В. А. ФЕДОРЕЦ
М. Н. ПЕДЧЕНКО
А. Ф. ПИЧКО
Ю. В. ПЕРЕСАДЬКО
В. С. ЛЫСЕНКО

ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРО-ПНЕВМО-АВТОМАТИКА СТАНКОВ

Под редакцией
доктора технических наук В. А. ФЕДОРЦА

Допущено Министерством
высшего и среднего
специального образования УССР
в качестве учебного пособия
для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Технология машиностроения,
металлорежущие станки
и инструменты»

КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ «ВИЩА ШКОЛА»
1987

34.447я73
Г46

УДК 62—82 + 62—85 (07)

Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В. А. Федорец, М. Н. Педченко, А. Ф. Пичко, Ю. В. Пересадько, В. С. Лысенко; Под ред. д-ра техн. наук *В. А. Федорца*.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1987.— 375 с.

В учебном пособии изложены основные сведения о гидравлических и пневматических приводах металлорежущих станков и промышленных роботов, аппаратуре управления, методах регулирования скорости перемещения рабочих органов, гидронасосах и гидродвигателях, гидроусилителях, следящих системах и системах синхронизации движений. Рассмотрены вопросы динамики гидравлических и пневматических приводов и методы синтеза гидравлических и пневматических дискретных систем управления. Описан принцип работы мембранных и струйных элементов пневмоавтоматики и программных задающих устройств.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты».

Табл. 17. Ил. 253. Библиогр.: 31 назв.

Рецензенты: кафедра «Металлорежущие станки и инструменты» (Белорусский политехнический институт, г. Минск), доктор технических наук *В. П. Бочаров* (Киевский институт инженеров гражданской авиации)

Редакция литературы по машиностроительному комплексу

Зав. редакцией *О. А. Добровольский*

Г $\frac{2703000000—052}{M211(04)—87}$ 222—87

© Издательское объединение «Вища школа», 1987

Гидравлические приводы весьма широко используются для осуществления движения рабочих органов различных машин. Особенно широко применяются гидроприводы в системах автоматического управления рабочими органами машин, включенных в замкнутый технологический цикл — в цикловых системах управления. К ним относятся системы автоматического управления металлорежущих станков и автоматических линий, роботов-манипуляторов и прессов, технологических машин металлургической, пищевой, легкой промышленности и др.

Широкое распространение гидравлических приводов в рассмотренных областях определяется их важными преимуществами, к которым прежде всего относятся возможности получать большие силы и вращающие моменты при сравнительно малых размерах гидродвигателей, плавность перемещения и бесступенчатое регулирование скорости в большом диапазоне, малая инерционность, возможность управлять режимами обработки во время движения рабочих органов, простота осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений и автоматического управления рабочими органами, легкость предохранения от перегрузок и высокая эксплуатационная надежность.

Высокие компоновочные свойства гидравлических систем, основанные на конструктивной независимости расположения отдельных агрегатов, позволяют создавать машины, отличающиеся большой производительностью, надежностью и малой материалоемкостью.

Станкостроение относится к тем отраслям, где гидравлические приводы применяются традиционно. Сейчас в металлорежущих станках и кузнечно-прессовом оборудовании гидропривод используется для осуществления как главных, так и вспомогательных движений, в том числе автоматических следящих перемещений исполнительных механизмов, привода рабочих органов, роботов-манипуляторов, зажимных, фиксирующих и транспортных устройств.

В последние годы объемный гидропривод стали широко использовать в сельскохозяйственных, дорожно-строительных и транспортных машинах. В горном деле гидропривод применяют в проходческих и угольных комбайнах, струговых установках, буровых станках, щитах для проходки туннелей, механизированных крепях.

Широко используется гидропривод в летательных аппаратах.

При неоспоримых достоинствах гидравлического объемного привода следует отметить и свойственные ему недостатки. Гидроприводы уступают электрическим в дальности транспортировки энергии от источника питания к его потребителям и в скорости передачи командных сигналов вследствие их замедленного прохождения в жидкой среде.

Наряду с широким применением в машиностроении гидравлических приводов и средств гидропневмоавтоматики все большее распространение получают пневматические приводы и пневмоавтоматика, использующие в качестве энергоносителя энергию сжатого воздуха. Это объясняется рядом присущих им преимуществ, к которым, в первую очередь, относятся: высокие экономическая эффективность и эксплуатационная надежность, простота конструкции, пожаро- и взрывобезопасность, их широкие технические возможности по реализации дискретных систем автоматического управления.

Технические возможности пневмоавтоматики особенно возросли с разработкой и промышленным освоением пневматических систем, построенных по элементному принципу, которые располагают как аналоговой, так и дискретной техникой. К таким системам относятся универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики, основанная на мембранной технике, и система модулей струйной техники. С разработкой элементов струйной и мембранной техники появилась возможность реализовать дискретные системы автоматического управления любой сложности, создать программные задающие и считывающие устройства, предназначенные для автоматизации производственных процессов в машиностроении. На базе этих устройств разработан ряд пневмогидравлических систем программного управления для металлорежущих станков, прессов и роботизированных технологических комплексов. Особенно большие перспективы открываются перед пневмоавтоматикой при создании систем управления гибких автоматизированных производств, так как оптимальным решением этой задачи в большинстве случаев является создание комбинированных электропневмогидравлических систем, включающих электропневматическую управляющую часть и гидравлический исполнительный привод.

Следует отметить, что общая тенденция развития современного гидропривода и гидропневмоавтоматики состоит в переходе на большие давления рабочей жидкости, создание высоконадежных устройств и комбинированных автоматических систем, где бы оптимально использовались преимущества гидравлического, пневматического, электрического приводов, электрических и электронных средств управления и средств гидропневмоавтоматики. При этом ведутся работы по унификации и стандартизации элементов гидропневмооборудования, решаются технологические проблемы изготовления деталей и узлов, поскольку качественный уровень технологических процессов в производстве такого оборудования определяет требуемую надежность при его эксплуатации.

В настоящее время трудно назвать какую-либо отрасль машиностроения, где бы гидравлические и пневматические приводы и средства гидропневмоавтоматики не нашли самого широкого применения. В связи с этим в учебные планы машиностроительных специальностей вузов введен курс лекций по гидроприводам и гидропневмоавтоматике, являющийся одним из профилирующих.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ОБЪЕМНЫЙ ПРИВОД, РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ И ГИДРАВЛИКА ТРУБОПРОВОДОВ — ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Принцип действия и основные параметры гидравлического объемного привода

Объемным гидравлическим приводом называется совокупность гидроустройств и гидролиний, предназначенных для передачи энергии и приведения в движение механизмов и рабочих органов машин посредством жидкости под давлением. Полости отдельных гидроустройств и гидролиний совместно могут рассматриваться как единый закрытый сосуд, заполненный без пустот однородной жидкостью. При этом на часть пограничных поверхностей через подвижные поршни, плунжеры, мембраны и другие рабочие звенья воздействует некоторое избыточное давление. Известно, что изменение давления на одной из пограничных поверхностей или в какой-либо точке замкнутого объема передается равномерно всем частицам жидкости. Упомянутое явление, открытое Паскалем [24, 25], и положено в основу принципа работы гидравлического объемного привода. Это наглядно можно проиллюстрировать схемой простейшей гидравлической системы (рис. 1.1).

Гидросистема состоит из двух цилиндров, в каждый из которых входят плотно до контакта с пограничным слоем жидкости поршни *1* и *2*, имеющие различные площади. Если поршень *1* нагрузить силой G_1, то на пограничный слой жидкости будет действовать избыточное давление

$$p = G_1/F_1, \tag{1.1}$$

где F_1 — площадь поршня *1*. Поскольку это давление передается всем частицам жидкости, в том числе и находящимся в контакте с поршнем *2*, оно и создает силу G_2, сжимающую пружину *3*:

$$G_2 = pF_2, \tag{1.2}$$

где F_2 — площадь поршня *2*.

Нетрудно заметить, что если нагрузить поршень *2* силой G_2, то в жидкости создается избыточное давление того же значения:

$$p = G_2/F_2 = G_1/F_1.$$

Отсюда

$$G_2 = G_1 (F_2/F_1). \tag{1.3}$$

Поскольку $F_1 = \pi d_1^2/4$, $F_2 = \pi d_2^2/4$, где d_1 и d_2 диаметры соответствующих поршней, то равенство (1.3) можно записать в виде

$$G_2 = G_1 (d_2^2/d_1^2). \tag{1.4}$$

Естественно, что такие рассуждения правомерны, если пренебречь потерями на трение при движении жидкости в трубопроводах и цилиндрах, а также в местах контакта поршней с цилиндрами.

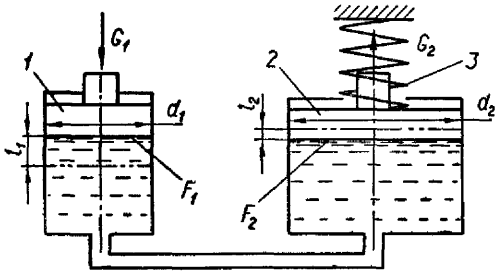


Рис. 1.1. Схема простейшей гидравлической системы

В случае нагружения поршня *1* в цилиндре с этим поршнем совершалась работа по сжатию и перемещению жидкости, т. е. он являлся гидронасосом, а в цилиндре с поршнем *2* жидкость, вытесняя поршень, совершала работу по сжатию пружины и агрегат был гидромотором. В случае нагружения поршня *2* их функции менялись. Эта обратимость энергопреобразователей в гидравлических объемных передачах свойственна многим гидравлическим насосам и моторам.

При практической несжимаемости жидкости перемещение поршня *1* за время t на путь l_1 вызовет перемещения поршня *2* на l_2, которые связаны зависимостью

$$l_1 F_1 = l_2 F_2;$$

$$l_1 = l_2 (d_2^2/d_1^2).$$

Соответственно скорости перемещения поршней

$$v_1 = l_1/t; \quad v_2 = l_2/t.$$

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня *1*, может быть найдена как произведение:

$$N_1 = v_1 G_1 = p F_1 v_1. \tag{1.5}$$

Соответственно мощность, развиваемая на поршне *2*,

$$N_2 = v_2 G_2 = p F_2 v_2. \tag{1.6}$$

При принятых нами допущениях об отсутствии потерь на трение и полной герметичности цилиндров будет справедливым и равенство

$$N_1 = N_2. \tag{1.7}$$

Поскольку произведение скорости перемещения поршня на его площадь есть объем жидкости, вытесняемый в единицу времени (расход) Q, то

$$N_1 = N_2 = pQ. \tag{1.8}$$

Из выражения (1.8) видно, что мощность гидропривода зависит как от расхода Q, так и от избыточного давления p. Поскольку увеличение расхода существенно влияет на геометрические размеры агрегатов привода, то для увеличения мощности перспективно повышение давления. В этом направлении и развивается современный гидропривод.

На схеме рис. 1.1 показана простейшая гидропередача, состоящая из насоса, двигателя и соединительного трубопровода. В практике для управления такими передачами к ним подключают агрегаты контроля за давлением жидкости, управления потоками, автоматической

разгрузки системы при достижении критических давлений, а также устройства для очистки жидкости и ее накопления.

За единицу давления в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль — давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м²:

$$1\ \text{Па} = 1\ \text{Н/м}^2.$$

Приведем соотношения между давлением в паскалях и некоторыми еще встречающимися в литературе единицами:

$1\ \text{Па} = 0{,}102\ \text{кгс/м}^2$;

$1\ \text{кгс/см}^2 = 9{,}81 \cdot 10^4\ \text{Па} \approx 0{,}1\ \text{МПа}$ (мегапаскаль);

$1\ \text{мм рт. ст.} = 133\ \text{Па}$;

$1\ \text{мм вод. ст.} = 9{,}81\ \text{Па}$.

В СИ расход жидкости Q определяют в метрах кубических в секунду. Однако иногда еще встречается измерение расхода в литрах в минуту. Соотношения между этими единицами следующие:

$$1\ \text{м}^3/\text{с} = 6 \cdot 10^4\ \text{л/мин};$$

$$1\ \text{л/мин} = (1/6 \cdot 10^4)\ \text{м}^3/\text{с}.$$

1.2. Рабочие жидкости, применяемые в объемном гидроприводе

Средой, передающей энергию от одного энергопреобразователя к другому, в гидравлическом объемном приводе служит жидкость.

Жидкость — физическое тело, способное под действием даже малых сил изменять свою форму, но, в отличие от газов, оставлять практически неизменным свой объем. Таким образом, наиболее характерное свойство жидкости — текучесть, обусловленная большой подвижностью ее частиц. При решении ряда задач гидравлики, и, в частности, в расчетах объемного гидропривода, в первом приближении принимают, что жидкость несжимаема и не расширяется под действием внешних факторов, в ней нет сил внутреннего трения. Жидкость, наделенная такими свойствами, называется *идеальной*.

Естественно, что в уточненных расчетах гидросистем следует учитывать реальные физико-механические свойства применяемых жидкостей — плотность, вязкость, теплопроводимость и теплоемкость, сжимаемость и т. п.

Плотность жидкости. *Плотностью* ρ, кг/м³, называют массу m, кг, единицы объема V, м³, жидкости. Для однородной жидкости

$$\rho = m/V. \qquad (1.9)$$

Характеризуя жидкость, иногда прибегают к понятию удельный вес. Это же понятие часто встречается в ранее изданной технической литературе. Под *удельным весом* γ, Н/м³, понимают вес G, Н, единицы объема V, м³, жидкости:

$$\gamma = G/V.$$

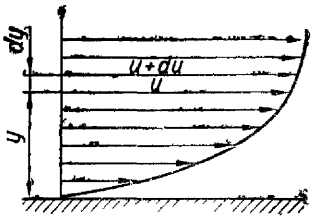


Рис. 1.2. Диаграмма распределения скоростей в потоке вязкой жидкости

Поскольку вес жидкости $G = mg$, где g — ускорение свободного падения, можем найти соотношение между плотностью и ее удельным весом:

$$\rho = G/Vg = \gamma/g, \quad \text{или} \quad \gamma = \rho g.$$

Удельный вес воды, например, при 4 °С равен 9810 Н/м³, а ее плотность 1000 кг/м³.

В практике часто используют понятия *относительный удельный вес* и *относительная плотность*, являющиеся безразмерными величинами. Первая характеризует отношение удельного веса жидкости, взятой при определенной температуре, к удельному весу дистиллированной воды при температуре около 4 °С и нормальном атмосферном давлении, вторая — отношение плотностей исследуемой жидкости и дистиллированной воды.

Плотность часто называют характеристикой инерционности жидкости, поскольку она определяет значения ударных явлений в замкнутых объемах, а также сопротивления перемещению жидкости с различными ускорениями.

Вязкость жидкостей. Силы поверхностного натяжения жидкостей. При движении реальных жидкостей различные слои потока имеют разные скорости перемещений (рис. 1.2). В 1686 г. И. Ньютон высказал предположение, что разность в скоростях перемещений слоев жидкости вызвана наличием между ними сил F внутреннего трения, которые прямо пропорциональны скорости относительного движения слоев и площади соприкосновения S:

$$F = \mu_д S\,(du/dy), \tag{1.10}$$

где $\mu_д$ — динамическая вязкость (коэффициент вязкости); du — разность скоростей движения соседних соприкасающихся слоев жидкости в предположении, что слои имеют бесконечно малую толщину; dy — расстояние между осями соседних слоев жидкости.

Из зависимости (1.10) можем найти выражение для *динамической вязкости:*

$$\mu_д = \frac{F}{S\,(du/dy)}. \tag{1.11}$$

Таким образом, динамическая вязкость равна силе трения, приходящейся на единицу поверхности соприкасающихся слоев жидкости, градиент скорости которых равен единице. Числовое значение коэффициента вязкости выражается в паскаль-секундах (Па · с).

Изучая характер движения жидкости, принимают во внимание, наряду с вязкостью, и ее инерционность. Отношение динамической вязкости $\mu_д$ к плотности жидкости ρ называют *кинематической вязкостью* ν:

$$\nu = \mu_д/\rho. \tag{1.12}$$

В СИ кинематическую вязкость измеряют в квадратных метрах в секунду (м²/с). Как правило, символ ν уточняют цифровым индексом значения температуры, при которой измерена вязкость.

Известно из опыта, что на поверхности раздела жидкости и газа действуют силы поверхностного натяжения, стремящиеся придать объему жидкости сферическую форму и вызывающие некоторое дополнительное давление в объеме. Заметно это давление лишь в малых объемах (каплях) жидкости и определяется по зависимости [24, 25]

$$p = 2(\sigma/r), \tag{1.13}$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м; r — радиус сферы, м. Это дополнительное давление вызывает подъем жидкости в трубах малого диаметра.

Влияние температуры и давления на характеристики рабочих жидкостей В процессе эксплуатации гидросистем жидкость подвергается воздействию нагрева и охлаждения, меняющихся давлений. Это существенно изменяет ее характеристики.

Влияние температуры. Повышение температуры увеличивает объем большинства рабочих жидкостей. Эта зависимость характеризуется *температурным коэффициентом объемного расширения* β_T, который равен отношению относительного изменения исследуемого объема к изменению температуры T при постоянном давлении:

$$\beta_T = \frac{(V_0 - V_1)/V_0}{T_0 - T_1} = \frac{(\Delta V/V_0)}{\Delta T},$$

где V_0 и V_1 — соответственно начальный объем и объем при повышении температуры; T_0, T_1 — начальная и конечная температура жидкости; ΔT — приращение температуры жидкости. Отсюда можно найти приращение объема ΔV и новый объем, занимаемый жидкостью V_1:

$$\Delta V = \beta_T \Delta T V_0; \tag{1.14}$$

$$V_1 = V_0 + \Delta V = V_0(1 + \beta_T \Delta T). \tag{1.15}$$

Поскольку плотность жидкости определяется объемом, который она занимает, то влияние температуры на эту характеристику может быть найдено из такого соотношения:

$$\rho_1 = \rho_0/(1 + \beta_T \Delta T), \tag{1.16}$$

где ρ_0 и ρ_1 — начальная и измеренная при изменении температуры плотность жидкости.

Практика показывает, что температурный коэффициент объемного расширения β_T зависит от природы жидкости и ее исходной плотности. Эти зависимости приводятся в литературе [1, 25]. Для минеральных масел в диапазоне давлений 0...15 МПа принимают $\beta_T = 8 \times 10^{-4}$ К$^{-1}$. Нагревание жидкости, находящейся в закрытой жесткой емкости (резервуаре, силовом цилиндре и т. д.), может привести к возникновению недопустимо высоких давлений. Для предотвращения таких аварийных ситуаций в гидросистемах устанавливают гидроаппараты управления давлением жидкости.

С повышением температуры уменьшается вязкость капельных жидкостей. Обычно эта зависимость выражается эмпирическими формулами, используя которые, можно получить близкие к экспериментальным значения коэффициентов вязкости Так, изменение динамической вязкости при повышении температуры жидкости от T_0 до T_1

можно вычислить по формуле [5]

$$\mu_{д1} = \mu_{д0} e^{-n(T_1 - T_0)}, \qquad (1.17)$$

где $\mu_{д1}$, $\mu_{д0}$ — динамическая вязкость при температурах T_0 и T_1; n — коэффициент, значение которого для масел изменяется в пределах 0,02...0,03 [1]; e — основание натуральных логарифмов.

Считается, что жидкость пригодна для эксплуатации, если ее вязкость в диапазоне температур ±50 °С изменяется не более чем в 100 раз.

Влияние давления. Реальные рабочие жидкости (капельные) в отличие от «идеальных» с увеличением давления уменьшают первоначально занимаемые ими объемы. Для объемного гидропривода эффект сжимаемости жидкости — явление, как правило, отрицательное, так как не позволяет реально использовать энергию, затраченную на ее сжатие.

Степень сжатия жидкости зависит от ее природы. Так, у воды она незначительна, а у жидкостей, являющихся продуктами перегонки нефти или полученных синтезом, достигает весьма больших значений.

Сжимаемость жидкости характеризуется *коэффициентом объемного сжатия* β_p, равного отношению относительного изменения ее объема к изменению давления при постоянной температуре:

$$\beta_p = \frac{V_0 - V_1}{V_0} \frac{1}{\Delta p} = \frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p}, \qquad (1.18)$$

где V_0 — начальный объем жидкости; V_1 — объем, занимаемый жидкостью при изменении давления на Δp.

Из зависимости (1.18), принимая β_p постоянным,

$$V_1 = V_0 (1 - \beta_p \Delta p). \qquad (1.19)$$

С учетом равенства (1.9) находим приближенное значение плотности при изменении давления на Δp [2]:

$$\rho_1 = \rho_0 (1 - \beta_p \Delta p), \qquad (1.20)$$

где ρ_0 — начальная плотность жидкости; ρ_1 — плотность жидкости при изменении давления на Δp.

Величину $E_ж$, обратную коэффициенту объемного сжатия, называют *объемным модулем упругости жидкости:*

$$E_ж = 1/\beta_p = V_0 (\Delta p / \Delta V). \qquad (1.21)$$

Объемный модуль упругости жидкости $E_ж$ зависит от ее физической природы, температуры, давления и количества растворенного воздуха, что вызывает трудности при аналитическом определении значений $E_ж$. Особенно сказываются на значениях $E_ж$ тепловые условия, при которых происходит сжатие. В связи с этим находят изотермический и адиабатический модули упругости.

Поскольку в объемных гидроприводах тепловые процессы протекают значительно медленнее, чем процессы изменений давлений, то под объемным модулем упругости, как правило, подразумевают *адиабатический модуль упругости.* Значение его определяют экспериментально, измеряя скорость $v_з$ распространения звуковой волны в дан-

ной жидкости с плотностью ρ. Поскольку [2, 5]

$$v_э = \sqrt{E_ж/\rho}, \tag{1.22}$$

то

$$E_ж = \rho v_э^2. \tag{1.23}$$

С увеличением давления коэффициент объемного сжатия β_p жидкостей уменьшается, а модуль упругости $E_ж$ повышается. Отмечается при этом неравномерность изменения упомянутых характеристик с возрастанием давления [2, 15]. Наиболее интенсивно объемный модуль упругости повышается при сравнительно низких давлениях — до 100...120 МПа. В общем случае для маловязких жидкостей объемный модуль упругости $E_ж$ при атмосферном давлении и 20 °С составляет не более 135 МПа, вязких — 170 МПа.

Увеличение давления изменяет вязкость жидкости, что особенно заметно при высоких давлениях. Так, при росте давления от 0 до 150 МПа вязкость повышается в среднем в 15 раз, а при росте его от 0 до 200 МПа — в 50...1000 раз. Большинство минеральных масел затвердевает при давлениях около 2500 МПа и температуре 20 °С, вода — при 840 МПа [2, 15].

Подсчитывают вязкость масла в зависимости от давления по эмпирической формуле [2]

$$\mu_{дl} = \mu_{д0} e^{k(p_1 - p_0)}, \tag{1.24}$$

где $\mu_{дl}$, $\mu_{д0}$ — вязкости при давлениях p_1 и p_0; k — коэффициент, значение которого для минеральных масел изменяется в пределах 0,02—0,03 (нижний предел соответствует высоким температурам, а верхний — низким).

Газы в жидкостях. Кавитация. Рабочие жидкости, применяемые в гидравлическом приводе, обладают способностью растворять в себе газы, в том числе и воздух. Объем газа, который может раствориться в жидкости, зависит от давления, действующего на газожидкостную среду [1, 2]:

$$V_в = n_в V (p_0/p_1), \tag{1.25}$$

где $V_в$ — объем растворившегося газа (воздуха) при атмосферном давлении и нулевой температуре; V — объем жидкости; p_0, p_1 — начальное и конечное давления среды; $n_в$ — коэффициент растворимости воздуха (газа), находящегося в контакте с жидкостью. Коэффициент растворимости $n_в$ имеет следующие значения при температуре 20 °С [1]:

для воды — 0,016;
для керосина — 0,127;
для индустриального масла — 0,076;
для трансформаторного масла — 0,083;
для жидкости АМГ-10 — 0,104.

