широкое применение в ГП.

Недостатками регулирования на входе являются:

1. Односторонняя жесткость ГД, что не позволяет работать при знакопеременных нагрузках.
2. Относительно низкий КПД, который, как показывают теоретические расчеты, не может превышать 38,5%. Это обусловлено тем, что мощность на входе $N_{вх} = p_n Q_n$ всегда максимальна и не корректируется при изменении мощности на выходе $N_{вых} = R \cdot v$.

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}} = \frac{R \cdot v}{p_h \cdot Q_h}.$$

Для устранения первого недостатка на выходе из ГД устанавливают подпорный клапан КД (показан пунктиром), который создает противодействие $p_2 = (0.3 \div 0.9)$ МПа в штоковой полости. Однако, это приведет дополнительно к снижению КПД.

3.1.2. Дроссельное регулирование скорости при установке дросселя на выходе

В данном варианте дроссель устанавливается в линии, соединяющей ГД с баком (рис. 3.5).

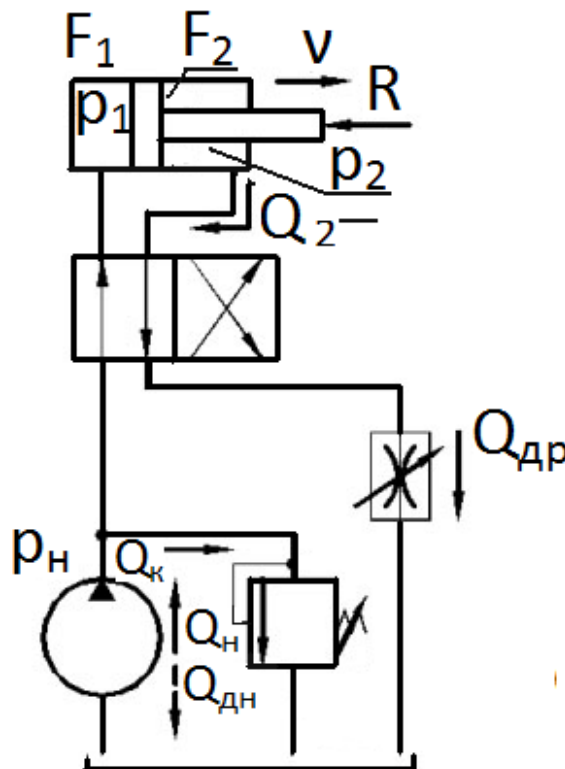


Рис. 3.5. Схема гидропривода при установке дросселя на выходе из гидроцилиндра

Принцип регулирования скорости аналогичен предыдущему варианту, только мерным является расход Q_2 в штоковой полости.

С учетом принятых выше допущений уравнения ГП имеют вид:

$$v = \frac{Q_2}{F_2} = \frac{Q_{\text{др}}}{F_2}; \quad Q_{\text{др}} = \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}}; \quad \Delta p_{\text{др}} = p_2.$$

Решая эти уравнения совместно, получаем,

$$v = \frac{1}{F_2} \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}. \quad (3.4)$$

Уравнение равновесия поршня ГЦ: $p_1 F_1 = R + p_2 F_2$.

$$\text{Тогда, } p_2 = \frac{p_1 F_1 - R}{F_2} \text{ и, следовательно, } \Delta p_{\text{др}} = \frac{1}{F_2} (p_n F_1 - R). \quad (3.5)$$

В результате получаем

$$v = \frac{1}{F_2} \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho F_2} (p_n F_1 - R)}. \quad (3.6)$$

Механическая характеристика имеет примерно такой же вид, что и при установке дросселя на входе.

Достоинством схемы с установкой дросселя на выходе по сравнению с дросселем на входе является обеспечение двухсторонней жесткости ГД, что позволяет применять эту схему при колеблющихся и знакопеременных нагрузках.

Такая схема применяется, в частности, при попутном фрезеровании, где горизонтальная направляющая силы резания направлена в сторону движения подачи.

Недостатком такой схемы является возможность рывков РО в направлении подачи при первоначальном запуске или пуске после длительной остановки из-за слива масла из гидросистемы в бак и отсутствия дросселя в напорной линии. Это снижает надежность работы оборудования, т.к. возможна поломка инструмента. Затруднено также получение малых РП. К.П.Д. находится на таком же уровне, как при дросселировании на входе.

3.1.3. Дроссельное регулирование скорости при установке дросселя параллельно

В этой схеме часть масла, подаваемого насосом, поступает в поршневую полость ГЦ (расход Q_1), а другая часть (расход $Q_{\text{др}}$) сливается в бак через дроссель (рис. 3.6).

Для предохранения системы от перегрузок установлен предохранительный клапан. Давление на входе насоса $p_n = p_1 = p_{\text{ат}}$ и зависит от нагрузки.

Уравнение неразрывности для напорной линии:

$$Q_1 = Q_n - Q_{\text{др}}, \quad Q_n = Q_{\text{нт}} - Q_{\text{ун}},$$

т.е. в данной схеме утечки в насосе влияют на скорость движения поршня ГЦ.

Здесь $Q_{\text{нт}}$ – теоретическая производительность насоса. Она выбирается, исходя из максимально необходимой скорости движения поршня ГЦ при закрытом дросселе.

$$v = \frac{Q_1}{F_1}, \quad Q_1 = Q_{\text{нт}} - Q_{\text{др}} - Q_{\text{ун}}, \quad Q_{\text{др}} = \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}},$$

$$\text{Т.к. } \Delta p_{\text{др}} = p_n, \text{ получаем } Q_{\text{др}} = \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n}. \quad Q_{\text{ун}} = r_n p_n.$$

$$\text{Следовательно, } v = \frac{1}{F_1} \left[Q_{\text{нт}} - \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{н}}} - r_{\text{н}} p_{\text{н}} \right]. \quad (3.7)$$

Уравнение равновесия поршня ГЦ, $p_1 F_1 = R + p_2 F_2$;

т.к. $p_2 = 0$ и $p_1 = p_{\text{н}}$:

$$p_1 = p_{\text{н}} = R/F_1; \quad \Delta p_{\text{др}} = \frac{R}{F_1}. \quad (3.8)$$

Выражение (3.7) примет вид:

$$v = \frac{1}{F_1} \left(Q_{\text{но}} - \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{R}{F_1}} - \frac{r_{\text{н}}}{F_1} \cdot R \right). \quad (3.9)$$

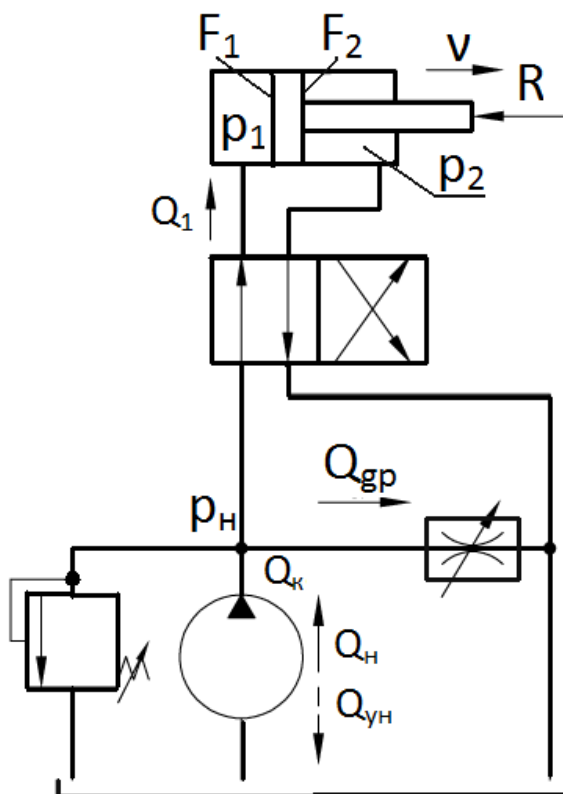


Рис. 3.6. Схема гидропривода при установке дросселя параллельно гидроцилиндру

Механическая характеристика имеет такой же вид, но менее «жесткая» из-за влияния утечек в насосе.

Достоинством схемы с дросселем, установленным параллельно, является то, что давление в напорной линии устанавливается соответствующим нагрузке, что повышает КПД привода (теоретически до 50%).

Недостатки:

- 1) Низкая жесткость механической характеристики из-за влияния утечек в насосе.
- 2) Односторонняя жесткость ГЦ.
- 3) Возможность рывков поршня ГЦ в направлении подачи при пуске.
- 4) Т.к. давление насоса зависит от нагрузки, невозможно питание

нескольких гидродвигателей от одного насоса.

Особенность расчетов при использовании в качестве ГД гидромотора.

В этом случае вместо v определяется частота вращения n , а вместо R задается крутящий момент M

$$n = \frac{Q_i}{q_d}; \quad M = \frac{(p_1 - p_2) q_d}{2\pi}.$$

3.2. СТАБИЛИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПРИ ДРОССЕЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ

Скорость движения выходного звена ГД при дроссельном регулировании определяется расходом через дроссель.

Для данной фиксированной настройки дросселя $\mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \text{const} = \sigma$, эта величина называется проводимостью дросселя, следовательно,

$$Q_{др} = \sigma \sqrt{\Delta p_{др}}. \quad (3.10)$$

Недостатком схем с простым регулированием скорости является нестационарность скорости при изменении нагрузки, т.к. в этом случае изменяется в широких пределах $\Delta p_{др}$ (формулы 3.2, 3.5, 3.8).

Стабилизация скорости может быть достигнута путем поддержания постоянства перепада давления на дросселе $\Delta p_{др} = \text{const}$. Для этого вместо дросселя используется регулятор расхода.

Рассмотрим схему стабилизации с установкой регулятора расхода на входе в ГД.

На схеме (рис. 3.7) обозначено: p_n , p_o – давления соответственно в линиях подвода и отвода регулятора расхода, p_p – редуцированное давление; d_p – диаметр золотника; h_p – величина открытия дросселирующей щели регулятора; Q_p – расход жидкости через регулятор; $R_{пр}$ – усилие пружины регулятора; F_p , F_{p1} , F_{p2} – эффективные площади золотника. Остальные обозначения те же, что приняты в разделе 3.1.

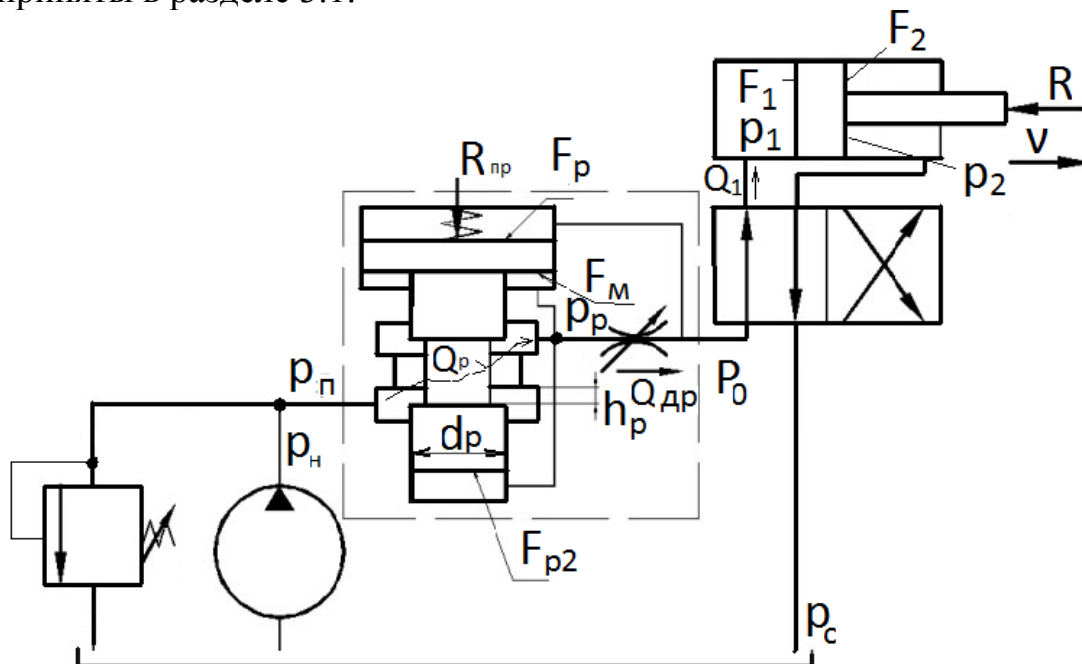


Рис. 3.7. Схема гидропривода при установке регулятора расхода на входе в гидроцилиндр

Уравнение равновесия золотника регулятора,

$$p_p F_{p1} + p_p F_{p2} = R_{np} + p_o F_p.$$

Т.к. $F_{p1} + F_{p2} = F_p$, получаем:

$$p_p F_p = R_{np} + p_o F_p \text{ или } \Delta p_{др} = p_p - p_o = R_{np} / F_p.$$

Усилие пружины определяется по формуле $R_{np} = C(h_o - h_p)$, где C – жесткость пружины, h_o – предварительное сжатие пружины при закрытом проходном сечении регулятора (когда кромки золотника и корпуса совпадают, то $h_p = 0$). Таким образом,

$$\Delta p_{др} = \frac{C}{F_p} (h_o - h_p) \quad (3.11)$$

Из формулы (3.11) видно, что перепад давления в процессе регулирования не остается постоянным из-за изменения величины h_p .

Здесь возможны два случая.

1. Расчет без учета статической погрешности регулятора

Если пренебречь изменением усилия пружины при перемещении золотника регулятора в процессе регулирования (h_o составляет десятки мм, а изменение h_p – колебания открытия щели в процессе работы регулятора – доли мм), т.е. принять, что $R_{np} = \text{const}$, то можно считать, что $\Delta p_{др} = \text{const}$.

$$\text{Значит, } Q_1 = Q_{др} = \sigma \sqrt{\Delta p_{др}} = \text{const}$$

$$v = \frac{1}{F_1} \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} = \text{const} \quad (3.12)$$

Таким образом механическая характеристика будет в виде прямой, параллельной оси R (рис. 3.8).

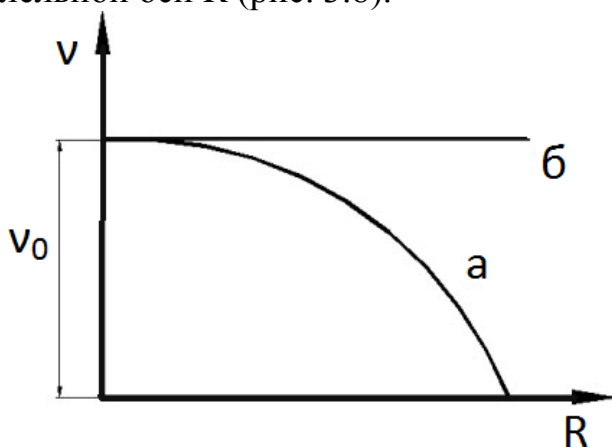


Рис. 3.8. Механическая характеристика гидропривода: а – с дросселем; б – с регулятором расхода без учета его статической погрешности

Регулятор работает следующим образом: при увеличении, например, нагрузки R , возрастает давление p_1 и p_o ($p_1 = p_o$), что приводит к некоторому снижению перепада давления $\Delta p_{др}$ на дросселе ($\Delta p_{др} = p_p - p_o$). Однако увеличение p_o приводит к нарушению равновесия золотника, последний сместится вниз (по схеме), величина щели h_p увеличивается, что приводит к уменьшению перепада давления Δp_p в регуляторе и, как следствие, к увеличению p_p (т.к. p_{np} постоянно, а $\Delta p_p = p_{np} - p_p$).

При увеличении p_p возрастает $\Delta p_{др}$ и восстанавливается, таким образом, его первоначальное значение.

2. Расчет с учетом статической ошибки регулятора

Принимаются дополнительно следующие допущения:

1. Пренебрегаем радиальным зазором между золотником регулятора и корпусом, полагая, что они значительно меньше ширины рабочих щелей.
2. Принимаем коэффициенты расходов дросселя и регулятора равными и постоянными во всем диапазоне изменения ширины окон.

Вместе с тем, учитываем гидравлическое сопротивление не только в дросселе, но и в дросселирующей щели регулятора.

Уравнения неразрывности для регулятора расхода примут вид:

$$Q_p = Q_{др}; \quad (3.13)$$

$$Q_p = \mu f_p \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_p}; \quad f_p = \pi d_p h_p; \quad \Delta p_p = p_{п} - \Delta p_{др} - p_o.$$

$$\text{Тогда } Q_p = \mu \pi d_p h_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{п} - \Delta p_{др} - p_o)}. \quad (3.14)$$

Подставляя (2.7) и (3.14) в (3.13), получаем:

$$\pi d_p h_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{п} - \Delta p_{др} - p_o)} = f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}. \quad (3.15)$$

Из уравнения (3.11) выражаем h_p ,

$$h_p = h_o - \frac{F_p}{C} \Delta p_{др}. \quad (3.16)$$

Подставляем это выражение в уравнение (3.15):

$$\pi d_p \left(h_o - \frac{F_p}{C} \Delta p_{др} \right) \sqrt{p_{п} - \Delta p_{др} - p_o} = f_{др} \sqrt{\Delta p_{др}}.$$

Возводя обе части этого уравнения в квадрат, после некоторых преобразований получаем кубическое уравнение относительно $\Delta p_{др}$:

$$\Delta p_{др}^3 + A \Delta p_{др}^2 + B \Delta p_{др} + D = 0,$$

$$\text{где } A = p_o - p_{п} - \frac{C h_o}{F_p};$$

$$B = \frac{C}{F_p} \left[\frac{C f_{др}^2}{\pi^2 d_p^2 F_p} + 2 h_o (p_{п} - p_o) + \frac{C h_o^2}{F_p} \right];$$

$$D = \frac{C^2 h_o^2}{F_p^2} (p_o - p_{п}).$$

Решая это уравнение методом Кардана, итерационным или другими методами, находим $\Delta p_{др}$.

Далее, подставляя это значение в формулу (3.12) можно рассчитать v при разных значениях R . Величины p_n и p_o , входящие в эту формулы для A, B, D , определяются для каждой схемы по соответствующим формулам.

Последовательность работы регулятора и изменения параметров привода такая же, как и в 1-м случае, но, так как здесь учитывается изменение усилия пружины в процессе перемещения золотника при регулировании, величина $\Delta p_{др}$ будет изменяться, поэтому даже при отсутствии утечек будет наблюдаться некоторое уменьшение скорости (рис. 3.9).

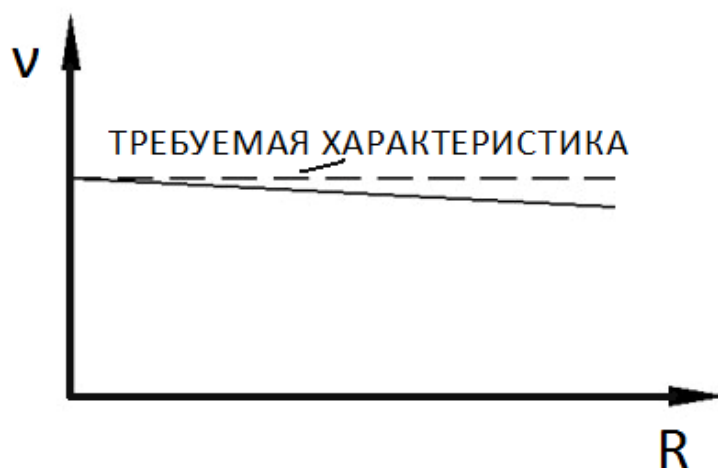


Рис. 3.9. Механическая характеристика гидропривода с регулятором расхода при учете его статической погрешности

Но, так как изменение $h_p \ll h_o$, нестабильность характеристики незначительна. В современных ГП нестабильность скорости не превышает $\pm 5\%$ при изменении R от 0 до 100 кН.

3.3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРОПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

Полный КПД гидропривода, как известно, равен произведению КПД насоса (η_n), КПД управляющего устройства (η_y) и КПД гидродвигателя (η_d), т.е. $\eta_{гп} = \eta_n \eta_y \eta_d$.

Допустим, что $\eta_n = \eta_d = 1$, т.е. оценим КПД управляющего устройства (в данном случае – дросселя). Пренебрегаем также утечками жидкости в управляющем устройстве и потерями давления в остальных сопротивлениях.

Рассмотрим для примера вариант с установкой дросселя на входе в гидроцилиндр (рис. 3.10).

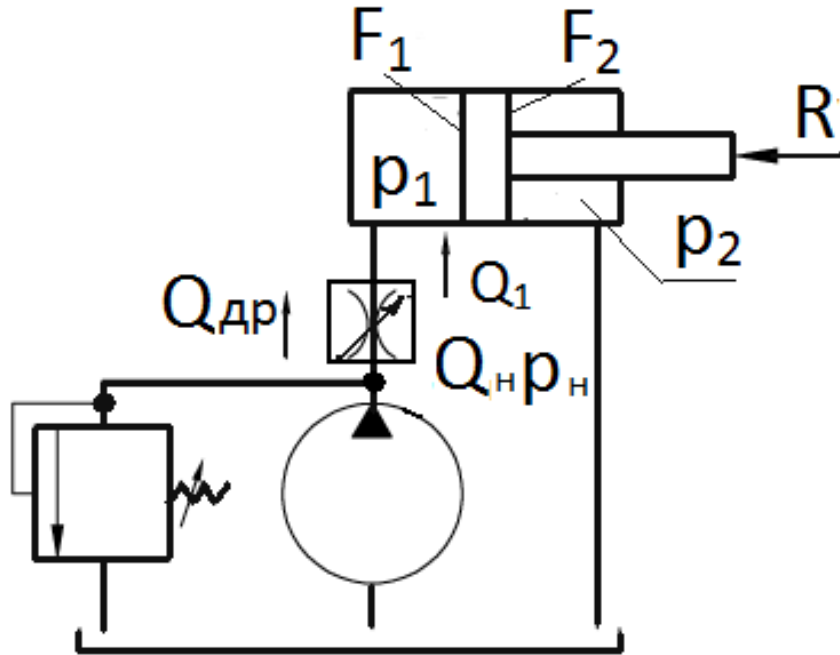


Рис. 3.10. Расчётная схема гидропривода с дроссельным регулированием

Обозначим:

Δp_n – перепад давления, соответствующий нагрузке R ; $\Delta p_n = \frac{R}{F_1}$

(силами трения пренебрегаем);

Δp_r – потери давления во всей системе (без насоса); $\Delta p_r = p_n$;

Δp_y – потери давления в управляющем устройстве.

В нашем случае $\Delta p_y = \Delta p_{др}$.

Максимальное значение КПД получается при полном открытии дросселя, поэтому Q_n – это расход через дроссель при холостом ходе.

Мощность на выходе насоса, $N_n = p_n Q_n$.

Мощность, потребляемая ГД,

$$N_d = \Delta p_n Q_1 = \Delta p_n Q_{др}.$$

Тогда

$$\eta_y = \frac{N_d}{N_n} = \frac{Q_{др} \Delta p_n}{Q_n p_n} = \frac{Q_{др} \Delta p_n}{Q_n \Delta p_r}.$$

Если считать, что $p_2 = 0$, $\Delta p_{др} = \Delta p_r - \Delta p_n$, получим:

$$Q_{др} = \sigma \sqrt{\Delta p_{др}} = \sigma \sqrt{\Delta p_r - \Delta p_n}.$$

При холостом ходе, когда $R=0$, $\Delta p_n=0$, $Q_{др} = Q_n = \sigma \sqrt{\Delta p_r}$,

$$\eta_y = \frac{\sigma \Delta p_H \sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H}}{\sigma \Delta p_\Gamma \sqrt{\Delta p_\Gamma}} = \frac{\Delta p_H \sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H}}{\Delta p_\Gamma \sqrt{\Delta p_\Gamma}}.$$

Зависимость $\eta_y = f(\Delta p_H)$ носит экстремальный характер (рис. 3.11).

При $\Delta p_H = 0 \rightarrow \eta_y = 0$; при $\Delta p_H = \Delta p_\Gamma \rightarrow \eta_y = 0$.

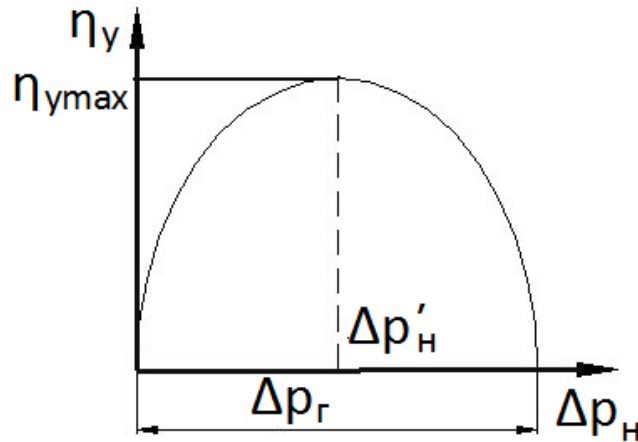


Рис. 3.11. Зависимость КПД гидропривода от перепада давления нагрузки

Определим максимум КПД ($\eta_{y \max}$) и значение $\Delta p'_H$, при котором это имеет место.