Опыты показывают, что компоненты воздуха растворяются жидкостями по-разному. Так, установлено, что растворенный в жидкости воздух содержит почти на 50 % больше кислорода, чем в атмосфере. В то же время в жидкости газ может находиться не только в растворенном состоянии, но и в механической смеси с ней в виде отдельных

пузырьков. Как показывает практика, пузырьки газа (пара) размером менее 10 мкм на поверхность не всплывают, а задерживаются в толще жидкости, оседают на стенках каналов, заполняют микротрещины деталей гидросистемы. Когда давление меняется, количество пузырьков также изменяется, одновременно происходит их деформация, сопровождающаяся локальным выделением тепла и, следовательно, местным в микрообъеме повышением температуры жидкости.

Явление, связанное с выделением газа (пара) из жидкости в зонах низкого давления и последующим разрушением (конденсацией) этих пузырьков при повышении давления, т. е. образование в жидкости полостей с газом (паром), называют *кавитацией*. Кавитационные явления, характеризующиеся гидравлическими микроударами и локальными повышениями температуры, становятся причиной разрушения элементов гидроагрегатов. Такие разрушения носят форму эрозионных раковин, рыхлостей поверхностей трубопроводов и других устройств гидравлических систем. Кавитация, механизм ее действия и в настоящее время детально изучаются.

Теплоемкость и теплопроводность жидкостей. Рабочие жидкости, как и другие физические тела, характеризуются удельной теплоемкостью и теплопроводностью, которые определяют интенсивность процесса поглощения и отвода от них избыточного тепла.

В практике расчетов гидравлических объемных систем наиболее часто используют *удельную теплоемкость* c, с помощью которой определяют количество теплоты, затрачиваемой на нагревание на 1 °С одного килограмма жидкости. Для рабочих жидкостей, применяемых в гидросистемах станков [1],

$$c = (2{,}1...2{,}9) \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \qquad (1.26)$$

Под теплопроводностью понимают процесс переноса энергии теплового движения частиц от более нагретых частей тела (жидкости) к менее нагретым, вследствие чего температура всей массы тела выравнивается. Скорость передачи тепла внутри тела характеризуется *коэффициентом теплопроводности* λ, значение которого для минеральных масел может быть вычислено по эмпирической формуле [1, 2]

$$\lambda = a\,[1 + 0{,}012\,(T - 273{,}16)] \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \qquad (1.27)$$

где a — коэффициент, зависящий от сорта масла, $a = 1{,}13...1{,}26$; T — температура масла, К. Минеральные масла плохо проводят тепло. Их теплопроводность, например, в пять раз меньше теплопроводности воды и в пятьсот раз меньше стали.

Тепловой расчет гидросистем. Рассчитывая тепловой баланс систем, пользуются параметром, который отображает мощность теплового излучения единицы поверхности нагретого тела. Этот параметр ξ носит название *коэффициента теплопередачи*. В приближенных расчетах гидросистем с учетом участия в теплопередаче материалов деталей гидроагрегатов принимают [2]

$$\xi \leqslant 17{,}22 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \qquad (1.28)$$

В практике источниками теплоты, передаваемой жидкости гидравлической системы, являются потери энергии в механизмах и устрой-

ствах от трения, дросселирования и преодоления местных сопротивлений на пути потоков жидкости. Если принять, что вся теряемая в гидросистеме мощность идет на нагрев жидкости, деталей гидроагрегатов и последующее излучение тепла в окружающее пространство, то тепловой баланс системы можно записать в виде

$$A dt = \Sigma c_i m_i g (T_2 - T_1) + \Sigma \xi_i F (T_2 - T_1) dt, \qquad (1.29)$$

где A — потери энергии в системе, $A = \Delta N dt$; $\Delta N = N_{вх} (1 - \eta)$ — потери мощности в системе; $N_{вх}$ — мощность, подведенная к системе; η — коэффициент полезного действия системы; c_i — удельные теплоемкости жидкости и материалов деталей системы; m_i — масса жидкости и деталей гидроагрегатов; g — ускорение свободного падения; ξ_i — коэффициенты теплопередачи жидкости и материалов гидроагрегатов; F — площадь теплоотдачи; T_1 — температура среды, окружающей гидросистему; T_2 — максимальная температура, до которой нагревается жидкость вследствие непроизводительных потерь в системе; dt — промежуток времени, в течение которого исследуется тепловой баланс гидросистемы

По истечении некоторого времени жидкость и контактирующие с ней гидроагрегаты нагреются до температуры T_2 и вся теряемая в гидросистеме энергия будет расходоваться только на тепловое излучение. Тогда

$$A dt = \Sigma \xi_i F (T_2 - T_1) dt. \qquad (1.30)$$

Следовательно, максимальная установившаяся температура T_2, до которой нагреется жидкость,

$$T_2 = A / \Sigma \xi_i F + T_1. \qquad (1.31)$$

Для приближенных расчетов, считая, что в гидросистеме для жидкости есть отдельный резервуар вместимостью V, установившуюся температуру жидкости можно найти по зависимости [2]

$$T_2 = T_1 + A / \sqrt[3]{V^2}. \qquad (1.32)$$

Из (1.32) определяют и вместимость резервуара, если известно предельное значение T_2 нагрева жидкости:

$$V = \sqrt{[A/(T_2 - T_1)]^3}. \qquad (1.33)$$

Если резервуаром служат емкости гидрофицированных машин, то их вместимость, вычисленная по (1.33), может быть уменьшена на 15...30 %, так как в теплопередаче принимают участие большие массы металла [14].

В практике станкостроения максимальные температуры нагрева рабочих жидкостей допускаются не выше 70 °С [29].

Рекомендации по выбору рабочих жидкостей для объемных гидроприводов. Жидкость в объемных гидроприводах выполняет функцию не только энергоносителя. Она должна также: эффективно смазывать трущиеся поверхности, защищать детали гидравлических агрегатов от коррозии (и, тем более, не оказывать разрушающего воздействия на них), быть нетоксичной, пожаро- и взрывобезопасной, дешевой.

В качестве рабочих жидкостей в гидросистемах станков применяют минеральные масла, изготовленные на нефтяной основе как с присадками, так и без них, а также синтетические жидкости, основу которых составляют эфиры, кремний- и фтороуглеродистые полимеры [1, 13]. Иногда, в частности для гидроприводов кузнечно-прессовых машин, используют масляно-водные эмульсии.

Существуют два вида присадок для жидкости: 1) изменяющие химические свойства основы — антиокислители и ингибиторы коррозии; 2) изменяющие физические свойства — вязкость, температуру застывания, смазочные способности и др.

Контроль за состоянием жидкости в процессе эксплуатации ведут по стабильности химического состава и вязкости, по уровню загрязнения [1].

Стабильность состава характеризуется постоянством содержания водорастворимых кислот, осадков, соответствующим кислотным числом. Под *кислотным числом* подразумевают количество КОН (едкого кали) в миллиграммах, необходимое для нейтрализации свободных кислот в одном грамме масла. Само по себе кислотное число о пригодности жидкости к дальнейшей эксплуатации не свидетельствует. Чтобы оценить работоспособность жидкости, надо знать величину, на которую оно изменилось. В свежем минеральном масле, например, кислотное число составляет 0,1...0,2 мг КОН. Жидкость считается непригодной к эксплуатации, если кислотное число достигнет значений 4... ...5 мг КОН.

Окисление масел кислородом воздуха, молекулярно-структурные изменения в них от воздействия меняющихся давлений и температур, электрогальванические процессы, возникающие из-за различия электрических зарядов на смачиваемых поверхностях деталей, изготовленных из разнородных материалов, и ряд других факторов являются причинами старения жидкости. Этот процесс сопровождается изменением вязкости и однородности жидкости, ухудшением ее смазывающей способности, образованием осадков, а также усиливает коррозионные процессы деталей элементов гидропривода. В практике принято заменять рабочую жидкость в гидросистеме, если ее вязкость в процессе эксплуатации изменилась по сравнению с первоначальной на 20... ...25 %.

Загрязнение масла частицами органического и неорганического происхождения размерами более 200 мкм не допускается [1, 13].

1.3. Гидравлика трубопроводов

При работе гидравлического объемного привода массы жидкости, переносящие энергию, двигаются в закрытых каналах и взаимодействуют с твердыми телами. Опыт показывает, что длина и конфигурация каналов, качество их поверхностей, форма и характер движения контактирующих с жидкостью твердых тел влияют на энергетические показатели привода, его эксплуатационные характеристики. Поэтому для решения задач расчета и конструирования гидравлических передач необходимо изучить факторы, влияющие на перемещение жидкости по каналам.

Подробно эти вопросы рассмотрены в книгах по гидравлике [24, 25].

Основные понятия и допущения, принятые в гидравлике. Считается, что жидкость является *сплошной средой*, состоящей из бесконечно большого числа частиц бесконечно малых объемов бесконечно малой массы. Каждая частица жидкости характеризуется плотностью ρ, местной скоростью u и гидродинамическим давлением p.

Изучая движение частиц жидкости, в первом приближении их *плотности* ρ принимают одинаковыми и постоянными.

Местной скоростью u называют скорость движения частицы жидкости в избранной точке пространства в данный момент времени. В общем виде

$$u = \varphi_1(x,\ y,\ z,\ t). \tag{1.34}$$

Гидродинамическим давлением p называют давление в элементарном объеме частицы жидкости при ее движении в пространстве. По аналогии с местной скоростью,

$$p = \varphi_2(x,\ y,\ z,\ t). \tag{1.35}$$

Если местная скорость частиц жидкости и гидродинамическое давление в их объемах зависят от места расположения в пространстве, но не меняются во времени, то такое *движение* жидкости называется *установившимся* или *стационарным*. При установившемся движении

$$u = \varphi_1(x,\ y,\ z); \tag{1.36}$$

$$p = \varphi_2(x,\ y,\ z). \tag{1.37}$$

Неустановившимся или *нестационарным движением* жидкости называют такое ее движение, при котором местные скорости частиц жидкости и гидродинамическое давление в их объемах зависят как от места расположения этих частиц, так и от времени. Таким образом, функциональные зависимости (1.34) и (1.35) характеризуют неустановившееся движение жидкости.

Движение, при котором жидкость не имеет свободной поверхности, называют *напорным потоком*. При этом жидкость заполняет все поперечное сечение канала (трубы) и перемещается под действием разности давлений по длине канала.

Движение жидкости при наличии открытой, свободной поверхности, в точках которого гидродинамическое давление равно атмосферному, называют *безнапорным*. Пример безнапорного движения — поток жидкости в открытых каналах, реках.

Потоком называется масса жидкости конечных размеров, протекающая в одном, главном направлении. Основные параметры потока: живое сечение S, смачиваемый периметр χ, гидравлический радиус R, расход жидкости Q и средняя скорость v.

Живым сечением или просто *сечением* называют поверхность поперечного сечения потока, в каждой точке которого вектор скорости движения частицы жидкости нормален к секущей плоскости.

Смачиваемый периметр — длина контура живого сечения потока, по которому жидкость контактирует с твердыми стенками трубы (канала). В смачиваемый периметр не входит часть контура живого

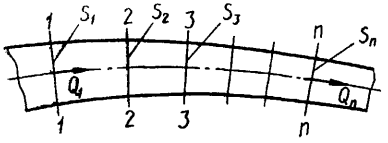


Рис. 1.3. Схема определения условий неразрывности потока жидкости

сечения, контактирующая с атмосферой. Так, смачиваемый периметр трубы диаметром d, заполненной жидкостью по живому сечению полностью, $\chi = \pi d$, а той же трубы, заполненной только на половину этого сечения, $\chi = \pi d/2$.

Гидравлическим радиусом называют отношение площади живого сечения потока к его смачиваемому периметру $R = S/\chi$. Для круглой трубы, полностью заполненной жидкостью, гидравлический радиус $R = \pi d^2/4\pi d = d/4$.

Под *расходом* понимают объем жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока. Поскольку составляющие поток элементарные струйки жидкости имеют различные скорости движения, то расход потока можно подсчитать как сумму расходов струек:

$$Q = \int_S u dS,$$

где dS и u — соответственно площадь сечения струйки и скорость движения частиц жидкости в этом сечении.

Обычно для определения расхода прибегают к понятию средней *скорости потока* v, значение которой находят из отношения

$$v = Q/S. \tag{1.38}$$

Принято называть *поток* жидкости *неразрывным*, если в потоке нет разрывов ее массы.

Выделим в неразрывном потоке (рис. 1.3), протекающем между твердыми недеформируемыми стенками, несколько живых сечений: *1—1*, *2—2*,..., *n—n*. Обозначим расходы жидкости через эти сечения как Q_1, Q_2, ..., Q_n.

Основываясь на законе сохранения количества вещества и применив его к неразрывному потоку жидкости, мы вправе утверждать, что

$$Q_1 = Q_2 = \cdots = Q_n = \text{const}, \tag{1.39}$$

или

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = \cdots = v_n S_n = \text{const}; \tag{1.40}$$

$$v_1/v_2 = S_2/S_1;\ v_2/v_3 = S_3/S_2;\ \ldots;\ v_{(n-1)}/v_n = S_n/S_{n-1}, \tag{1.41}$$

где v_1, v_2, ..., v_n — средние скорости жидкости в живых сечениях площадью S_1, S_2, ..., S_n.

Равенство (1.39) носит название *уравнения неразрывности потока*, а зависимость (1.41) свидетельствует, что в потоке средние скорости течения жидкости обратно пропорциональны площадям живых сечений этого потока.

Удельная энергия потока жидкости. Уравнение Бернулли. Процесс перемещения жидкости по каналам трубопровода сопровождается, как показывает опыт, изменением вида энергии, носителями которой являются частицы жидкости, а также потерей части энергии на преодоление сопротивления перемещению [5, 25].

Выделим в сечении потока жидкости частицу массой m (рис. 1.4). Определим энергию этой частицы по отношению к горизонтальной плоскости (*0—0*), которую называют *плоскостью сравнения*.

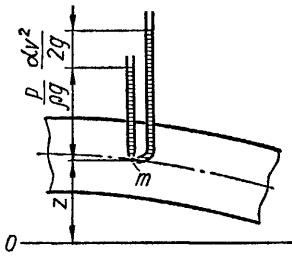


Рис. 1.4. Схема определения энергии жидкости

Кинетическая энергия (скоростной напор) частицы

$$E_к = \alpha m v^2/2, \qquad (1.42)$$

где v — средняя скорость жидкости в живом сечении; α — коэффициент Кориолиса (безразмерная величина), учитывающий неравномерность скорости течения жидкости в сечении. Для труб и других закрытых каналов $\alpha = 1{,}05...1{,}1$. В приближенных расчетах принимают $\alpha = 1$.

Потенциальная энергия рассматриваемой частицы жидкости может быть найдена как сумма энергии положения (геометрического напора)

$$E_z = mgz \qquad (1.43)$$

и энергии давления (пьезометрического напора) в сечении

$$E_p = m(p/\rho), \qquad (1.44)$$

где p — давление в сечении; ρ — плотность жидкости.

Полный запас энергии частицы жидкости определится как сумма

$$E = mgz + m(p/\rho) + \alpha m v^2/2. \qquad (1.45)$$

В гидравлике определяют не всю энергию потока, а его так называемую удельную энергию, что удобно при проведении расчетов. Под *удельной энергией e* подразумевают энергию, приходящуюся на единицу веса жидкости:

$$e = z + p/\rho g + \alpha v^2/2g. \qquad (1.46)$$

Нетрудно заметить, что удельная энергия и ее составляющие имеют размерность длины. Выражение (1.46), которое характеризует удельную энергию потока в данном живом сечении, принято называть *гидродинамическим напором.*

Приведенные здесь рассуждения справедливы для идеальной жидкости. При движении такой жидкости из-за отсутствия сил трения удельные энергии потока (гидродинамический напор) в любых сравниваемых сечениях будут одинаковыми:

$$z_1 + p_1/\rho g + \alpha_1 v_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + \alpha_2 v_2^2/2g = \text{const}. \qquad (1.47)$$

Уравнение (1.47) называют *уравнением Бернулли для идеальной жидкости* [24, 25].

Поскольку в практике изучаются потоки реальной жидкости, при перемещении которой часть энергии теряется из-за наличия сил трения между ее частицами и стенками канала, то *уравнение Бернулли для вязкой жидкости* будет иметь вид

$$z_1 + p_1/\rho g + \alpha_1 v_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + \alpha_2 v_2^2/2g + h_{1-2}, \qquad (1.48)$$

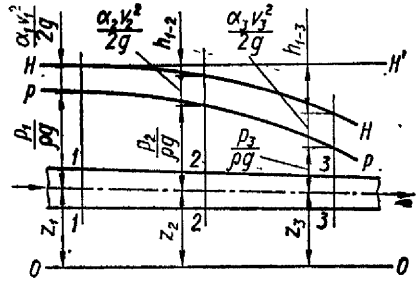


Рис. 1.5. Графическое изображение гидродинамического напора по длине потока жидкости

где α_1, α_2 — коэффициенты Кориолиса для соответствующих сечений; h_{1-2} — потери гидродинамического напора на участке между сечениями *1—1* и *2—2* (рис. 1.5).

Поскольку все члены уравнения Бернулли — величины линейные, то характер их изменения от одного живого сечения к следующему легко проследить графически (рис. 1.5). Для этого от плоскости сравнения *0—0* по вертикали нужно для каждого сечения отложить высоту z положения центра сечения, пьезометрическую высоту $p/\rho g$ и скоростной напор $\alpha v^2/2g$. Соединив верхние концы отрезков пьезометрических высот в разных сечениях канала, получим пьезометрическую линию $p—p$, которая и станет графиком изменения удельной потенциальной энергии $z + p/\rho g$ по длине потока. Линию полного гидродинамического напора $H—H$ получим, соединив верхние концы отрезков скоростного напора. Она показывает изменение полной удельной энергии потока. Для идеальной жидкости (ввиду отсутствия потерь при ее перемещении) полная удельная энергия потока изображалась бы линией $H—H'$, параллельной плоскости сравнения *0—0*. Расстояния по вертикали h_{1-2}, h_{1-3} количественно отражают потери напора от первого к последующим сечениям при движении реальной жидкости.

Падение напорной линии на единицу длины называют *гидравлическим уклоном* [24, 25]:

$$I_l = de/dl = (d/dl)(z + p/\rho g + \alpha v^2/2g), \qquad (1.49)$$

где l — длина трубопровода, в живых сечениях которого измеряют давления.

Пьезометрический и гидравлический уклоны положительны, если пьезометрическая и наклонная линии понижаются по длине потока.

Применяя уравнение Бернулли, следует помнить, что результаты вычислений будут близки к экспериментальным, если движение жидкости по трубопроводу установившееся и в качестве базовых живых сечений берутся те из них, где движение изменяется плавно. При этом между такими сечениями могут быть и сечения с резко изменяющимся движением.

Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса [24]. Исследованиями и практическими наблюдениями установлены два отличающихся друг от друга режима течения жидкости в каналах — *ламинарное* и *турбулентное*. Для определения режима движения жидкости пользуются *числом Рейнольдса* Re. Основные параметры, определяющие режим течения,— это средняя скорость движения жидкости, ее вязкость и живое сечение канала. Так, для жидкости, протекающей по каналу любого поперечного сечения, число Рейнольдса можно найти из зависимости

$$\mathrm{Re} = vR/\nu, \qquad (1.50)$$

где R — гидравлический радиус канала; ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

При движении жидкости по круглому трубопроводу

$$\mathrm{Re} = vd/\nu, \tag{1.51}$$

где d — диаметр внутреннего канала трубы.

Замечено, что при $\mathrm{Re} < 2300$ в трубе с гладкими стенками происходит стойкое ламинарное движение. Наблюдения свидетельствуют о наличии ламинарного движения жидкости и при более высоких значениях числа Рейнольдса. Однако при возбуждающих факторах — неровностях стенок каналов, резком изменении живых сечений и т. п.— этот режим становится турбулентным.

В гидравлическом объемном приводе стремятся обеспечить ламинарное движение жидкости в каналах, поскольку такой режим (об этом будет сказано ниже) меньше влияет на потери напора при перемещении жидкости от одного агрегата к другому. Исходя из этого определяют критическое число Рейнольдса $\mathrm{Re}_{кр}$ и критическую среднюю скорость движения жидкости $v_{кр}$.

Под *критическим числом Рейнольдса* подразумевают такое его значение, при котором ламинарный режим течения переходит в турбулентный и наоборот. *Критическую среднюю скорость* $v_{кр}$ находят по формулам

$$v_{кр} = \mathrm{Re}_{кр}\nu/d; \tag{1.52}$$

$$v_{кр} = \mathrm{Re}_{кр}\nu/R, \tag{1.53}$$

где значения символов те же, что и в зависимостях (1.50), (1.51).

При ламинарном движении жидкость течет в трубе концентрическими слоями. Слой, непосредственно примыкающий к стенке трубы, имеет нулевую скорость. По мере удаления от стенок скорость движения слоев жидкости возрастает и достигает максимального значения на осевой линии. Распределение скоростей движущихся слоев подчиняется параболическому закону (рис. 1.6, *а*):

$$v = u_{max}(1 - r^2/r_0^2), \tag{1.54}$$

где r, r_0 — соответственно расстояние от оси трубы до слоя жидкости и радиус трубы. Установлено при этом, что

$$v = u_{max}/2. \tag{1.55}$$

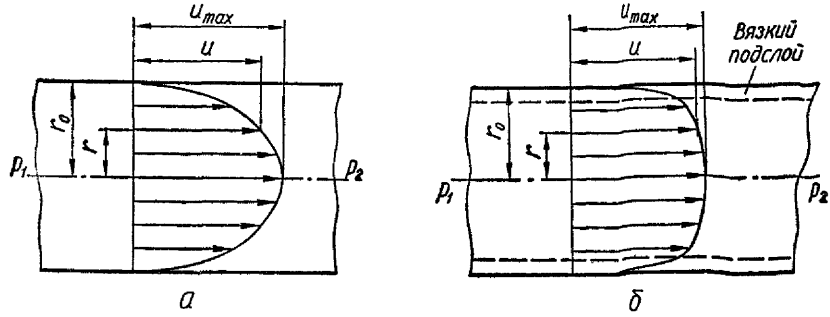


Рис. 1.6. Распределение скоростей движения слоев жидкости в круглой трубе при ламинарном (*а*) и турбулентном (*б*) потоках

Скорость же движения u частиц жидкости при турбулентном режиме (рис. 1.6, *б*) распределяется по сечению более равномерно, чем при ламинарном режиме. Ее значения [5]

$$u = (0{,}75\ldots0{,}9)\,v, \qquad (1.56)$$

где v — средняя скорость потока.

Установлено также, что пристеночный слой жидкости при турбулентном течении движется в ламинарном режиме. Этот слой принято называть *ламинарной пленкой* или *вязким подслоем*.

Экспериментально доказано и влияние режима течения жидкости на потери по длине трубопровода. При ламинарном режиме эти потери прямо пропорциональны первой степени средней скорости движения потока, а при турбулентном — приблизительно второй степени.

Потери гидравлического напора. Различают два вида потерь гидравлического напора потока движущейся жидкости — потери по длине трубопровода и местные потери. Причиной потерь по длине трубопроводов являются трение в слоях вязких жидкостей, а также трение жидкости о стенки каналов. При этом потери напора распределяются равномерно по всему каналу и увеличиваются прямо пропорционально его длине. Местные потери напора возникают в местах внезапного резкого изменения конфигурации живого сечения потока, скорости и направления движения жидкости. Эти потери, как правило, сопровождаются ударными явлениями и, в отличие от потерь по длине, увеличиваются скачкообразно на малой длине потока.

Потери напора энергии по длине l в круглых трубах определяются в общем случае по формуле А. Дарси — Ю. Вейсбаха [25]:

$$h_l = \lambda\,(l/d)\,(v^2/2g), \qquad (1.57)$$

где λ — гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси), который зависит от вязкости жидкости, турбулентных пульсаций скорости, относительной шероховатости каналов трубопроводов:

$$\lambda = \varphi\,[\mathrm{Re},\ (\Delta/d)], \qquad (1.58)$$

где Δ — абсолютная высота выступов неровностей канала. Принято считать трубу гидравлически гладкой, если неровности ее канала находятся в пределах ламинарной пленки турбулентного потока жидкости [1], что имеет место при относительной шероховатости

$$\Delta/d < 17{,}85\,\mathrm{Re}^{-0{,}875}. \qquad (1.59)$$

Для ламинарного режима жидкости коэффициент Дарси вычисляют по формуле [1, 2]

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}. \qquad (1.60)$$

Однако вычисленный по (1.60) коэффициент λ имеет сугубо теоретическое значение, так как не учитывает искажений канала трубопровода — вмятин, волнистости, сужений и т. д. Поэтому коэффициент Дарси при ламинарном движении для реальных трубопроводов находят по эмпирической формуле [5]

$$\lambda = 75/\mathrm{Re}. \qquad (1.61)$$

При турбулентном течении жидкости коэффициент Дарси вычисляют по эмпирическим зависимостям [15]. Так, для гидравлически гладких труб

$$\lambda = 0{,}316\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}; \tag{1.62}$$

для труб шероховатых

$$\lambda = 0{,}06\,(\Delta/d)^{0{,}314}; \tag{1.63}$$

для гофрированных металлических рукавов

$$\lambda = 0{,}6\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}. \tag{1.64}$$

Движение жидкости через местные сопротивления сопровождается воздействием на ее поток значительного числа физических факторов. Поэтому универсальную зависимость потерь напора на местных сопротивлениях вывести не представляется возможным, их величину находят приближенно по эмпирической формуле [25]

$$h_{\text{м}} = \xi\,(v^2/2g), \tag{1.65}$$

где v — средняя скорость движения жидкости непосредственно в месте нахождения сопротивления; ξ — коэффициент местных потерь напора. Значения коэффициентов местных потерь напора для наиболее часто встречающихся в практике сопротивлений следующие:

0,5 — для входа в трубу с острыми кромками;

0,06...0,1 — для входа в трубу с закругленной кромкой;

$(1 - D^2/d^2)^2$ — для внезапного расширения трубопровода. Здесь D и d — внутренние диаметры труб большего и меньшего поперечных сечений;

0,5 $(1 - D^2/d^2)^2$ — для внезапного сужения трубопровода;

1...2 — при повороте трубопровода на 90°;

3 — для гидроклапанов.

В практике существует необходимость рассчитывать потери напора и расход жидкости на местных сопротивлениях, когда известны геометрические размеры их элементов и режимы протекания в них жидкости. Особый интерес представляет истечение жидкости через отверстие в тонкой стенке (рис. 1.7). При вытекании из такого отверстия струя жидкости сжимается, так как отдельные струи, втекающие в отверстие, изгибаются. Отношение площади S_1 минимального живого сечения сжатой струи жидкости к площади S_0 отверстия в стенке называют *коэффициентом сжатия струи* жидкости:

$$\varepsilon = S_1/S_0 = d_1^2/d_0^2. \tag{1.66}$$

Как видно из рисунка, вытекающая струя соприкасается лишь с кромкой отверстия, обращенной внутрь сосуда, и не касается его боковой поверхности. Опыт показывает, что длина l участка, на котором струя сжимается, приблизительно равна половине диаметра отверстия.

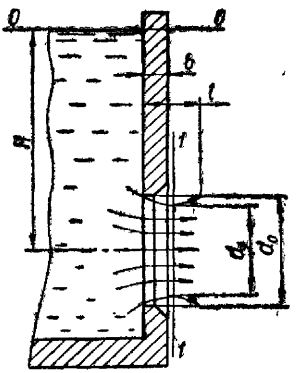


Рис. 1.7. Схема истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке

Таким образом, чтобы предотвратить касание струи о стенки отверстия и его внешнюю кромку, толщина b отверстия должна быть не больше его диаметра d_0. Это условие легко можно выполнить путем снятия фаски на выходной кромке, как показано на рис. 1.7.

Коэффициент сжатия струи ε определяют экспериментально. Его значения находятся в пределах 0,6...0,64 [24, 25].

Для определения расхода через отверстие в тонкой стенке сравним энергии потока в сечении *0—0*, совпадающем со свободной поверхностью в емкости, и *1—1* — в месте наибольшего сжатия вытекающей струи. Уравнение Бернулли для данного случая

$$z_0 + p_0/\rho g + \alpha_0 v_0^2/2g = z_1 + p_1/\rho g + \alpha_1 v_1^2/2g + h_1.$$

Поскольку живое сечение *0—0* в сравнении с сечением *1—1* сжатой струи значительно бо́льшая величина, то и скорость $v_1 \gg v_0$. Поэтому в первом приближении можем принять для нашего случая $v_0 \approx 0$. Так как давление в живом сечении *1—1* равно атмосферному: $p_1 = p_{атм}$ и, в свою очередь, $p_0 \approx p_{атм}$, а $z_0 = H$; $z_1 = 0$, то приведенное уравнение Бернулли можно записать в виде

$$H = \alpha_1 v_1^2/2g + h_1 = \alpha_1 v_1^2/2g + \xi (v_1^2/2g) = (\alpha_1 + \xi) v_1^2/2g. \quad (1.67)$$

Из уравнения (1.67) получим выражение для средней скорости:

$$v_1 = \sqrt{2gH/(\alpha_1 + \xi)} = \sqrt{1/(\alpha_1 + \xi)}\ \sqrt{2gH}. \quad (1.68)$$

Безразмерную величину $\sqrt{1/(\alpha + \xi)} = \beta$ называют *коэффициентом скорости* при истечении жидкости через отверстие. Таким образом, средняя скорость струи в отверстии

$$v_1 = \beta \sqrt{2gH}. \quad (1.69)$$

Экспериментально установлено, что $\beta = 0{,}97$ [1, 5].

Итак, расход жидкости через рассматриваемое отверстие в случае $H = \text{const}$

$$Q = v_1 S_1 = \varepsilon S_0 v_1 = \varepsilon\beta S_0 \sqrt{2gH}. \quad (1.70)$$

Произведение $\varepsilon\beta = \mu$ называют *коэффициентом расхода* при истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке. Предыдущее равенство тогда запишется в виде

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH}, \quad (1.71)$$

или

$$Q = \mu S_0 \sqrt{(2/\rho)\,\Delta p}, \quad (1.72)$$

где $\Delta p = H\rho g$ — потеря напора.

Поскольку коэффициент сжатия струи ε, значением которого в основном определяется коэффициент расхода μ, при $\mathrm{Re} > 2000$ мало зависит от вязкости жидкости, диаметров отверстий и режимов истечения, то в практических расчетах принимают $\mu = 0{,}62...0{,}71$ [14, 25]. Одновременно отметим влияние на значение μ формы входных кромок отверстия. Фаски или закругления этих кромок практически устраняют сжатие вытекающей струи. В зависимости от ширины b и радиусов закругления внутренних фасок коэффициент расхода воз-

растает до значений $\mu = 0{,}82...0{,}96$. Опыт показывает, что коэффициент расхода μ не зависит от того, происходит ли истечение через отверстие в атмосферу (незатопленное отверстие) или в объем, заполненный жидкостью, если отношение $(b/d_0) < 0{,}2$ [14].

Течение жидкости через насадки. *Насадками* называются короткие трубы, которые присоединяют к отверстиям в тонкой стенке. Как правило, длина этих труб равна 3—4 диаметрам их отверстий. В большинстве случаев насадки имеют круглое поперечное сечение канала. Различают насадки: внешние цилиндрические — Вентури, внутренние цилиндрические — Борда, конические сходящиеся — конфузоры и конические расходящиеся — диффузоры. Их используют для формирования по определенному закону конфигурации потока (струи) жидкости или изменения ее энергетических характеристик [24].

При том же напоре расходы жидкости через насадки (за исключением диффузоров) значительно больше, чем через щели с острыми кромками. Это явление обусловлено подсасывающим воздействием вакуума, который создается с входящей стороны насадка. Наибольшую скорость истечения и расход жидкости обеспечивают сходящиеся конические насадки с углом при вершине 13° 14′.

Гидравлический удар. При работе гидравлических систем наблюдаются неустановившиеся движения жидкости в каналах, что приводит к возникновению инерционных составляющих потерь напора. Особый интерес для практики представляет явление гидравлического удара. Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование этого явления были проведены русским ученым Н. Е. Жуковским. Суть физических процессов при гидравлическом ударе можем проследить на внезапном, мгновенном перекрытии затвором трубопровода (рис. 1.8) [25].

Мгновенное перекрытие трубы останавливает движение жидкости (рис. 1.8, *а*), ее кинетическая энергия переходит в потенциальную и поднимает давление в трубопроводе. Увеличение давления на Δp вначале происходит непосредственно возле крана, где остановился первый поперечный слой жидкости. Жидкость, находящаяся за этим слоем, продолжает двигаться за счет сжатия первого слоя и деформации трубопровода. Последовательно по фронту n—n со скоростью c сжатию будут подвергаться и другие слои жидкости вплоть до тех, которые находятся на входе в канал. Скорость c называется

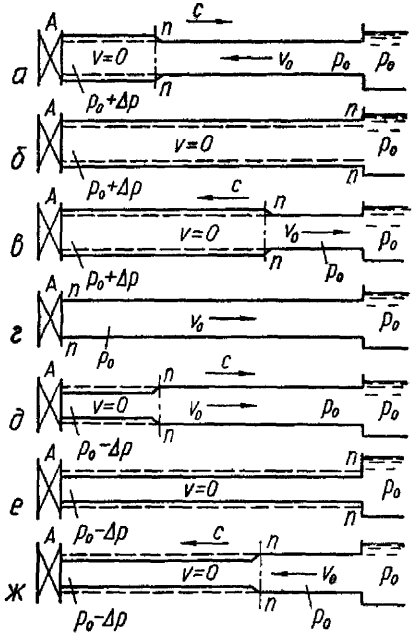


Рис. 1.8. Стадии гидравлического удара

скоростью ударной волны. В тот момент, когда фронт ударной волны $n—n$ достигнет резервуара, поток жидкости будет остановлен, ее объем сжат, а стенки — растянуты (рис. 1.8, *б*).

Поскольку жидкость в трубопроводе окажется сжатой, то ее удельная энергия будет большей, чем энергия жидкости в резервуаре. В результате начнется обратный процесс — расширение жидкости. Вначале расширится слой жидкости у входа в трубопровод (рис. 1,8, *в*), а затем этот процесс распространится последовательно до крана. Расширение жидкости сопровождается ее движением от крана к емкости и уменьшением давления, которое станет равным давлению p_0 в резервуаре (рис. 1.8, *г*).

Объем жидкости, заключенный между краном и емкостью, стремится оторваться от крана. В результате возникает отрицательная ударная волна, которая оставляет за своим фронтом пониженное давление $p_0 - \Delta p$, сжатый трубопровод и соответственно расширившуюся жидкость (рис. 1.8, *д*).

Состояние, фиксирующее момент прихода ударной волны к резервуару, показано на рис. 1.8, *е*. Как и для состояния, изображенного на рис. 1.8, *б*, оно не является равновесным. За ним следует процесс выравнивания давления в трубе до значения p_0 и движения жидкости со скоростью v_0. По достижении ударной волной крана (рис. 1.8, *ж*) возникнет ситуация, имевшая место при закрытии крана (рис. 1.8, *а*). *Таким образом, весь цикл гидравлического удара повторится.*

Время распространения повышенного давления в трубопроводе от крана к емкости и обратного последовательного его уменьшения называют *фазой гидравлического удара.*

Замечено, что от первой к последующим фазам гидравлического удара энергия жидкости вследствие трения и рассеивания уменьшается. Уменьшается при этом и приращение давления Δp (рис. 1.9). Следовательно, сам процесс гидравлического удара постепенно затухает.

Максимальное приращение давления Δp при гидравлическом ударе определяют по формуле Жуковского [25]

$$\Delta p = \rho v_0 c. \tag{1.73}$$

Скорость распространения ударной волны в круглом трубопроводе находят из выражения

$$c = \frac{\sqrt{E_ж/\rho}}{\sqrt{1 + E_ж d/E\delta}}, \tag{1.74}$$

где $E_ж$ — объемный модуль упругости жидкости; E — модуль упругости материала трубы; d, δ — соответственно внутренний диаметр и толщина стенок трубопровода.

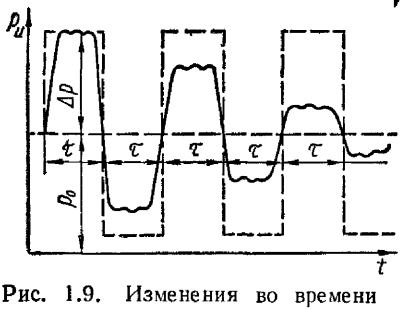


Рис. 1.9. Изменения во времени давления у крана после гидравлического удара

Из зависимости (1.74) видно, что жесткость каналов трубопроводов влияет на скорость c распространения ударной волны. При возрастании жесткости скорость c приближается к скорости распространения звука в жидкой среде. В результате удар-

ные давления в стальных трубах при тех же условиях превышают ударные давления в медных, дюралюминиевых, а также пластмассовых и резиновых шлангах.

Различают полный (прямой) и неполный гидравлические удары. *Полный гидравлический удар* возникает, когда время t перекрытия трубопровода меньше фазы τ гидравлического удара:

$$t < \tau = 2l/a,$$

где l — длина рассматриваемого участка трубопровода. Если $t > \tau$, ударное повышение давления определится лишь той частью начальной скорости, которая будет потеряна в период фазы гидравлического удара, так как ударная волна, отразившись от источника питания, возвратится к крану раньше, чем трубопровод полностью перекроется.

Допустив, что изменение скорости движения жидкости в трубе при *неполном гидравлическом ударе* происходит равномерно, приращение давления можно найти из выражения [25]

$$\Delta p = 2\rho l v_0 / t. \qquad (1.75)$$

Для устранения или уменьшения ударных явлений увеличивают время срабатывания запорно-регулирующих элементов гидроаппаратов, управляющих расходами и давлениями жидкости, а также прибегают к устройствам специальных местных сопротивлений — дросселей в канале трубопровода, которые интенсивно тушат колебания.

ГЛАВА 2

ГИДРОАППАРАТЫ, ОЧИСТИТЕЛИ И ГИДРОАККУМУЛЯТОРЫ

2.1. Гидроаппараты

К *гидроаппаратам* относятся устройства, которые используют для регулирования давления, распределения и управления расходом, изменения направления движения потоков рабочей среды (жидкости) в объемном гидравлическом приводе.

Гидроклапаны давления. *Гидроклапанами давления* называют регулирующие гидроаппараты, предназначенные для управления давлением рабочей среды (жидкости).

Принцип работы гидроклапанов (рис. 2.1) основан на уравновешивании давления рабочей жидкости, действующего на затвор запорно-регулирующего элемента, усилием пружины или груза. Когда сила, создаваемая давлением, преодолеет усилие пружины (груза), клапан поднимется со своего седла и откроет проход для жидкости.

Площадь живого сечения и конфигурация щели образовавшегося прохода определят гидравлическое сопротивление клапана потоку жидкости и будут влиять на изменение давления в напорной и сливной гидролиниях, к которым подключен гидроклапан. В зависимости от формы запирающих элементов различают: шариковые клапаны

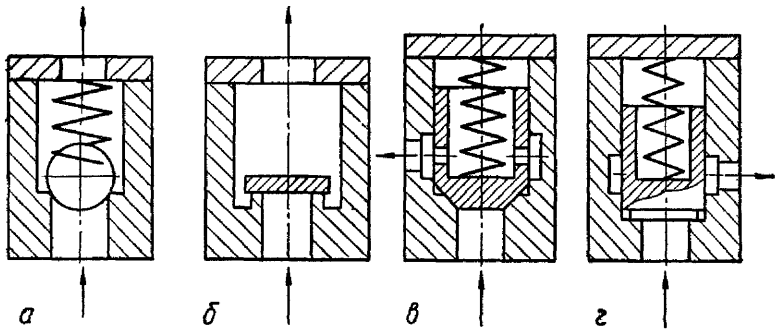


Рис. 2.1. Схемы гидроклапанов давления с затворами:
а — шариковым; *б* — плоским; *в* — коническим; *г* — плунжерным

(рис. 2.1, *а*), клапаны с плоскими (рис. 2.1, *б*), коническими (рис. 2.1, *в*), плунжерными (рис. 2.1, *г*) (золотниковыми) и другими затворами. Седла запираемых каналов могут быть с острыми кромками (рис. 2.1, *а*), в виде плоской (рис. 2.1, *б*), конической (рис. 2.1, *в*), кольцевой (рис. 2.1, *г*), сферической и других форм поверхности. Опыт свидетельствует, что особенности конструкции и конфигурации запирающих элементов гидроклапанов существенно влияют на характер регулирования и стабильность работы гидроаппарата.

Рассмотрим работу гидроклапана с конусным затвором и острокромочным седлом (рис. 2.2, *а*). Допустим, что давление в сливной линии равно атмосферному, а силы трения между подвижными деталями клапана отсутствуют. Тогда клапан откроется при давлении в напорной гидролинии

$$p_к = P_{пр}/f_к, \qquad (2.1)$$

где $f_к = \pi d^2/4$ — проекция поверхности затвора, омываемого рабочей жидкостью, на плоскость, перпендикулярную к его оси; d — диаметр

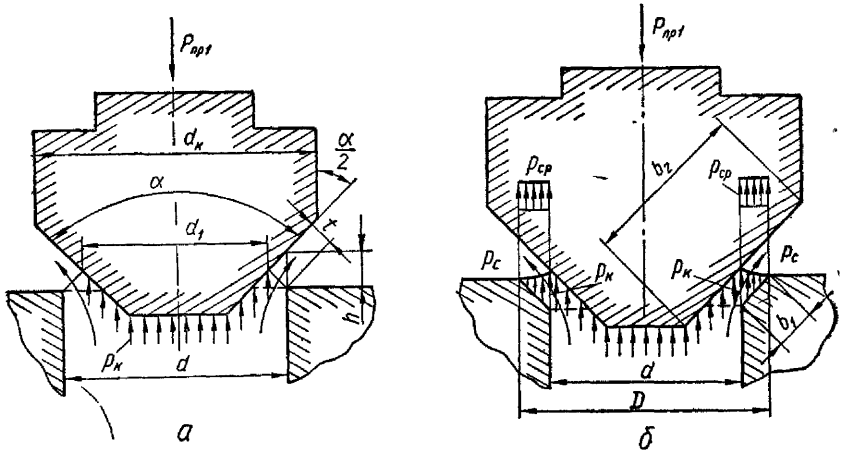


Рис. 2.2. Расчетные схемы гидроклапанов с острокромочным (*а*) и коническим (*б*) седлом

острых кромок седла клапана (диаметр отверстия); $P_{пр}$ — усилие сжатия пружины закрытого клапана.

При подъеме затвора над седлом на высоту h диаметр эффективного сечения конуса затвора уменьшается с d до $d_1 = d - h\sin\alpha$. Теперь избыточное давление будет воздействовать на уменьшенное сечение. В свою очередь дополнительное сжатие пружины на величину h повысит ее противодействие до значения $P_{пр1}$. Тогда для поддержания клапана в открытом для прохождения жидкости состоянии потребуется и большее давление под затвором:

$$p_{к1} = 4P_{пр1}/\pi(d - h\sin\alpha)^2. \qquad (2.2)$$

При работе клапана с коническим седлом (рис. 2.2, *б*) в момент перед поднятием затвора усилие пружины $P_{пр}$ уравновешивается давлением жидкости $p_к$, воздействующей на его поверхность. Площадь этой поверхности равна площади сечения отверстия диаметром d. Как и ранее, предполагаем, что слив жидкости из клапана происходит при атмосферном давлении, т. е. $p_с = 0$, а силы трения ничтожно малы. Тогда

$$P_{пр} = p_к f_к = p_к \pi d^2/4; \qquad (2.3)$$

$$p_к = 4P_{пр}/\pi d^2. \qquad (2.4)$$

После начала движения затвора (отрыва от седла) жидкость будет действовать также и на дополнительную поверхность, равную проекции площади седла на плоскость, перпендикулярную к оси клапана. При этом давление в предзатворной полости увеличивается до значения $p_{к1}$. Соответственно условие равновесия сил, действующих на затвор открытого клапана или в момент его закрытия, будет выражено равенством

$$P_{пр1} = p_{к1} f_к + p_{ср} f_с, \qquad (2.5)$$

где $f_с = \pi(D^2 - d^2)/4$ — проекция площади седла на плоскость, перпендикулярную к оси клапана; $p_{ср}$ — среднее давление на седло. В предположении, что вдоль щели давление меняется по линейному закону, $p_{ср} = (p_{к1} + p_с)/2$. При $p_с = 0$ давление $p_{ср} = p_{к1}/2$. Отсюда давление в предзатворной полости при открытом клапане или в момент его закрытия

$$p_{к1} = P_{пр1}/(f_к + 0{,}5 f_с). \qquad (2.6)$$

Соотношение $(p_{к1} - p_к)/p_{к1}$ характеризует *нестабильность работы гидроклапана*. Пригодными к эксплуатации считаются клапаны, у которых

$$(p_{к1} - p_к)/p_{к1} \leqslant 0{,}2. \qquad (2.7)$$

Для клапана с коническим затвором и седлом с острыми кромками (рис. 2.2, *а*) площадь S проходной щели зависит от высоты подъема h затвора и среднего диаметра $d_{ср}$ образовавшейся щели. Величина

$$d_{ср} = (d_1 + d)/2,$$

где d_1 — диаметр эффективного сечения конуса затвора в поднятом положении (след от перпендикуляров, опущенных из острых кромок седла на коническую поверхность затвора).

Как видно из расчетной схемы,

$$S = \pi l (d + d_1)/2.$$

Поскольку

$$d_1 = d - h \sin \alpha; \quad t = h \sin (\alpha/2),$$

то $S = \pi dh \sin (\alpha/2) [1 - (h/2d) \sin \alpha]$.

Поскольку $h \ll d$, то членом $(h/2d) \sin \alpha$ можно пренебречь и рассчитывать размеры щели по формулам

$$S = \pi dh \sin (\alpha/2); \tag{2.8}$$

$$h = S/\pi d \sin (\alpha/2). \tag{2.9}$$

В клапанах с коническим затвором, где $\alpha = 60...90°$, максимальную высоту подъема h затвора выбирают равной $(0{,}25...0{,}5)\,d$. Обычно диаметр затвора седла $d_к = (1{,}15...1{,}25)\,d$. Чтобы затвор не заклинивало, принимают угол конусности $\alpha > 20°$. Минимальная ширина седла b_1 конического клапана (рис. 2.2, *б*) должна быть не менее 0,25 мм [5].

Рекомендуется также ограничивать средние скорости движения жидкости в клапанах. Так, в клапанах, предназначенных для работы при $\Delta p \leqslant 10$ МПа, скорость движения жидкости $v \leqslant 15$ м/с, а в тех, где $\Delta p \leqslant 20$ МПа, $v = 30$ м/с [5].

По мере открытия затвора меняется скорость потока, а следовательно, и давление жидкости в щели. Для компенсации изменения давления можно использовать, в частности, возникающую в клапане гидродинамическую реакцию потока $P_г$. Направление этой реакции совпадает с направлением действия пружины затвора, а ее значение можно определить из выражения [5, 29]

$$P_г = Q\rho [v_1 - v_2 \sin (\alpha/2)], \tag{2.10}$$

где v_1 и v_2 — средние скорости потока жидкости соответственно в подводящем канале и щели клапана.

Следовательно, изменяя угол α конической части затвора, можно менять значение реактивной силы, чтобы улучшить динамические характеристики клапана. Для этого же используют клапаны, затвор которых имеет обратный конус и даже двухступенчатую конусность.