Для этого найдём производную η_y по Δp_H и приравняем её к нулю.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \eta_y}{\partial (\Delta p_H)} &= \frac{1}{\Delta p_\Gamma \sqrt{\Delta p_\Gamma}} \left[\sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H} + \Delta p_H (\Delta p_\Gamma - \Delta p_H)^{\frac{1}{2}-1} (-1) \right] = \\ &= \frac{1}{\Delta p_\Gamma \sqrt{\Delta p_\Gamma}} \left[\sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H} - \frac{\Delta p_H}{2\sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H}} \right] = 0; \\ \sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H} - \frac{\Delta p_H}{2\sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H}} &= 0; \\ 2\Delta p_\Gamma - 2\Delta p_H - \Delta p_H &= 0. \end{aligned}$$

Следовательно, $\Delta p_H = \Delta p'_H = \frac{2}{3} \Delta p_\Gamma$.

Из последнего выражения следует, что в лучшем случае 1/3 давления питания теряется в дросселе.

$$\eta_{y \max} = \frac{\Delta p_H}{\Delta p_\Gamma} \frac{\sqrt{\Delta p_\Gamma - \Delta p_H}}{\sqrt{\Delta p_\Gamma}} = \frac{2}{3} \sqrt{1 - \frac{2}{3}} \approx 0,385.$$

Следовательно, КПД гидропривода с дроссельным регулированием скорости при установке дросселя на входе не может быть больше 0,385. Причём общий КПД будет ниже за счёт потерь мощности в насосе и ГД, а также за счёт потерь при сливе жидкости через переливной клапан при неполном открытии

дресселя. Учитывая это, такие ГП можно рекомендовать к применению лишь в пределах относительно малой мощности (до 30 кВт).

Такое же значение КПД будет иметь место и при установке дросселя на выходе из гидродвигателя. Некоторое увеличение КПД достигается при параллельном включении дросселя в связи с тем, что давление насоса p_n изменяется пропорционально нагрузке R , однако и в этом случае КПД не превышает 0,5.

3.4. ОБЪЁМНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

3.4.1. Принцип и варианты объёмного регулирования скорости

Регулирование скорости осуществляется здесь за счёт изменения рабочих объёмов насоса и ГД (рис. 3.12).

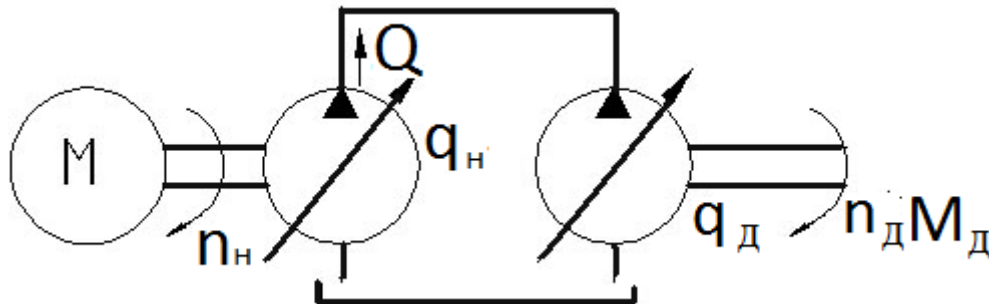


Рис. 3.12. Схема гидропередачи с объёмным регулированием скорости

Возможны три варианта регулирования:

1) $q_n = \text{var}$; $q_d = \text{const}$; в этом случае диапазон регулирования частоты вращения вала ГМ: $R_n = \frac{q_{n \max}}{q_{n \min}}$;

2) $q_n = \text{const}$; $q_d = \text{var}$; в этом случае $R_d = \frac{q_{d \max}}{q_{d \min}}$;

3) $q_n = \text{var}$; $q_d = \text{var}$; в этом случае $R_\Sigma = \frac{q_{n \max}}{q_{n \min}} \frac{q_{d \max}}{q_{d \min}} = R_n R_d$.

Характеристики гидропривода представлены на рис. 3.13.

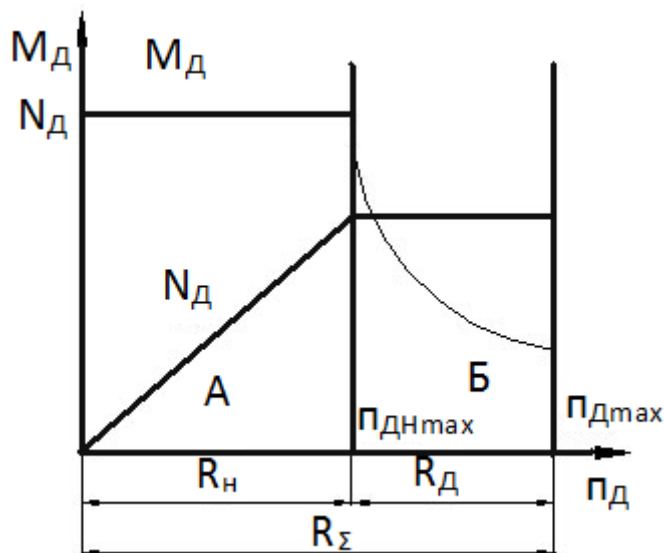


Рис. 3.13. Зависимость мощности (N_d) и крутящего момента (M_d) на выходном валу от частоты вращения (n_d) вала гидродвигателя

При регулировании насосом (участок А):

$$q_n = \text{var}; q_d = \text{const} = q_{d\text{max}}$$

$$M_d = \frac{\Delta p_n q_d}{2\pi} = \text{const}; N_d = M_d n_d = k n_d.$$

Здесь Δp_n – перепад давления на ГД, соответствующий крутящему моменту нагрузки.

Т.е. имеет место прямопропорциональная зависимость $N_d = f(n_d)$, этот вариант называют регулированием с постоянным моментом.

При регулировании двигателем (участок Б):

$$q_n = q_{n\text{max}} = \text{const}; q_d = \text{var}; Q = \text{const}.$$

$$M_d = \frac{\Delta p_n q_d}{2\pi} = k q_d = k \frac{Q}{n_d}.$$

$$N_d = M_d n_d = \frac{\Delta p_n q_d Q}{2\pi q_d} = \frac{\Delta p_n Q}{2\pi} = \text{const}.$$

Здесь имеет место обратно пропорциональная зависимость $M_d = f(n_d)$.

Этот вариант поэтому называют регулированием с постоянной мощностью.

Первый способ регулирования применяют при пуске (трогании с места), когда необходим большой крутящий момент и малые затраты мощности. Такой ГП проще, т.к. применяется ГД с постоянным q_d . Этот способ применяется обычно при использовании в качестве ГД гидроцилиндра.

Второй способ применяют обычно в станках с ГП вращательного движения.

Достоинством ГП с объёмным регулированием скорости является более высокий КПД, составляющий 0,75- 0,80.

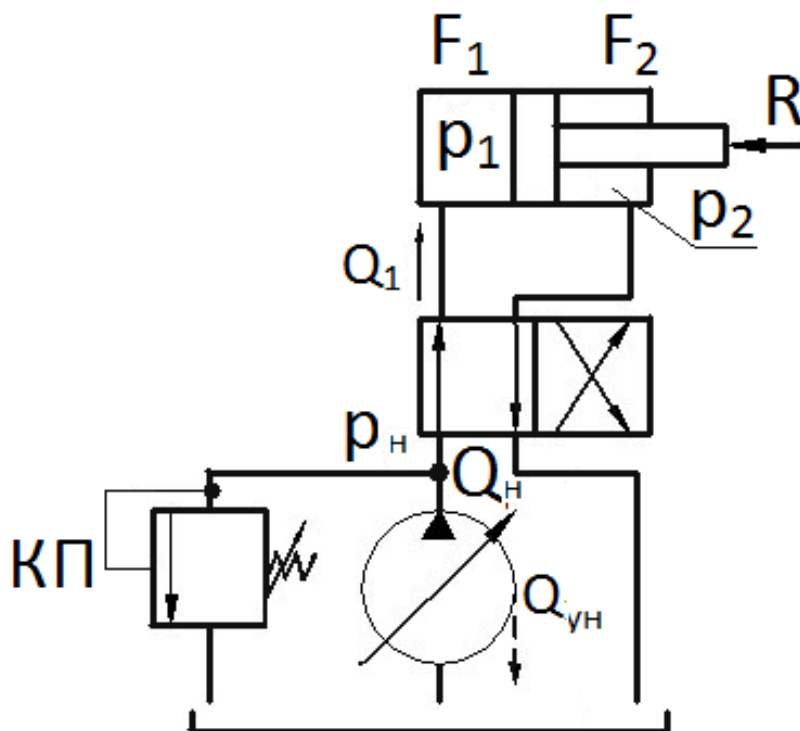
Недостаток – сложность конструкции и высокая стоимость регулируемых гидромашин.

При объёмном регулировании применяют две схемы циркуляции жидкости: разомкнутую и замкнутую.

Рассмотрим эти схемы и определим механическую характеристику привода в каждом случае.

3.4.2. Объёмное регулирование скорости гидропривода с разомкнутой схемой циркуляции жидкости

В данном случае циркуляция жидкости происходит через гидробак, т.е. поток жидкости размыкается в нём (рис. 3.14).



3.14. Схема гидропривода с разомкнутой циркуляцией жидкости

При объёмном регулировании производительность насоса устанавливается в соответствии с требуемой скоростью V , поэтому клапан КП при нормальной работе привода закрыт, т.е. он является предохранительным.

При расчете механической характеристики принимаем те же допущения, что и при дроссельном регулировании. С учетом этого можно записать:

$$p_n = p_1; p_2 = 0; v = \frac{Q_1}{F_1};$$

$$Q_1 = Q_n = Q_{нт} - Q_{yh}; Q_{yh} = r_n p_n; p_n = p_1 = \frac{R}{F_1}.$$

$$\text{Тогда } v = \frac{1}{F_1} \left(Q_{нт} - r_n \frac{R}{F_1} \right).$$

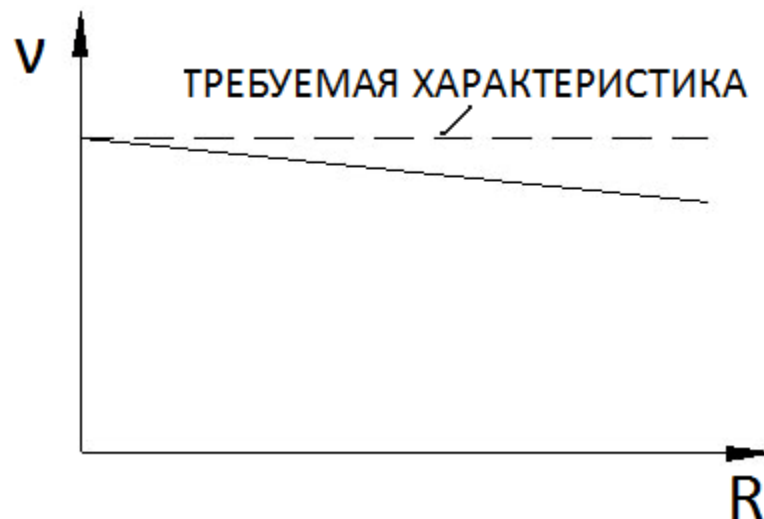


Рис. 3.15. Механическая характеристика гидропривода с объёмным регулированием скорости

Как видно из последней формулы, скорость V падает при увеличении нагрузки, но характеристика достаточно жёсткая, т.к. на скорость влияют лишь утечки в насосе (рис. 3.15).

Достоинством разомкнутой схемы является то, что в баке жидкость обновляется, естественным образом охлаждается и отстаивается, что повышает ресурс ее работы; в этом случае не требуется применять искусственное охлаждение.

Вместе с тем, наличие гидробака значительно увеличивает габаритные размеры и массу всего привода, что, в частности, неприемлемо для мобильного оборудования.

3.4.3. Объёмное регулирование скорости гидропривода с замкнутой схемой циркуляции жидкости

В этом случае жидкость, вытесняемая из ГД, поступает во всасывающую линию насоса.

Схема гидропривода в этом случае зависит от конструктивного варианта ГД. Различают ГД симметричной и несимметричной конструкции. В ГД симметричной конструкции расходы жидкости в подводящей (Q_1) и отводящей (Q_2) линиях равны. К таким ГД относятся гидромотор, поворотный ГД и гидроцилиндр с двухсторонним штоком (при равенстве диаметров штоков).

В ГД несимметричной конструкции указанные расходы неравны; это имеет место в ГЦ с односторонним штоком.

1. Гидроцилиндр с двухсторонним штоком (рис. 3.16).

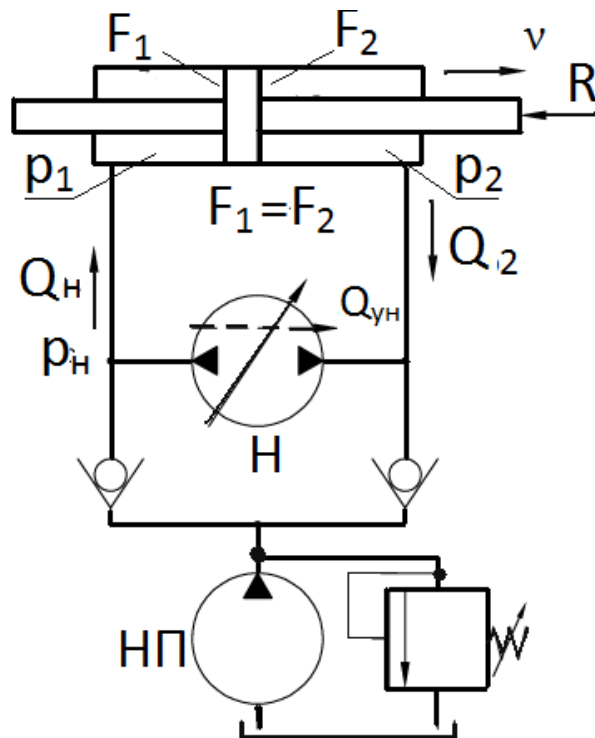


Рис. 3.16. Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости и ГД симметричной конструкции

Для компенсации утечек система снабжается дополнительным насосом подпитки. Обратные клапаны определяют полость ГД для подпитки: жидкость поступает в ту полость, где падает давление.

2. ГЦ с односторонним штоком.

В этом случае в схеме должно быть предусмотрено устройство, позволяющее компенсировать разность площадей рабочих полостей ГЦ. В частности, можно применить сдвоенный пластинчатый клапан (рис. 3.17) [5].

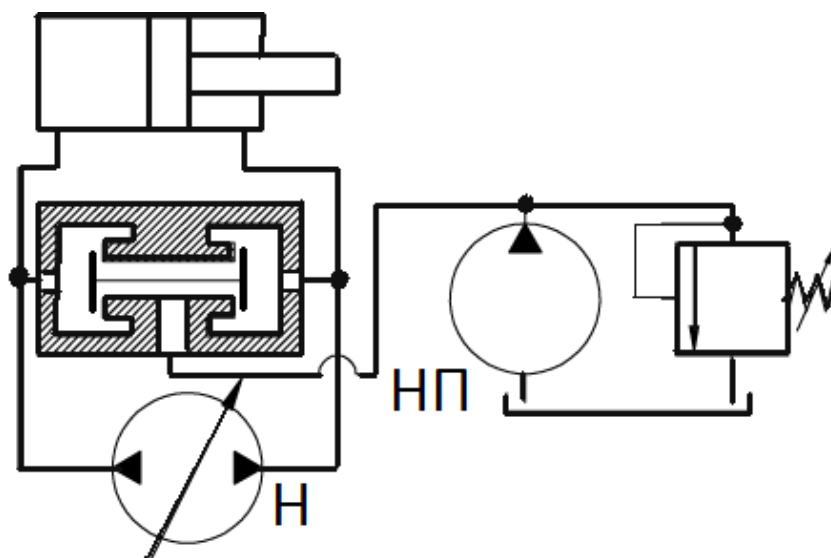


Рис. 3.17. Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости и ГД несимметричной конструкции

При подводе жидкости в какую-либо из полостей ГЦ клапан отсекает эту полость от насоса подпитки НП, соединяя его через образующуюся щель с противоположной полостью ГЦ.

При подводе жидкости в поршневую полость ГЦ (циркуляция по часовой стрелке) происходит подпитка насоса Н насосом НП. При подводе жидкости в штоковую полость ГЦ происходит сброс излишка жидкости, вытесняемой из поршневой полости ГЦ, в бак через переливной клапан.

Механическая характеристика привода имеет такой же вид, что и при разомкнутой схеме циркуляции жидкости (рис. 3.15).

Схема с замкнутой циркуляцией позволяет резко уменьшить габаритные размеры и массу гидропривода, что особенно важно для мобильного оборудования, но в этом случае уменьшается ресурс работы жидкости и требуется введение станции подпитки.

Объёмное регулирование скорости можно выполнить также несколькими нерегулируемыми насосами (рис.3.18).

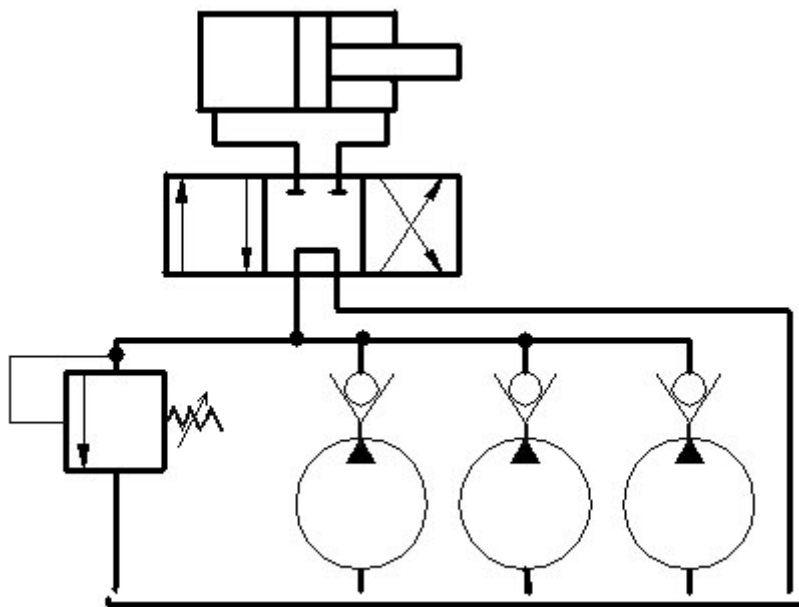


Рис. 3.18. Схема гидропривода со ступенчатым объёмным регулированием скорости

Такая схема обеспечивает 7 ступеней скорости за счёт включения в работу разного числа насосов.

3.5. ОБЪЁМНО-ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Занимает промежуточное положение. Оно заключается в сочетании ступенчатого изменения расхода за счёт подключения нескольких нерегулируемых насосов и плавного изменения расхода дросселированием в промежутке между ступенями (рис. 3.19 а).

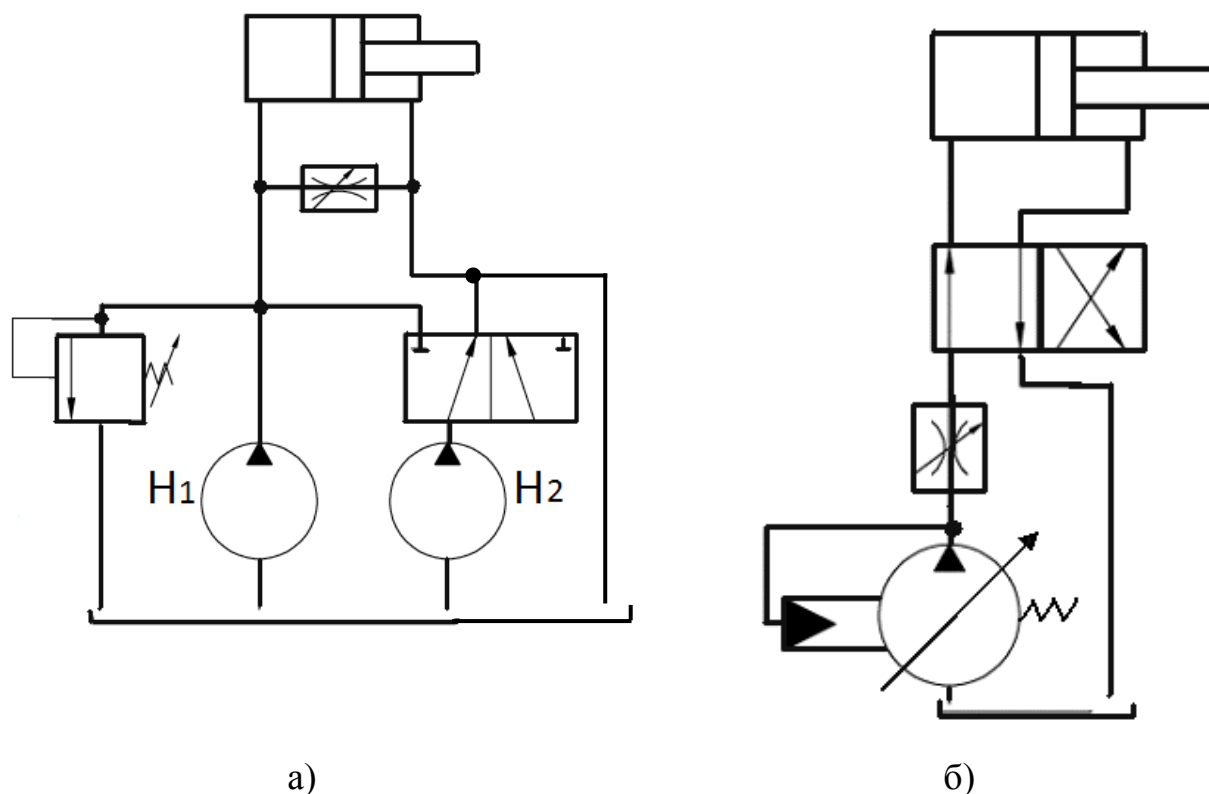


Рис. 3.19. Схема гидропривода с объёмно-дрессельным регулированием скорости:
 а) с двумя нерегулируемыми насосами;
 б) с насосом, автоматически управляемым по давлению

Насос H_1 постоянно включён в систему, а H_2 может соединяться с линией слива.

На нижней части диапазона работает только H_1 , а на верхней – оба насоса.

Возможно также применение насоса, автоматически управляемого по давлению (рис. 3.19 б).

В этом случае при изменении расхода через дроссель изменяется давление перед ним, что через механизм автоматического управления приводит к соответствующему изменению производительности насоса таким образом, что она всегда равна расходу жидкости через дроссель.

Объёмно-дрессельное регулирование отличается простотой регулирования, свойственной дроссельному регулированию, и одновременно позволяет значительно повысить КПД привода.

Вопросы для самопроверки по главе 3

1. В чем заключаются принципы дроссельного и объемного регулирования скорости?
2. Назовите варианты дроссельного регулирования; их достоинства и недостатки?
3. Изобразите график механической характеристики гидропривода с дроссельным регулированием скорости, дайте его анализ?

4. В чем заключается причина неустойчивости скорости выходного звена гидропривода с дроссельным регулированием при изменении внешней нагрузки?
5. Как осуществляется стабилизация скорости выходного звена гидродвигателя при дроссельном регулировании?
6. Чем обусловлено изменение скорости выходного звена ГД при использовании регулятора расхода?
7. В чем заключается преимущества и недостатки объемного регулирования скорости по сравнению с дроссельным?
8. В чем заключается преимущества и недостатки схемы с замкнутой циркуляцией жидкости по сравнению с разомкнутой?
9. Как осуществляется объемно-дроссельное регулирование скорости?

ГЛАВА 4

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ СТАНКОВ И ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Гидравлические приводы автоматизированных станков и роботов подразделяются на два основных класса:

- детерминированные (или циклические);
- информационные (или ациклические).

Среди приводов второго класса наиболее распространены следующие.

4.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЦИКЛИЧЕСКОГО ГИДРОПРИВОДА

При детерминированном управлении управляющий сигнал выполняется без всякой свободы выбора, выходящей за пределы установленной жесткой программы. При этом информационные процессы отсутствуют или не играют существенной роли.

Установившаяся скорость поршня достигается, когда золотник управляющего устройства находится в одном из фиксированных крайних положений. При смене этапов циклограммы подвижный элемент управляющего устройства перемещается в другое фиксированное положение, причем величина перемещения значительна и составляет несколько миллиметров.