Следует отметить, что меняющиеся перепады давлений на клапане, с одной стороны, возбуждают колебания его подвижных деталей, а с другой, демпфируют эти колебания. В литературе [5, 13, 29] приведены примеры расчетов и результаты исследований клапанов на устойчивость в работе.

Чтобы уменьшить усилия, действующие на затвор гидроклапана, и соответственно размеры пружин, применяют сбалансированные затворы. В таком клапане (рис. 2.3), который называют дифференциальным, в отличие от конструкции рис. 2.1, *г* золотниковый затвор *1* имеет различные диаметры поясков d_1 и d_2, а пружина *2* уравновешивает лишь усилие от давления жидкости на разность площадей этих поясков:

$$P_{пр} = p (f_2 - f_1) = (\pi/4)\, p (d_2^2 - d_1^2). \tag{2.11}$$

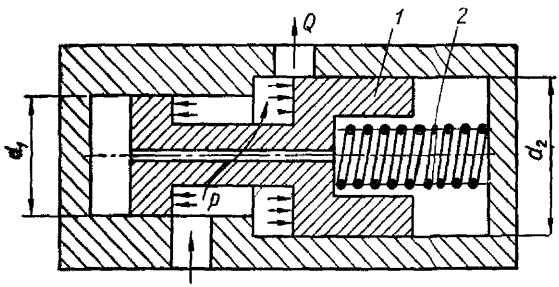


Рис. 2.3. Дифференциальный гидроклапан давления

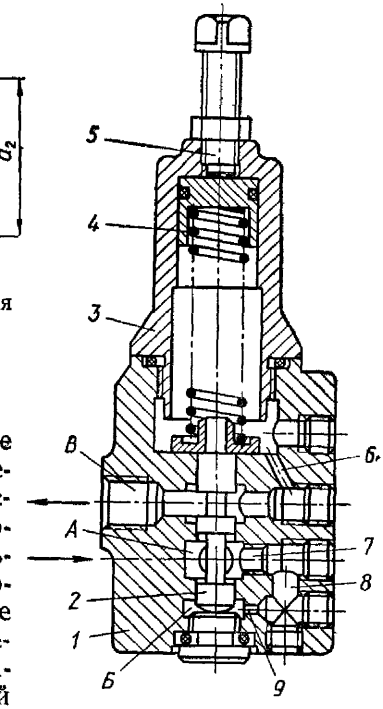


Рис. 2.4. Напорный гидроклапан типа Г-54

Уравнение (2.11) показывает, что усилие пружины может быть (независимо от давления p) столь малым, насколько это допускает сила трения в золотниковой паре. Чтобы работа клапана была удовлетворительной, разность площадей поясков, на которую действует давление, выбирают не менее 0,25 площади поперечного сечения большего пояска затвора. В этом случае уменьшается влияние гистерезиса трения, который проявляется как разность давлений в начале открытия и в конце закрытия затвора [1].

Гидроклапаны, схемы которых изображены на рис. 2.1, *а*, *в*, *г* и на рис. 2.3, в зависимости от места установки в гидросистемах могут выполнять функции напорных, предохранительных и переливных. Так, если клапан предназначен для ограничения давления рабочей жидкости в подключенной к нему гидролинии, его называют *напорным*. Если он предохраняет объемный гидропривод от давления выше установленного, то называется *предохранительным*, а если поддерживает заданное давление, непрерывно сливая жидкость во время действия гидропривода,— *переливным*. Вполне очевидно, что напорный гидроклапан может выполнять функции переливного и предохранительного клапанов. Гидроклапан давления, поддерживающий в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкое давление, чем давление в подводимом потоке, называют *редукционным*.

Напорные, предохранительные и переливные гидроклапаны устанавливают на ответвлениях от гидролиний, в которых они регулируют давление рабочей среды, а редукционные — последовательно с такой гидролинией.

Функциональное назначение гидроклапана, как правило, сказывается и на его конструкции. Так, на рис. 2.4 показан напорный гидроклапан типа Г-54, широко используемый в объемном гидроприводе станков. От контролируемой напорной гидролинии через отверстия *7*, *8*, *9* жидкость подводится в полости *А* и *Б* клапана. Если усилие от давления жидкости, действующее на торец золотника в полости *Б*,

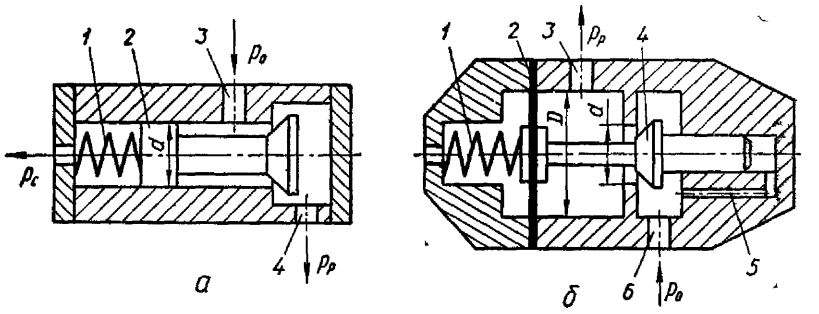


Рис. 2.5. Схемы редукционных гидроклапанов:
а — с коническим затвором; *б* — высокой чувствительности

окажется бо́льшим силы пружины *4*, то золотник поднимется и соединит полости *A* и *B*. В результате в полости *A* и, следовательно, в гидролинии установится давление, настроенное пружиной. При падении давления золотник отожмется пружиной в крайнее нижнее положение. Для настройки пружины на определенное давление в колпаке *3* установлен регулировочный винт *5*. Утечки жидкости из пружинной полости отводятся через отверстия *6* корпуса *1*.

В простейшем редукционном гидроклапане (рис. 2.5, *а*) усилием пружины *1* золотник *2* клапана отжимается и отрывает конусную головку (затвор) от седла. При этом образуется щель для протока жидкости из канала *3* в канал *4*. При дросселировании жидкости через щель в канале *4* устанавливается давление $p_р < p_0$. Если давление в канале *4* превысит настроенное пружиной, то под его действием золотник начнет перемещаться обратно, сокращая площадь щели до тех пор, пока не установится заданное давление $p_р$.

При закрытом клапане золотник *2* статически уравновешен от воздействия входного давления p_0, так как эффективная площадь конического затвора равна площади левого торца пояска плунжера: $f_к = \pi d^2/4$. Клапан будет открыт при $P_{пр} \geqslant p_р f_к$ и закрыт при $P_{пр} \leqslant p_р f_к$. Предполагается, что при малом ходе золотника изменением усилий, развиваемых пружиной, а также изменениями эффективной площади затвора можно пренебречь.

Чтобы получить устойчивые малые значения редуцированного давления, используют гидроклапаны диафрагменного типа (рис. 2.5, *б*). Под давлением p_0 жидкость подводится к клапану через канал *6* и, пройдя щель между коническим затвором и седлом, поступает к потребителю через канал *3*. Пружина *1* через диафрагму *2* стремится сместить затвор *4* с седла, а давление жидкости — прижать его к седлу. Таким образом, при назначенных размерах деталей клапана редуцированное давление зависит от усилий, развиваемых пружиной. Для демпфирования колебаний затвора *4* в корпусе клапана просверлено отверстие *5* малого диаметра.

Соотношение между давлением жидкости, которое регулируется в диафрагменном клапане, и конструктивными размерами элементов его деталей можно найти из известного выражения (1.72) расхода че-

рез щель с острыми кромками:

$$Q = \mu S \sqrt{(2/\rho)(p_0 - p_р)}$$

и условия равновесия сил, действующих на затвор клапана:

$$P_{пр} - ch - (\pi d^2/4)(p_0 - p_р) - (\pi D^2/4)\, p_р = 0, \qquad (2.12)$$

где μ — коэффициент расхода; h — ход клапана; S — площадь дросселирующей щели. При конусном затворе с углом конуса α и седле с острыми кромками $S = \pi dh \sin(\alpha/2)$; D и d — диаметры мембраны и седла клапана; $P_{пр}$ — сила, развиваемая пружиной при закрытом клапане; c — жесткость пружины.

Рассмотренные клапаны называются *клапанами прямого действия*, поскольку их затворы перемещаются непосредственно от воздействия потока рабочей среды (жидкости) на запорно-регулирующие элементы. В практике широко распространены гидроклапаны *непрямого действия*, в которых размеры регулируемых проходов изменяются основным запорно-регулирующим элементом под воздействием потока жидкости на вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

Современные конструкции предохранительных гидроклапанов непрямого действия рассмотрим на примере гидроклапана типа М-КП (рис. 2.6).

Гидроклапан обычного исполнения (рис. 2.6, *а*) скомпонован из двух устройств — переливного золотника и вспомогательного предохранительного клапана, собранных в корпусах *1* и *5*. Рабочая жидкость из системы подводится в полость *П* и через отверстия *К*, *И* и *Ж* — под торец золотника *2*. Одновременно через демпферное отверстие *Б* жидкость поступает в полость *А* и по отверстиям *В* и *Г* — под запорный элемент *8* вспомогательного клапана, который настроен на определенное давление. Пока давление, действующее на запорный элемент *8*, не превысит усилия настройки пружины *7*, гидравлически уравновешенный золотник *2* прижимается пружиной *3* к седлу *4*. Как только давление в системе повысится сверх установленного, запорный элемент *8*, преодолевая усилие пружины *7*, отойдет от седла *6* и жидкость через отверстия *Д* и *Е* поступит на слив. При этом из-за перепада давлений на демпферном отверстии *Б* равновесие сил, действующих на золотник *2*, нарушится и последний под давлением жидкости сместится вниз, соединяя полость *П* с полостью слива *С*, что приведет к уменьшению давления в системе. Когда давление в гидросистеме оказывается ниже давления, на которое отрегулирована пружина *7*, запорный элемент *8* вспомогательного клапана закрывается. Таким образом, давление, действующее с обеих сторон на золотник *2*, уравновешивается и усилием пружины *3* золотник прижимается к седлу *4*. Для разгрузки системы в гидроклапане предусмотрено отверстие *Л* (обычно закрытое пробкой), к которому при необходимости присоединяют узел управления разгрузкой.

На рис. 2.6, *б* представлен предохранительный гидроклапан, отличающийся от ранее рассмотренного наличием узла электромагнитного управления разгрузкой. При выключении электромагнита *12* золотник *11* под действием пружины *10* открывает путь сливу жидкости из подклапанной полости *А*. Гидроклапан при этом находится

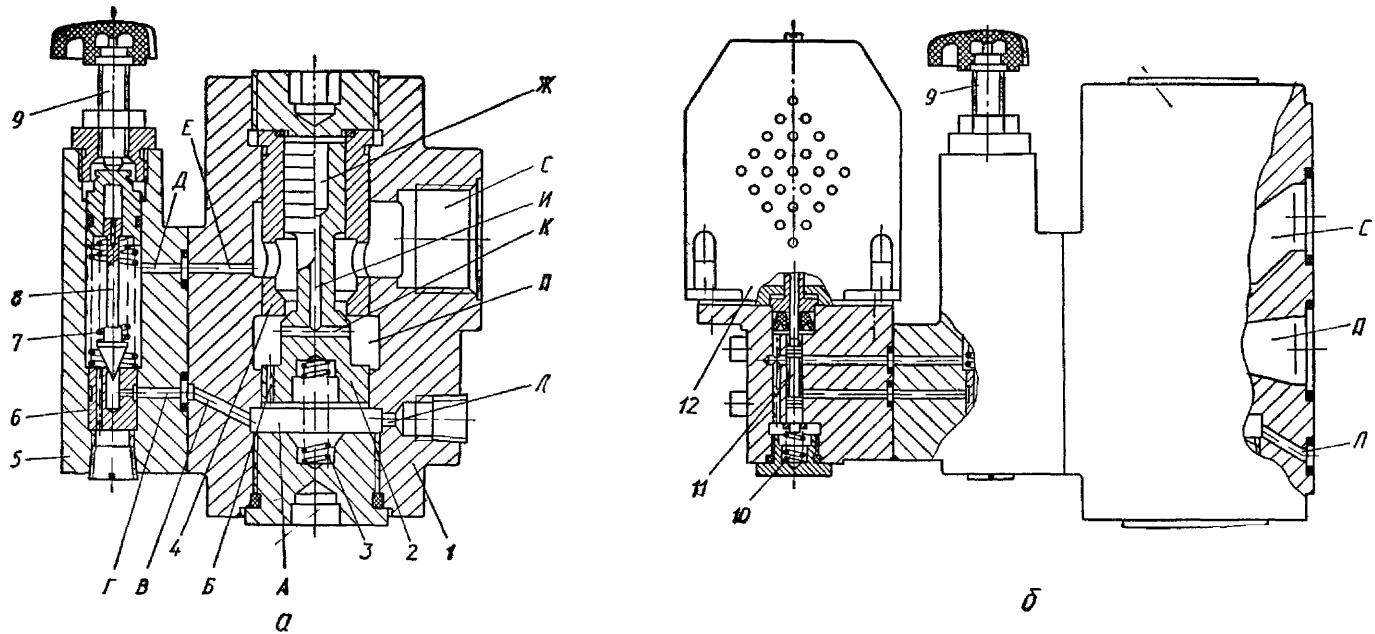


Рис. 2.6. Предохранительный гидроклапан непрямого действия типа М-КП:
а — в обычном исполнении, *б* — с электромагнитным управлением разгрузкой

в разгруженном состоянии. При включенном электромагните *12* гидроклапан работает так же, как и клапан, изображенный на рис. 2.6, *а*.

Настраивают гидроклапаны на необходимое давление регулировочным винтом *9*.

Редукционный гидроклапан непрямого действия типа Г-57 показан на рис. 2.7. Жидкость от напорной гидролинии подводится в полость *В* клапана и далее через кольцевую щель, частично перекрываемую рабочей кромкой золотника *1*, поступает в полость *Г*, которая соединена с потребителем. Полость *Г* через отверстия в корпусе *2* и плунжере золотника *1* соединена с полостями *Б*, *Д*, *Е*. Из полости *Е* малые дозы жидкости постоянно отводятся через шариковый предохранительный клапан на слив. Поскольку поступление жидкости в полость *Е* сдерживается малым осевым отверстием демпфера *5*, то и давление в ней будет меньшим, чем в полостях *Б*, *Г* и *Д*. В результате создается гидравлическая неуравновешенность плунжера золотника *1*. Золотник перемещается вверх, сжимая пружину *4*, и своей рабочей кромкой перекрывает поток жидкости из полости *А* в полость *Г*. Вследствие дросселирования давление жидкости в полости *Г* понижается и устанавливается равным давлению, на которое настроен предохранительный клапан пружиной *3*.

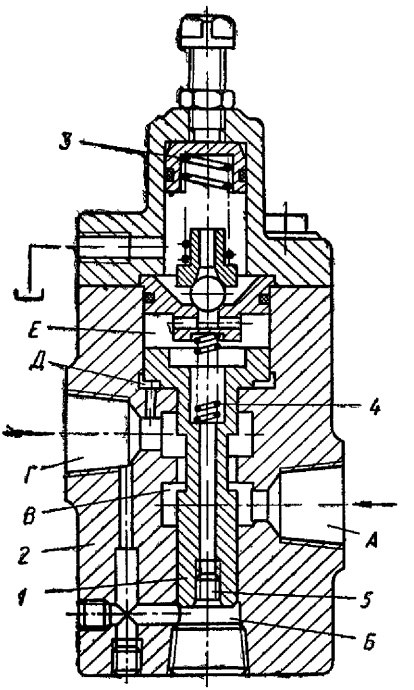


Рис. 2.7. Редукционный гидроклапан типа Г-57

Если увеличится давление в полости *Г*, то возрастет расход жидкости через отверстие демпфера *5*, что вызовет увеличение перепада давления в полостях клапана, а следовательно, и смещение плунжера *1* вверх, уменьшение кольцевой щели, соединяющей полости *А* и *Г*, и понижение давления в полости *Г* до настроенного уровня. С уменьшением давления в полости *Г* плунжер опускается, увеличивая кольцевую щель, и восстанавливает необходимое значение редуцированного давления.

В отличие от ранее рассмотренных схем редукционных клапанов, клапан Г-57 (рис. 2.7) поддерживает давление независимо от того, используют или не используют жидкость потребители.

Гидроаппараты управления расходом. Гидродемпферы. Для управления расходом рабочей среды (жидкости) применяют гидравлические дроссели и регуляторы расходов.

Гидродроссели. *Гидродросселями* называют устройства, предназначенные для создания сопротивления потоку рабочей среды. По принципу действия различают дроссели вязкостного и инерцион-

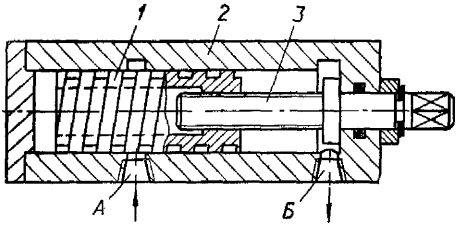


Рис. 2.8. Регулируемый дроссель вязкостного сопротивления

ного сопротивлений, а по способу управления — регулируемые и нерегулируемые.

Основной характеристикой дросселей любого исполнения является зависимость расхода рабочей среды (жидкости) Q, протекающего через устройство, от перепада давления Δp в его полостях:

$$Q = \varphi(\Delta p). \qquad (2.13)$$

В *дросселях вязкостного сопротивления* функциональная зависимость (2.13) уточняется также влиянием вязкости и температуры жидкости, режима течения, формы и длины канала. Для расчета перепада давления жидкости, протекающей через такие дроссели с круглым сечением канала, пользуются известной формулой А. Дарси — Ю. Вейсбаха (1.57):

$$\Delta p = \lambda (l/d)(v^2/2)\rho,$$

а для каналов любой формы поперечного сечения — формулой

$$\Delta p = \lambda (l/4R)(v^2/2)\rho, \qquad (2.14)$$

где R — гидравлический радиус, равный отношению площади сечения канала S к его периметру χ.

Гидродроссели вязкостного сопротивления регулируют, изменяя длину их каналов. Дроссель (рис. 2.8) состоит из винта *1*, плотно вставленного в корпус *2*, и вспомогательного винта *3*, который перемещает винт *1*. Жидкость поступает в отверстие *А* и, пройдя винтовую канавку, вытекает из отверстия *Б*. Как видно из рисунка, при осевом перемещении винта *1* меняется длина канала для прохода жидкости и, соответственно, сопротивление дросселя.

Потери напора Δp в дросселе, если форма канавки прямоугольная со сторонами a и b, можно найти из выражения

$$\Delta p = \lambda \frac{l(a+b)}{2ab} \frac{v^2}{2} \rho, \qquad (2.15)$$

так как гидравлический радиус $R = ab/2(a+b)$.

В *гидродросселях инерционного сопротивления* используются особенности истечения жидкости через отверстия с острыми кромками, характеризующиеся независимостью перепада давления и расхода от вязкости жидкости. Благодаря этому исключается и влияние температур жидкости на расходные характеристики устройства. Расход жидкости через такой дроссель можно найти по зависимости (1.72):

$$Q = \mu S \sqrt{(2/\rho)\Delta p}.$$

В наиболее простом исполнении дроссель инерционного сопротивления (рис. 2.9) представляет собой тонкую шайбу (перемычку) с круглым отверстием (рис. 2.9, *а*). Круглое отверстие, выбранное в качестве элемента сопротивления, помимо простоты в изготовлении, обладает еще и тем преимуществом, что имеет наименьший периметр

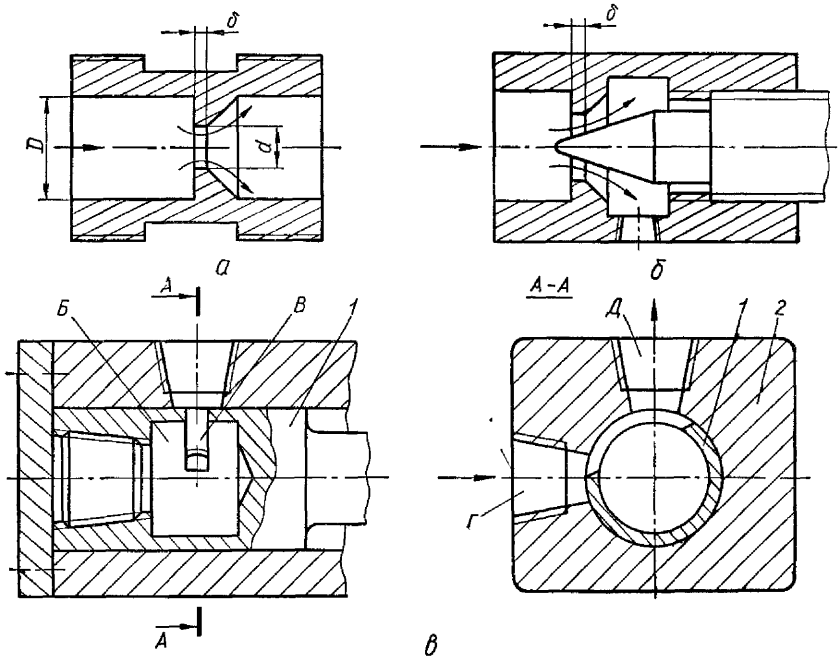


Рис. 2.9. Дроссели инерционного сопротивлений:
а — с отверстием в тонкой перемычке; *б* — с игловым или коническим затвором; *в* — с крановым затвором

живого сечения по сравнению с другими формами отверстий равной площади. Это, в свою очередь, уменьшает вероятность его засорения. Напомним, что для устранения фактора вязкого трения необходимо стремиться уменьшить толщину δ стенок шайбы. Для этого выполняют фаску на выходной стороне шайбы.

При дросселировании часть энергии потока жидкости превращается в теплоту. Практика показывает, что тепловыделение повышается с увеличением перепада давления и скорости потока. Считается допустимым, чтобы средняя скорость течения жидкости в живом сечении дросселя была в 9—10 раз больше, чем в подводящем канале. Таким образом, площадь живого сечения дросселя (рис. 2.9, *а*) можно определить из соотношения

$$S = 0{,}1S_{тр}, \qquad (2.16)$$

где S — площадь отверстия в шайбе (перемычке); $S_{тр}$ — площадь отверстия подводящего канала (трубопровода).

Для регулирования сопротивлений инерционных дросселей применяют подвижные игловые или конические (рис. 2.9, *б*) и крановые (2.9, *в*) затворы. Простейший крановый дроссель (рис. 2.9, *в*) состоит из корпуса *2* и цилиндрического поворотного крана *1*, внутри которого выполнен карман *Б*. Этот карман через лыску *В* может соединяться с отверстиями *Д* и *Г*. Чтобы изменить площадь проходных щелей, игловым и коническим затворам сообщают осевые перемещения относительно корпуса устройства, а крановым — угловые.

Регуляторы расхода. Функциональная зависимость расхода от перепада давлений на гидродросселе $Q = \varphi(\Delta p)$ порождает так называемую «структурную неравномерность расхода», которая является следствием изменений давления жидкости в гидролиниях, присоединенных к этому аппарату [1, 15]. Так, если давление p_0 в гидролинии, присоединенной к входному каналу инерционного дросселя, постоянно, а давление p_c в сливной гидролинии меняется с течением времени, то расход жидкости через устройство зависит от значения p_c: при $p_c = 0$

$$Q_1 = \mu_1 S \sqrt{(2/\rho)\, p_0},$$

а при $p \neq 0$

$$Q_2 = \mu_2 S \sqrt{(2/\rho)\,(p_0 - p_c)}.$$

Вполне очевидно, что при постоянстве площади S проходной щели дросселя и неизменности коэффициентов расхода $Q_1 > Q_2$. Их отношение

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{1}{1 - (p_c/p_0)}} \qquad (2.17)$$

и характеризует неравномерность дозирования жидкости дросселем в зависимости от перепада давления в его полостях.