Скорость установившегося движения настраивается дросселями (при дроссельном регулировании) или изменением удельного рабочего объема гидромашины (при объемном регулировании), а закон ее изменения в переходном процессе при смене этапов циклограммы определяется, главным образом, формой тормозной кромки управляющего устройства.

Величина перемещения рабочего органа на каждом этапе цикла настраивается расстановкой упоров, флажков, кулачков и конечных выключателей.

Поясним сказанное на примере.

В наиболее простом случае ГП работает по циклу: «Движение вперед (ДВ), движение назад (ДН) – стоп».

Рассмотрим схему с 4-кромочным золотником с открытыми щелями в среднем положении (рис. 4.1).

В положении «стоп» (рис. 4.1 а) оба электромагнита выключены и золотник под действием пружин центрируется в среднем положении. Жидкость от насоса свободно через открытые щели распределителя сливается в бак.

Для осуществления движения вперед (ДВ) необходимо включить электромагнит ЭМ1, золотник смещается вправо, и жидкость от насоса поступает в левую полость ГЦ, поршень движется вправо, а жидкость, вытесняемая из правой полости ГЦ, сливается в бак.

Аналогично реализуется движение назад (ДН), только в этом случае следует включить электромагнит ЭМ2.

Величина перемещения золотника h из нейтрального положения составляет несколько миллиметров.

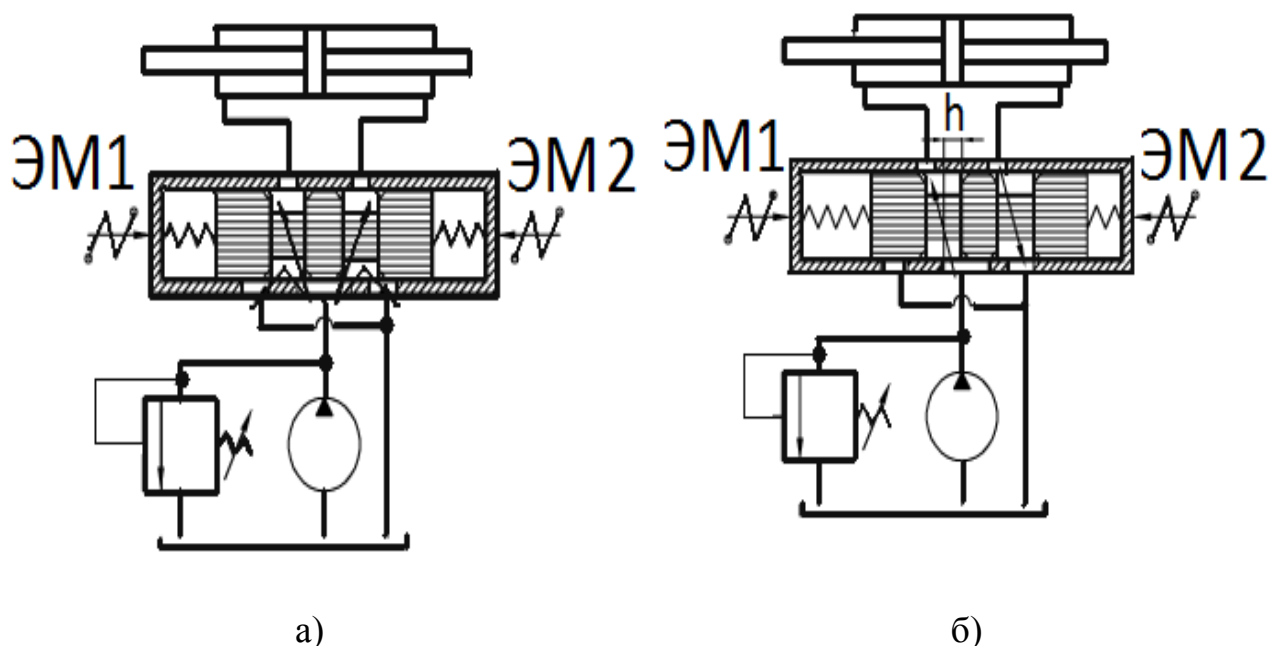


Рис. 4.1. Простейшая схема циклического гидропривода:
а) в положении «стоп»; б) при движении вперед

Для защиты привода от ударов и динамических нагрузок во время переходных процессов «ДВ – стоп», «ДН – стоп», необходимо так выполнить тормозную кромку золотника или обеспечить такой закон перемещения золотника, чтобы осуществить заданный закон торможения.

Рассмотрим схему и принцип действия циклического гидропривода, работающего по более сложному циклу: «быстрый подвод (БП) – рабочий ход (РХ) – быстрый отвод (БО) – стоп» (рис. 4.2).

Этот вариант цикла является наиболее распространенным для станков.

На схеме обозначены: ГЦ – гидроцилиндр; ЛП, ПП – левая и правая полости ГЦ; РР – реверсивный распределитель; Р_{БХ} – распределитель быстрых ходов; Р, А, В, Т – линии распределителей; Д_{РХ}, Д_{БХ} – дроссели регулирования скоростей соответственно рабочего и быстрого ходов; Н – насос; КП – переливной клапан;

КО – обратный клапан; ЭМ1, ЭМ2 – электромагниты; Ф1, Ф2 – флажки управления; ВК1, ВК2 – конечные выключатели; К – кулачок управления; Б – гидробак.

В данном варианте ГП применяются дроссельное регулирование скорости и электрическое управление.

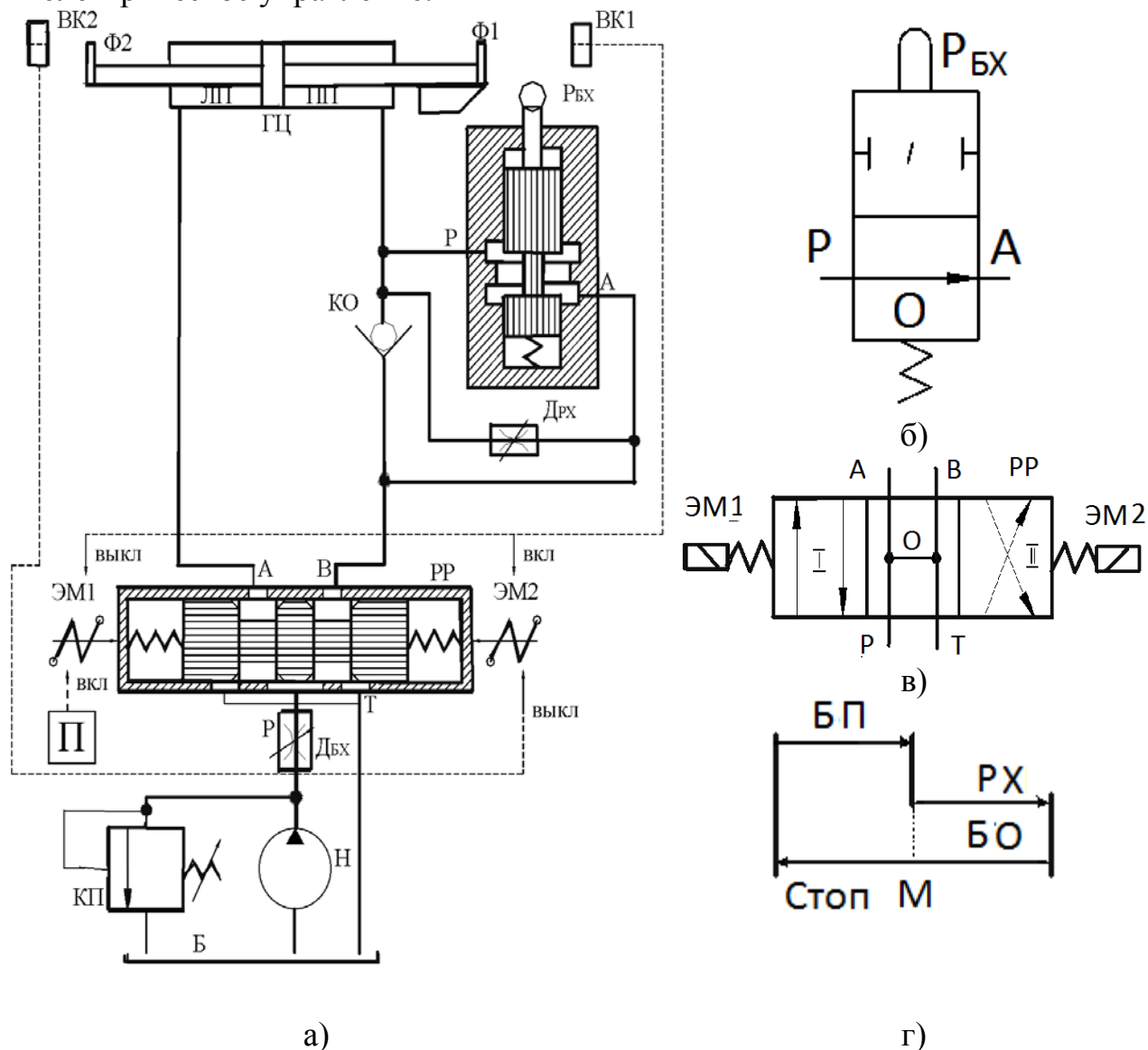
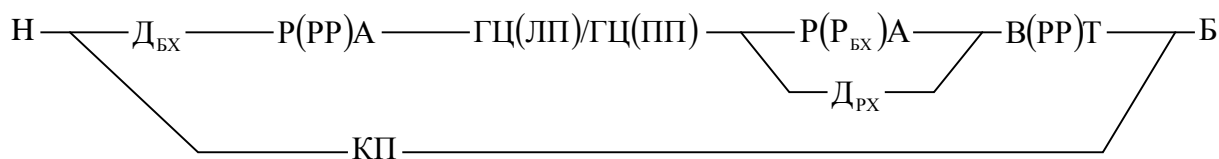


Рис. 4.2. Схема циклического гидропривода станка:

а) конструктивная; б), в) условные изображения распределителей; г) схема цикла

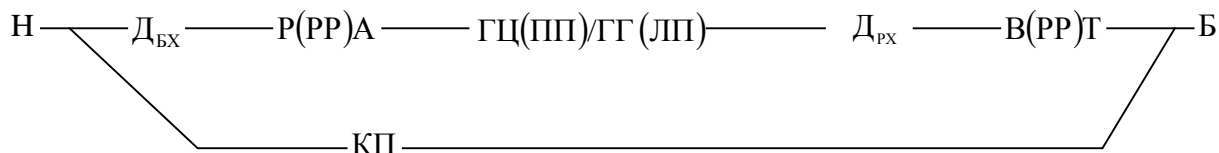
Привод работает следующим образом.

Для осуществления быстрого подвода от кнопки «Пуск» (П) включается электромагнит ЭМ1, золотник распределителя РР смещается вправо (по схеме), включается позиция I (рис. 4.2 в), распределитель Р_{БХ} остается в исходной позиции (0) (рис. 4.2 б). Потоки жидкости движутся следующим образом:



Скорость БП регулируется дросселем $D_{БХ}$ (на входе). Дроссель $D_{РХ}$, хотя и пропускает жидкость, практически не влияет на скорость, т. к. основной поток жидкости идет через $P_{БХ}$. Излишки жидкости, поступающие от насоса, сливаются в бак через переливной клапан КП.

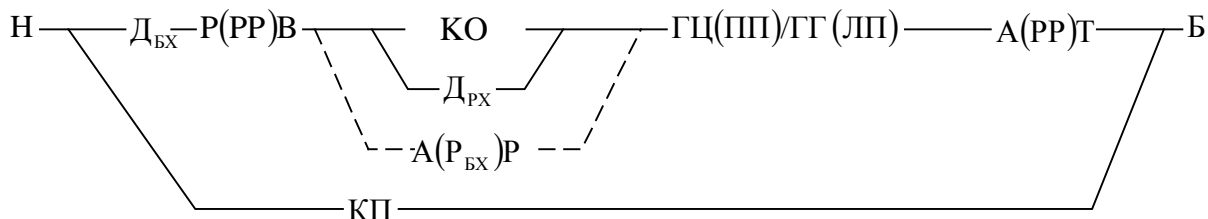
В конце БП кулачок К нажимает своей рабочей поверхностью на ролик золотника $P_{БХ}$ и, преодолевая усилие пружины, смещает его вниз (по схеме), включается позиция I, начинается рабочий ход РХ. Потоки жидкости движутся следующим образом:



Скорость РХ определяется настройкой дросселя $D_{РХ}$ (на выходе), т. к. второй дроссель ($D_{БХ}$) настроен на большой расход, соответствующий быстрым ходам.

В конце РХ флажок Ф1 входит в паз конечного выключателя ВК1, замыкая электрическую цепь, срабатывают соответствующие элементы электрической системы управления, в результате выключается электромагнит ЭМ1 и включается электромагнит ЭМ2, золотник распределителя РР смещается влево (по схеме), включается позиция II, начинается быстрый отвод (БО).

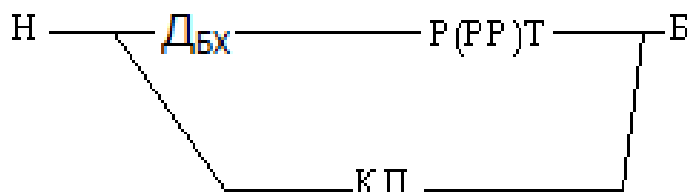
Потоки жидкости движутся следующим образом:



Скорость БО определяется настройкой дросселя $D_{БХ}$. После того, как кулачок К освободит золотник распределителя $P_{БХ}$ (в момент, соответствующий точке М на схеме цикла), последний под действием пружины переместится вверх (по схеме) и включится позиция О, начнется движение потока жидкости и через $P_{БХ}$.

В конце БО флажок Ф2 входит в паз выключателя ВК2, замыкая электрическую цепь, и через систему управления формируется сигнал на выключение электромагнита ЭМ2, под действием пружин золотник РР центрируется в средней позиции О, поршень ГЦ останавливается в исходном положении («стоп»).

Потоки жидкости движутся следующим образом:



4.2. Способы торможения выходного звена гидродвигателя

Процесс перемещения механизмов станков состоит, как правило, из следующих этапов: разгон от скорости, равной 0, до скорости установившегося движения; перемещение со скоростью установившегося движения $v_y(\omega_y)$ и замедление скорости (торможение) перед остановкой в конечном положении или переходом на меньшую скорость рабочей подачи (рис. 4.3). На рисунке обозначено: v, ω - линейная и угловая скорости; a, ε - линейное и угловое ускорения; t - время.

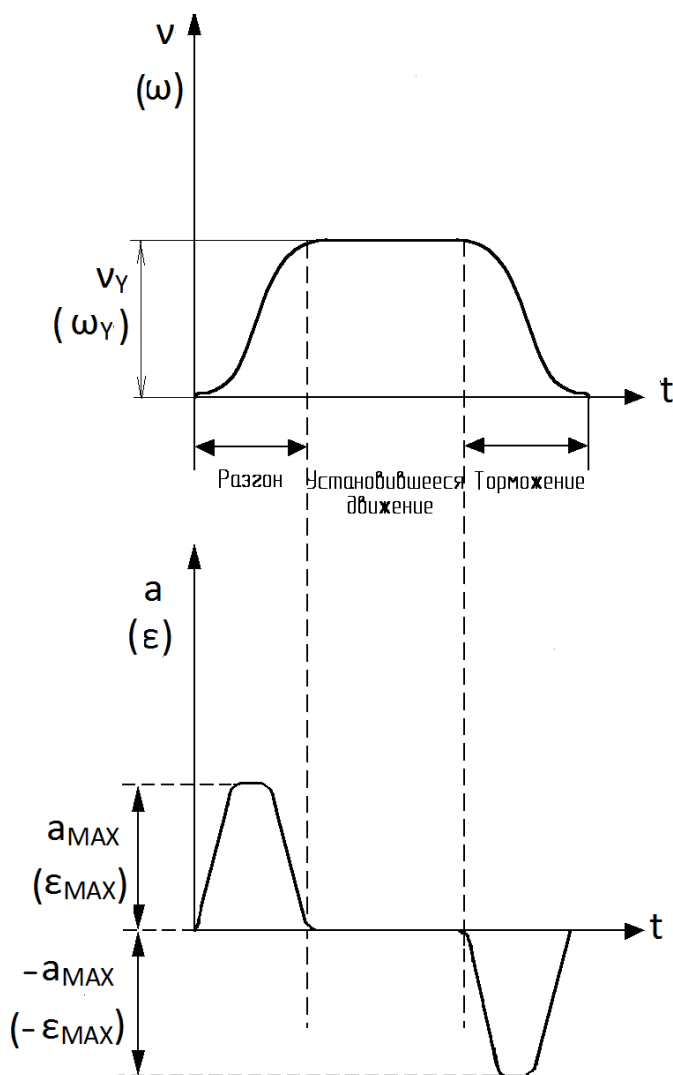


Рис. 4.3. Закон движения выходного звена гидродвигателя

Для предотвращения или ограничения ударов в процессе разгона и торможения необходимо ограничивать возникающее при этом ускорение.

Опыт эксплуатации гидроприводов станков и роботов показывает, что их разгон вследствие упругости масла происходит достаточно плавно без ударов и рывков. Поэтому при проектировании большинства гидросистем нет необходимости предусматривать какие-либо дополнительные устройства, ограничивающие величину ускорения при разгоне.

С другой стороны, при торможении рабочих органов значительного веса и движущихся с большой скоростью требуется установка специальных устройств.

Известно несколько способов торможения:

- за счет изменения характеристики насосной установки;
 - за счет изменения эффективной площади поршня гидроцилиндра;
 - за счет изменения структуры гидросистемы;
- за счет преднамеренного увеличения внешней нагрузки.

Но наиболее распространен 5-й способ, при котором торможение происходит за счет изменения гидравлического сопротивления гидролиний.

Торможение привода по требуемому закону осуществляется вследствие перемещения подвижного элемента в тормозном устройстве.

Здесь различают два способа управления торможением:

- по пути;
- по времени.

При управлении по пути подвижный элемент управляющего гидроустройства (УГУ) перемещается от поршня ГЦ или от вала ГМ через передаточный механизм.

При управлении по времени подвижный элемент УГУ перемещается специальным приводом, имеющим свой собственный закон движения (распределитель с электроуправлением, с гидроуправлением и т. д.).

Конструктивно управляющие устройства (УГУ) можно выполнить следующим образом:

- 1) в отдельном корпусе;
- 2) объединить с реверсивным распределителем;
- 3) объединить с гидродвигателем.

Первые два вида могут быть применены и для ГД вращательного движения, последний – только для ГЦ.

1. *УГУ выполнено в отдельном корпусе* (рис. 4.4).

При управлении торможением по пути (рис. 4.4 а) процесс торможения начинается после воздействия кулачка 1, установленного на штоке ГЦ (2) или на валу ГМ, на ролик 3 УГУ; золотник 4, перемещаясь вниз, перекрывает проход жидкости, вытесняемой из полости 5.

Перемещение золотника УГУ (z) определяется по формуле: $z = x \operatorname{tg} \alpha$, где x - перемещение поршня ГЦ; α - угол наклона поверхности кулачка.

Может быть использован рычаг, в этом случае,

$$z = x \frac{a}{b} \operatorname{tg} \alpha,$$

где a и b – длины плеч рычага.

В общем случае $z = x \cdot i$, где i – передаточное отношение механизма, соединяющего поршень с золотником.

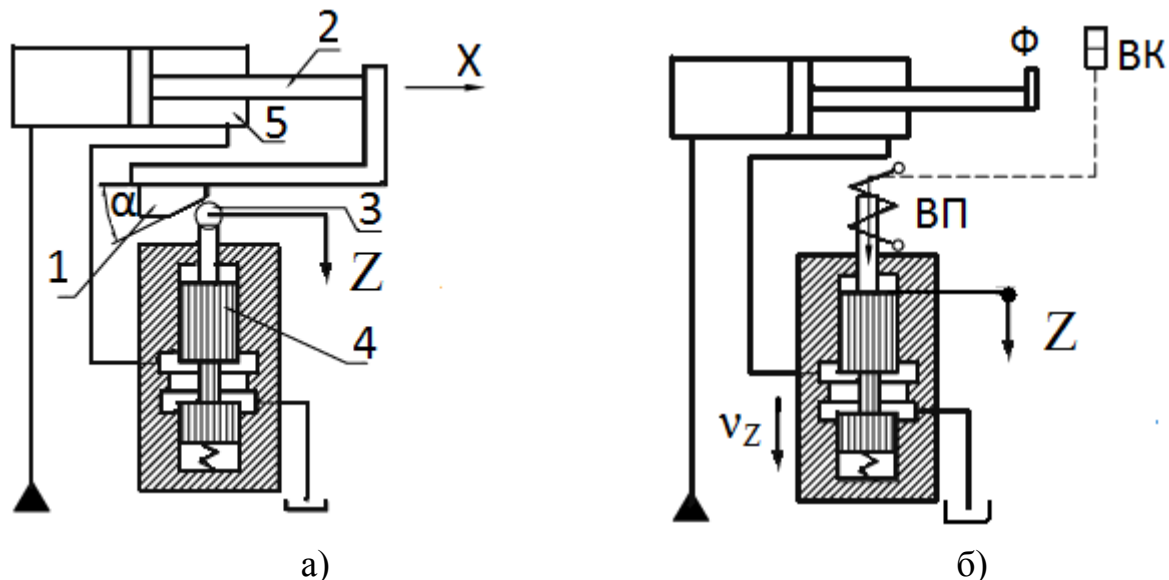


Рис. 4.4. Схемы торможения выходного звена гидродвигателя:
а) при управлении по пути; б) при управлении по времени

При управлении торможением по времени в необходимый момент флажок Φ входит в паз конечного выключателя ВК, замыкая его электрическую цепь, после чего подается сигнал на включение вспомогательного привода ВП, который и перемещает золотник УГУ. В качестве ВП чаще всего используется электромагнит.

Здесь закон движения золотника УГУ определяется характеристикой ВП. Обычно в расчетах принимают линейный закон изменения величины перемещения золотника во времени, т.е.

$$z = v_z t,$$

где v_z – скорость перемещения золотника.

Второй способ позволяет осуществлять дистанционное управление торможением, поэтому УГУ располагают обычно на насосной установке. При этом цепь управления содержит большое число промежуточных элементов, каждый из которых имеет свой разброс времени срабатывания. В результате общий разброс времени срабатывания достигает значительной величины, а это приводит к большому разбросу координаты остановки рабочего органа и, как следствие, к снижению производительности оборудования и снижению стабильности времени цикла. Управление торможением по пути позволяет устранить указанные недостатки, но при этом управляющее гидроустройство должно располагаться на станке, что несколько усложняет конструкцию привода.

2. УГУ объединено с распределителем (рис. 4.5).

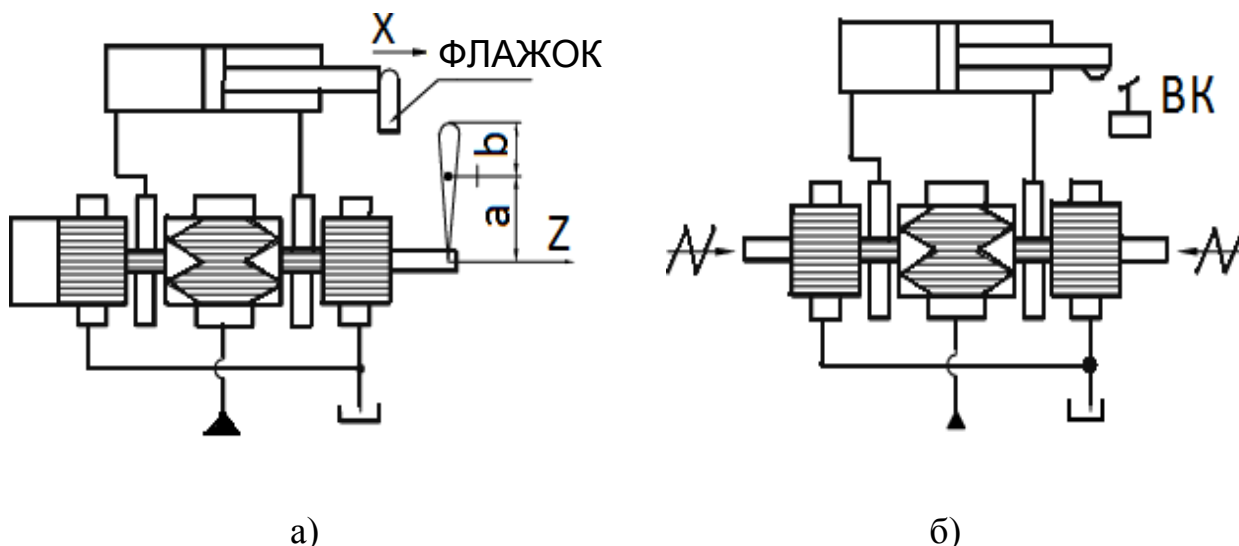


Рис. 4.5. Схемы управляющих гидроустройств, совмещенных с распределителем: а) при управлении по пути; б) при управлении по времени

Здесь тормозные пазы выполняются непосредственно на золотнике реверсивного распределителя. Данный вариант позволяет несколько упростить схему ГП, т. к. отпадает необходимость в отдельном управляющем гидроустройстве, но снижаются возможности в реализации требуемого закона торможения.