Для устранения или уменьшения «структурной неравномерности расхода» при дросселировании создают устройства, которые называются *регуляторами расхода*. Они состоят из гидродросселя и присоединенного к нему параллельно или последовательно редукционного клапана, который обеспечивает постоянство перепада давлений на дросселе, а следовательно, и расхода жидкости через гидроаппарат при переменных давлениях.

В регуляторе расхода типа Г55-2 (рис. 2.10, *а*) жидкость к гидроаппарату поступает через входное отверстие в полость *Г* редукционного клапана и далее через кольцевую щель *В*, образованную цилиндрической проточкой в корпусе и пояском золотника *4*, в полость *Б*. Из полости *Б* поток жидкости, преодолевая сопротивление щели *Е* крана *2*, проходит в полость *Д*, соединенную с каналом отвода в корпусе *1*. Постоянство расхода достигается тем, что плунжер редукционного клапана находится под воздействием редуцированного давления, давления в отводящей магистрали и усилия пружины.

Рассмотрим более подробно процесс регулирования расхода жидкости, протекающей через гидроаппарат.

При указанном на рис. 2.10, *а* направлении движения жидкости между полостями *Г* и *Б* создается перепад давлений. Если давление в полости *Г* изменится, то это вызовет мгновенное изменение давления и в полости *Б*, вследствие чего золотник *4* начнет перемещаться, меняя сопротивление щели *В* до тех пор, пока давление в полости *Б* не станет соответствовать настроенному пружиной *3*. Повышение давления в полости *Г* вызывает перемещение золотника *4* вверх, уменьшение — вниз.

В случае изменения давления в полости *Д* также нарушится равновесие золотника *4*. Если это давление повысится, то, воздействуя совместно с пружиной на верхний торец золотника, вынудит его переместиться вниз, что, в свою очередь, увеличит давление в полости *Б*

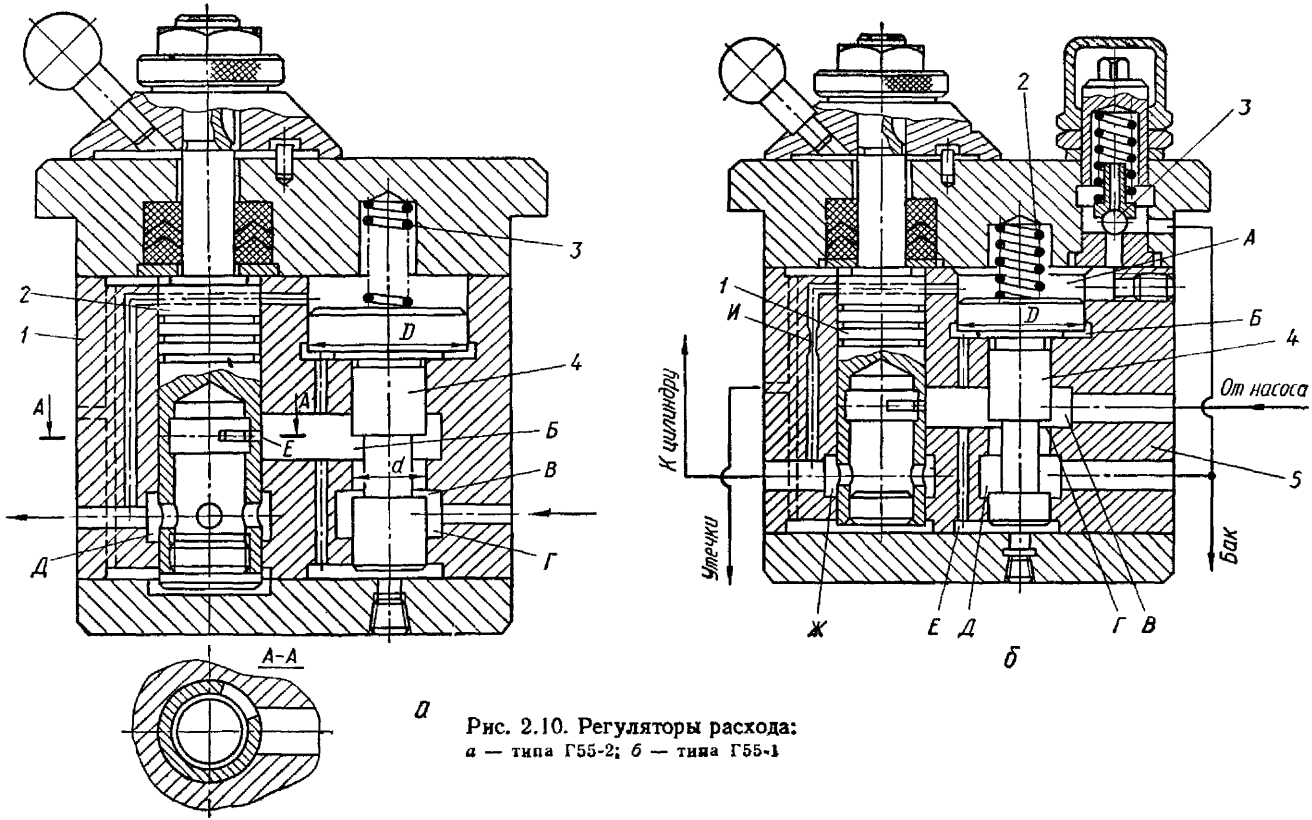


Рис. 2.10. Регуляторы расхода:
а — типа Г55-2; *б* — типа Г55-1

за счет увеличения живого сечения (уменьшения сопротивления) щели *В*. Нетрудно заметить, что уменьшение давления в полости *Д* вызовет перемещение золотника *4* вверх.

Колебательные движения золотника *4* будут продолжаться до тех пор, пока он не займет такое положение относительно корпуса устройства, при котором обеспечится постоянство перепада давлений на дросселе *Е*.

При медленно протекающем процессе регулирования условие равновесия золотника редукционного клапана может быть записано в следующем виде:

$$p_р F = p_д F + P_{пр},$$

или после простейших преобразований как

$$\Delta p = p_р - p_д = 4P_{пр}/\pi D^2, \qquad (2\ 18)$$

где $p_р$ — редуцированное давление (в полости *Б*); $p_д$ — давление в канале отвода (в полости *Д*); F — эффективная площадь золотника редукционного клапана; $P_{пр}$ — усилие пружины.

Поскольку перемещения золотника *4* редукционного клапана в процессе регулирования очень малы и вызывают лишь незначительные приращения усилий пружины, то правую часть равенства (2.18) в первом приближении можно принять величиной постоянной. Следовательно, в пределах принятых допущений перепады давления на дросселе и его расход будут постоянны.

Регулятор расхода типа Г55-1 (рис. 2.10, *б*), как и аппарат Г55-2, состоит из кранового гидродросселя *1* и клапана *4*. Но в Г55-1 предусмотрен также предохранительный клапан *3*, который подключен через систему каналов к последроссельной камере.

Рабочая жидкость от напорной гидролинии поступает в полость *В*, а из нее через щель дросселя — в полость *Ж* отвода к цилиндру гидродвигателя. Полость *В* каналами соединена с полостями *Б* и *Е*, а кольцевым отверстием *Г* — с полостью *Д*. Полость *Ж* через демпфер *И* соединяется с полостью *А*. Таким образом, на клапан *4* одновременно действуют усилия, создаваемые давлениями p_0 в напорной гидролинии и $p_д$ в линии питания гидродвигателя, а также сила пружины $P_{пр}$. Если эффективную площадь клапана *4* обозначить через F, то условием равновесия при медленно протекающих процессах регулирования будет

$$p_0 F = p_д F + P_{пр}.$$

Отсюда перепад давлений Δp на дросселе

$$\Delta p = p_0 - p_д = 4P_{пр}/\pi D^2. \qquad (2.19)$$

Если пренебречь приращениями усилий пружины *2*, которые возникают в процессе регулирования, то зависимость (2.19) будет свидетельствовать о постоянстве перепада давления на дросселе. При этом изменения давления $p_д$ нагрузки вызовут соответствующие изменения давления в полости *В*, что обеспечивается автоматически клапаном *4*. Так, при повышении $p_д$ клапан *4* опустится, увеличит сопротивление щели *Г* и тем самым поднимет давление p_0 в полости *В*. Если давление $p_д$ достигнет критических значений, откроется предо-

хранительный шариковый клапан *3* и соединит полость *А* со сливом. В результате клапан *4* под действием p_0 поднимется и начнет сбрасывать жидкость на слив, разгружая тем самым напорную гидролинию.

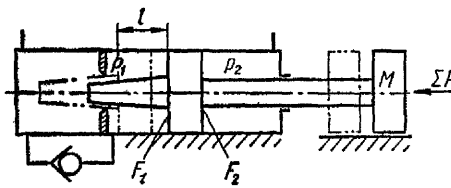


Рис. 2.11. Схема встроенного гидродемпфера с гидродросселем переменного сечения

Гидродемпферы. В металлорежущих станках, кузнечно-прессовом оборудовании, других машинах и механизмах гидравлические двигатели (чаще всего гидроцилиндры) используются для возвратно-поступательных перемещений деталей или узлов большой массы. В этих условиях инерционные силы, возникающие при остановке или реверсе гидродвигателей, бывают значительными. Для предотвращения ударов в конце хода применяют устройства, которые называются *демпферами*.

Принцип действия большинства демпферов основан на дросселировании вытесняемой из полостей гидродвигателей рабочей жидкости. При этом энергия движущихся масс рассеивается, превращаясь в теплоту. Торможение (демпфирование) гидродвигателя в конце хода может осуществляться как встроенными в двигатели, так и выносными гидродросселями. Могут применяться дроссели с переменными и с постоянными сечениями каналов.

Рассмотрим схему демпфирования со встроенным дросселем переменного сечения (рис. 2.11). Дроссель выполнен в виде отверстия во фланце силового цилиндра, которое запирается в процессе торможения коническим хвостовиком, присоединенным к поршню.

Уравнением движения поршня в процессе торможения будет выражение

$$p_1F_1 = m\,(d^2l/dt^2) + \Sigma P + p_2F_2, \qquad (2.20)$$

где p_1 — давление торможения; p_2 — давление в рабочей полости гидродвигателя; ΣP — сумма внешних сил, приведенная к оси гидродвигателя; F_1 и F_2 — эффективные площади левой и правой сторон поршня; l — тормозной путь; d^2l/dt^2 — ускорение торможения; t — время торможения; m — масса подвижных частей гидродвигателя и присоединенных к нему деталей.

Расчет демпфера сводится к определению площадей живых сечений S_1 и S_2 дросселя в начале и в конце торможения, а также давления торможения p_1, которое принимают постоянным. Тормозной путь l устанавливают, как правило, в зависимости от целевого назначения гидравлического двигателя и выбирают в пределах $l = 5...25$ мм [1].

Время торможения двигателя находят из отношения

$$t = l/\Delta v = l/(v_0 - v_t), \qquad (2.21)$$

где v_0, v_t — скорость движения поршня соответственно в начале и в конце торможения; Δv — приращение (падение) скорости.

Ускорение при торможении

$$d^2l/dt^2 = (v_0 - v_t)/t = (v_0 - v_t)^2/l. \qquad (2.22)$$

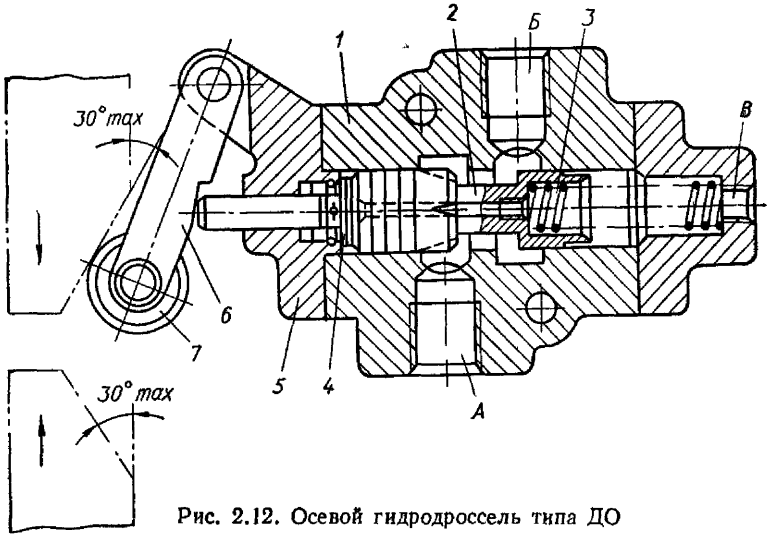


Рис. 2.12. Осевой гидродроссель типа ДО

Тогда давление торможения p_1 можно найти из соотношения

$$p_1 = \frac{m(v_0 - v_t)^2/l \pm \Sigma P + p_2 F_2}{F_1}. \qquad (2.23)$$

Вычисленное значение p_1 не должно превышать допустимого давления, обеспечивающего прочность цилиндра двигателя. В практике [1] принимают

$$p_1 \leqslant 1{,}25 p_0, \qquad (2.24)$$

где p_0—предельно допустимое давление питания силового цилиндра, зависящее от его типоразмера: 10 МПа $\leqslant p_0 <$ 20 МПа.

Исходя из вычисленных значений p_1, определяют площади S_1 и S_2 живого сечения дросселя в начале и в конце торможения по зависимости (1.72):

$$S_1 = \frac{v_0 F_1}{\mu_1 \sqrt{(2/\rho)\, p_1}}, \qquad (2.25)$$

$$S_2 = \frac{v_t F_1}{\mu_2 \sqrt{(2/\rho)\, p_1}}. \qquad (2.26)$$

Скорость в конце торможения обычно вычисляют по зависимости [1]

$$v_t = (0{,}1 \ldots 0{,}2)\, v_0. \qquad (2.27)$$

Характер процесса торможения двигателя (поршня силового цилиндра) будет аналогичен описанному, если применить для этой цели осевой гидродроссель типа ДО (рис. 2 12). Управляется гидродроссель ДО кулачками, которые крепят к подвижному основанию станка, машины при установке гидродросселя на подвижном элементе гидродвигателя или к подвижным штокам и цилиндрам при неподвижном дросселе.

Рабочая жидкость подводится к дросселю через отверстие *А* и отводится через отверстие *Б*. Когда кулачок управления начинает

воздействовать на ролик *7* рычага *6*, толкатель *4* перемещает золотник *2* вправо и уменьшает сечение (увеличивает сопротивление) дросселирующей щели, образованной проточкой в корпусе *1* и плунжером золотника. При отводе кулачка пружина *3* возвращает золотник в крайнее левое положение до упора бурта толкателя в крышку *5*. Утечки сливаются через отверстие *В*.

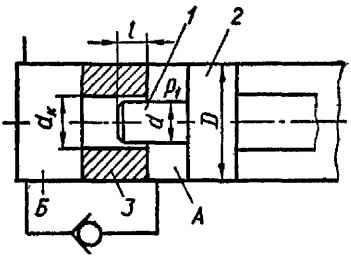


Рис. 2.13. Схема встроенного гидродросселя переменного сопротивления

Встроенный в силовой цилиндр гидродроссель переменного сопротивления (рис. 2.13) состоит из цилиндрического выступа *1*, который входит в конце хода поршня *2* в камеру *Б*, запирая при этом некоторый объем жидкости в камере *А*. Запертый объем при дальнейшем движении поршня выдавливается через узкую кольцевую щель, образованную выступом поршня и стенками перемычки *3*, в камеру *Б* и далее на слив.

При перемещении поршня на величину l тормозного пути текущее значение давления торможения p_1 можно найти из зависимости [1, 13]

$$p_1 = 12\mu_д l v_t F/\pi d_к \delta^3, \qquad (2.28)$$

где v_t — текущая скорость торможения; $F = \pi (D^2 - d_к^2)/4$ — площадь поршня, на которую действует давление торможения; δ — радиальный зазор между наружной поверхностью выступа поршня и отверстием в перемычке; $\mu_д$ — динамический коэффициент вязкости жидкости. Отсюда усилие сопротивления демпфера

$$p_1 F = 12\mu_д l v_t F^2/\pi d_к \delta^3. \qquad (2.29)$$

Элементы такого демпфера рассчитывают, как и ранее, назначая путь торможения l, предельное значение давления демпфирования p_1 и конечную скорость v_t торможения.

Направляющие гидрораспределители предназначены для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей среды (жидкости) в гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. В зависимости от особенностей выполнения запорно-регулирующих элементов различают: золотниковые, крановые и клапанные гидрораспределители. Управляться эти аппараты могут электрическими, гидравлическими, механическими, пневматическими устройствами или вручную.

Золотниковые гидрораспределители относятся к наиболее распространенным направляющим гидроаппаратам, что обусловлено относительной простотой конструктивного исполнения и удобством гидростатической разгрузки их запорно-регулирующих элементов (золотников). По числу занимаемых золотниками фиксируемых положений различают двух-, трех- и многопозиционные гидрораспределители. Количество же выполненных в корпусах гидрораспределителей каналов (линий), по которым могут направляться потоки жидкости, уточняется названиями «трех-», «четырех-» и «пятилинейный». Как правило, число распределительных каналов в

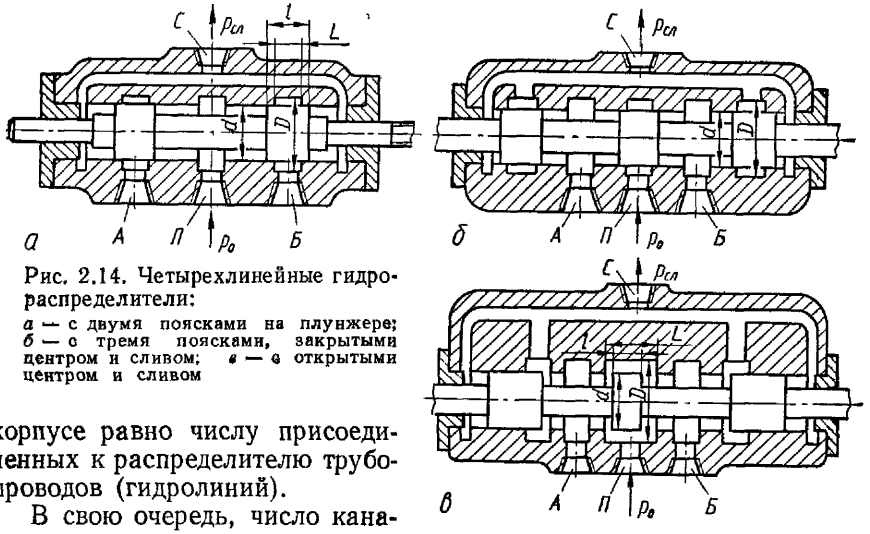


Рис. 2.14. Четырехлинейные гидрораспределители:
а — с двумя поясками на плунжере; *б* — с тремя поясками, закрытыми центром и сливом; *в* — с открытыми центром и сливом

корпусе равно числу присоединенных к распределителю трубопроводов (гидролиний).

В свою очередь, число каналов, имеющихся в корпусе распределителя, определяет и конструкцию подвижного золотника. Он может иметь два, три, четыре и больше поясков. Пояски являются как затворами этих каналов, так и уплотняющими элементами конструкции.

Четырехлинейные распределители наиболее распространены и выполняются с золотниками, которые могут иметь два (рис. 2.14, *а*) или три (рис. 2.14, *б*, *в*) пояска. Рабочая жидкость подводится к распределителям через каналы *П*, а каналы *А* и *Б* присоединяются к полостям гидродвигателя, слив осуществляется через отверстие *С*. Длина пояска l золотника и длина проточек карманов L корпуса, а также их взаимное расположение определяют условия соединения соответствующих каналов распределителя, а следовательно, направления движения потоков жидкости и расходные характеристики гидроаппарата.

Так, на рис. 2.14, *а*, *б* показаны схемы распределителей, в которых при нейтральном положении золотника каналы подвода *П* изолированы от каналов *А*, *Б* и *С*. Это достигается перекрытием карманов корпуса поясками золотника, поскольку $l > L$. Такие гидрораспределители называются *распределителями с закрытым центром и сливом*.

На рис. 2.14, *в* показано устройство, в котором длина l среднего пояска золотника меньше длины L центральной проточки корпуса, а осевое расстояние между крайними поясками золотника больше расстояния между карманами корпуса, присоединяемыми к сливу. В результате при нейтральном положении золотника между кромками поясков и карманов образуются открытые окна и система полностью разгружается от давления жидкости, поскольку каналы *П*, *А*, *Б* соединяются со сливом *С*. Такой аппарат называется *гидрораспределителем с открытым центром и сливом*.

Возможны и другие схемы конструктивного исполнения золотниковых гидрораспределителей. Приведем конструкции и опишем работу плунжерных (золотниковых) распределителей, которые широко

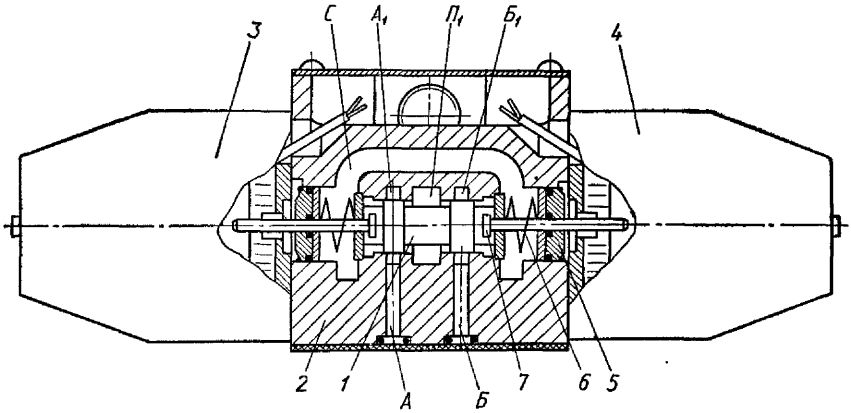


Рис. 2.15. Золотниковый гидрораспределитель типа Р-102

применяются в гидрофицированных машинах и, в частности, в металлорежущих станках.

В корпусе *2* гидрораспределителя типа Р-102 (рис. 2.15) выполнены каналы и проточки: $П$ (на рис. 2.15 не показан) и $П_1$ — подвода от напорной гидролинии; $А$, $А_1$, $Б$, $Б_1$ — отвода к гидродвигателю; $С$ — слива жидкости. В корпусе расположены также: золотник *1*, толкатели *7*, пружины *6* и втулки *5*. Конструкции корпуса и толкателей позволяют присоединить к ним электромагниты, гидро- или пневмоголовки, ролик или рукоятку управления. На рис. 2.15 показан гидрораспределитель с электромагнитным управлением трехпозиционного исполнения. При включении электромагнита *4* золотник *1* тягой *7* передвинется вправо. Это перемещение позволит соединить центральную проточку $П_1$ с проточкой $Б_1$, а проточку $А_1$ — со сливом $С$. При включении электромагнита *3* происходит изменение направления потока жидкости.

По конструктивному исполнению распределители Р-102 могут быть как двух-, так и трехпозиционными, четырех- и пятилинейными. При пятилинейном исполнении нет обводного канала $С$, соединяющего торцевые полости со сливом. Распределители типа Р-102 рассчитаны на номинальные давления 20 МПа и расход 40 л/мин.

Чтобы уменьшить усилия управления распределителем, пропускающим большие расходы жидкости, применяют двухступенчатые (двухкаскадные) устройства. В качестве распределителя первого каскада используют устройства со струйной трубкой, типа сопло-заслонка, но чаще всего — золотниковые распределители с малым диаметром золотника.

Двухкаскадный золотниковый распределитель типов Р-502...Р-508 (рис. 2.16) состоит из вспомогательного золотникового гидрораспределителя *7* типа Р-102 и основного золотникового гидрораспределителя, собранного в корпусе *2*. В корпусе перемещается плунжер *1*, на штоки которого надеты шайбы *5* с пружинами *3*. Торцевые полости корпуса прикрыты крышками *4*. Для гидравлического центрирования золотника (рис. 2.16, *б*) вставляют дополнительные втулку *10* и плун-

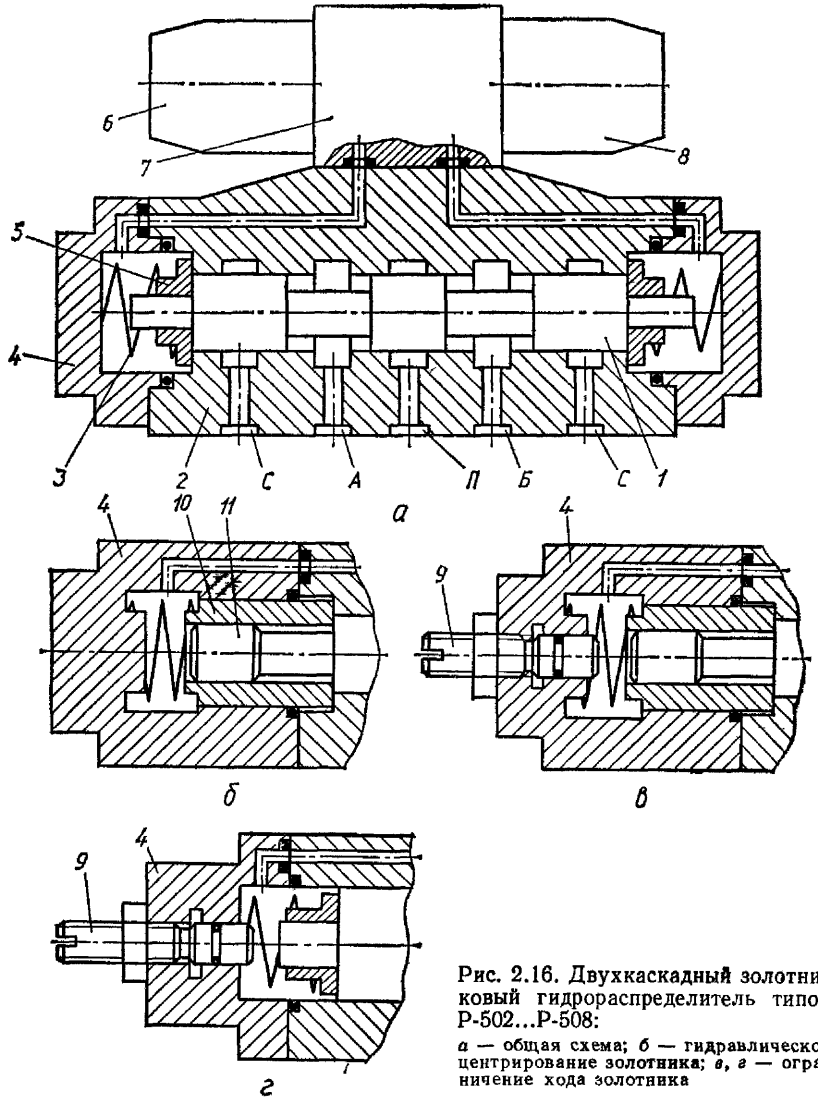


Рис. 2.16. Двухкаскадный золотниковый гидрораспределитель типов Р-502...Р-508:

а — общая схема; *б* — гидравлическое центрирование золотника; *в*, *г* — ограничение хода золотника

жер *11*, а для ограничения хода золотника (рис. 2.16, *в*, *г*) используют крышки с регулировочными винтами *9*.

При работе гидрораспределителя основной поток жидкости поступает через канал *П* корпуса. Для управления вспомогательным гидрораспределителем поток может поступать через ответвление от напорной гидромагистрали или от индивидуального источника питания. При включении одного из электромагнитов *6* или *8* гидрораспределитель *7* соединяет одну из торцевых полостей основного распределителя с потоком управления, а другую — со сливом. Под давлением жидкости золотник перемещается до упора в крышку в сторону, ко-

торая соединена со сливом. В результате этого перемещения проточки *П* и *С* соединяются соответственно с проточками *А* и *Б*, сообщающимися через каналы с полостями гидродвигателя.

В распределителях с гидравлическим центрированием золотника (рис. 2.16, *б*) нейтральное положение плунжера *1* обеспечивается за счет одновременного подвода жидкости от вспомогательного гидрораспределителя в торцевые полости корпуса *2*.

Устройства Р-502...Р-508 распределяют потоки жидкости с номинальным расходом 800...2000 л/мин при давлении питания 20...30 МПа.

Проектируя и изготовляя золотниковые распределители, для придания им надежности и долговечности следует учитывать рекомендации, выработанные практикой [1, 13]. Так, для обеспечения герметичности гидроаппарата диаметральный зазор между золотником и цилиндрической расточкой в корпусе назначают в зависимости от материалов контактирующей пары в пределах 0,004...0,010 мм. Золотники распределителей изготавливают из низкоуглеродистой цементируемой стали, их пояски шлифуют, а в некоторых случаях и притирают к отверстиям.

Практика показывает, что на потери напора жидкости при ее прохождении через распределитель существенно влияет разность между диаметром D кольцевой выточки в корпусе и диаметром d посадочной поверхности под золотник (см. рис. 2.14). Считается оптимальным, когда это отношение [1, 12]

$$(D-d)/d \geqslant 2. \qquad (2.30)$$

Один из основных критериев качества золотникового распределителя — усилие, необходимое для страгивания запорно-регулирующего элемента с места. Исследования показывают, что этот параметр зависит как от давления жидкости, так и от сил трения в золотниковой паре. При этом, естественно, в расчет могут не приниматься факторы, являющиеся следствием плохого качества изготовления сопрягаемых деталей,— отступления от допусков на форму поверхностей, назначение повышенных или явно заниженных зазоров между подвижными деталями. Приемлемой по качеству изготовления считается такая золотниковая пара, в которой на перемещения подвижной детали при рабочем давлении затрачивается усилие не более 0,5...1 Н.

Односторонний радиальный прижим золотника, а вследствие этого и возрастающая сила трения, облитерация щелей в золотниковой паре, гидродинамические силы от потоков жидкости и инерционные силы, зависящие от массы подвижных элементов гидрораспределителя, затрудняют управление гидроаппаратом [2, 13]. В гл. 5 описаны способы устранения или компенсации этих нежелательных явлений.

В гидравлических системах станков, прессов, транспортных машин, летательных аппаратов широко используются *крановые гидрораспределители*. Рабочими элементами этих аппаратов являются цилиндрические, реже — конусные золотники (пробки), совершающие вращательные движения в расточке корпуса, куда они посажены с минимальным зазором. Пробки кранов и корпуса распределителей имеют систему каналов и карманов, расположение которых позволяет менять направления распределяемых потоков жидкости и одновременно разгружать кран от односторонних радиаль-

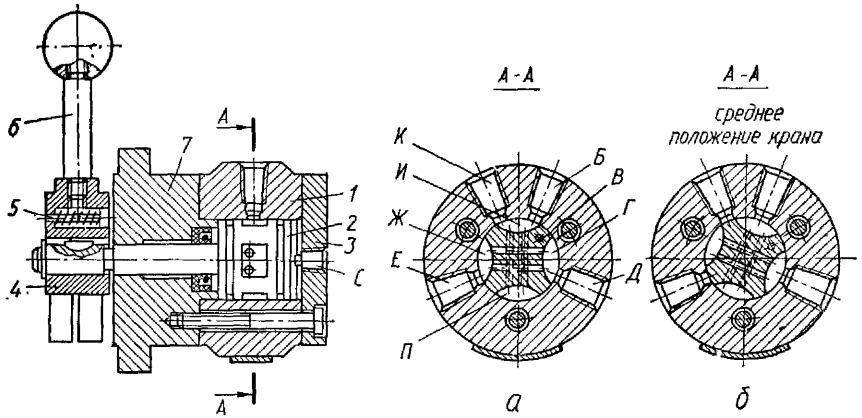


Рис. 2.17. Крановый гидрораспределитель типа Г71-3:
а, б — положения крана *2*

ных и осевых сил. Как правило, такие устройства применяют для распределения потоков жидкости относительно небольших расходов и давлений.

Рассмотрим крановый гидрораспределитель типа Г71-3 (рис. 2.17). Устройство состоит из корпуса *1*, крана *2*, фланца *7*, крышки *3*, рукоятки *6*, фиксатора *5* и вилки *4*. В корпусе выполнены четыре отверстия, из которых *К* соединяется с напорной линией, *Б* и *Д* — с потребителем жидкости (гидродвигателем), *Е* — со сливной линией. На цилиндрической поверхности крана выфрезерованы четыре лыски. Каждая пара диаметрально противоположных лысок соединяется между собой отверстиями. Пустоты, образованные лысками в кране и ограниченные цилиндрической поверхностью внутренней расточки корпуса, создают четыре камеры *И*, *Ж*, *П*, *Г*, с участием которых и изменяются направления движения потоков жидкости.

В положении крана *2*, изображенном на рис. 2.17, *а*, отверстие *К* соединено с камерой *И* и открыт проход жидкости к потребителю через отверстие *Б*. От потребителя через отверстие *Д*, камеры *Г* и *Ж* жидкость поступает на слив через отверстие *Е*. При повороте крана на 45° направления потоков жидкости меняются на противоположные. В зависимости от типа исполнения распределителя при среднем положении крана *2* (рис. 2.17, *б*) обе полости двигателя могут быть присоединены к источнику питания или к сливу.

Для статической разгрузки крана от действия осевых сил его торцевые полости соединены между собой отверстием *В* и сообщаются со сливом через отверстие *С* крышки *3*.

Крановые устройства типа Г71-3 распределяют потоки жидкости с номинальным расходом 8 л/мин и давлением питания до 20 МПа. В практике находят применение распределители с плоскими распределительными элементами, которым могут сообщаться вращательное или возвратно-поступательное движения управления [3, 13].

Качественно изготовленные гидрораспределители с клапанами обеспечивают практически абсолютную герметич-

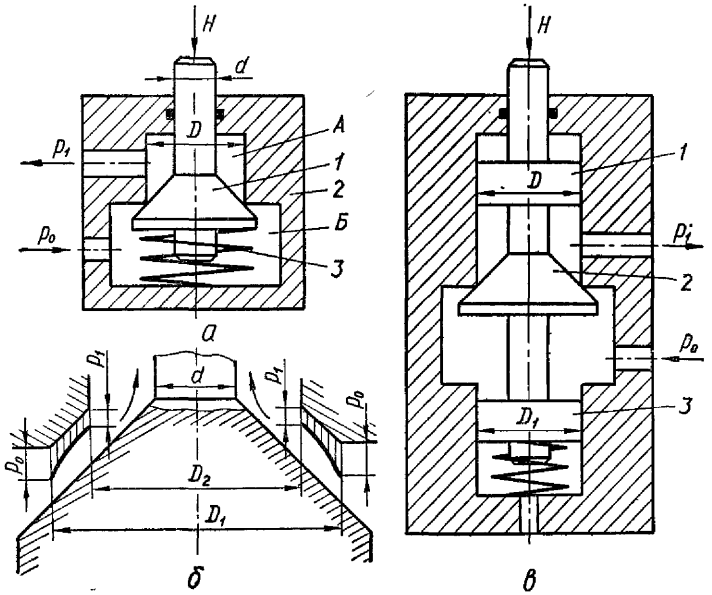


Рис. 2.18. Схемы *а—в* клапанных гидрораспределителей

ность и надежность в длительной эксплуатации, хотя и требуют значительно бо́льших, чем другие типы распределителей, усилий на управление.

Клапанный распределитель (рис. 2.18, *а*) состоит из клапана *1*, который под действием пружины *3* прижимается к седлу в корпусе *2*. Камеры *А* и *Б* через каналы присоединены соответственно к гидродвигателю и напорной линии. Если усилием управления *H* клапан переместится вниз, то жидкость из камеры *Б* поступит в камеру *А*.

Усилие *H*, необходимое для отрыва клапана *1* от острокромочного седла, можно рассчитать, если пренебречь трением и изменением силы пружины $P_{пр}$:

$$H = P_{пр} + p_0 (\pi D^2/4) - p_1 (\pi/4)(D^2 - d^2). \qquad (2.31)$$

В практике применяют клапаны с конусным седлом (рис. 2.18, *б*). Следовательно, осевые силы, действующие на клапан в момент его отрыва и после того, как он оторвался от седла, различны. Так, осевые силы H_1 и H_2 в момент отрыва клапана от седла и после отрыва

$$H_1 = P_{пр} + (\pi/4)[p_0 D_1^2 - p_1 (D_2^2 - d^2)]; \qquad (2.32)$$

$$H_2 = P_{пр} + (\pi/4)[p_0 D_1^2 - p_1 (D_2^2 - d^2) - p_{ср} (D_1^2 - D_2^2)], \qquad (2.33)$$

где $p_{ср} = (p_0 + p_1)/2$ — среднее давление по поверхности контакта клапана с седлом. Из выражений (2.32) и (2.33) видно, что осевое усилие H_2 управления клапаном после его отрыва от седла будет меньше усилия H_1 на величину

$$p_{ср} (\pi/4)(D_1^2 - D_2^2). \qquad (2.34)$$

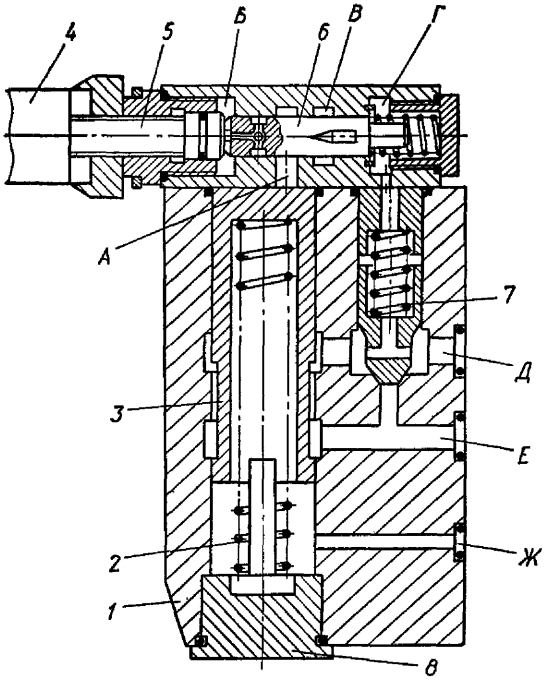


Рис. 2 19. Гидроклапан выдержки времени типа РВ-100

В целях статической разгрузки клапанов от действия сил давления жидкости прибегают к ряду конструктивных решений. На рис. 2.18, *в* показана схема устройства, где запорный клапан *2* снабжен поршнями *1* и *3* с наружными диаметрами D и D_1. Из схемы видно, что при $D = D_1$ осевое усилие H управления клапаном определится силой пружины. Уменьшая же диаметр D_1 поршня *3*, можно создать условия, при которых необходимая герметичность прилегания клапана *2* к седлу при весьма эластичной пружине будет обеспечиваться давлением жидкости:

$$P = p_0\pi (D^2 - D_1^2)/4. \quad (2.35)$$

Для пуска или остановки потока рабочей среды (жидкости) через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала применяют гидроклапаны выдержки времени. Такие гидрораспределители широко используются в станках-автоматах, кузнечно-прессовом оборудовании, автооператорах и роботах.

Рабочий цикл гидроклапана (рис. 2.19) включает в себя: зарядку устройства определенным объемом жидкости, выдержку времени (выстой исполнительного гидродвигателя) и подачу жидкости к двигателю.

Заряжается устройство присоединением отверстия *Д* к сливу, а полости *Б* — к источнику питания. Давлением жидкости, поступившей в полость *Б*, золотник *6* дросселя перемещается вправо до тех пор, пока не соединит через отверстие в золотнике эту полость с полостью *А*. Под действием давления жидкости в полости *А* золотник *3*, сжимая пружину *2*, перемещается вниз до упора в пробку *8* и разобщает при этом проточки в корпусе *1*, к которым присоединены каналы *Д* и *Е*.

Цикл выдержки времени начинается с момента подвода жидкости к отверстию *Д*, откуда она через систему отверстий поступает в полость *Г* и перемещает золотник *6* дросселя влево до соприкосновения с упором *5*. Золотник при этом открывает дросселирующие щели для отвода жидкости из полости над золотником *3* в полость *В* и далее на слив. После вытеснения объема жидкости над золотником *3* сообщаются между собой проточки в корпусе, а следовательно, и каналы *Д* и

Е. Поток жидкости из канала *Е* начинает поступать к потребителю. Регулируется выдержка времени поворотом лимба *4*. Этим изменяются положение упора *5* и площадь живых сечений дросселирующих щелей, создаваемых золотником *6*.

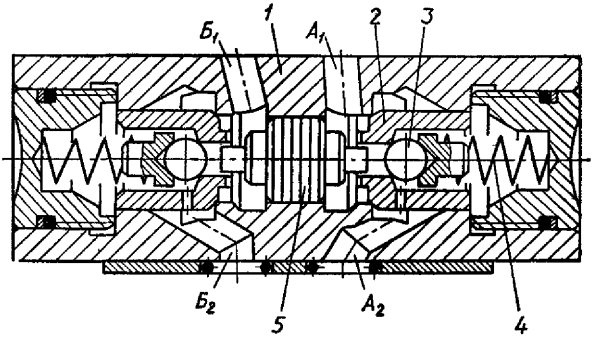


Рис. 2.20. Гидрозамок типа ГМЗ-6/3

Очередная зарядка реле повторяет цикл в той же последовательности. В период зарядки до начала выдержки времени поток жидкости через отверстие *Е*, обратный клапан *7* и отверстие *Д* поступает на слив.

Давление зарядки может быть постоянным, но должно быть на 0,4...0,5 МПа меньше давления источника питания, подсоединенного к отверстию *Д*.

Гидравлические замки. В некоторых случаях по условиям работы необходима фиксация рабочего органа гидравлического двигателя. Эта задача весьма просто решается с помощью гидравлических замков, которые герметично перекрывают (запирают) его полости. По конструктивному исполнению и целевому назначению различают одинарные и двойные гидрозамки.

Двойной гидрозамок типа ГЗМ-6/3 показан на рис. 2.20. В расточке корпуса *1* попарно и симметрично установлены основные клапаны *2* и декомпрессионные клапаны *3*. Каждая пара клапанов прижимается к своим седлам пружинами *4*. В центральной расточке корпуса установлен также поршенек *5*. В корпусе выполнены четыре канала — $А_1$, $А_2$, $Б_1$, $Б_2$. Каналы $А_2$, $Б_2$ соединены с надклапанными полостями, а каналы $А_1$, $Б_1$ — с полостями под клапанами. Рабочая жидкость от источника питания подводится к гидрозамку или отводится от него через каналы $А_1$, $Б_1$. Каналы $А_2$, $Б_2$ присоединяются к потребителю (двигателю).

Если, например, подводится жидкость через канал $А_1$, а отводится на слив через $Б_1$, то под действием давления клапан *2* открывает проход жидкости к отверстию (каналу) $А_2$ и далее к потребителю. Одновременно с движением правого клапана *2* перемещается поршенек *5* и открывается левый декомпрессионный клапан *3*, благодаря чему надклапанная полость разгружается от давления жидкости до тех пор, пока усилием поршня не откроется основной левый клапан *2*. Таким образом, поршенек *5* открывает проход для слива жидкости через каналы $Б_1$ и $Б_2$. Когда по условиям работы или вследствие разрушения магистралей обе полости двигателя оказываются соединенными со сливом, основные и вспомогательные клапаны под воздействием пружин *4* закрываются и герметично запирают полости двигателя.

К направляющим гидрораспределителям относятся и обратные клапаны, предназначенные для пропускания жидкости в одном

направлении и плотного перекрытия канала (линии) при противоположном движении ее потока. Обратные клапаны — это пассивные сопротивления, поэтому лучшими считаются те устройства, в которых потери энергии потока минимальны.

В зависимости от формы запирающего элемента (затвора) различают шариковые, пластинчатые, конические и золотниковые обратные клапаны. В большинстве конструкций затворы клапанов поджаты к седлу пружиной с усилием, рассчитанным только на преодоление сил трения и веса затвора. Посадочные поверхности седел шариковых и конических затворов выполняют в виде части конуса, чем обеспечивается наилучшая герметичность клапанов. Вполне очевидно, что конструктивные схемы клапанов, изображенные на рис. 2.1, при соблюдении изложенных требований к их пружинам можно рассматривать и как схемы обратных клапанов. Обратные клапаны без пружин (см. рис. 2.1, *б*) монтируют только вертикально седлом вниз. В этом случае затвор на седло садится под действием веса затвора и жидкости.

Наиболее просты в изготовлении, но и наименее надежны в эксплуатации шариковые клапаны, так как, пропуская жидкость, шарик проворачивается, вибрирует, что вызывает выкрашивание как его поверхности, так и седла, а следовательно, и нарушение герметичности клапана. Чтобы обеспечить более надежную герметичность таких гидроаппаратов, последовательно соединяют два или несколько обратных клапанов (рис. 2.21).

Модульные гидравлические аппараты. Гидравлическим системам современных металлорежущих станков, кузнечно-прессовых и других гидрофицированных машин присуще обилие применяемых устройств регулирования, управления и распределения потоков жидкости. В последние годы наметилась тенденция создавать конструкции устройств, в которых традиционные трубные присоединения каналов заменены стыковыми. Для этого одна из наружных поверхностей корпуса делается плоской и сюда выводятся отверстия для подвода, отвода и слива жидкости. На этой же поверхности выполняют отверстия для крепления аппарата к панели, представляющей собой корпусную деталь с системой каналов и отверстий. Применение стыкового соединения облегчает монтаж и техническое обслуживание отдельных аппаратов, повышает герметичность соединений их каналов, значительно сокращает потери энергии жидкости, протекающей через устройства управления и распределения.

Вместе с тем следует отметить, что стыковое присоединение большого количества гидроаппаратов к панели, наряду с перечисленными достоинствами, имеет и существенный недостаток — повышает материалоемкость собранного узла агрегатов. Этот недостаток устраняют, переводя гидроаппаратуру стыкового исполнения на единые международные присоединительные размеры (МПР) и создавая гидравлические функциональные устройства — модули, которые легко сочетаются друг с другом при помощи двух стыковых плоскостей [3]. Параметром, который позволяет объединять отдельные устройства в комплекс, является условный проход D_y для рабочей жидкости.

На плоскостях корпуса модуля, независимо от его функционального назначения, выполняют с одинаковыми координатами присоединительные отверстия — крепежные, каналы подвода, отвода и

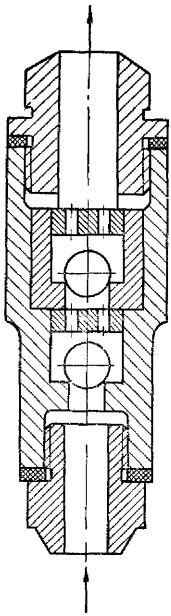


Рис. 2.21. Сдвоенный обратный гидроклапан

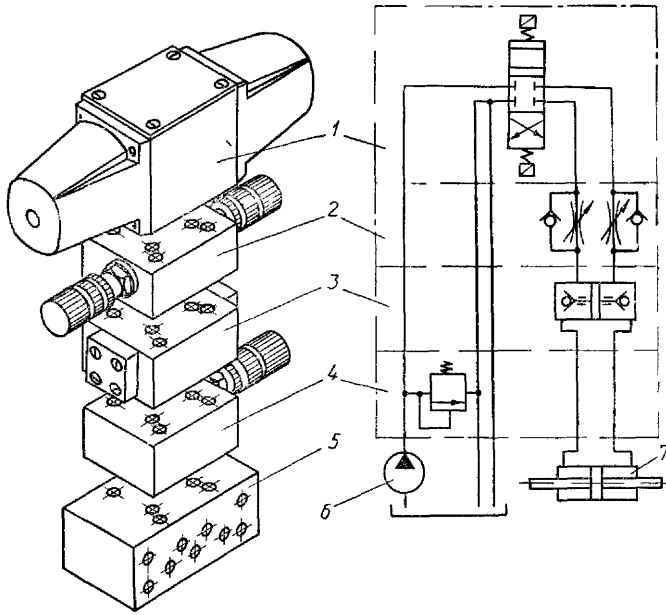


Рис. 2.22. Функциональный модульный блок

слива. Это позволяет собирать модули в виде пакетов или блоков без промежуточных панелей. Состав элементов блока модулей в каждом конкретном случае определяется схемой объемного гидропривода. Соответствующие каналы в стыках смежных модулей герметизируют резиновыми уплотнительными кольцами. Плиты, на которых собираются пакеты модулей, могут закрепляться на щитах или крышках насосных станций, станинах, рамах станков и других гидрофицированных машин.