3. УГУ объединено с гидродвигателем (рис. 4.6).

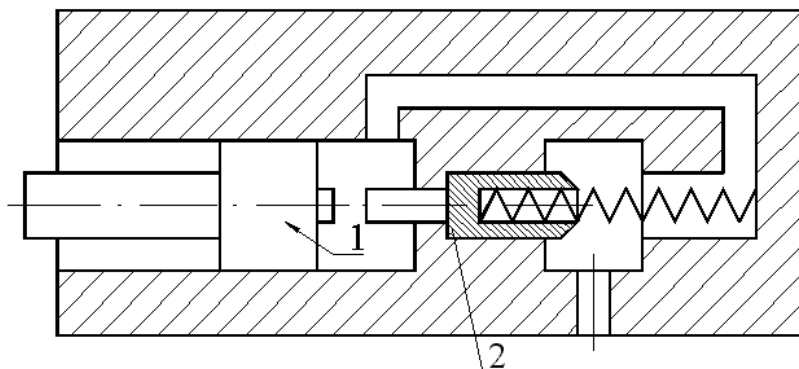


Рис. 4.6. Схема УГУ, совмещенного с гидродвигателем

В конце хода поршень 1 (рис. 4.6) нажимает на золотник 2 и, преодолевая усилие пружины, смещает его вправо (по схеме). Сопротивление потоку жидкости, вытесняемой из гидроцилиндра, возрастает, и скорость поршня уменьшается. Здесь применяется управление по пути, причем $z=x$.

Такой способ позволяет упростить схему, т. к. не требует дополнительных аппаратов, однако таким способом можно осуществлять торможение только ГД поступательного движения. Кроме того, торможение осуществляется только в конце хода поршня.

УГУ может быть включено либо в сливную, либо в напорную, либо в параллельную линии.

При включении УГУ в сливную линию практически достижим любой закон торможения, но величина модуля ускорения ограничена из-за сжимаемости жидкости.

При включении УГУ в напорной или параллельной линиях, возможно понижение давления ниже атмосферного и даже разрыв сплошности жидкости. Это ограничивает модуль ускорения.

Выбор варианта включения УГУ в значительной степени определяется способом регулирования скорости.

4.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

В следящих ГП смещение золотника из среднего положения пропорционально величине сигнала, а поршень смещается на ту же величину или пропорциональную ей за счет обратной связи (ОС).

Обратная связь соединяет выходное звено ГД с корпусом распределителя.

При постоянной скорости золотника и поршень перемещается с постоянной скоростью, т.к. с помощью ОС величина открытия рабочей щели поддерживается постоянной.

Таким образом, величина и скорость перемещения выходного звена ГД определяется величиной и скоростью перемещения подвижного элемента управляющего гидроустройства.

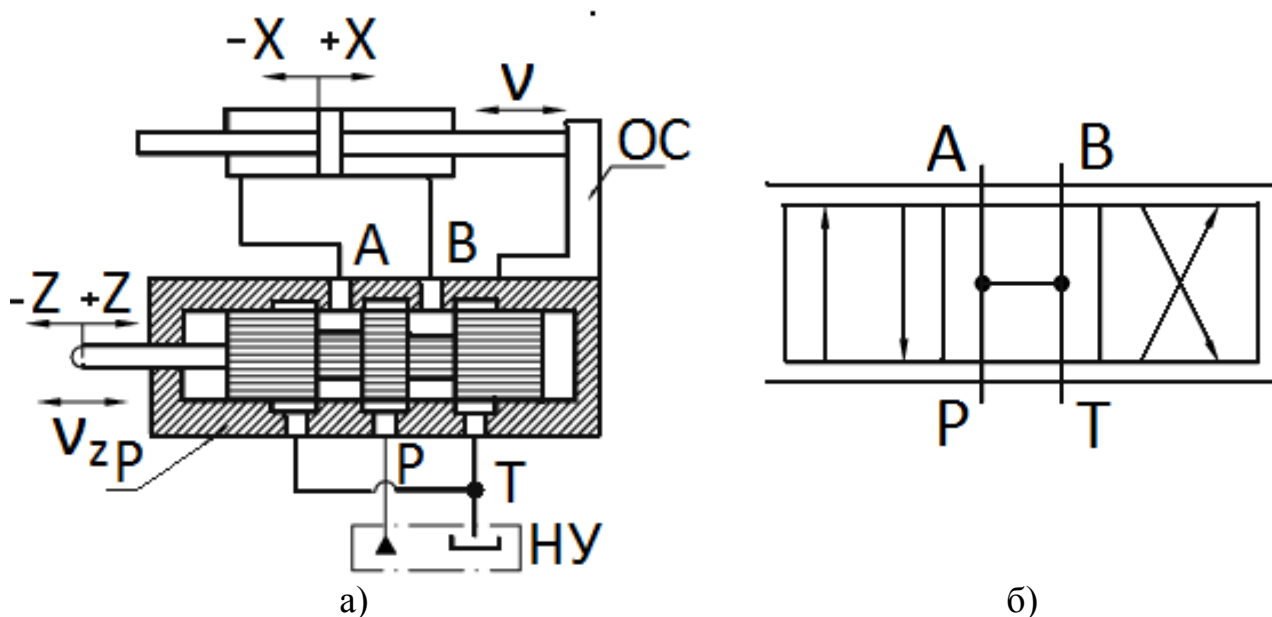


Рис. 4.7. Простейшая схема следящего гидропривода: а) конструктивное исполнение; б) условное изображение дросселирующего распределителя

Привод работает следующим образом (рис. 4.7 а). При перемещении золотника распределителя Р, например, вправо (по схеме) на величину (+z) поток жидкости от насосной установки (НУ) поступает через каналы Р и А в левую полость гидроцилиндра ГЦ, поршень перемещается также вправо (в направле-

нии $+x$). Поток жидкости, вытесняемой из правой полости ГЦ, сливается в бак насосной установки через каналы В и Т.

Благодаря обратной связи (ОС) вместе с поршнем перемещается и корпус распределителя Р и поэтому, как только величина перемещения поршня ($+x$) станет равна величине смещения золотника ($+z$) из нейтрального положения, движение жидкости через распределитель прекратится и поршень остановится. Таким образом, движение поршня имеет место лишь при наличии рассогласования $\Delta = z - x$. Для возобновления движения нужно снова сместить золотник из нейтрального положения в ту или другую сторону. При непрерывном движении золотника также непрерывно будет перемещаться и поршень, причем скорость его движения будет определяться величиной открытия дросселирующей щели распределителя.

Таким образом, данный распределитель выполняет две функции: направляющую, которая состоит в пуске, остановке и изменении направления потоков жидкости, и регулирующую, которая состоит в изменении величины расхода жидкости, поэтому такой распределитель называется дросселирующим.

Условное изображение такого распределителя приведено на рис. 4.7 б.

4.4. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

Гидравлические следящие приводы (ГСП) отличаются большим разнообразием. Рассмотрим их классификацию по нескольким признакам [2,11].

1) По количеству рабочих щелей в управляющем золотнике:

- с четырехщелевым золотником;
- с двухщелевым золотником;
- с однощелевым золотником.

2) По количеству и взаимосвязи следящих перемещений:

- однокоординатные;
- двухкоординатные;
- комбинированные.

Однокоординатные ГСП осуществляют следящее перемещение РО по одной координате при задающей скорости постоянной или регулируемой по величине, независимо от работы других ГСП.

Двухкоординатные ГСП осуществляют следящее перемещение РО одновременно по двум координатам со взаимосвязанными скоростями слежения, управляемыми от одного входа.

Комбинированные ГСП – это привод, составленный из нескольких одно- или двухкоординатных ГСП.

3) По виду средств, с помощью которых регулируется скорость слежения:

- с дроссельным регулированием;
- с объемным регулированием;
- с объемно-дроссельным регулированием.

В ГСП с дроссельным регулированием изменение объемов жидкости, поступающей в ГД, осуществляется дросселированием в рабочих щелях гидравлических усилителей.

В ГСП с объемным регулированием изменение объемов жидкости в ГД осуществляется изменением рабочего объема насоса или ГД.

В ГСП с объемно-дроссельным регулированием изменение объемов жидкости в ГД осуществляется дросселированием в рабочих щелях гидроусилителя и автоматически соответственно регулируется рабочий объем насоса.

4) По количеству каскадов усиления:

- однокаскадные;
- двухкаскадные;
- многокаскадные.

В однокаскадном ГСП золотник непосредственно управляет ГД.

В двухкаскадном ГСП управление ГД осуществляется с помощью нескольких усилителей. К этому виду приводов относятся также электро- и пневмогидравлические приводы.

5) По способу управления:

- с копировальным управлением;
- с числовым программным управлением (ЧПУ).

При копировальном управлении программа задается в виде копира, при ЧПУ программа задается в числовом виде.

4.5. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА С КОПИРОВАЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Рассмотрим схему ГСП на примере копировально-фрезерного станка (рис. 4.8) [11].

На схеме обозначены: 1 – станина, 2 – стойка, 3 – стол, 4 – копир, 5 – обрабатываемая деталь, 6 – фреза, 7 – фрезерная бабка, 8 – щуп, 9 – гидроцилиндр следящей подачи, 10 – гидроцилиндр задающей подачи, 11 – корпус следящего распределителя, 12 – золотник.

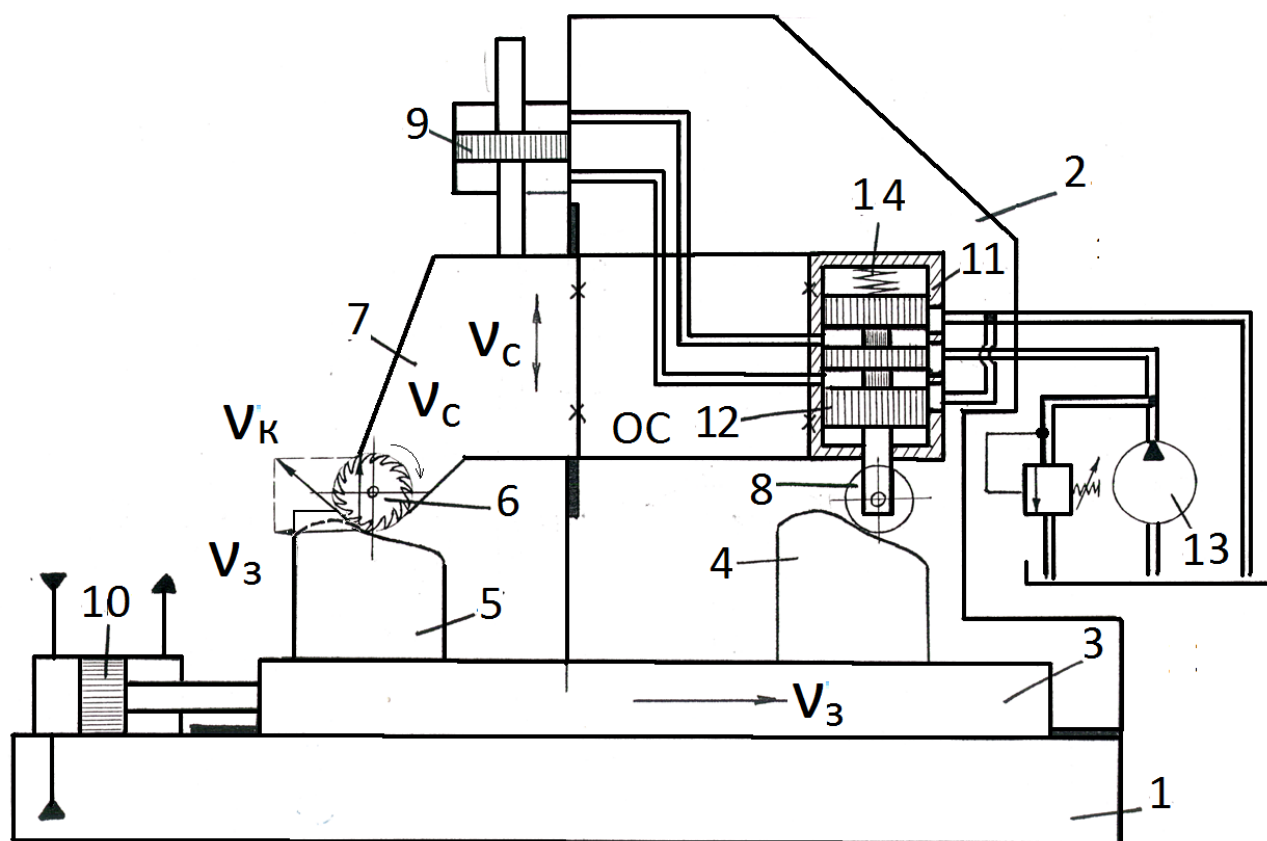
Масло от насоса 13 поступает к среднему окну дросселирующего распределителя (ДР) 11, а из крайних окон масло поступает в бак, величины открытия щелей в нейтральном положении (их в данном случае четыре) равны.

Силовой ГЦ следящей подачи 9 закреплен на неподвижной стойке 2 станка. Шток поршня соединен с фрезерной бабкой 7, которая несет и приводит во вращение режущий инструмент (фрезу) 6. Один конец золотника 12 имеет щуп 8, который под действием пружины 14 прижимается к копиру 4.

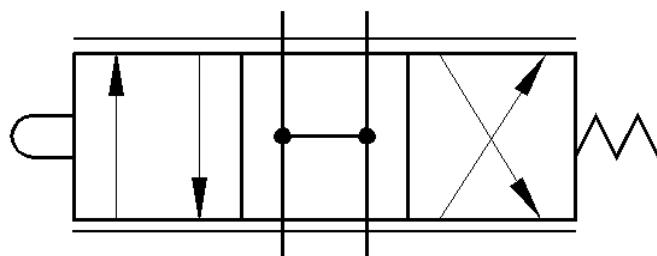
Копир 4 и деталь 5 установлены на столе 3, который перемещается по направляющим станины 1 гидроцилиндром 10 со скоростью задающей подачи v_3 , которая в данной схеме постоянна.

Когда копир отведен от щупа, пружина 14 перемещает золотник 12 в крайнее нижнее положение. В этом случае проходные сечения щелей изменяются так, что поток масла, поступающий от насоса в нижнюю полость ГЦ 9, дроссе-

лируется больше, чем поток, поступающий в верхнюю полость. Также поток масла, поступающий из нижней полости ГЦ в бак, дросселируется меньше, чем поток, поступающий из верхней полости в бак.



а)



б)

Рис. 4.8. Схема следящего гидропривода с копировальным управлением:
а) конструктивная схема; б) условное графическое изображение распределителя

В результате, в нижней полости ГЦ устанавливается давление ниже, чем в верхней, вследствие чего поршень ГЦ перемещает фрезу вниз. Вместе с фрезерной бабкой перемещается и корпус ДР благодаря тому, что корпус ДР жестко соединен с фрезерной бабкой (обратная связь ОС).

Когда копир подойдет к щупу, фреза будет еще некоторое время передвигаться вниз до тех пор, пока проходные сечения щелей сравняются, либо разница между ними будет настолько мала, что разность давлений в полостях ГЦ

окажется недостаточной для продолжения движения поршня. Вертикальная подача фрезы прекратится.

Далее, если профиль копира повышающийся, то при его движении вправо золотник 12 сместится вверх, проходные сечения щелей изменятся настолько, что разница давлений в полостях ГЦ станет достаточной для преодоления силы сопротивления движению. Поршень ГЦ 9 также начнет перемещаться вверх. Это движение через жесткую обратную связь, которая осуществляется закреплением корпуса ДР на фрезерной бабке, передается корпусу ДР. За счет этого величина проходных сечений щелей ДР снова выравнивается.

При понижении профиля копира привод отрабатывает сигнал аналогично.

Таким образом, совокупность задающей подачи v_3 копира и заготовки и следящей подачи v_c шупа и режущего инструмента обеспечивает воспроизведение профиля копира на заготовке. Скорость копирования v_k направлена по касательной к контуру и представляет геометрическую сумму задающей и следящей скоростей, т. е. $v_k = \sqrt{v_3^2 + v_c^2}$.

В данном случае рассмотрена гидрокопировальная система с четырехкромочным золотником с открытыми щелями в среднем положении.

Для достижения высокой точности обработки сигнала окна в распределителе должны быть одинаковы, поэтому на них даются очень жесткие припуски.

Поскольку управляющий сигнал (рассогласования Δ) в следящем ГП заранее неизвестен, а привод должен обрабатывать его с высокой точностью и быстродействием, поэтому основное внимание здесь уделяется вопросам изучения статических и динамических характеристик, определяющих границу устойчивости. Структурная схема ГСП приведена на рис. 4.9.

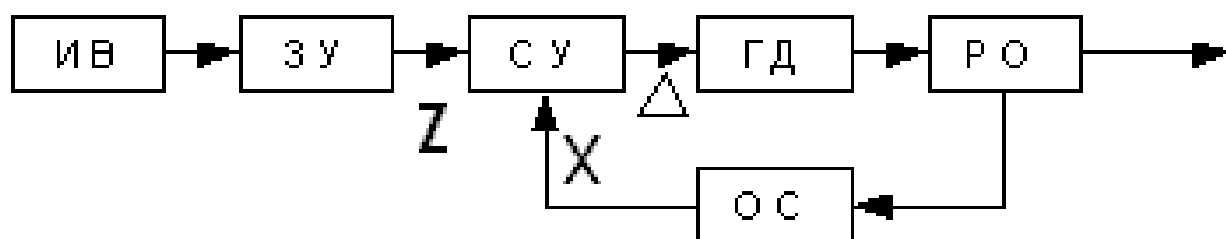


Рис. 4.9. Структура ГСП с копировальным управлением

Источник воздействия (ИВ) приводит в действие программу (механизм задающей подачи).

Задающее устройство (ЗУ) содержит программу (копир).

Сравнивающее устройство (СУ) воспринимает программу от ЗУ, сопоставляет ее с фактическим перемещением рабочего органа (РО) и выдает сигнал рассогласования (дресселирующий распределитель).

Гидродвигатель (ГД) на основании сигнала от СУ развивает необходимую скорость слежения V_c .

Обратная связь (ОС) связывает РО с СУ и служит для измерения результата действия ГСП.

Недостатком рассмотренного ГСП с копировальным управлением является постоянство задающей скорости V_3 , т.е. её независимость от скорости слежения V_c . Это приводит к непостоянству скорости движения V_k инструмента по контуру обрабатываемой детали при разных углах наклона поверхности ($\alpha_1, \alpha_2, \dots$) (рис.4.10 а) и, следовательно, к снижению качества обрабатываемой поверхности.

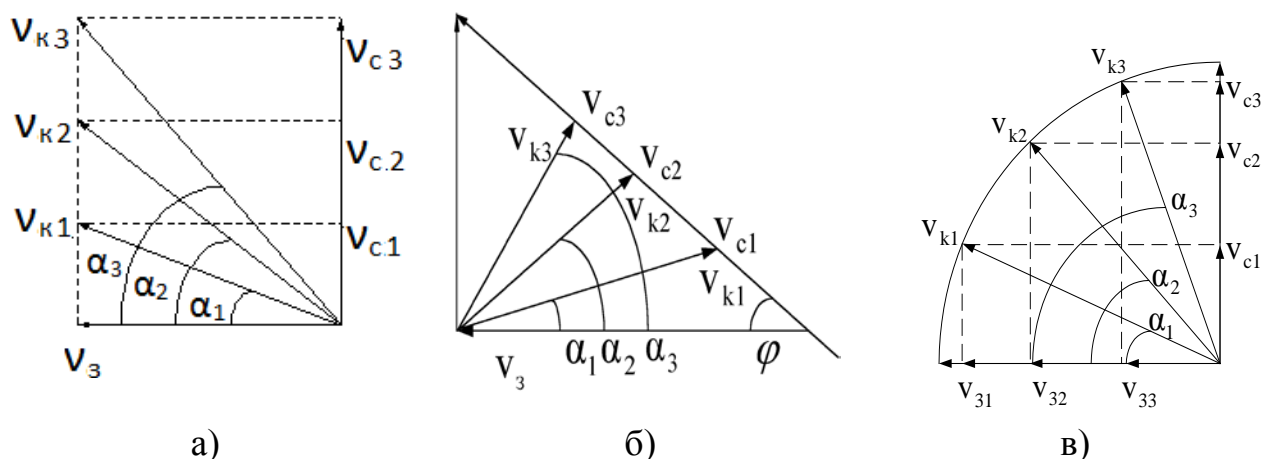


Рис. 4.10. Изменение контурной скорости при различных вариантах задающей и следящей скоростей

Некоторого уменьшения колебаний контурной скорости можно достигнуть, если направление следящей скорости выполнить под углом φ , меньшим 90° (рис.4.10 б). Обычно применяют $\varphi = 30...60^\circ$. Это одновременно позволит обрабатывать поверхности с углом профиля $\alpha = 90^\circ$.

Для обеспечения постоянной контурной скорости V_k необходимо применить гидравлический следящий привод с зависимой автоматически регулируемой задающей скоростью. В этом случае должно выполняться условие: $v_3^2 + v_c^2 = v_k^2$ т.е. значения скоростей должны соответствовать уравнению окружности (рис. 4.10 в). Схема такого привода приведена на рис. 4.11.

На схеме обозначено: ГЦ_з и ГЦ_с – гидроцилиндры задающей и следящей подачи; F_3 и F_c – эффективные площади соответственно гидроцилиндров задающей и следящей подачи; К – копир; Д – обрабатываемая деталь; Н – насос; ДР – дросселирующий распределитель; АРС – автоматический регулятор скорости; F_1, F_2 – эффективные площади золотника регулятора; $R_{пр}$ – усилие пружины регулятора; f_y – площадь проходного сечения регулятора; D_3 и D_c – дроссели регулирования задающей и следящей скоростей; f_3 и f_c – площади проход-

ных сечений дросселей; $Q_{дрз}$ и $Q_{дрс}$ – расходы жидкости через дроссели; Q_3 и Q_c – расходы жидкости, вытесняемой из гидроцилиндров.

Скорость задающей подачи V_3 автоматически управляется регулятором АРС. При увеличении, например, следящей скорости (что произойдёт при увеличении угла подъёма профиля копира) возрастает давление p_c на выходе из гидроцилиндра ГЦ_с и, значит, в верхней полости регулятора, золотник которого, преодолевая усилие пружины, начинает перемещаться вниз, уменьшается и площадь f_y проходного сечения и, следовательно, возрастает гидравлическое сопротивление потоку жидкости, вытесняемой из гидроцилиндра ГЦ_з; это приводит к уменьшению задающей скорости V_3 .