На рис. 2.22 показана компоновка в пакет модулей отдельных аппаратов, позволяющая реализовать изображенную справа схему управления движением гидравлического двигателя *7*, питаемого насосной установкой *6*. В пакет модулей входят монтажная плита *5*, предохранительный клапан *4*, гидрозамок *3*, гидродроссель *2* с обратными клапанами, направляющий гидрораспределитель *1* с электромагнитным управлением. При использовании такого модульного блока внешние соединительные трубопроводы необходимы лишь для присоединения насоса и гидродвигателя.

2.2. Гидроочистители

Гидроочистители — кондиционеры рабочей среды, используемые для удаления загрязняющих примесей из жидкости фильтрацией или ее сепарацией. Гидроочистители, в которых эти примеси (в основном твердые частицы) задерживаются на фильтрующих элементах (улавливателях), называют *фильтрами*. В зависимости от формы фильтрующих отверстий улавливателей различают щелевые, сетчатые и

пористые фильтры. К *сепараторам* относят устройства, в которых для отделения от жидкости загрязняющих частиц используется эффект магнитных, электростатических, гравитационных, центробежных сил, а также сил межмолекулярного воздействия и поверхностной активности материалов.

В объемном гидроприводе преимущественно применяют очистители с механическими улавливателями — фильтры или комбинированные устройства, где последовательно реализуется как механическая, так и силовая очистка жидкости от загрязняющих частиц.

Критерий оценки качества очистки рабочей жидкости — размеры загрязняющих частиц, проникающих через очиститель. Принято считать очистку удовлетворительной, если эти размеры не превышают наименьшего зазора в сопрягаемых взаимно перемещающихся деталях гидроагрегатов.

В соответствии с возможностями задерживать загрязняющие частицы различают фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки [3]. Фильтры грубой очистки очищают жидкость от частиц более 100 мкм, фильтры нормальной — от частиц более 10 мкм, тонкой — от частиц более 5 мкм и особо тонкой — от частиц более 1 мкм.

Представим конструкцию и работу некоторых гидроочистителей, применяемых в гидроприводе металлорежущих станков.

Фильтры. Щ е л е в о й пластинчатый фильтр (рис. 2.23, *а*) состоит из стакана *4*, крышки *3* и оси *2* с закрепленным фильтрующим элементом *5*. Фильтрующий элемент выполнен в виде набора основных и промежуточных пластин, собранных на оси так, чтобы между каждой парой основных пластин образовывалась кольцевая щель шириной, равной толщине промежуточной пластины.

Жидкость поступает в фильтр через отверстие *А* и далее через упомянутые щели во внутреннюю полость фильтрующего элемента. Из этой полости очищенное масло выходит через отверстие *Б*. Фильтр задерживает загрязняющие частицы размерами 80...125 мкм.

Фильтрующий элемент очищают, поворачивая ось *2* рукояткой *1*. При этом осевшие в щелях частицы удаляются специальными плоскими скребками. Затем вывинчивают пробку *6* и, прокачивая жидкость через отверстие *Б*, удаляют грязь из корпуса.

К фильтру со съемным с е т ч а т ы м фильтрующим элементом (рис. 2.23, *б*) жидкость подводится через отверстие в корпусе *1* в полость *Д*, откуда ее поток, пройдя фильтрующий элемент *6* и приподняв клапан *5*, попадает в полость *Г* и далее через отверстие в корпусе к потребителям.

Если давление на фильтрующем элементе возрастает вследствие его засорения или повышения расхода, открывается перепускной клапан *4* и часть общего потока жидкости, минуя фильтроэлемент, поступает в канал *А*, перемещает магнит-золотник *3* и через отверстие *В* идет в полость *Г* и далее на выход из фильтра. Под воздействием магнитного поля магнита-золотника движется магнит-указатель *2*. Смещение торца *Б* магнита-указателя в пределы шкалы, окрашенной в красный цвет, указывает на начало перепуска масла мимо фильтрующего элемента. Если же через фильтр проходит номинальный для данной конструкции поток жидкости, то смещение магнита-указателя отражает

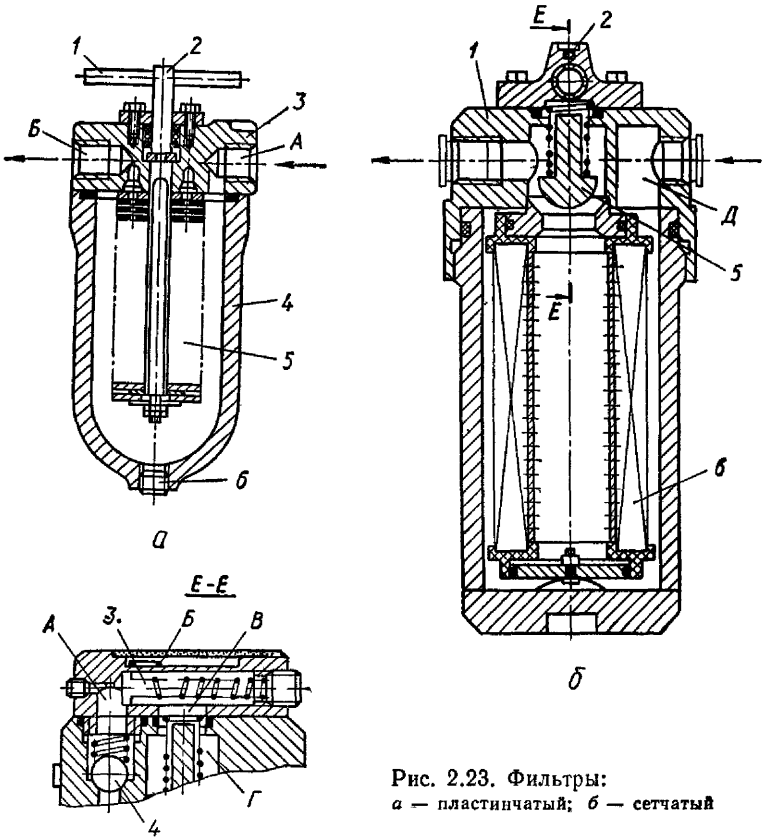


Рис. 2.23. Фильтры:
а — пластинчатый; *б* — сетчатый

степень загрязнения фильтра. Загрязненный фильтрующий элемент следует заменить и промыть.

Сетчатые фильтрующие элементы изготовляют из металлических сеток саржевого или квадратного плетения с проходами ячеек в свету 0,04 ..0,25 мкм, которые и определяют тонкость фильтрации. В качестве фильтроэлементов используют также текстильные сетки.

В практике широко применяются п о р и с т ы е фильтры, где для фильтрующего элемента используются керамические, металлокерамические, бумажные и текстильные материалы. Керамические и металлокерамические фильтрующие элементы после очистки используются многократно.

Сепараторы. Для улавливания из рабочей среды ферромагнитных частиц применяют м а г н и т н ы е с е п а р а т о р ы. Эти устройства собирают в виде пакетов намагниченных пластин или решеток, которые и притягивают к себе ферромагнитные частицы из потока жидкости. Опыт показывает, что в процессе магнитной очистки из жидкости вылавливаются не только ферромагнитные частицы, которые невозможно задержать механическими фильтрами, но и неметаллические образования, состоящие из коагулированных тонкодисперсных магнитных и немагнитных веществ [1].

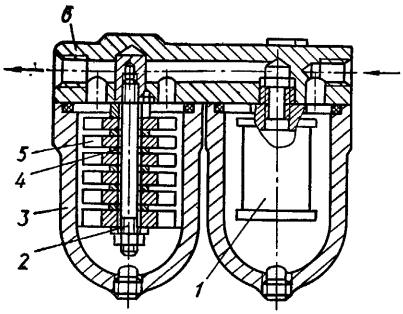


Рис. 2.24. Магнитно-сетчатый сепаратор типа ФМС-1М

Магнитные сепараторы можно применять как отдельные устройства или как составную часть комбинированного гидроочистителя, где в одном агрегате собраны элементы механической и магнитной очистки. Такой гидроочиститель типа ФМС-1М (рис. 2.24) состоит из литого корпуса *6* с системой отверстий и посадочных поверхностей для присоединения стаканов *3*. В одном из стаканов помещается сетчатый фильтрующий элемент *1*, в другом — магнитный сепаратор. Магнитный сепаратор собран на шпильке *2* из плоских зубчатых магнитов *5*, разделенных шайбами *4*. Как видно из рисунка, жидкость очищается сначала в сетчатом фильтре, а потом в сепараторе.

В гидросистемах транспортных машин широко используют центробежные сепараторы (центрифуги). С их помощью легко отделяются от жидкости как твердые частицы, так и другие включения, если их плотность больше, чем плотность жидкости. Поскольку такие очистители редко применяются в гидросистемах металлорежущих станков, конструкции их в данной книге не приводятся. За получением необходимых сведений читатели могут обратиться к другим источникам [1, 3].

Гидроочистители увеличивают надежность и долговечность гидравлического объемного привода. С другой стороны, фильтр — пассивное сопротивление потоку жидкости. Поэтому, применяя те или иные схемы гидроочистки и выбирая место установки очистителей, следует стремиться максимально сократить потери энергии, затрачиваемой на них.

2.3. Гидроаккумуляторы

Гидроаккумуляторы — это гидроемкости, предназначенные для накопления и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.

В металлорежущих станках гидроаккумуляторы применяют для доведения мощности питающих насосных установок до средней мощности, потребляемой гидродвигателями. Использование гидроаккумуляторов особенно эффективно тогда, когда в течение рабочего цикла возникают пики расхода жидкости или требуется длительная выдержка под давлением рабочей среды. Их применяют также как аварийные источники энергии и устройства для сглаживания пульсаций давления в системах.

По способу накопления энергии различают грузовые, пружинные, пневматические гидроаккумуляторы, а также гидроаккумуляторы с упругим корпусом.

Грузовой аккумулятор (рис. 2.25, *а*) состоит из цилиндра с поршнем и воздействующего на поршень груза *G*. Масса груза неизменна, и поэтому такие гидроаккумуляторы обеспечивают постоянство давле-

ния p жидкости в накопителе (цилиндре), которое можно найти из зависимости

$$p = G/F, \qquad (2.36)$$

где F — площадь поршня.

Громоздкость конструкции и необходимость строго выдерживать вертикальную компоновку цилиндра — причины ограниченного применения грузовых аккумуляторов.

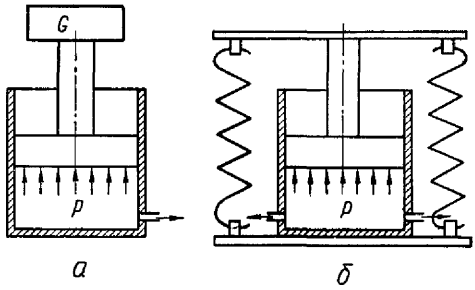


Рис. 2.25. Схемы гидроаккумуляторов: *а* — грузового; *б* — пружинного

В **пружинном гидроаккумуляторе** (рис. 2.25, *б*) поршень нагружается пружинами, поэтому давление в полости цилиндра меняется в зависимости от их деформации:

$$p = P_{пр}/F = ch/F, \qquad (2.37)$$

где $P_{пр} = ch$ — усилие, развиваемое пружиной; c — жесткость пружины; h — сжатие (ход) пружины.

Если назначены минимальные p_{min} и максимальные p_{max} давления, которые должна иметь жидкость в гидроаккумуляторе, то пружину можно рассчитать по формуле

$$ch = (p_{max} - p_{min})\,F. \qquad (2.38)$$

Соответственно максимальный объем жидкости V_{max}, накапливаемый в аккумуляторе,

$$V_{max} = Fh = (F^2/c)\,(p_{max} - p_{min}). \qquad (2.39)$$

Пневматический гидроаккумулятор представляет собой закрытый сосуд, заполненный сжатым газом с некоторым начальным давлением. При подаче в сосуд жидкости объем газовой камеры уменьшается, а давление газа и, следовательно, жидкости увеличивается.

Конструкции пневмогидроаккумуляторов с непосредственным контактом газа и жидкости применяют редко, так как с увеличением давления возрастает растворимость воздуха в жидкости. Наиболее распространены аккумуляторы с разделителями газовой и жидкостной сред. В зависимости от типа разделителя различают поршневые, мембранные и баллонные пневмогидроаккумуляторы.

Поршневой пневмогидроаккумулятор состоит из стальной гильзы *1*, двух крышек *2* и поршня *3* (рис. 2.26). Крышки и поршень уплотнены резиновыми *4* и защитными *5* кольцами, а также прямоугольными уплотнителями *6*. Крышки крепятся к гильзе разрезными кольцами *7* и фланцами *8*. Для надежной герметизации поршня на его внешней поверхности проточен паз *Б*, который при сборке заполняется жидкостью.

Полость *А* присоединена к гидросистеме и является накопителем жидкости. Полость *В* заполняется (заряжается) газом через клапан *9* до давления зарядки, которое равно минимальному давлению жидкости, отдаваемой гидроаккумулятором в систему.

Накопление жидкости в полости *А* происходит в период пауз потребителей. При этом жидкость перемещает поршень *3* и сжимает газ в полости *В*. Когда расход жидкости потребителями возрастает и

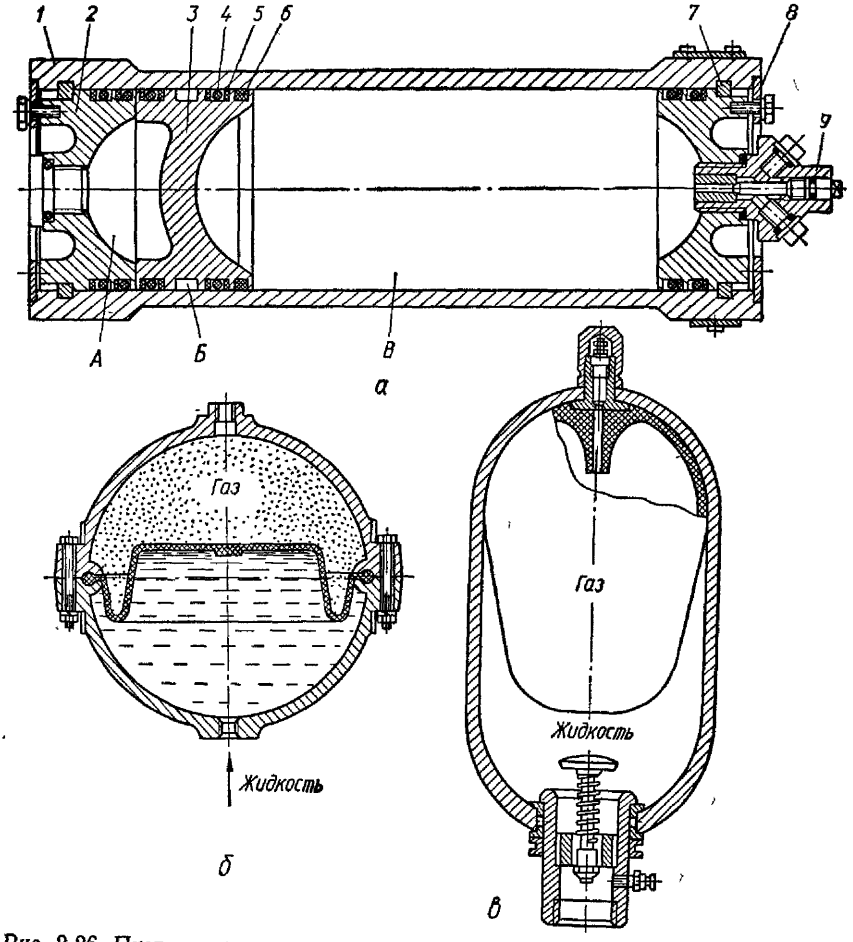


Рис. 2 26. Пневмогидроаккумуляторы:
а — поршневой; *б* — сферический с мембранным разделителем; *в* — баллонный с разделителем

давление в системе падает, жидкость из аккумулятора под давлением газа выталкивается в систему.

Недостатками поршневых гидроаккумуляторов являются наличие сил трения между поршнем и цилиндром, а также возможность нарушения герметичности газовой камеры.

Как в поршневых, так и в мембранных (рис. 2.26, *б*) и баллонных (рис. 2.26, *в*) пневмогидроаккумуляторах газовые полости заряжают, как правило, азотом, что защищает металлические детали агрегата от коррозии, повышает срок службы диафрагм и резиновых уплотнений.

Рассчитывая пневмогидравлический аккумулятор, определяют конструктивные размеры его емкостей, допустимый диапазон рабочих давлений, а также напряжения в опасных сечениях емкости.

Накопление и возврат жидкости пневмогидравлическим аккумулятором сопровождаются изменением состояния газа, заключенного в соответствующих камерах. Как свидетельствует опыт, из известных пяти процессов изменения состояния газа в расчетах газогидравлических аккумуляторов можно принимать во внимание изотермический, адиабатический или политропный, так как они учитывают реальные условия работы устройств. Однако изотермические и адиабатические превращения в газовых камерах относятся к предельным случаям. Правильно было бы считать эти превращения политропными [1, 3].

Как известно из газодинамики, внешняя работа $A_п$, выполняемая газом при политропном процессе, определяется зависимостью

$$A_п = \frac{p_0 V_0}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{(n-1)/n}\right], \qquad (2.40)$$

где p_0 — начальное давление; p_1 — конечное максимальное давление; V_0 — начальный объем газа; n — показатель политропы. Максимальное значение работа газа $A_п$ будет иметь при

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{n}{2n-1}\right)^{n/(n-1)}. \qquad (2.41)$$

В свою очередь, показатель политропы n процесса расширения или сжатия газа, влияющий на значение полезной работы аккумулятора, зависит от длительности процессов зарядки (разрядки) устройства жидкостью, температуры окружающей среды, отношения p_0/p_1, а также от других факторов. Поэтому значения n принимают исходя из результатов конкретных исследований. Для предварительных расчетов рекомендуется [1] назначать $n = 1{,}405$, если процесс зарядки (разрядки) аккумулятора происходит в течение $t = 30...60$ с и $n = 1{,}3$ при $t = 60...90$ с.

Пример расчета газогидравлического аккумулятора (рис. 2.27) в предположении, что зарядка и разрядка устройства происходят при политропном изменении состояния газа. На схеме условно не принимаются в расчет объем, занимаемый поршнем, а также силы трения в поршневой паре. Принятые обозначения: $p_н$ — начальное давление газовой камеры перед зарядкой аккумулятора жидкостью; p_1 и p_0 — допустимое максимальное и минимальное рабочее давление в камере аккумулятора; $V_к$ — конструктивный объем аккумулятора; $V_п$ — полезный объем аккумулятора (объем жидкости), вытесняемый из аккумулятора при уменьшении давления с p_1 до p_0; V_{min} — объем жидкости, остающийся в аккумуляторе при снижении давления до p_0; $V_г$, $V_ж$ — соответственно объемы, занимаемые газом и рабочей жидкостью при максимальном давлении p_1.

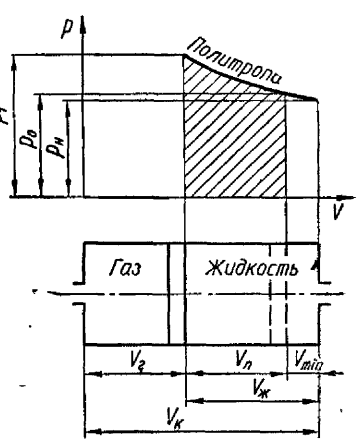


Рис. 2.27. Расчетная схема газогидравлического аккумулятора

Если максимальное давление p_1 в аккумуляторе назначено, то начальное давление $p_н$ находят из формулы (2.41):

$$p_н = p_1\left(\frac{n}{2n-1}\right)^{n/(n-1)}. \qquad (2.42)$$

Если в качестве зарядного газа использовать азот, можно с достаточной степенью точности принять [4]

$$p_н = 0{,}418 p_1. \qquad (2.43)$$

Для политропного процесса состояние газа характеризуется зависимостями

$$p_н V_к^n = p_0 (V_п + V_г)^n = p_1 V_г^n.$$

Поскольку

$$V_{min} = V_к - (V_п + V_г); \qquad V_п + V_г = V_к (p_н/p_0)^{1/n},$$

то минимальный объем жидкости V_{min} в аккумуляторе

$$V_{min} = V_к [1 - (p_н/p_0)^{1/n}]. \tag{2.44}$$

Из расчетной схемы видно, что

$$V_п = V_к - (V_г + V_{min}).$$

Подставив значения V_{min} и $V_г$ в предыдущее равенство, найдем полезный объем аккумулятора:

$$V_п = V_к [(p_н/p_0)^{1/n} - (p_н/p_1)^{1/n}]. \tag{2.45}$$

Вполне очевидно, что при изотермическом процессе разрядки выражение (2.45) примет вид

$$V_п = V_к (p_н/p_0 - p_н/p_1). \tag{2.46}$$

Для пневмогидроаккумуляторов, работающих в системах с разгрузкой насоса, применяют следующие соотношения давлений:

$$p_0/p_1 = 0{,}5 \ldots 0{,}7 \text{ и } p_н/p_0 = 0{,}9. \tag{2.47}$$

Чтобы уменьшить колебания рабочих давлений $p_1 - p_0$ в аккумуляторе, стремятся увеличить объем его газовой камеры. Для этого к ней присоединяют дополнительные емкости.

По рекомендации Т. М. Башты, толщину стенок цилиндра аккумулятора можно находить так:

$$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt{\frac{\sigma + p_1(1 - 2\mu_п)}{\sigma - p_1(1 + \mu_п)}} - 1\right], \tag{2.48}$$

где D — внутренний диаметр цилиндра; σ — допускаемое напряжение на разрыв; p_1 — давление в конце зарядки; $\mu_п$ — коэффициент Пуассона (для стали $\mu_п = 0{,}3$; для латуни $\mu_п = 0{,}35$).

Толщину стенок плоского донышка цилиндра рассчитывают по формуле

$$\delta_1 = 0{,}405 D \sqrt{p_1/\sigma}, \tag{2.49}$$

а для сферического донышка — по формуле

$$\delta_2 = p_1 D/4\sigma. \tag{2.50}$$

По формуле (2.50) рассчитывают также толщину стенок полусфер сферического пневмогидравлического аккумулятора. Следует отметить, что гидроаккумуляторы со сферической формой емкости имеют меньшие поверхности, а следовательно, оптимальную материалоемкость, меньшие напряжения в материале по сравнению с агрегатами, в которых используются емкости того же объема, но другой формы.

ГЛАВА 3

ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

3.1. Классификация и принцип действия объемных гидромашин

Классификация гидромашин. *Насосом называют гидромашину для преобразования механической энергии в энергию потока жидкой среды — рабочей жидкости. Гидродвигатель, наоборот, преобразовывает энергию потока рабочей жидкости в механическую работу.*

В объемной гидромашине рабочий процесс основан на периодическом изменении объема занимаемых рабочей жидкостью камер (так называемых «рабочих камер») и попеременном сообщении этих камер

с входной и выходной гидролиниями (гидромагистралями). Причем входной гидролинией для объемного насоса будет всасывающая, а выходной — нагнетательная (напорная) гидролиния, которая всегда находится под избыточным давлением рабочей жидкости. Для гидродвигателя входной гидролинией является напорная, а выходной — сливная.