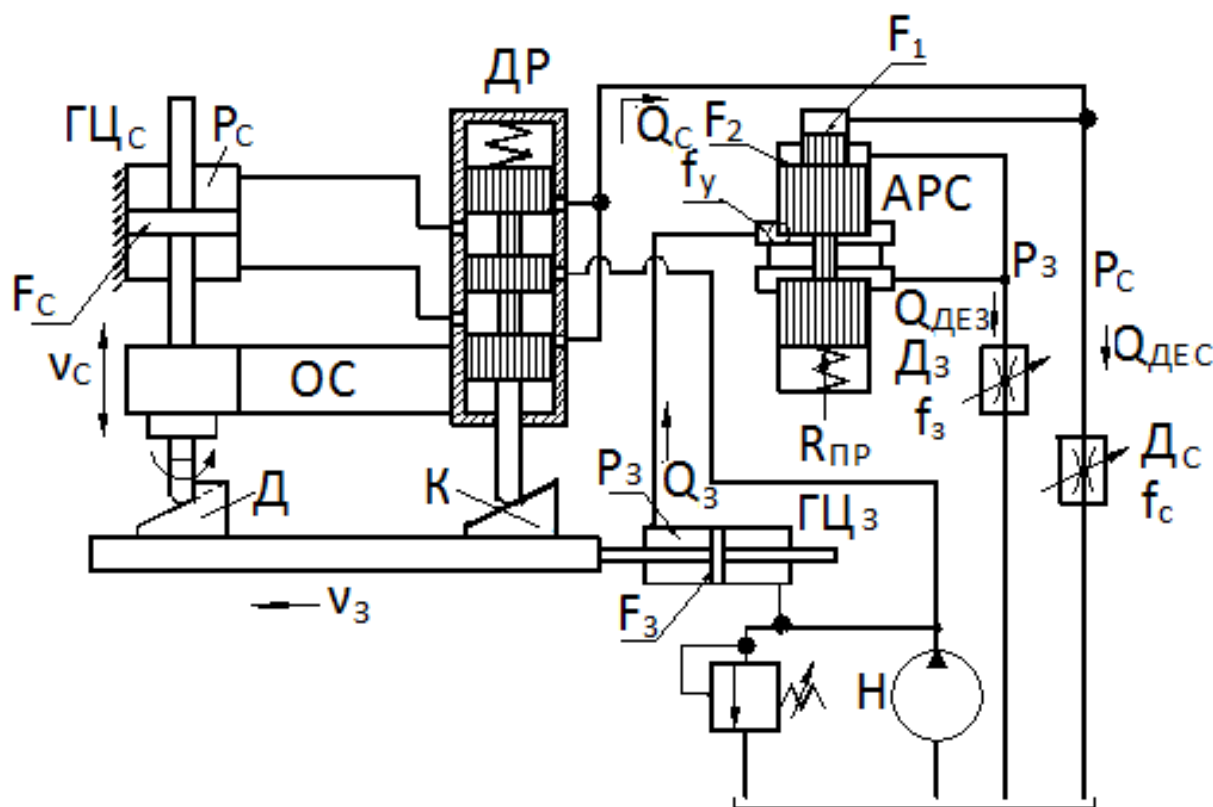


Рис. 4.11. Схема гидравлического следящего привода с копиральным управлением и зависимой задающей скоростью

Уравнения равновесия золотника регулятора:

$$p_c F_1 + p_3 F_2 = R_{пр}$$

или

$$\frac{p_c F_1}{R_{пр}} + \frac{p_3 F_2}{R_{пр}} = 1. \quad (4.1)$$

Уравнение неразрывности потока жидкости в приводе следящей подачи:

$$Q_c = Q_{дрс}, \text{ или } v_c F_c = \mu f_c \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}. \quad (4.2)$$

Уравнение неразрывности потока жидкости в приводе задающей подачи:

$$Q_3 = Q_{дрз}, \text{ или } v_3 F_3 = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_3}. \quad (4.3)$$

Из уравнений (4.2) и (4.3) можно после некоторых преобразований получить:

$$p_c = \frac{\rho v_c^2 F_c^2}{2\mu^2 f_c^2}; \quad (4.4)$$

$$p_3 = \frac{\rho v_3^2 F_3^2}{2\mu^2 f_3^2}. \quad (4.5)$$

Подставляем полученные выражения в уравнение (4.1) и получаем

$$\frac{\rho F_1 v_c^2 F_c^2}{2\mu^2 f_c^2 R_{пр}} + \frac{\rho F_2 v_3^2 F_3^2}{2\mu^2 f_3^2 R_{пр}} = 1$$

или

$$\frac{\frac{v_c^2}{2\mu^2 f_c^2 R_{пр}}}{\rho F_1 F_c^2} + \frac{\frac{v_3^2}{2\mu^2 f_3^2 R_{пр}}}{\rho F_2 F_3^2} = 1. \quad (4.6)$$

Обозначим

$$a = \frac{\mu f_c}{F_c} \sqrt{\frac{2R_{пр}}{\rho F_1}}; \quad b = \frac{\mu f_3}{F_3} \sqrt{\frac{2R_{пр}}{\rho F_2}}.$$

Тогда уравнение (4.6) принимает вид

$$\frac{v_c^2}{a^2} + \frac{v_3^2}{b^2} = 1. \quad (4.7)$$

Это уравнение эллипса. При соответствующем подборе площадей f_3 и f_c можно добиться равенства величин a и b , т.е. $a = b = A$. Тогда уравнение (4.7) принимает вид уравнения окружности:

$$v_c^2 + v_3^2 = A^2.$$

Гидравлические следящие приводы с копировальным управлением получили широкое применение для обработки на станках деталей с плоским и объёмным криволинейным профилем. Недостатком таких приводов является сложность и высокая трудоёмкость изготовления копира.

4.6. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

При числовом программном управлении (ЧПУ) программа задаётся в цифровой форме, в качестве программоносителя может применяться, например, магнитная лента, перфолента, запоминающее устройство ЭВМ. Рассмотрим принцип действия ГСП с фазовой системой ЧПУ, нашедшей широкое применение, в частности, во фрезерных станках (рис.4.12) [11].

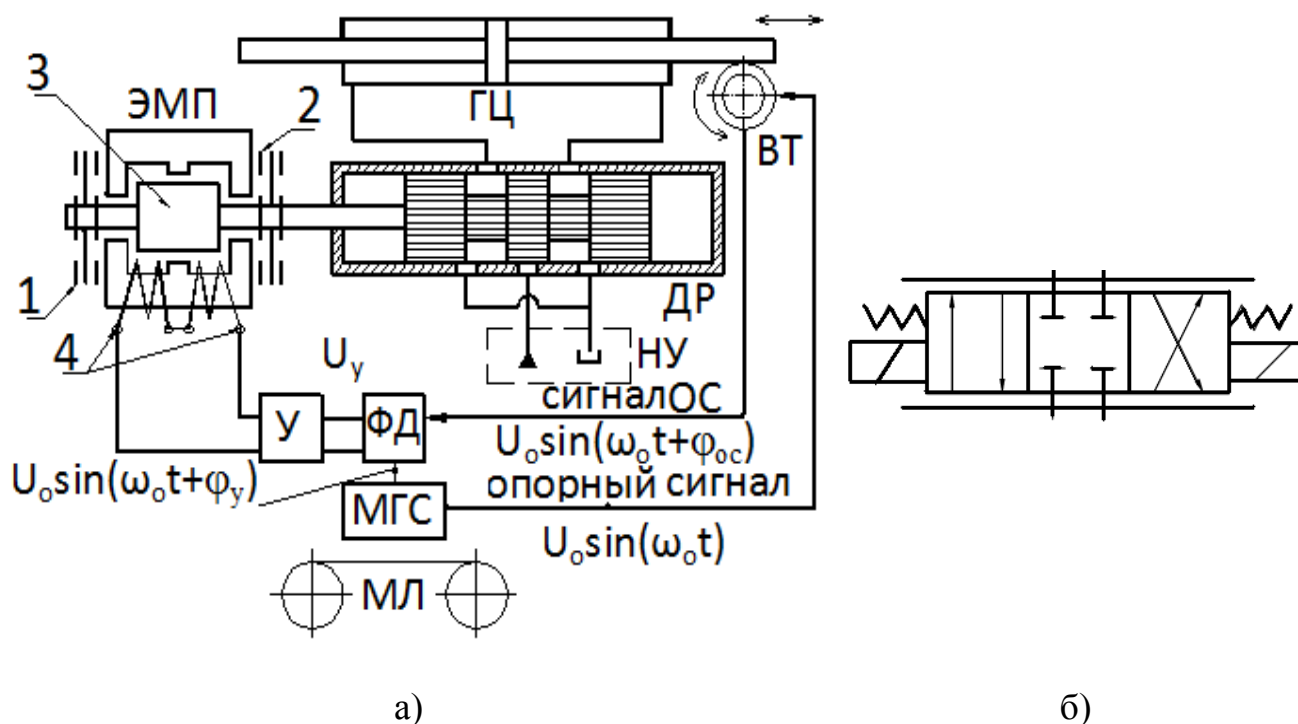


Рис. 4.12. Схема гидравлического следящего привода с ЧПУ:

а) конструктивное исполнение;

б) графическое изображение дросселирующего распределителя

Привод работает следующим образом. На магнитную ленту МЛ, приводимую в движение лентопротяжным механизмом, на параллельных дорожках наносятся опорный сигнал синусоидальной формы определенной частоты ω_o и рабочий сигнал по управляемой координате той же частоты, но сдвинутый по фазе на величину φ_y . Эти сигналы считываются с ленты магнитной считывающей головкой МГС. Рабочий сигнал поступает на фазовый дискриминатор ФД, а опорный сигнал — на вращающийся трансформатор ВТ, который является круговым датчиком обратной связи, а вал его связан с помощью шестерённореечной передачи с рабочим органом. Вращающийся трансформатор вырабатывает электрический сигнал обратной связи той же частоты ω_o , но сдвинутый по фазе на величину φ_{oc} , пропорциональную углу поворота его вала. Этот сигнал поступает на фазовый дискриминатор ФД. На выходе ФД формируется управляющий электрический сигнал постоянного тока, величина напряжения которого U_y пропорциональна разности фаз рабочего сигнала и сигнала обрат-

ной связи, т.е. $U_y = K(\varphi_y - \varphi_{oc})$. Знак напряжения определяется знаком сдвига фазы рабочего сигнала. Этот сигнал усиливается в усилителе $У$ постоянного тока и поступает на электромеханический преобразователь ЭМП. Пружины ЭМП 1 и 2 стремятся установить его сердечник 3 в среднее положение.

При поступлении управлявшего сигнала U_y в зависимости от его знака напряжение в одной из катушек 4 будет возрастать, а в другой соответственно уменьшаться, в результате в них изменятся магнитные потоки и за счёт возникающей электромагнитной силы сердечник 3 сместится в ту или иную сторону на величину, пропорциональную величине U_y . Вместе с сердечником сместится и золотник дросселирующего распределителя из среднего положения. Жидкость от насосной установки НУ поступит в соответствующую полость гидроцилиндра ГЦ, который начнёт перемещать рабочий орган. По мере увеличения угла поворота вала ВТ и, следовательно, величины φ_{oc} и приближения её к величине φ_y будет уменьшаться управляющий сигнал U_y на выходе ФД, а, значит, и смещение золотника ДР из соседнего положения. В итоге наступает момент, когда величины сдвигов фаз φ_y и φ_{oc} и, соответственно, проходные сечения всех щелей распределителя ДР сравняются настолько, что разность давлений в полостях ГЦ станет недостаточной для продолжения движения рабочего органа, и он остановится. Таким образом, величина пути, который пройдёт рабочий орган, будет пропорциональна сдвигу фаз рабочего и опорного сигналов.

Структурная схема гидравлического следящего привода с ЧПУ в общем виде представлена на рис. 4.13.

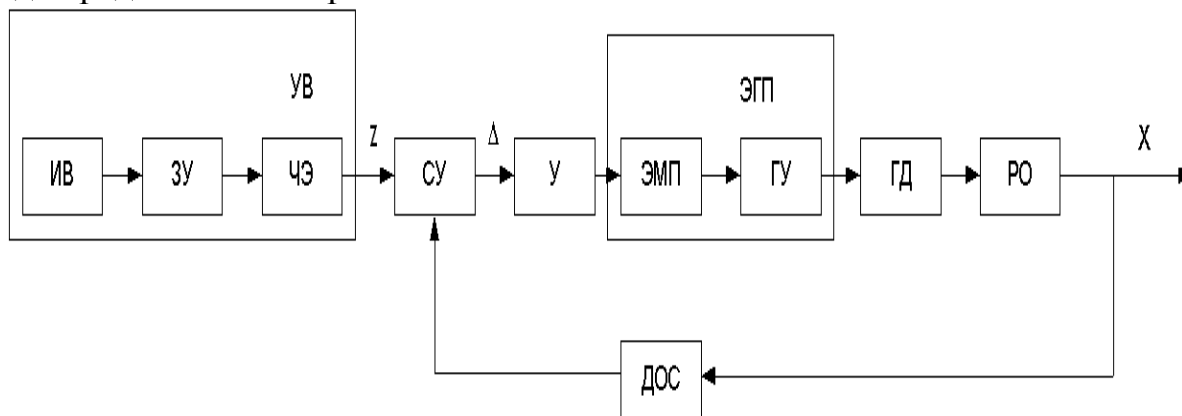


Рис. 4.13. Структурная схема гидравлического следящего привода с ЧПУ

На схеме обозначено: УВ – устройство ввода информации; ИВ – источник воздействия; ЗУ – задающее устройство; ЧЭ – чувствительный элемент (устройство считывания); СУ – сравнивающее устройство; У – электрический усилитель; ЭМП – электромеханический преобразователь; ГУ – гидроусилитель; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; ГД – гидродвигатель; РО – рабочий орган; ДОС – датчик обратной связи; Z – заданный входной сигнал; X – выходная величина; Δ – рассогласование; $\Delta = z - x$.

В рассмотренном выше ГСП с фазовой системой ЧПУ функции ИВ выполняет привод магнитной ленты, ЗУ – магнитная лента, ЧЭ – магнитная считывающая головка, СУ – фазовый дискриминатор, ГУ – дросселирующий гидрораспределитель, ГД – гидроцилиндр, ДОС – вращающийся трансформатор.

ЧПУ позволяет обеспечить быструю переналадку станка на обработку различных деталей, повысить точность и производительность обработки, качество обработанной поверхности. Если нанести на программноноситель информацию о требуемом перемещении одновременно по другой управляемой координате, можно обеспечить непрерывную функциональную связь между перемещениями рабочего органа по двум координатам и, следовательно, требуемую траекторию движения инструмента в процессе обработки и постоянство контурной скорости.

4.7. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ СЛЕДЯЩЕМ ПРИВОДЕ

Как указывалось выше (раздел 4.4), применяют три способа регулирования скорости: дроссельное, объёмно-дроссельное и объёмное [2].

В ГСП с дроссельным регулированием (рис. 4.14) изменение скорости выходного звена гидродвигателя осуществляется за счёт дросселирования потоков жидкости на входе или выходе гидродвигателя или за счёт сочетания этих способов регулирования.

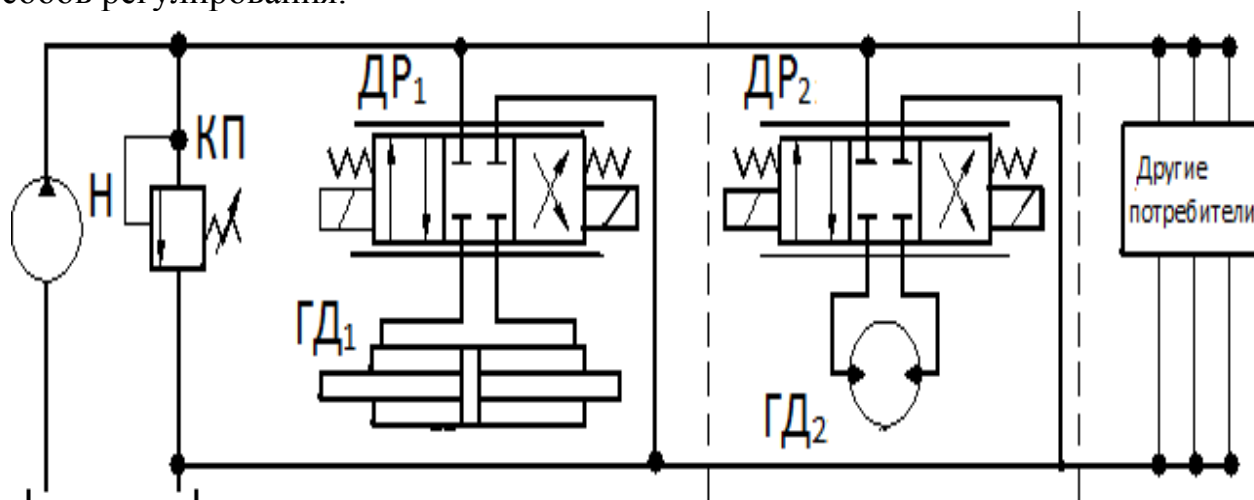


Рис. 4.14. Схема гидравлического следящего привода с дроссельным регулированием

При этом система из нескольких следящих приводов (с гидродвигателями $ГД_1$, $ГД_2$, ...) питается от одного насоса $Н$ постоянной производительности. Дросселирование потоков жидкости осуществляется изменением проходных сечений дросселирующих распределителей ($ДР_1$, $ДР_2$, ...), определяемых положением кромок золотников относительно расточек в корпусе. Скорость выходных звеньев ГД тем выше, чем больше проходные сечения дросселирующих распределителей, т.е. больше смещение золотника относительно корпуса.

Давление в системе поддерживается постоянным с помощью переливного клапана КП. Производительность насоса равна сумме максимальных расходов потребителей. В том случае, если один или несколько потребителей не расходуют жидкость, её избыток перепускается в сливную линию через переливной клапан. При этом потенциальная энергия жидкости высокого давления переходит в тепловую энергию, нагревая жидкость. Дросселирующие распределители также превращают часть энергии жидкости в тепловую энергию, поэтому энергетические характеристики такой схемы низкие, и теоретический КПД её не превышает 26%.

Тем не менее, следящие гидроприводы с дроссельным регулированием широко распространены в станочном оборудовании благодаря простой и надёжной конструкции и относительно низкой стоимости.

Для повышения энергетических характеристик ГСП применяют объёмно-дроссельное регулирование скорости, в котором насос переменной производительности по давлению в напорной линии автоматически изменяет производительность (рис. 4.15).

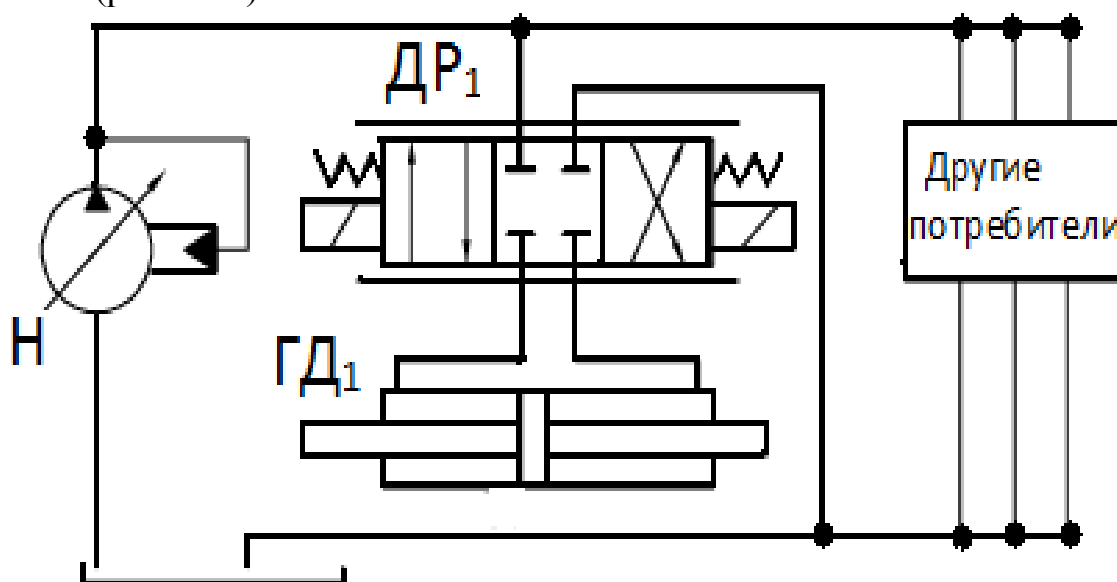


Рис. 4.15. Схема гидравлического следящего привода с объёмно-дроссельным регулированием

В этом случае, если подключается новый потребитель, давление в напорной линии падает, срабатывает регулятор, и насос увеличивает производительность, повышая давление в системе. При отключении одного или нескольких потребителей давление в напорной линии повышается, регулятор уменьшает производительность насоса и давление питания снижается до прежнего уровня. При этом обеспечивается баланс суммарного расхода на потребителях и производительности насоса. Управление гидродвигателями осуществляется как и в первой схеме дросселирующими распределителями.

Энергетические характеристики второй схемы значительно лучше, т.к. отсутствует дросселирование жидкости в переливном клапане, поэтому теоретический КПД составляет 40%.

Конструктивно вторая схема незначительно сложнее первой, т.к. сложность насоса переменной производительности частично компенсируется отсутствием переливного клапана и устройств охлаждения жидкости. Вместе с тем стоимость гидропривода несколько выше, т.к. применяются дорогие насосы.

Особенностью объёмного регулирования скорости (рис. 4.16) является отсутствие дросселирующих распределителей для управления гидродвигателями. Каждый исполнительный гидродвигатель имеет насос H_1 переменной производительности с реверсивным потоком, при этом регулирование скорости выходного звена ГД осуществляется изменением производительности насоса.

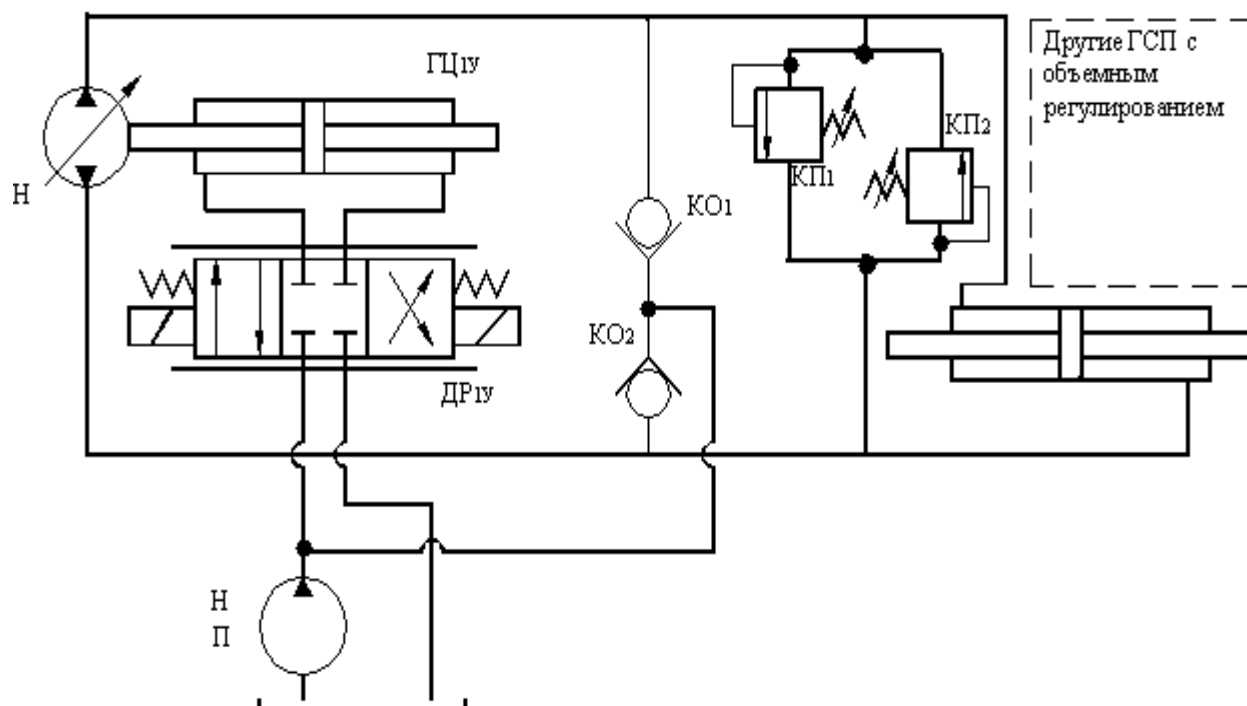


Рис. 4.16. Схема гидравлического следящего привода с объёмным регулированием

Давление в напорной линии устанавливается пропорционально действующей нагрузке. Именно за счёт этого процесса самонастройки потребляемой энергии в зависимости от полезной нагрузки на исполнительном механизме и обеспечивается высокое значение теоретического КПД, которое составляет 70%.

Подпитывающая вспомогательная система, в которую входит насос $Н_п$ постоянной производительности и обратные клапаны $КО_1$ и $КО_2$, обеспечивает компенсацию утечек в приводе и безкавитационную работу основного насоса. Кроме того, эта система питает гидроцилиндр $ГЦ_у$, служащий для управления производительностью основного насоса $Н$.

Для предохранения системы от давлений, превышающих допустимое, установлены предохранительные клапаны $КП_1$ и $КП_2$.

ГСП объёмного регулирования обычно выполняют в виде законченной агрегатно-модульной конструкции, все элементы которой помещаются в одном корпусе, который одновременно служит баком для рабочей жидкости, количество рабочей жидкости в системе минимально.

Система управления производительностью насоса представляет собой следящий микрогидропривод с дроссельным регулированием и автономным насосом. Нагрузкой на него служит момент поворота частей механизма изменения производительности насоса H . Дросселирующие потоки жидкости здесь имеют место только в системах управления насосом и подпитки, где расходы и давления невысокие.

Следящий гидропривод объёмного регулирования перспективен для применения в станках и промышленных роботах большой грузоподъёмности, это обусловлено наилучшими энергетическими и статическими характеристиками. Недостатком его является сложность конструкции и высокая стоимость (примерно в 2-3 раза выше стоимости ГСП дроссельного регулирования). Кроме того, при объёмном регулировании от одного насоса может питаться лишь один гидродвигатель.

4.8. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

Под электрогидравлическим следящим приводом (ЭГСП) понимают гидравлический следящий привод, в котором управление осуществляется электрическими средствами. Примером ЭГСП является рассмотренный выше ГСП с ЧПУ (раздел 4.6).

Обязательным признаком ЭГСП является наличие электрогидравлического преобразователя (ЭГП), представляющего собой комбинацию электромеханического преобразователя (ЭМП) и одно- или двухкаскадного гидроусилителя.

ЭМП предназначены для преобразования электрического сигнала управления в механическое перемещение ведомого звена, к которому подсоединяется управляющий элемент ГУ.

Наиболее распространены магнитоэлектрические ЭМП, принцип действия которых основан на взаимодействии проводника, по которому проходит ток управления, с магнитным потоком (рис. 4.17).

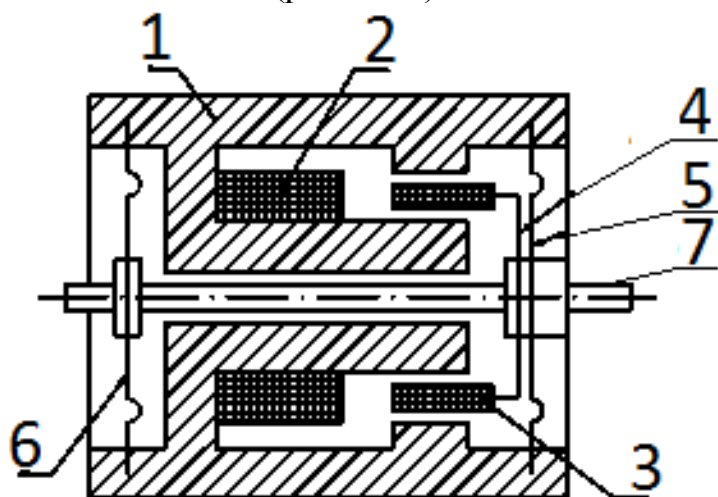


Рис. 4.17. Электромеханический преобразователь:

1 – статор, 2 – обмотка подмагничивания, 3 – обмотка управления, 4 – катушка подвижная, 5, 6 – центрирующие пружины, 7 – стержень

Обмотка подмагничивания 2, на которую подаётся постоянное напряжение, создаёт в зазоре статора 1 магнитное поле. При прохождении через обмотку 3 катушки управления тока на витки этой обмотки будет действовать сила пропорционально величине тока управления. Направление этой силы будет определяться направлением тока.

В электромагнитных ЭМП используется эффект взаимодействия ферромагнитного якоря с электромагнитом (ферромагнитная схема).

Рассмотрим конструкцию одного из наиболее распространённых ЭГП, состоящего из ЭМП и двухкаскадного ГУ (рис. 4.18) [15, 16].

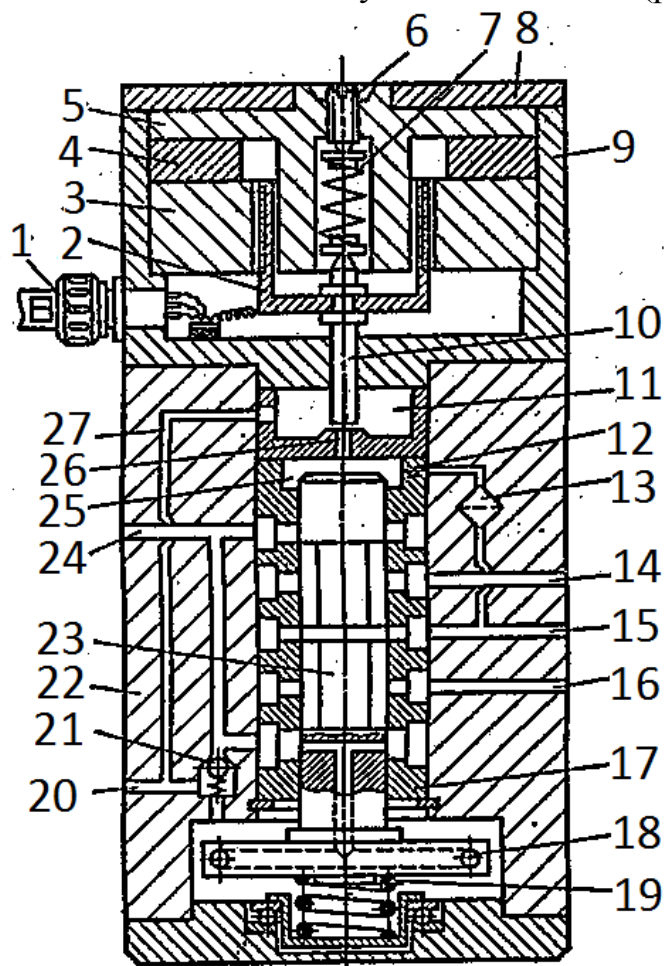


Рис. 4.18. Электрогидравлический преобразователь

Электрические сигналы управления через штепсельный разъем 1 и провода подводятся к обмотке катушки 2, которая входит в кольцевой зазор между кольцом 3 и сердечником 5.

Между торцами этих деталей расположен постоянный магнит 4. При протекании тока управления по обмотке катушки магнитное поле постоянного магнита взаимодействует с магнитным полем проводников обмотки и на катушку действует усилие, направленное вдоль оси.

Величина и направление этого усилия зависят от величины и направления тока в катушке, т.е. от величины и знака сигнала управления. Катушка 2, установленная на стержне-игле 10, может перемещаться только вместе с иглой вдоль оси. Перечисленные детали размещены в корпусе 9 с крышкой 8, которые выполнены из немагнитного ма-

териала и все вместе образуют электромеханический преобразователь (ЭМП) магнитоэлектрического типа.

Игла 10 дополнительно нагружена усилием пружины 7, которое может регулироваться винтом 6. ЭМП прикреплен к корпусу 22, в расточке которого запрессована гильза 17, а в ней перемещается золотник 23. Диаметральные и осевые размеры рабочих кромок золотника и втулки выполнены с высокой точностью, и эти детали образуют «следающую пару».

На нижнем конце золотника установлена турбинка 18. Золотник поджимается жесткой пружиной 19, которая опирается на упорный подшипник и может вращаться вместе с золотником. Верхний конец золотника входит в камеру 25.

Поток управления отводится от канала подвода основного потока 15 через фильтр 13 и постоянное дроссельное сопротивление 12 в камеру 25. Затем выходит из нее через калиброванное отверстие – сопло 26, отжимает иглу 10 и через камеру 11 и канал 27 попадает в канал слива 20. Игла 10 и сопло 26 образуют усилитель игольчатого типа, который изменяет давление управления в камере 25 в зависимости от усилий, действующих на иглу 10 со стороны пружины 7 и катушки 2. В зависимости от давления управления меняется сила, действующая на верхний торец золотника 23 и направленная против усилия пружины 19.

При отсутствии сигнала управления на катушке, винтом 6 регулируется среднее давление управления в камере 25, при котором золотник 23 занимает среднее (нейтральное) положение относительно гильзы 17. Если теперь на обмотку катушки будет подан сигнал в виде тока управления, то в зависимости от его направления и величины будут соответственно меняться усилие на игле клапана, давление управления в камере 25 и усилие на верхнем торце золотника.

Золотник будет смещаться относительно среднего положения в ту или другую сторону на величину, пропорциональную величине тока управления. При этом между рабочими кромками золотника 23 и гильзы 17 будут образовываться рабочие щели, по которым масло будет подводиться из канала 15 в один из каналов 14 или 16, связанных с полостями ГД, а из другого масло будет отводиться в канал 24.

В этот же канал подключается слив из переливного клапана системы и этот объединенный поток через подпорный клапан 21 проходит в канал слива 20. Часть масла из канала перед подпорным клапаном 21 через радиальные и осевое сверления в золотнике 23 поступает в турбинку 18 и вращает золотник для того, чтобы исключить трение покоя и тем самым повысить чувствительность золотника. Дросселирующие распределители такого типа при мощности управления до 1 Вт позволяют управлять гидравлическими потоками с отдаваемой мощностью более 2 кВт, поэтому они получили название электрогидравлических усилителей мощности. Существует большое разнообразие конструкций усилителей мощности, но их общими характерными признаками являются малая входная мощность и высокое быстродействие. Иногда подобные устройства называют сервозолотниками.

ЭГП совместно с гидроцилиндром является электрогидравлическим усилителем силы. В станках и роботах широко применяются также электрогидравлические усилители крутящего момента, в которых в качестве гидродвигателя применяются гидромоторы, а в качестве ЭМП – шаговые электродвигатели или электродвигатели постоянного тока, а золотниковый ГУ может иметь круговой или осевой золотник.

В случае применения шагового двигателя усилители называют также электрогидравлическими шаговыми приводами (ЭГШП).

Круговой золотник вращается от шагового двигателя (ШД) (рис. 4.19). При повороте золотника на некоторый угол относительно нейтрального положения одна из камер гидромотора ГМ соединяется с напорной линией, а другая – со сливной. В результате вал ГМ поворачивается до тех пор, пока жёстко связанная (жёсткая обратная связь) с ним втулка 2 вновь не займёт нейтральное положение.

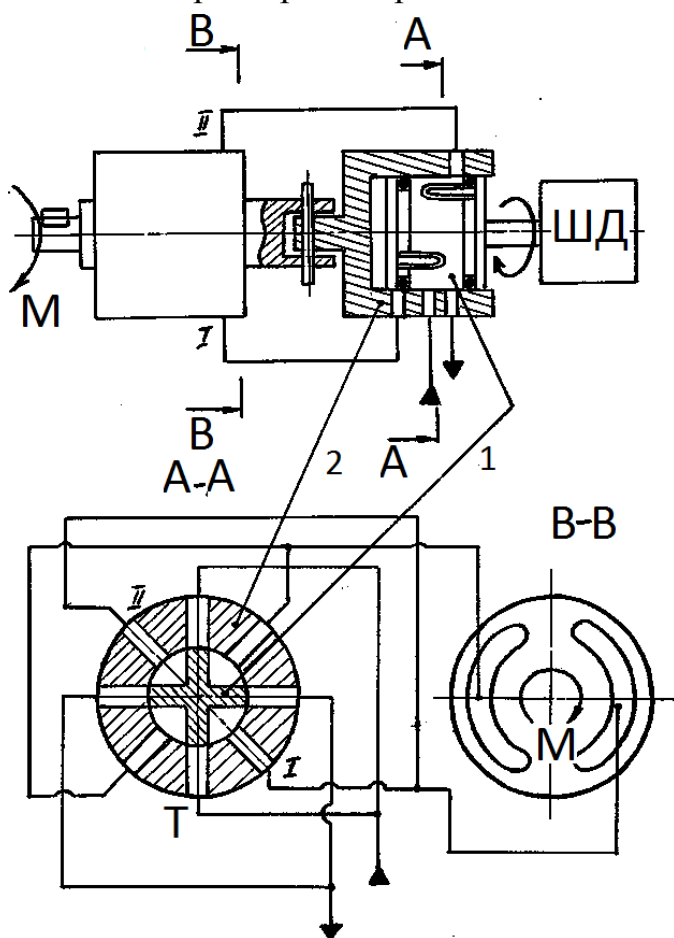


Рис. 4.19. Электрогидравлический усилитель крутящего момента с круговым золотником

Эти ЭГУ отличаются простотой конструкции, однако ограничена частота вращения и приёмистость в связи с малой пропускной способностью кругового золотника. Увеличение же размеров кругового золотника невозможно в связи с резким возрастанием действующих на него гидродинамических сил потоков жидкости и момента инерции входного вала, что приводит к ухудшению динамического качества привода.

В связи с этим разработаны ЭГУ с осевым золотником (рис. 4.20).

Осевой золотник 1 (четырёхкромочный) имеет на левом конце прецизионный винт 2, взаимодействующий с гайкой 3, которая жёстко соединена с валом гидромотора ГМ.

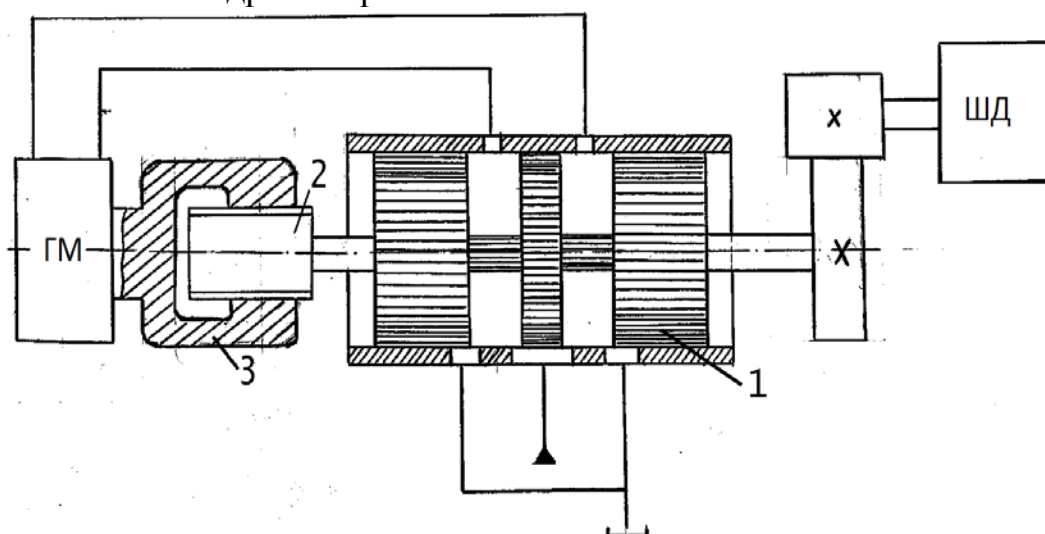


Рис. 4.20. Электрогидравлический усилитель крутящего момента с осевым золотником

При повороте вала ШД за счёт винтового соединения золотник получает осевое перемещение и жидкость из напорной линии поступает в одну из камер ГМ. Вал последнего начинает вращаться в том же направлении и через винтовую пару возвращает золотник в исходное положение.

Таким образом функции ОС выполняет здесь винтовое соединение.

При вращении вала ШД с постоянной скоростью вал ГМ вращается синхронно, но с некоторым отставанием по углу, необходимым для того, чтобы жидкость могла проходить в ГМ через рабочие кромки распределителя.

Рассмотренный ЭГУ имеет следующие основные характеристики: крутящий момент на валу ШД - $0,06 \dots 0,15 \text{ Н}\cdot\text{м}$; крутящий момент на ГМ – $92 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота импульсов, подаваемых на обмотки шагового двигателя – $800 \dots 16000 \text{ имп/с}$; частота вращения выходного вала – $200 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$.

Вопросы для самопроверки по главе 4

1. Как определяется величина и скорость изменения выходного звена в циклическом гидроприводе?
2. В чем заключаются принципы управления торможением выходного звена гидродвигателя по пути и по времени, их достоинства и недостатки?
3. Назовите варианты конструктивного выполнения тормозных устройств, их достоинства и недостатки?
4. В чем заключается принципиальное отличие следящего гидропривода от циклического?
5. Чем определяется величина и скорость изменения выходного звена в следящем гидроприводе?
6. Какие способы управления применяются в следящем гидроприводе, их достоинства и недостатки?
7. Для чего применяется зависимая задающая скорость в следящем гидроприводе?
8. Какова зависимость между задающей и следящей скоростями должна быть обеспечена и как это достигается?
9. Назовите способы регулирования скорости выходного звена в следящем гидроприводе, их достоинства и недостатки?
10. Из каких элементов состоит электрогидравлический преобразователь?
11. Из каких элементов состоит электрогидравлический шаговый привод?

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ПРИВОДЫ СТАНКОВ И РОБОТОВ

Пневматические приводы нашли широкое применение в станках и особенно в промышленных роботах.

Пневмоприводы (ПП) могут быть циклическими и следящими. В связи с сильной сжимаемостью газа следящие ПП практически не нашли применения, поэтому рассмотрим устройство и принцип действия циклического ПП.

5.1. ТИПОВАЯ СХЕМА ЦИКЛИЧЕСКОГО ПНЕВМОПРИВОДА

В общем случае ПП может включать несколько пневматических двигателей (ПД), например, как изображено на схеме (рис. 5.1), пневмоцилиндры ПЦ1 и ПЦ2 и пневмомотор ПМ.

В отличие от гидропривода, ПП как правило, не имеют индивидуально источника питания, т.к. сжатый воздух, получаемый на компрессорной станции, поступает в заводскую пневмосеть с давлением 0,4 ... 0,5 МПа .

В сжатом воздухе, поступающем от компрессора, всегда содержится вода, различные примеси и механические частицы, поэтому на входе в пневмоустановку обычно устанавливается блок подготовки воздуха (БПВ), который включает фильтр – влагоотделитель (ФВО), регулятор давления (РД), манометр (М), маслораспылитель (МР).

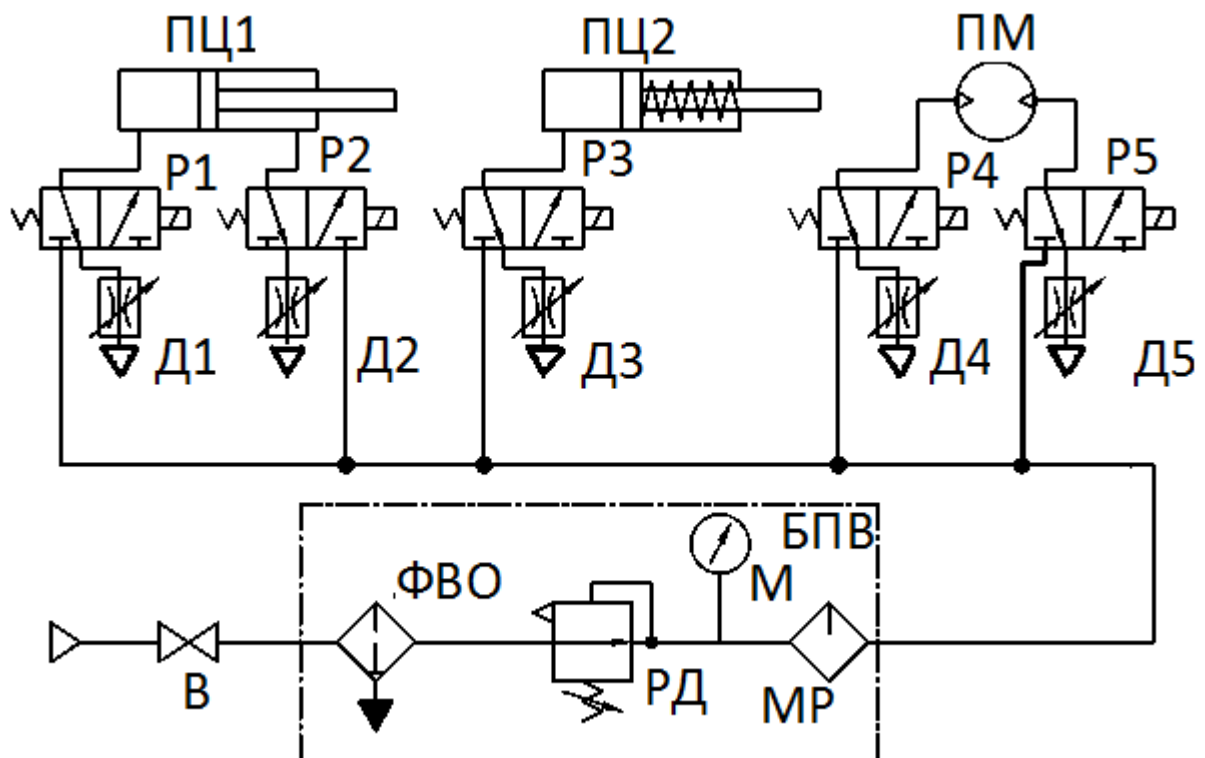


Рис. 5.1. Типовая схема циклического пневмопривода

Сжатый воздух поступает через входной штуцер и вентиль (В), после чего он последовательно проходит через фильтр-влагоотделитель, регулятор давления и маслораспылитель и направляется в пневмосистему.

Использование влагоотделителя обусловлено отрицательными факторами, которые оказывает влага на работоспособность пневматических устройств. Конденсируясь на деталях, влага вызывает их коррозию, увеличивает трение на трущихся поверхностях деталей, а при отрицательных температурах способствует уменьшению проходных сечений за счет образования льда на внутренних поверхностях каналов.

С помощью регулятора давления производится предварительная настройка давления сжатого воздуха, поступающего в систему. В качестве РД обычно применяется редуционный пневмоклапан. Величина давления контролируется манометром М.

Маслораспылитель обеспечивает распыление масла, необходимого для смазки перемещающихся элементов привода.

Для управления работой пневмодвигателей применяются пневмораспределители Р1...Р5. В данной схеме применены распределители с односторонним электрическим управлением.

Регулирование скорости выходных звеньев ПД осуществляется, как правило, изменением расхода воздуха на входе или на выходе двигателя с помощью дросселей Д1...Д5 (дроссельное регулирование). Изменять расход воздуха за счет изменения производительности компрессора (объемное регулирование) сложно из-за сильной сжимаемости воздуха.

5.2. ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОСИСТЕМ

Принципиально пневматические элементы мало чем отличаются от гидравлических. Рассмотрим некоторые характерные конструкции.

Пневматические двигатели позволяют осуществить поступательное, поворотное и вращательное движения, которые осуществляются, соответственно, пневмоцилиндрами, поворотными ПД и пневмомоторами.

В зажимных, фиксирующих и переключающих устройствах станков получили применение мембранные пневмодвигатели.

Конструктивно мембранный ПД представляет собой полую камеру, разделенную эластичной диафрагмой (мембраной) на две изолированные друг от друга полости. Они могут быть одностороннего (а) и двухстороннего (б) действия (рис. 5.2).

Достоинством мембранных ПД являются: простота конструкции, компактность, долговечность (до 500-600 тыс. включений, тогда как для поршневых двигателей 10-15 тыс. включений).

Недостатки мембранных ПД: малый ход штока (не более $0,25D$, где D – диаметр мембраны), переменность развиваемого усилия в период рабочего хода.

Упругие металлические мембраны применяются относительно редко, так как они имеют значительную жесткость и уже при малых перемещениях центра сильно изменяют эффективную площадь. Кроме того, металлические мембраны не допускают больших прогибов.

В основном применяются мембраны из неметаллических материалов, модуль упругости которых в сотни и тысячи раз меньше модуля упругости металла (рис. 5.3. б).

Обычно применяют мембранное полотно, представляющее собой сетку (основу), выполненную из хлопчатобумажных нитей и пропитанную резиной. Основа придает мембране необходимую прочность. При малых ходах нити не участвуют в работе и жесткость мембраны мала. В силовых устройствах, работающих при повышенных давлениях, применяют мембранное полотно с многослойной тканевой основой, толщина которой достигает 5...6 мм.

Для увеличения доли нагрузки, воспринимаемой штоком, устанавливают жесткий центр 1 (рис. 5.3 б).

Эффективная площадь мембраны с жестким центром определяется по формуле Ликтана:

$$F = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2).$$

Усилия, передаваемые мембраной штоку, изменяются в процессе рабочего хода. В положении (б) кольцевая опора мембраны воспринимает только радиальные, лежащие в плоскости опоры составляющие сил, а вертикальные составляющие полностью передаются на шток. При прогибе мембраны кольцевой опорой воспринимаются не только радиальные, но и частично вертикальные действующие усилия. В крайнем нижнем положении (рис. 5.3 в) все действующие на мембрану усилия полностью воспринимаются кольцевой опорой и усилие на штоке R равно 0.

Недостатком неметаллических мембран является нестабильность рабочих характеристик из-за старения эластичной части мембраны.

Реверсирование, пуск и остановку пневмодвигателей осуществляют с помощью направляющей пневмоаппаратуры, к которой относятся пневмораспределители и обратные клапаны.

Пневматические распределители имеют примерно такое же разнообразие схем и конструкций, как и гидравлические распределители. В частности, в качестве распределительного элемента применяют цилиндрический и плоский золотники, кран или клапаны.

По числу фиксированных положений распределительного элемента различают двух-, трех- и многопозиционные распределители. Наибольшее распространение получили двухпозиционные распределители с односторонним и двухсторонним управлением. Для переключения распределителей применяют ручное, механическое, электрическое, пневматическое и электропневматическое управление.

С целью обеспечения надежной герметичности между управляемыми линиями широкое применение получили клапанные распределители и распределители с плоским золотником.

На рис. 5.4 показан клапанный трехлинейный двухпозиционный пневмораспределитель с электромагнитным управлением. Электрический сигнал подается в соленоидную катушку 4. Магнитное поле, образованное этой катушкой, втягивает стальной стержень 3, который верхним концом с мягким уплотнением 6 закроет отверстие 5, связанное с атмосферой А. Отверстие 1 (питание П) в корпусе 2 соединяется с отверстием 7 и далее с полостью ПД (Ц). Положение включенного пневмораспределителя показано на рис. 5.4 б. При снятии электрического сигнала исчезает магнитное поле и стержень 3 под действием пружины нижним концом с уплотнением 8 закроет проход для сжатого воздуха из отверстия 1 к отверстию 7. Полость ПД (Ц) соединяется с атмосферой А (рис. 5.4 а).

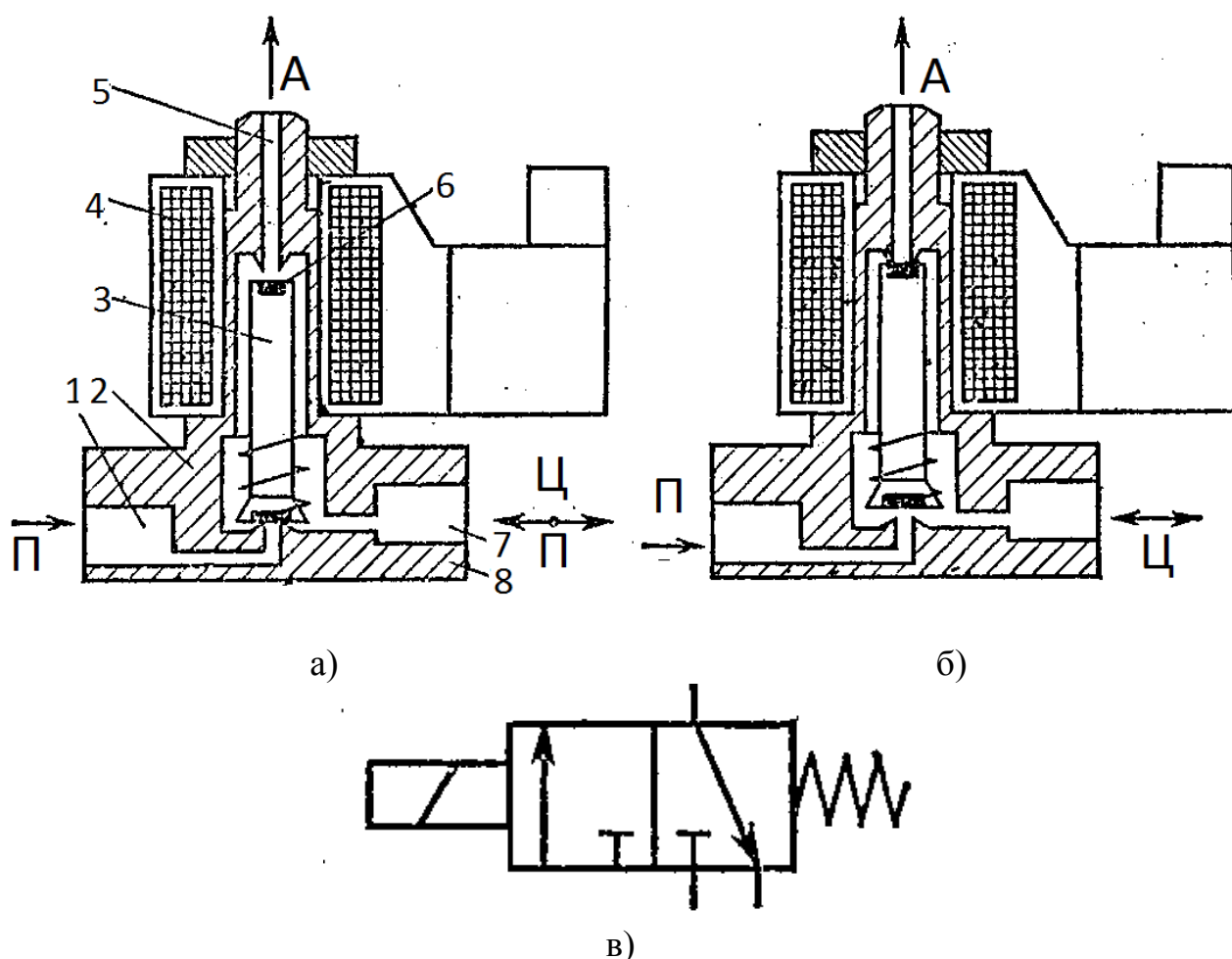


Рис. 5.4. Двухпозиционный трехлинейный пневмораспределитель с электрическим управлением: а), б) конструктивные схемы; в) условное изображение

Такая конструкция обеспечивает высокое быстродействие пневмораспределителя: до 1500 переключений в минуту. Мощность электрического сигнала составляет 5...10 Вт; диаметр отверстия в седлах не более 1,5 мм. Такой тип

пневмораспределителя используют в качестве управления для пневматических распределителей с диаметром условного прохода 10...40 мм.

В распределителях с плоским золотником (рис. 5.5) потоки сжатого воздуха распределяются парой плоский золотник 1 – плита 2, причем отверстия для прохода воздуха выведены на плоскую, тщательно обработанную поверхность плиты, по которой перемещаются золотник 1 с канавкой, попарно соединяющий между собой эти отверстия. Золотник перемещается относительно плоскости с отверстиями с помощью привода, чаще пневматического (поршень 3), хотя для распределителей малого размера используют ручной, механический и другие виды управления.

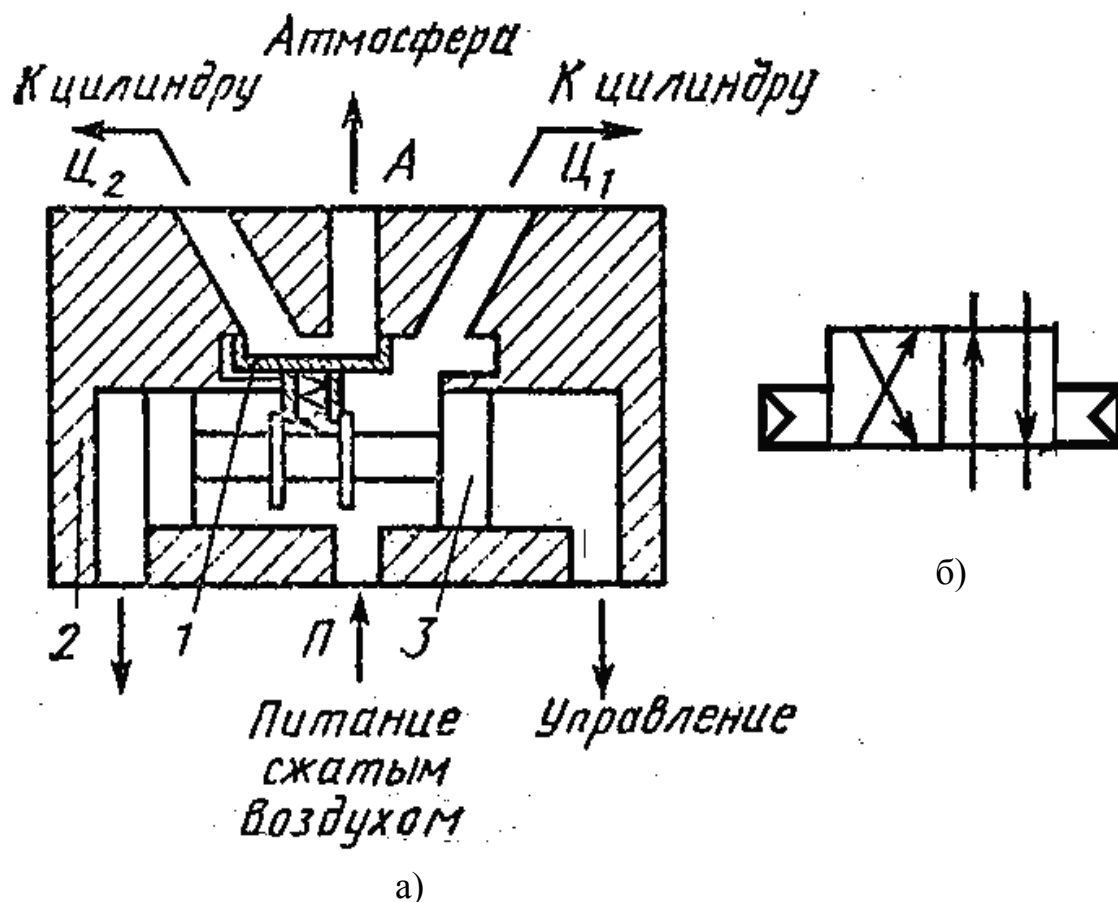


Рис. 5.5. Четырехлинейный двухпозиционный пневмораспределитель с плоским золотником: а) конструктивная схема; б) условное изображение

Для регулирования расхода воздуха применяются дроссели. Регулирование давления в пневмосистеме осуществляется пневмоклапанами давления. В отличие от гидравлических клапанов для повышения чувствительности запорно-регулирующий элемент клапана устанавливается на мембране, а для обеспечения герметичности его затвор выполняется в виде плоского обрезиненного или изготовленного из эластичного материала клапана, сажаемого на гнездо с закругленными выступающими кромками.

Широкое применение в пневмоприводах получили редукционные клапаны, служащие для понижения давления воздуха и автоматического поддержания его на заданном уровне (рис. 5.6)

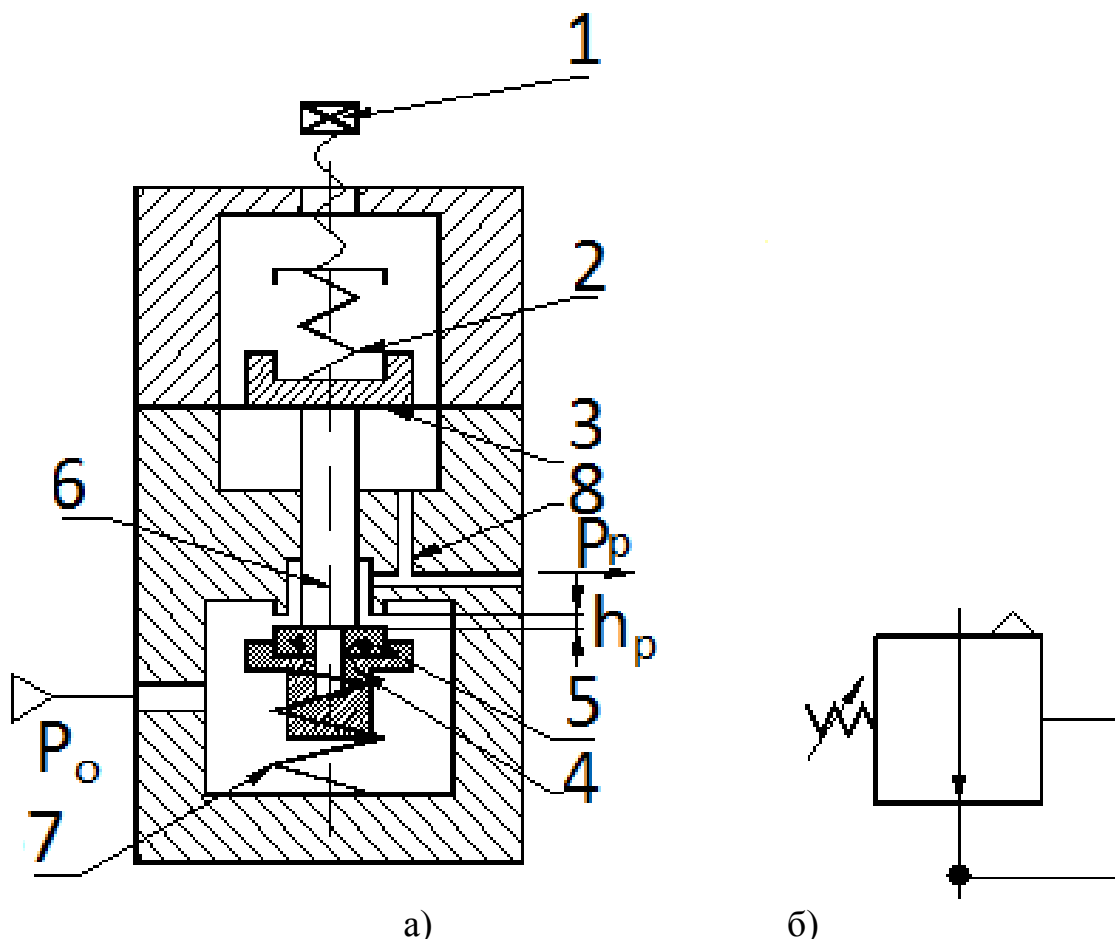


Рис. 5.6. Редукционный пневмоклапан:
а) конструктивная схема; б) условное изображение

Для установки требуемого рабочего давления P_p на выходе клапана служит регулировочный винт 1, с помощью которого изменяют усилие пружины 2, воздействующей на мембрану 3, связанную с клапаном 4 прорезиненной шайбой 5. Клапан прижимается к штоку 6 пружинной 7. Увеличение давления воздуха p_0 в пневмосети приводит в первоначальный момент к соответствующему изменению давления p_p , но последнее через канал 8 вызывает перемещение мембраны 3 и клапана 4 вверх (по схеме), открытие дросселирующей щели h_p уменьшается, вследствие чего изменяется проходное сечение потока воздуха до тех пор, пока силы, воздействующие на мембрану 3, не уравновесятся, и давление p_p стабилизируется на заданном уровне.

При уменьшении давления p_p мембрана 3 под действием пружины 2 опустится и, переместив вниз клапан 4, увеличит проходное сечение (щель h_p), что обеспечит выравнивание давления p_p до заданного.

Увеличение давления p_p вызовет обратное действие указанных частей клапана.

5.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ

Как указывалось выше, в ПП применяют дроссельное регулирование скорости.

Получение равномерного движения штока пневмоцилиндра ввиду сжимаемости воздуха затруднительно. Однако при правильном выборе параметров пневмоцилиндра и средств регулирования скорости штока можно добиться плавности его движения, достаточной для выполнения транспортирующих, зажимных и других операций. Регулирование скорости перемещения поршня проводят дросселированием, т. е. изменением количества поступающего в пневмоцилиндр воздуха путем изменения проходного сечения дросселя.

В зависимости от места установки дросселя различают два способа регулирования скорости штока пневмоцилиндра: дросселированием на входе и дросселированием на выходе (рис. 5.7).

Выбор способа регулирования в каждом случае необходимо производить только после анализа условий работы и требований, предъявляемых к пневмоприводу.

Дросселирование на входе (рис. 5.7 а) снижает первоначальный рывок при трогании поршня с места и обеспечивает плавное его перемещение при стабильной нагрузке. Если нагрузка неравномерная, то и движение поршня также будет неравномерным. Дросселирование на входе рекомендуется применять для быстродействующих пневмоцилиндров при небольших относительно постоянных нагрузках.

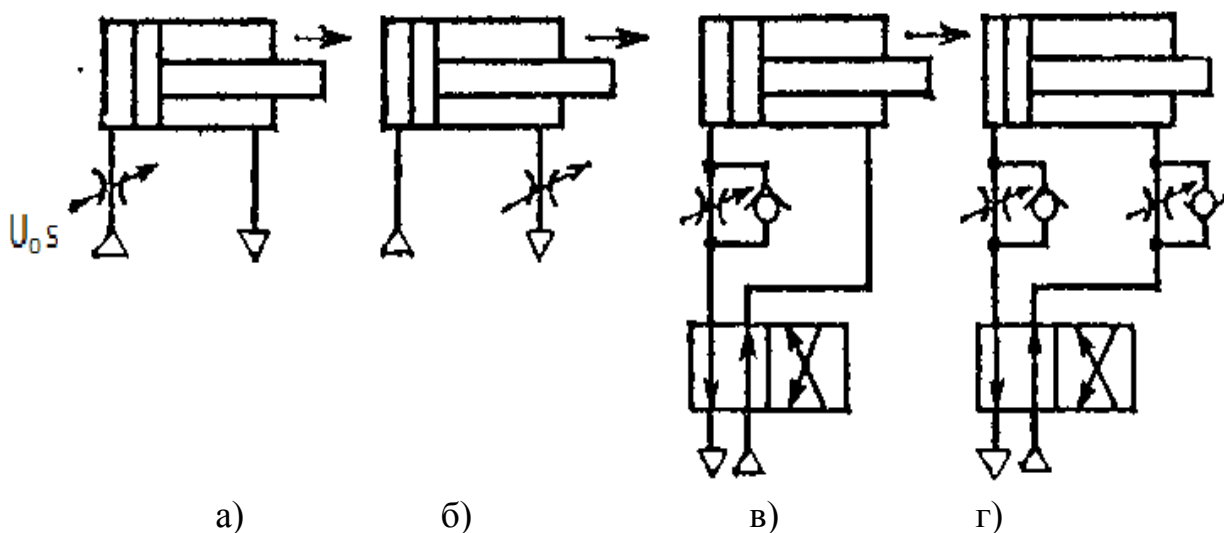


Рис. 5.7. Схемы пневматического дроссельного регулирования скорости пневмодвигателя

Дросселирование на выходе (рис. 5.7 б) более эффективно для регулирования скорости штока в конце хода. Оно обеспечивает быстрое первоначальное движение поршня и более стабильное перемещение поршня при установившемся движении. Однако при дросселировании на выходе подготовительное время до начала движения поршня может оказаться большим, и кроме того, на-

блюдается рывок при трогании поршня с места. Можно исключить этот рывок, создав постоянный подпор в выхлопной полости путем установки подпорного клапана. При необходимости регулирования скорости штока только в одном направлении следует параллельно дросселю подключить обратный клапан, как показано на рис. 5.7 в.

Для увеличения диапазона регулирования и повышения стабильности скорости перемещения поршня можно использовать двойное регулирование: одновременное дросселирование на входе и на выходе (рис. 5.7 г).

Ввиду сжимаемости воздуха, ни один из вышеперечисленных способов регулирования скорости не может полностью исключить влияние нагрузки на плавность перемещения поршня.

Для достижения равномерного движения выходного звена ПД применяют гидравлическое регулирование скорости (рис. 5.8).

Шток пневмоцилиндра при гидравлическом регулировании жестко соединяют со штоком гидравлического цилиндра, причем гидравлический цилиндр можно располагать как параллельно пневмоцилиндру (рис. 5.8 а), так и соосно (рис. 5.8 б).

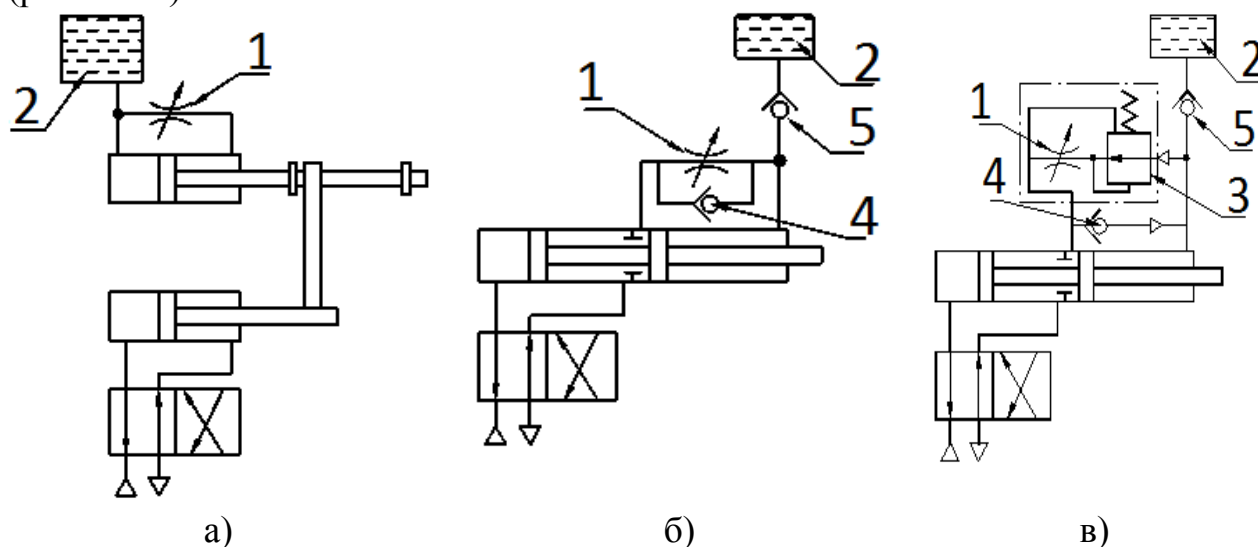


Рис. 5.8. Схемы гидравлического дроссельного регулирования скорости пневмодвигателя

Параллельное расположение гидроцилиндра имеет преимущество в том, что можно регулировать скорость штоков не на всей длине поршня, а на его определенном участке, который зависит от установки гаек на резьбовой части удлиненного штока гидроцилиндра. При этом длина и диаметр гидроцилиндра могут быть меньше, чем у пневмоцилиндра.

Соосное расположение пневматического и гидравлического цилиндров обеспечивает регулирование скорости штоков на всей длине хода пневмоцилиндра. При таком расположении пневмо- и гидроцилиндр могут быть объединены в один пневмогидравлический цилиндр.

Регулирование скорости перемещения штока в пневмогидравлическом приводе осуществляется дросселем 1, устанавливаемым в замкнутом контуре

гидроцилиндра. Для восполнения утечек масла в систему подключается подпиточный бачок 2.

Скорость перемещения поршня пневмогидроцилиндра зависит от настройки дросселя:

$$v = \frac{1}{F_{\Gamma}} \mu_{\text{др}} f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{дв}}} ;$$
$$\Delta p_{\text{др}} = \frac{p_{\text{м}} F_{\Pi} - R}{F_{\Gamma}} - p_{\text{а}} ,$$

где F_{Π} , F_{Γ} – площади поршней пневмоцилиндра и гидроцилиндра; R – нагрузка на штоке пневмоцилиндра; $p_{\text{м}}$ – абсолютное давление сжатого воздуха в магистрали; $p_{\text{а}}$ – атмосферное давление.

В формулу рабочей скорости входят все постоянные величины, кроме нагрузки на штоке R . При постоянной нагрузке скорость движения поршня будет стабильной, при изменении нагрузки скорость его движения при неизменной настройке дросселя меняется.

Для сохранения равномерного перемещения поршня независимо от изменения нагрузки рекомендуется применять схему регулирования (рис. 5.8. в), использующую дроссель с регулятором давления 3 (регулятор расхода), в которой расход жидкости устанавливается дросселем, а постоянство давления перед дросселем автоматически обеспечивается регулятором давления.

Для обеспечения быстрого возврата рабочего органа в гидравлическом замкнутом контуре устанавливается обратный клапан 4.

При недостатке жидкости в гидросистеме в ней снижается давление, открывается обратный клапан 5, через который поступает жидкость из бачка 2.

5.4. СПОСОБЫ ТОРМОЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ

Использование энергии сжатого воздуха обеспечивает выходному звену пневмопривода высокую скорость. В приводах с цикловым позиционным управлением поршень исполнительного двигателя подходит к заданной точке останова с максимальной скоростью. Если не предусматривать специальных средств торможения, то останов поршня происходит за счет механического упора, что вызывает механические вибрации, повышенный уровень шума и резкие динамические нагрузки на конструкцию двигателя. Торможение поршня в конце хода выполняется различными способами:

- специальным дросселированием рабочего тела на выходе из полости опорожнения в конце хода поршня;
- торможением (демпфированием) поршня устройствами гидравлического или пружинного типа.

Торможение поршня с использованием рабочего тела

Плавное торможение поршня в конце хода путем уменьшения расхода воздуха из полости опорожнения выполняется конструктивно установкой специального дросселя на выходе из цилиндра (рис. 5.9).

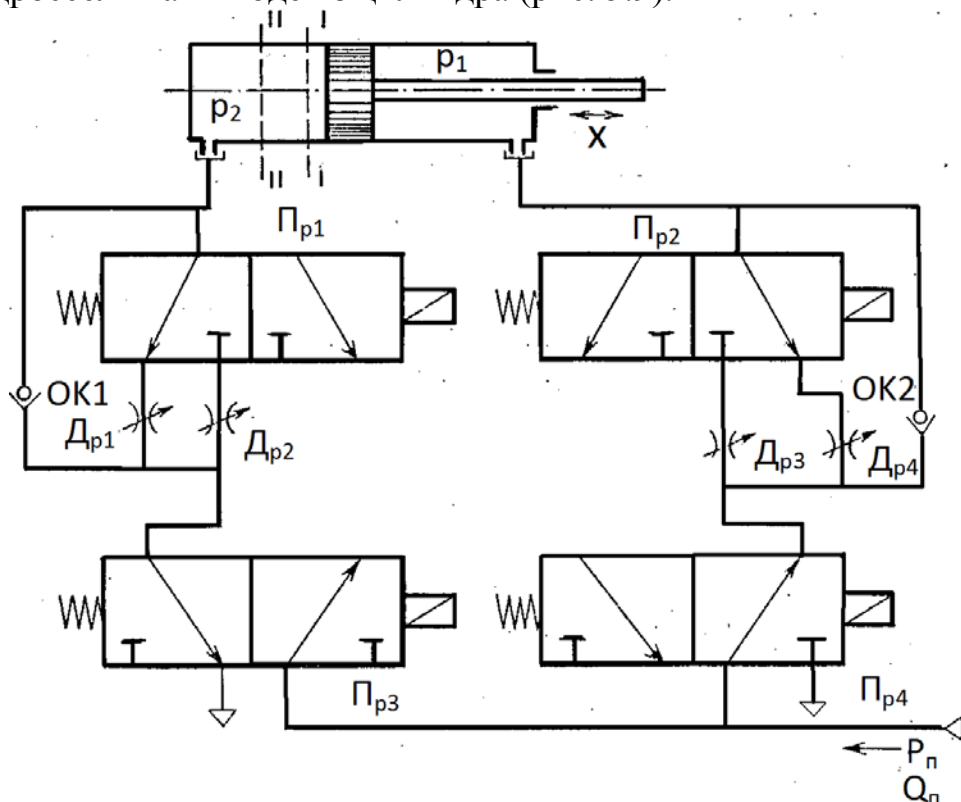


Рис. 5.9. Схема торможения пневмодвигателя специальным дросселем

Сжатый воздух с давлением P_n и расходом Q_n из магистрали через пневмораспределитель $Пр4$ и обратный клапан $ОК2$ поступает в правую полость рабочего цилиндра. Поршень движется из правого положения в левое. Воздух из левой полости через дроссель $Др1$ и пневмораспределитель $Пр3$ сбрасывается в атмосферу. При достижении положения I-I пневмораспределитель $Пр1$ переключается на дроссель $Др2$, имеющий повышенное сопротивление потоку. В левой полости цилиндра давление P_2 увеличивается, перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$ уменьшается и происходит торможение поршня за счет преобразования энергии движения поршня в энергию сжатого газа. Для полного торможения поршня в заданном положении II-II необходимо равенство сил, действующих на правую и левую площади поршня. Для совершения обратного хода поршня производится соответствующее переключение пневмораспределителей $Пр1 - Пр4$.

Настройка дросселей $Др1 - Др4$ выполняется перед началом работы на определенную нагрузку, при этом дроссели $Др1, Др4$ настраиваются на обеспечение заданной скорости, а дроссели $Др2, Др3$ - на демпфирование движения в конце хода поршня. Данный метод демпфирования движения конструктивно прост, но требует настройки дросселей при каждом изменении нагрузки. Кроме

того, тормозной путь здесь составляет значительную часть от основного. Практически данный метод используется для роботов с грузоподъемностью до 5 кг.

Одним из способов демпфирования является способ, при котором используется схема создания противодавления в соответствующей полости двигателя. При достижении поршнем определенного положения в полость опорожнения подается основное давление магистрали.

Сжатый воздух из питающей магистрали поступает через пневмораспределители Пр1 и Пр2 в левую полость цилиндра, правая полость через Пр3 сообщена с атмосферой. Поршень движется из левого положения в правое, при этом перепад давления на поршне $\Delta p = p_1 - p_2$. При достижении поршнем положения I-I пневмораспределитель Пр3 переключается в другую позицию, сжатый воздух из магистрали питания поступает в правую полость цилиндра. Давление в левой и правой полостях цилиндра уравнивается: $p_1 = p_2$. Из-за разности площадей левой и правой частей поршня F_1 и F_2 на поршень действует сила перемещения $P = p_1(F_1 - F_2)$, под действием которой поршень будет двигаться, но с меньшей скоростью. Для создания равновесия сил на поршне одновременно с переключением Пр3 переключается Пр2, т. е. прекращается доступ сжатого воздуха в левую полость.

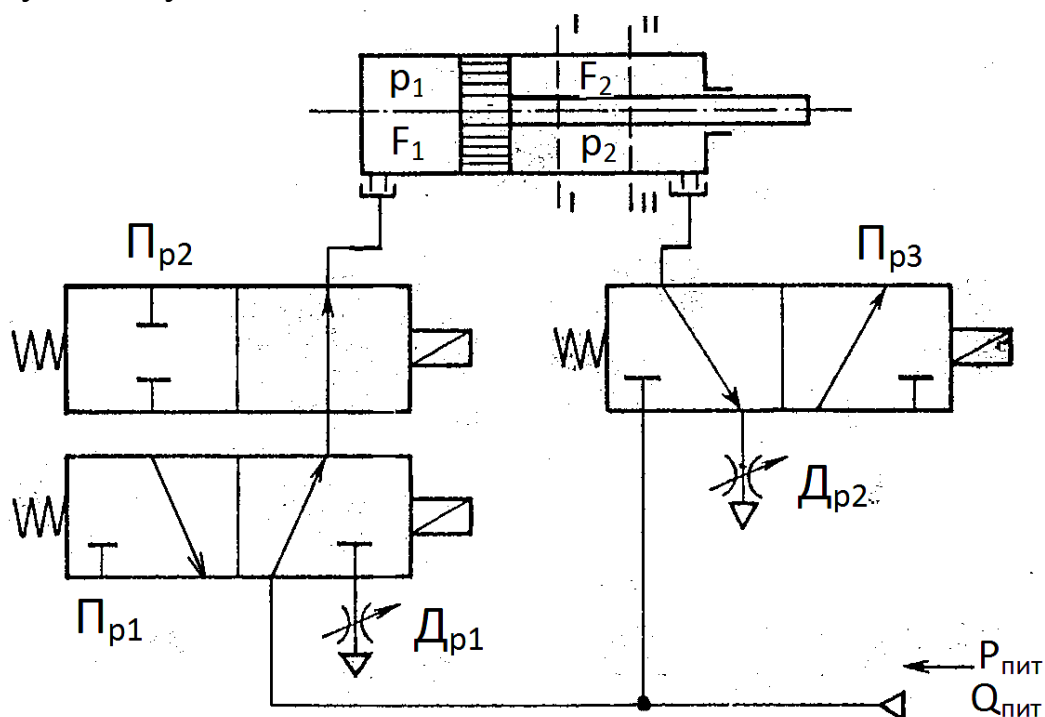


Рис. 5.10. Схема торможения пневмодвигателя противодавлением

При использовании рассмотренного метода торможения перемещение поршня после подачи сигнала на останов зависит от конструкции ПД (в данном случае — от диаметров поршня и штока и объема полостей). Недостатком этого метода является также необходимость перенастройки схемы декомпрессора при изменении нагрузки.

Обычно этот метод применяется при малых нагрузках. Например, в роботах грузоподъемность не должна превышать 1 кг.

Торможение поршня внешними устройствами

Другим и наиболее простым способом демпфирования движения поршня исполнительного двигателя является способ, при котором предусматривается установка внешних демпферов – гидравлических или механических.

В механических демпферах энергия движущихся элементов привода и груза преобразуется в энергию сжатия пружины. Конструктивно демпфер выполняется в виде цилиндрической пружины, заключенной в корпус. Характеристики пружины выбираются по условиям движения исполнительного органа привода и груза. При высокой скорости и массе перемещающихся деталей размеры пружины достигают больших значений. Поэтому пружинные демпферы применяются для приводов с грузоподъемностью до 1 кг.

Гидравлические демпферы являются более универсальным средством торможения исполнительного органа двигателя. При этом энергия движения механических элементов преобразуется в энергию дросселирования потока жидкости через зазор с переменным проходным сечением. Схема демпфера представлена на рис. 5.11.

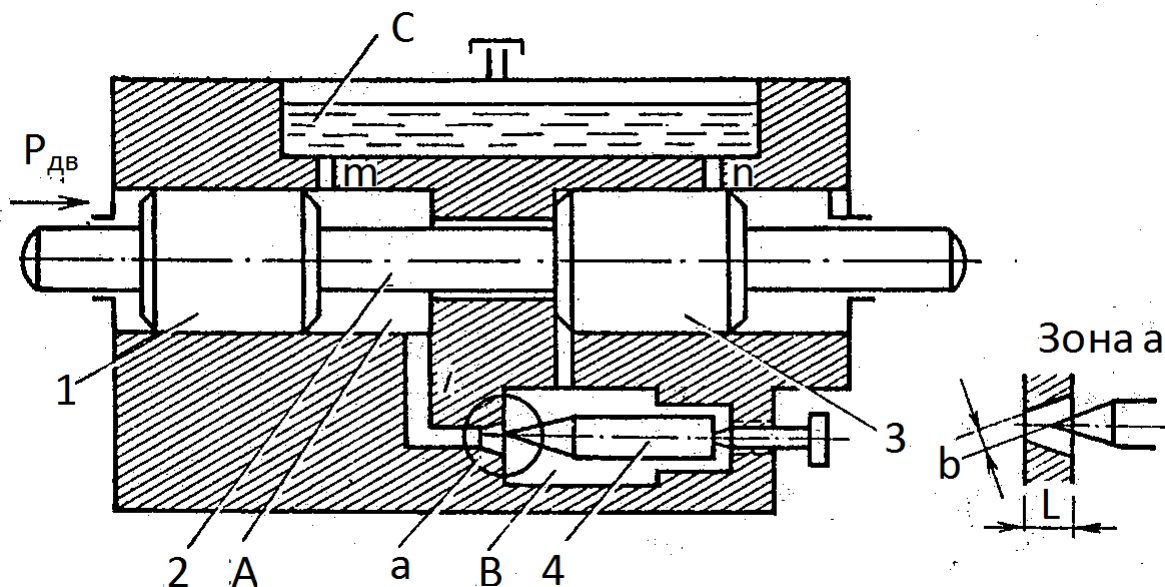


Рис. 5.11. Схема гидравлического демпфера: 1, 3 – поршни, 2 – шток, 4 – винт

Поршни гидродемппфера жестко соединены штоком. Шток поршня исполнительного двигателя при подходе к заданному положению нажимает упором на поршень демпфера. Под действием движущей силы $P_{дв}$ поршни перемещаются вправо, при этом из полости А жидкость вытесняется, а в полость В жидкость поступает через зазор b. Заполнение полостей А и В жидкостью производится из емкости С через каналы m и n, которые затем перекрываются поршнем демпфера при соответствующем движении поршня.

При обратном ходе штока двигателя процесс демпфирования повторяется, при этом жидкость из полости В перетекает через зазор b в полость А.

Сила, препятствующая движению поршня при постоянных конструктивных параметрах, зависит от зазора и вязкости жидкости. Предварительный за-

зор регулируется винтом. В качестве рабочей жидкости используется минеральное масло.

Гидравлические демпферы удобны в эксплуатации, они устанавливаются для двигателя, имеющего значительные скорости выходного звена и грузоподъемность в широком диапазоне.

5.5. УСТРОЙСТВА ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПНЕВМОПРИВОДА

Пневмоприводы с цикловым управлением обеспечивают позиционирование исполнительного звена двигателя по двум крайним точкам $\pm x_{\min}$ (максимальный ход штока при прямолинейном движении). В этом случае позиционирование в промежуточных точках осуществляется установкой дополнительных внешних механических упоров с соответствующим демпфированием при подходе к каждому упору. Как показывают расчеты и практика использования пневматических приводов, число таких точек позиционирования не превышает 6 – 9, что обусловлено сжимаемостью рабочего тела и высокой скоростью исполнительного звена двигателя.

Число точек позиционирования можно увеличить, если использовать так называемые позиционеры. В цилиндр двигателя последовательно установлены поршни (обычно 3 – 4), имеющие отдельные рабочие полости. Подавая сжатый воздух в одну или другую полость, можно заставить двигаться один поршень с ходом x_1 или два поршня с суммарным ходом $x_1 + x_2$ и т. д. Схема такого двигателя представлена на рис. 5.12 а.

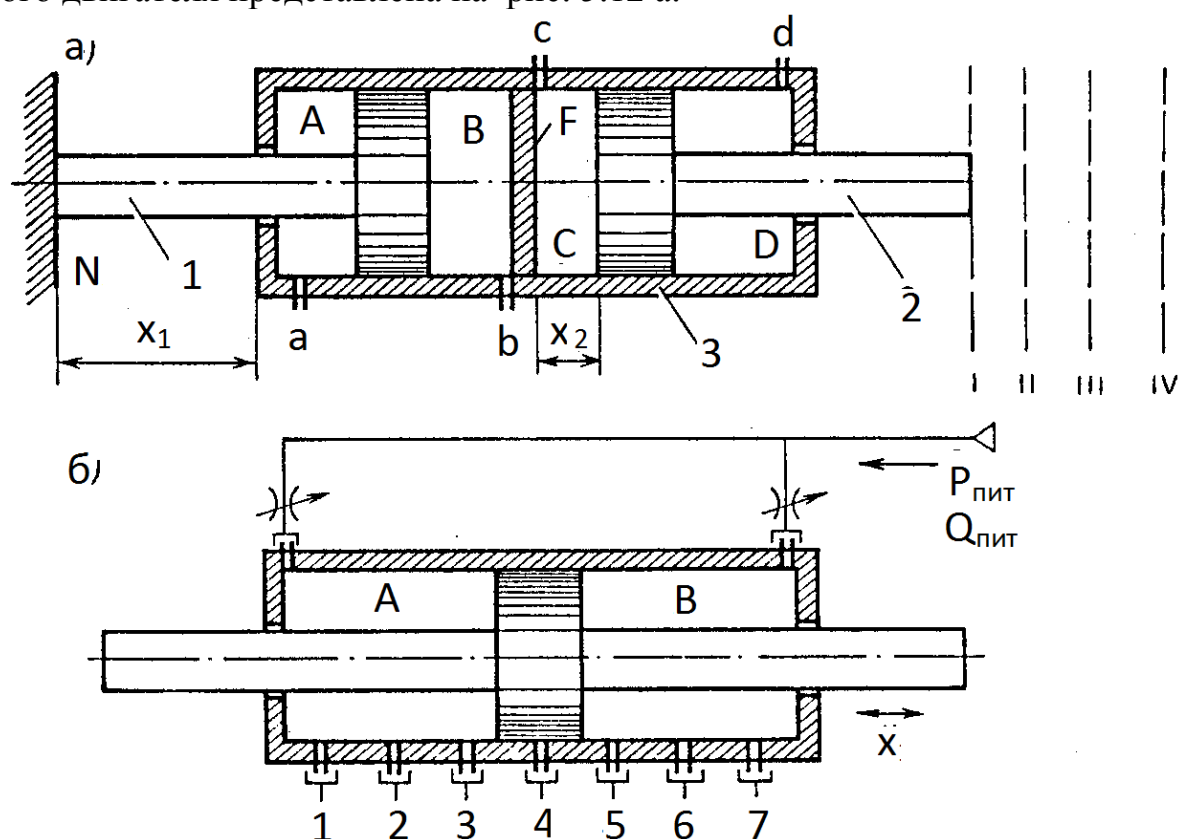


Рис. 5.12. Схема позиционирования пневматического двигателя:

1, 2 – левый и правый поршень, 3 – двойной цилиндр

Левый поршень жестко закреплен на основании конструкции робота. Сдвоенный цилиндр может перемещаться относительно основания N на величину X_1 ; правый поршень перемещается относительно основания F на величину X_2 .

В зависимости от подачи сжатого воздуха в одну из полостей A или B, C или D через магистрали a или b, c или d выходное звено двигателя – правый поршень – займет положения I-IV. Для получения равноудаленных друг от друга каждого из положений I-IV ходы поршней должны относиться как 1:2. Для строенного цилиндра двигателя число точек позиционирования равно 8, а ходы поршней должны относиться как 1:2:4.

Данная конструкция позиционирования усложняет исполнительный двигатель, дает ограниченное число точек позиционирования.

Более простая схема позиционирования представлена на рис. 5.12 б. Двигатель выполнен в виде цилиндра двухстороннего действия с двухсторонним штоком. Питание подводится одновременно в полости A и B. При равенстве давлений в полостях поршень находится в положении покоя. Магистрали 1–7 служат для выхода воздуха в атмосферу. При открытии по команде одного из выходов давление в соответствующей полости понижается. Под действием разности сил поршень будет двигаться до тех пор, пока не перекроется выход и давления в полостях не достигнут равных величин. Закрытие выхода может осуществляться как пневмораспределителем, так и механическим путем. Так, поршень при движении перекрывает открытый выход и останавливается. Позиционное управление широко используется в ПР с пневматическими приводами. При создании устройств позиционирования необходимо учитывать сжимаемость рабочего тела.

В ПР с пневмоприводами позиционное управление применяется для широкого диапазона грузоподъемности (0,1—20 кг) и скоростей (500—1000 мм/с).

Вопросы для самопроверки по главе 5

1. Из каких основных элементов состоит пневмопривод, в чем их назначение?
2. В чем заключается подготовка воздуха к работе, и какие устройства для этого применяются?
3. В чем заключается отличие мембранного пневмодвигателя от поршневого, его достоинства и недостатки?
4. Как осуществляется регулирование скорости выходного звена в пневмоприводе?
5. Как осуществляется стабилизация скорости выходного звена в пневмоприводе?
6. Какие способы торможения выходного звена в пневмоприводе применяются, их достоинства и недостатки?
7. В чем заключаются принципиальные отличия в конструкции элементов пневмосистем от гидросистем?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода: справочник/ Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Техника, 1969. – 319 с.
2. Ахромеев, Ж.П. Робототехника и гибкие автоматизированные производства. В 9-ти кн. Кн.2: Приводы робототехнических систем: учебник для втузов/ Ж.П. Ахромеев, Н.Д. Дмитриева, В.М. Лохин; под ред. И.М. Макарова. – М.: Высшая школа, 1986. – 175 с.
3. Бавельский, М. Д. Справочник по пневмоприводу и пневмоавтоматике деревообрабатывающего оборудования/ М.Д. Бавельский, С.Д. Девятков – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная промышленность, 1983. – 168 с.
4. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для вузов / Т.М. Башта, С. С. Руднев, В. В. Некрасов – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
5. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика: учебник для вузов / Т.М.Башта – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
6. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М.Башта – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
7. Брон, Л.С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / Л.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский, – 3-е изд., перераб. и доб. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
8. Вакина, В.В. Машиностроительная гидравлика: примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А. Л. Столяров. – Киев: Вища школа, 1986. – 208 с.
9. Герц, Е.В. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / Е.В. Герц, А. И. Кудрявцев, О. В. Ложин; под ред. Е. В. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
10. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
11. Лещенко, В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В.А Лещенко. – М.: Машиностроение, 1975. – 175 с.
12. Некрасов, Б.Н. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов / Б.Н. Некрасов, И.В. Фатеев, Ю.А. Беленков; под ред. Б.Н. Некрасова. – М.: Высшая школа, 1989. – 192 с.
13. Проников, А.С. Металлорежущие станки и автоматы: учебник для вузов / А.С. Проников, Н.И. Камышный, Л.И. Волчкевич; под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
14. Пуш, В.Э. Металлорежущие станки: учебник для вузов/ В.Э Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин; под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 576 с.
15. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник / В.К. Свешников. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

16. Столбов, Л. Основы гидравлики и гидропривод станков: учебник для машиностроительных техникумов /Л.С.Столбов. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
17. Трифонов, О.Н. Приводы автоматизированного оборудования: учебник для машиностроительных техникумов / О.Н. Трифонов, В.И. Иванов, Г.О. Трифонова. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
18. Федорец, В.А. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков: учебник для вузов / В.А. Федорец, М. Н. Педченко, А. Ф. Пичко; под ред. В.А. Федорца. – Киев: Вища школа, 1987. – 375 с.
19. Цуханова К. А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов/ К.А.Цуханова – М.: Наука, 1978. – 256 с.
20. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И.Чупраков – М.: Машиностроение, 1979 –232 с.

Оглавление

Введение	3
1. Общие сведения о гидравлических и пневматических приводах.....	3
1.1. Предмет и задачи курса. Краткая историческая справка	3
1.2. Основные достоинства и недостатки, классификация гидропневмосистем	4
1.3. Принцип действия объемных гидро - и пневмоприводов, их основные технические характеристики	7
1.4. Типовая структура гидравлического и пневматического приводов, назначение отдельных элементов структуры, термины и определения.	10
1.5. Условные графические изображения гидропневмоприводов.....	11
1.6. Некоторые сведения из машиностроительной гидравлики	15
1.6.1. Основные понятия и допущения	15
1.6.2. Удельная энергия потока жидкости. Уравнение Бернулли.....	17
1.6.3 Режимы движения жидкости	18
1.6.4. Потери гидравлического напора	19
2. Элементы гидросистем	21
2.1.Объемные гидромашины.....	21
2.1.1. Основные термины и определения. Классификация	21
2.1.2. Объемные роторные насосы и гидромоторы	23
2.1.2.1. Шестерённые насосы и гидромоторы.....	24
2.1.2.2. Пластинчатые насосы и гидромоторы.....	25
2.1.2.3. Радиально-поршневые гидромашины	26
2.1.2.4. Аксиально-поршневые гидромашины.....	28
2.1.2.5. Объемные, механические и гидравлические потери. КПД объемных гидромашин	29
2.1.3. Гидроцилиндры.....	32
2.1.3.1. Классификация гидроцилиндров	32
2.1.3.2.Схемы включения гидроцилиндров.....	35
2.1.3.3. Жесткость гидроцилиндра	36
2.2 Направляющая аппаратура гидросистем	38
2.2.1. Назначение и классификация направляющих гидроаппаратов	38
2.2.2. Золотниковые распределители с цилиндрическим золотником	40
2.2.3. Гидравлическая характеристика утечки, герметизация плунжеров, явление облитерации	40
2.2.4. Распределители с плоским золотником.....	44
2.2.5. Клапанные распределители	45
2.2.6. Крановые распределители	46
2.2.7. Способы управления распределителями	47
2.2.8. Обратные клапаны	50
2.2.9. Гидрозамки	51
2.3. Регулирующая аппаратура гидросистем.....	52
2.3.1. Предохранительные и переливные клапаны.....	52
2.3.2. Редукционные клапаны	55
2.3.3. Напорные клапаны.....	57
2.3.4. Дроссели	59
2.3.5. Регуляторы расхода	62
2.4. Гидроусилители	64

3. Регулирование скорости исполнительных гидродвигателей	71
3.1. Дроссельное регулирование скорости	71
3.1.1. Дроссельное регулирование скорости при установке дросселя на входе	72
3.1.2. Дроссельное регулирование скорости при установке дросселя на выходе	75
3.1.3. Дроссельное регулирование скорости при установке дросселя параллельно	76
3.2. Стабилизация скорости исполнительного гидродвигателя при дроссельном регулировании	78
3.3. Коэффициент полезного действия гидроприводов с дроссельным регулированием скорости	81
3.4. Объёмное регулирование скорости исполнительных гидродвигателей	84
3.4.1. Принцип и варианты объёмного регулирования скорости	84
3.4.2. Объёмное регулирование скорости гидропривода с разомкнутой схемой циркуляции жидкости	86
3.4.3. Объёмное регулирование скорости гидропривода с замкнутой схемой циркуляции жидкости	87
3.5. Объёмно-дроссельное регулирование скорости исполнительных гидродвигателей	89
4. Гидравлические приводы станков и промышленных роботов	91
4.1. Принцип действия циклического гидропривода	91
4.2. Способы торможения выходного звена гидродвигателя	95
4.3. Принцип действия следящего гидропривода	99
4.4. Классификация гидравлических следящих приводов	100
4.5. Принцип действия гидравлического следящего привода с копировальным управлением	101
4.6. Принцип действия гидравлического следящего привода с числовым программным управлением	107
4.7. Способы регулирования скорости выходного звена в гидравлическом следящем приводе	109
4.8. Электрогидравлические следящие приводы	112
5. Пневматические элементы и приводы станков и роботов	117
5.1. Типовая схема циклического пневмопривода	117
5.2. Элементы пневмосистем	118
5.3. Регулирование скорости исполнительных пневмодвигателей	124
5.4. Способы торможения выходного звена пневмодвигателя	126
5.5. Устройства позиционирования пневмопривода	130
Библиографический список	132
Оглавление	134

Учебное издание

Валерий Николаевич Колпаков

**Гидропневмопривод
станочного оборудования**

Учебное пособие

Редактор – Н.В. Сажина

Подписано к печати 7.02.2008. Формат 60 × 84/16. Печать офсетная
Уч.-изд.л. 8,5. Тираж экз. Заказ №

Отпечатано: РИО, ВоГТУ 160000, г. Вологда, ул. Ленина, 15