Гидродвигатели можно разделить на три группы — гидромоторы, гидроцилиндры и неполноповоротные гидродвигатели. В *гидромоторах* ведомое звено — вал — совершает неограниченное вращательное движение, в *неполноповоротных гидродвигателях* — ограниченное возвратно-поворотное, а в *гидроцилиндрах* ведомое звено — шток или плунжер — перемещается возвратно-поступательно.

Объемные насосы и гидромоторы (объемные гидромашины) бывают двух типов — роторные и безроторные. В *роторной гидромашине* подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают неограниченное вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движения. В *безроторных гидромашинах* эти элементы перемещаются только возвратно-поступательно.

В зависимости от формы рабочих камер различают поршневые, шиберные (пластинчатые) и зубчатые объемные гидромашины. В *поршневых гидромашинах* (роторных и безроторных) рабочие камеры образованы поверхностями поршней и цилиндров. В радиально-поршневой гидромашине ось поршня перпендикулярна к оси блока цилиндров или составляет с ней угол более 45°. Оси поршней аксиально-поршневых гидромашин параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней углы не более 45°. Различают аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и с наклонным блоком. В гидромашине с наклонным диском блок цилиндров и вал расположены на одной оси, а в гидромашине с наклонным блоком оси этих деталей расположены под острым углом.

Шиберной называют гидромашину с рабочими камерами, ограниченными рабочими поверхностями ротора, корпуса и шиберов (задвижек, заслонок), совершающих возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движение. У пластинчатой гидромашины шиберы выполнены в виде пластин, совершающих возвратно-поступательное движение.

В роторно-вращательной гидромашине детали, образующие рабочую камеру, совершают только вращательное движение. Роторно-вращательные машины бывают зубчатыми и винтовыми. В *зубчатой гидромашине* рабочая жидкость движется в плоскости, перпендикулярной к оси вращения деталей, образующих рабочую камеру, а в *винтовой гидромашине* — вдоль этой оси. Зубчатая гидромашина с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и передающих вращающий момент, называется *шестеренной гидромашиной*

Принцип действия объемного насоса рассмотрим на примере одноплунжерного насоса с клапанным распределением жидкости (рис. 3.1). Эксцентрик *1* вращается от приводного двигателя (не показан) Поршень *2* пружиной *8* постоянно прижат к эксцентрику. При повороте эксцентрика из исходного положения, показанного на рисунке, поршень

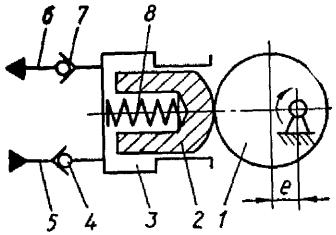


Рис. 3.1. Схема однопоршневого насоса с клапанным распределением жидкости

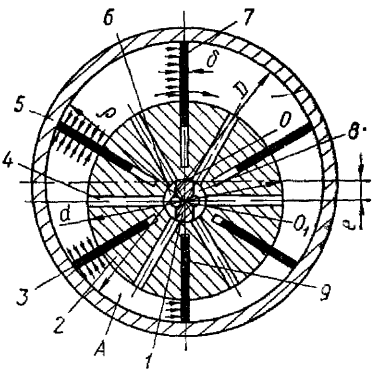


Рис. 3.2. Схема пластинчатой машины однократного действия с цапфенным распределением жидкости

2 перемещается вправо, в результате чего в рабочей камере *3* давление понижается. Под действием перепада давлений (атмосферного — в баке, соединенном со всасывающей гидролинией *5*, и давления в рабочей камере *3*) открывается обратный клапан *4* и жидкость из всасывающей гидролинии поступает в рабочую камеру. Когда эксцентрик *1* повернется на угол 180°, поршень *2* остановится, давления в рабочей камере *3* и в гидролинии *5* станут одинаковыми, в результате чего обратный клапан *4* закроется и рабочая камера будет отсоединена от гидролиний *5* и *6*, а объем рабочей камеры станет максимальным. Как только угол поворота эксцентрика превысит 180°, давление в рабочей камере увеличится, откроется обратный клапан *7* и жидкость из камеры *3* будет выдавливаться в напорную гидролинию *6*. При повороте эксцентрика на угол 360° давления в рабочей камере *3* и в гидролинии *6* уравновесятся, клапан *7* закроется. В результате рабочая камера вновь отсоединится от гидролиний *5* и *6*, причем ее объем будет минимальным.

Если потери давления во всасывающей гидролинии велики или в рабочей камере *3* требуется постоянное избыточное давление, во всасывающую гидролинию можно установить так называемый подпиточный насос. Это позволит исключить из схемы недостаточно надежный элемент — пружину *8* — и при необходимости увеличить максимально допустимую частоту вращения эксцентрика *1*, которая обычно ограничивается опасностью возникновения кавитации в рабочей камере или всасывающей гидролинии (разрыв потока рабочей жидкости и ее вскипание при давлении ниже давления насыщенных паров этой жидкости).

Таким образом, цикл работы однопоршневого насоса, как и любого объемного насоса, состоит из следующих этапов:

1) заполнение рабочей камеры жидкостью из всасывающей гидролинии под действием атмосферного давления или давления подпиточного насоса за счет увеличения объема этой камеры;

2) отсоединение рабочей камеры от напорной и всасывающей гидролиний в момент наибольшего объема этой камеры;

3) вытеснение рабочей жидкости из камеры в напорную гидролинию за счет уменьшения объема этой камеры;

4) отсоединение рабочей камеры от напорной и всасывающей гидролиний в момент наименьшего объема этой камеры.

Принцип действия объемного гидромотора рассмотрим на примере пластинчатого гидромотора с цапфенным распределением жидкости (рис. 3.2). Неподвижная цапфа *1* имеет пазы (прорези) *6* и *8*, которые через осевые сверления в ней соединены соответственно с напорной и сливной гидролиниями. На цапфе с гарантированно малым зазором установлен цилиндрический ротор *2*, который может свободно поворачиваться относительно цапфы. В роторе выполнены радиальные сквозные пазы и отверстия *4*. В пазах установлены с гарантированно малым зазором шлифованные пластины *3*, *7*, *9* и др. Ротор с пластинами помещен внутри статора *5*, имеющего круговое цилиндрическое отверстие (так называемое «статорное кольцо»), с которым взаимодействуют пластины. Ось O_1 ротора смещена относительно оси *O* статорного кольца на величину эксцентриситета *e*. Рабочая камера (например, камера *A*) ограничена цилиндрическими поверхностями ротора и статорного кольца, а также плоскими поверхностями пластин (*3* и *9*) и боковыми дисками (на рисунке не показаны).

Работает гидромотор следующим образом. Из напорной гидролинии через паз *6* цапфы *1* и радиальные отверстия *4* ротора *2* рабочая жидкость подводится к рабочим камерам, находящимся слева от оси симметрии, проходящей через точки *O* и O_1 машины. Поскольку ротор и статорное кольцо расположены эксцентрически (с эксцентриситетом *e*), то расстояние ρ от центра O_1 ротора до статорного кольца для каждой пластины различно. Например, для пластины *5* это расстояние больше, чем для пластины *9*. Так как давление жидкости действует на разные площади пластин, то силы этого давления, приложенные к пластинам (например, к пластинам *7* и *9*), различны. Благодаря этому на роторе возникает вращающий момент, поворачивающий по направлению стрелки жестко связанный с ротором выходной вал гидромотора. Жидкость из рабочих камер справа от оси симметрии гидромотора выдавливается через радиальные отверстия *4* ротора *2*, паз *8* и осевое отверстие цапфы *1* в сливную гидролинию. В моменты максимального и минимального объемов рабочих камер соответствующие радиальные отверстия ротора *2* перекрываются перемычками цапфы *1*, расположенными между пазами *6* и *8*. Эти рабочие камеры отсоединяются от напорной и сливной гидролиний.

Следовательно, цикл работы пластинчатого гидромотора, как и любого объемного гидромотора, состоит из следующих этапов:

1) заполнение рабочей камеры жидкостью из напорной гидролинии за счет поворота ротора под действием вращающего момента и увеличения объема этой камеры;

2) отсоединение рабочей камеры от напорной и сливной гидролиний в момент наибольшего объема этой камеры;

3) вытеснение жидкости из рабочей камеры в сливную гидролинию за счет уменьшения объема этой камеры;

4) отсоединение рабочей камеры от нагнетательной и сливной гидролиний в момент наименьшего объема этой камеры.

Таким образом, обязательными этапами цикла работы как объемного насоса, так и объемного гидромотора являются отсоединения

рабочих камер от гидролиний высокого и низкого давлений в момент, когда эти камеры имеют максимальный и минимальный объемы.

Основной параметр объемной машины — рабочий объем (объемная постоянная). *Рабочим объемом* q называют изменение объема рабочих камер гидромашины за один оборот приводного вала. Если через V_1 обозначить максимальный объем рабочей камеры, V_2 — минимальный объем рабочей камеры, а z — количество рабочих камер, то рабочий объем гидромашины

$$q = (V_1 - V_2)\, z. \tag{3.1}$$

Очевидно, что у насоса по рис. 3.1 рабочая камера *3* будет иметь минимальный объем V_2 при положении эксцентрика *1*, показанном на рисунке, а максимальный объем V_1 — при повороте этого эксцентрика на угол 180° по отношению к указанному.

Насос по рис. 3.1 имеет одну рабочую камеру *3*, а гидромотор по рис. 3.2 имеет шесть рабочих камер. Максимальный и минимальный объемы рабочих камер у гидромотора по рис. 3.2 будут в момент, когда эти камеры расположатся симметрично относительно вертикальной оси симметрии, которая разделит их пополам. При этом у верхней рабочей камеры будет максимальный объем, а у нижней — минимальный.

Если в конструкциях насоса по рис. 3.1 и гидромотора по рис. 3.2 предусмотреть возможность регулировать эксцентриситет, то это позволит изменять объемы V_1 и V_2 рабочих камер, а следовательно, рабочие объемы гидромашин. Объемную гидромашину называют *нерегулируемой*, если ее рабочий объем неизменен, и *регулируемой*, если рабочий объем можно изменять.

Изменение рабочего объема для регулируемых гидромашин характеризуется *параметром* ε *регулирования:*

$$\varepsilon = q'/q, \tag{3.2}$$

где q' и q — текущий и максимальный рабочие объемы. Параметр регулирования изменяется в пределах $0 \leqslant \varepsilon \leqslant 1$ или $-1 \leqslant \varepsilon \leqslant +1$. Так, у насоса по рис. 3.1 параметр регулирования $\varepsilon = 0$, если $e = 0$. У гидромашины по рис. 3.2 параметр регулирования может стать отрицательным, если центр O статорного кольца переместить ниже оси O_1 вращения ротора *2*, что соответствует отрицательному значению эксцентриситета e.

Кроме рабочего объема, объемная машина характеризуется частотой вращения приводного вала, теоретической, фактической и геометрической (мгновенной) подачей и степенью ее неравномерности (для насосов), диапазоном давлений, теоретическим, фактическим и мгновенным вращающим моментом на приводном валу и степенью его неравномерности (для гидромоторов), мощностью гидравлической и на приводном валу, объемным, механическим и общим КПД, определяющим энергетические потери, и другими параметрами.

3.2. Объемные потери и объемный КПД гидромашин

Количество рабочей жидкости, подаваемой насосом или принимаемой гидромотором за единицу времени без учета всех потерь, называют *теоретической подачей* объемной гидромашины. Теоретическая подача (расход, производительность) определяется зависимостью

$$Q_т = \varepsilon q n, \tag{3.3}$$

где n — частота вращения приводного вала. Для нерегулируемого насоса $\varepsilon = 1$. *Фактическая подача* насоса $Q_н$ всегда меньше теоретической за счет объемных потерь $Q_п$:

$$Q_н = Q_т - Q_п, \tag{3.4}$$

где $Q_п = Q_у + Q_в$; $Q_у$ — утечки через зазоры в рабочих камерах и узле распределения жидкости; $Q_в$ — потери на всасывании.

Различают внутренние утечки $Q_{у\,в}$, т. е. утечки из полости высокого в полость низкого давления, и наружные утечки $Q_{н.у}$, т. е. утечки из полостей высокого и низкого давления в корпус гидронасоса, откуда по дренажному трубопроводу они отводятся в бак.

Объемные потери на всасывании $Q_в$ — потери, вызванные неполным заполнением рабочих камер жидкостью в связи с потерями давления во всасывающей магистрали, сжимаемостью жидкости, деформацией рабочих камер и наличием в жидкости пузырьков нерастворенного воздуха.

Поскольку зазоры, через которые происходят утечки, при изменении скорости вращения практически не изменяются, а скорость течения жидкости через зазоры намного больше скорости относительного перемещения элементов пар, образующих эти зазоры, то утечки мало зависят от скорости вращения гидромашины.

Размеры поперечных сечений щелей, образующих зазоры, обычно на два порядка меньше их длин. Поэтому режим течения жидкости в щелях принимают ламинарным и считают, что

$$Q_у = c\,(\Delta p/\mu_д), \tag{3.5}$$

где Δp — перепад давлений в щели; $\mu_д$ — динамическая вязкость жидкости; c — коэффициент пропорциональности, зависящий от формы, размеров поперечного сечения и длины щели.

Объемным КПД насоса $\eta_{о\,н}$ называют отношение полезной мощности $N_п$ насоса к сумме полезной мощности $N_п$ и мощности $N_{пт}$, потерянной с утечками и на всасывании:

$$\eta_{о.н} = \frac{N_п}{N_п + N_{пт}} = \frac{Q_н \Delta p}{Q_н \Delta p + N_{пт}}. \tag{3.6}$$

Коэффициент подачи $K_п$ насоса — это отношение фактической подачи $Q_н$ насоса к его теоретической подаче $Q_т$:

$$K_п = Q_н/Q_т. \tag{3.7}$$

Обычно для объемных насосов давление нагнетания на один-два порядка выше, чем давление всасывания, давление всасывания мало отличается от атмосферного, а потери на всасывании при бескавитационном режиме работы незначительны. Поэтому можно считать, что

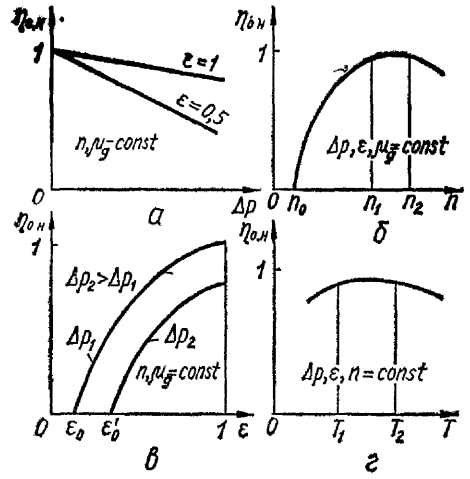


Рис. 3.3. Зависимости объемного КПД $\eta_{о\,н}$ насоса от перепада давлений Δp (*а*), частоты вращения n (*б*), параметра регулирования ε(*в*) и температуры T рабочей жидкости (*г*)

мощность $N_{пт}$ прямо пропорциональна перепаду давлений Δp, благодаря чему объемный КПД определяется по выражению (3.7), что и принято в дальнейшем изложении.

Подставляя в уравнение (3.7) выражения (3.3)...(3.5), найдем:

$$\eta_{о\,н} \approx K_{п} = 1 - \frac{Q_{п}}{Q_{т}} = 1 - c\frac{\Delta p}{\varepsilon q n \mu_{д}} - \frac{Q_{в}}{\varepsilon q n}. \quad (3.8)$$

При постоянных частоте вращения приводного вала насоса и вязкости жидкости потери $Q_{в}$ на всасывании изменяются незначительно. Поскольку утечки прямо пропорциональны перепаду давлений, то при бескавитационном режиме работы зависимость объемного КПД от перепада давлений линейна (рис. 3.3, *а*). Причем с увеличением перепада давлений и уменьшением параметра регулирования объемный КПД насоса уменьшается

Поскольку теоретическая подача насоса прямо пропорциональна частоте вращения, а утечки мало зависят от частоты вращения [см. зависимости (3.3), (3.5)], то при изменении частоты вращения от n_0 до n_1 потери $Q_{в}$ подачи насоса на всасывании незначительны, меняются мало и объемный КПД $\eta_{о\,н}$ возрастает (рис. 3.3, *б*). При дальнейшем увеличении частоты вращения в связи с возрастанием потерь на всасывании объемный КПД вначале стабилизируется (при $n_1 < n < n_2$), а затем падает ($n > n_2$). Работа насоса в режиме $n > n_2$ недопустима, так как в рабочих камерах возникает кавитация — разрыв потока жидкости, что может привести к разрушению поверхностей, возле которых имеет место явление кавитации, и к выходу насоса из строя. Таким образом, максимальная частота вращения насоса определяется надежностью заполнения рабочих камер жидкостью.

В связи с наличием утечек в насосе, подача которого регулируется изменением частоты вращения (рис. 3.3, *б*) или параметра регулирования (рис. 3.3, *в*), имеется зона нечувствительности $0...n_0$ и $0...\varepsilon_0$. На этом участке фактическая подача насоса, а следовательно, и его объемный КПД равны нулю. Значение n_0 или ε_0 можно найти из зависимости (3.8) подстановкой в нее $\eta_{о\,н} = 0$. С ростом перепада давления Δp зона нечувствительности насоса возрастает (рис. 3.3, *в*). Таким образом, минимальная частота вращения n_0 вала насоса определяется его герметичностью.

Вязкость $\mu_{д}$ минеральных масел — наиболее распространенных рабочих жидкостей — уменьшается с увеличением температуры T этих жидкостей. Поэтому с увеличением температуры увеличиваются

утечки [см выражение (3.5)], но одновременно улучшаются условия заполнения рабочих камер, т. е. уменьшаются потери на всасывании. При изменении температуры рабочей жидкости от T_1 до T_2 объемный КПД насоса $\eta_{о\,н}$ находится в приемлемых значениях (рис. 3.3, *г*). При $T > T_2$ КПД $\eta_{о\,н}$ падает в связи с уменьшением вязкости рабочей жидкости, а следовательно, с увеличением утечек. При $T < T_1$ КПД $\eta_{о\,н}$ падает в связи с увеличением вязкости рабочей жидкости, а следовательно, с увеличением потерь на всасывании.

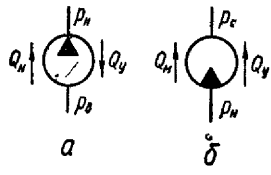


Рис. 3.4. Схемы направлений основного потока жидкости и утечек в насосе (*а*) и гидромоторе (*б*)

Объемный КПД насоса при прочих равных условиях тем больше, чем меньше доля зазоров, приходящихся на единицу теоретической подачи. Габариты насоса, а следовательно, зазоры растут не прямо пропорционально теоретической подаче, а в значительно меньшей степени. Поэтому среди типоразмеров насосов одной конструктивной схемы насос, рассчитанный на бо́льшую подачу, будет иметь более высокий КПД [2].

В гидромоторе, как и в насосе, теоретическая подача определяется по выражению (3.3). Поскольку здесь рабочие камеры заполняются под высоким давлением $p_н$, то заполнение происходит полностью и потерь на всасывании практически нет. Утечки всегда бывают из области высокого в область низкого давления. В насосе утечки $Q_у$ направлены против направления основного потока жидкости, т. е. из полости нагнетания с давлением $p_н$ в полость всасывания с давлением $p_в$ (рис. 3.4, *а*). В гидромоторе, наоборот, направление утечек совпадает с направлением основного потока жидкости, т. е. они направлены из напорной полости с давлением $p_н$ в сливную полость с давлением $p_с$ (рис. 3.4, *б*). Поэтому фактическая подача $Q_м$ гидромотора больше теоретической $Q_т$ и определяется зависимостью

$$Q_м = Q_т + Q_у = \varepsilon q n + c\,(\Delta p/\mu_д). \qquad (3.9)$$

При $Q_м \leqslant Q_у$ частота вращения вала гидромотора $n = 0$ (рис. 3.5, *а*), так как вся подача уходит на утечки. С уменьшением

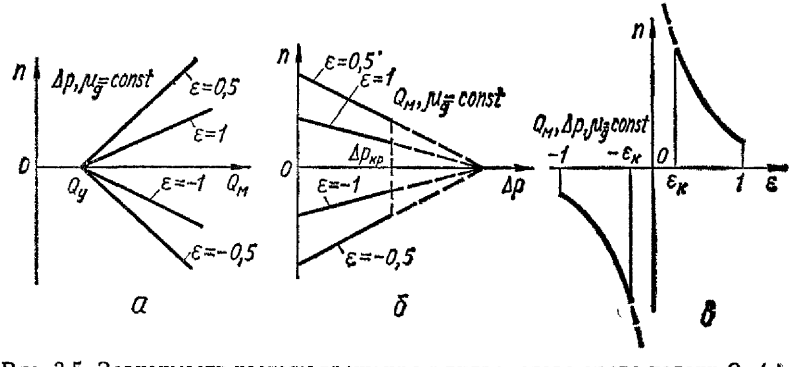


Рис. 3.5. Зависимости частоты вращения *n* гидромотора от его подачи $Q_м$ (*а*), перепада давлений Δp (*б*) и параметра регулирования ε (*в*)

параметра регулирования ε частота вращения гидромотора с повышением $Q_м$ возрастает.

С увеличением перепада давлений на гидромоторе до критического $\Delta p_{кр}$ (максимально допустимого) его частота вращения уменьшается (рис. 3.5, *б*) из-за увеличения утечек. Относительное падение частоты вращения тем больше, чем меньше параметр регулирования ε. Максимально допустимый перепад давлений $\Delta p_{кр}$ определяется изменением характера контактного трения (переходом жидкостного трения в полусухое и сухое) или работоспособностью подшипников качения гидромашины [2].

При постоянной подводимой подаче $Q_м = \text{const}$ нулевую частоту вращения изменением параметра регулирования мотора получить нельзя (рис. 3.5, *в*). Уменьшая параметр регулирования мотора, видим, что частота вращения мотора неограниченно возрастает, а вращающий момент на валу падает [см. зависимость (3.9)]. Поэтому у моторов $1 \geqslant |\varepsilon| \geqslant \varepsilon_к$, где обычно $\varepsilon_к \geqslant 0{,}3$ [2].

Объемным КПД гидромотора называют отношение его теоретической подачи $Q_т$ к фактической $Q_м$:

$$\eta_{о.м} = \frac{Q_т}{Q_м} = \frac{Q_т}{Q_т + Q_у} = \frac{1}{1 + c\,(\Delta p/\varepsilon q n \mu_д)}. \qquad (3.10)$$

3.3. Механические потери, механический и общий КПД гидромашин

В объемных гидромашинах имеют место потери энергии на трение механических частей и жидкости, называемые *механическими потерями*. Поскольку к насосу подводится механическая энергия, а отводится энергия потока жидкости, то вращающий момент $M_н$ на валу насоса больше теоретического (индикаторного) момента $M_т$, развиваемого перепадом давлений Δp на насосе. К гидромотору подводится энергия потока рабочей жидкости, поэтому здесь $M_т > M_м$, где $M_м$ — вращающий момент на валу гидромотора. Таким образом, вращающие моменты на валу насоса и гидромотора определяются зависимостями

$$\begin{aligned} M_н &= M_т + \Delta M; \\ M_м &= M_т - \Delta M, \end{aligned} \qquad (3.11)$$

где ΔM — потери вращающего момента, вызванные трением деталей машины и частиц рабочей жидкости.

Теоретический момент объемной гидромашины [см. зависимость (3.3)]

$$M_т = N_т/\omega = Q_т \Delta p/2\pi n = \varepsilon q \Delta p/2\pi, \qquad (3.12)$$

где $N_т$ — теоретическая мощность (мощность на выходе насоса и входе гидромотора); ω — угловая скорость гидромашины.

Механические потери в объемных машинах учитываются механическим КПД. *Механический КПД насоса* [см. уравнения (3.11) и (3.12)] определяется зависимостью

$$\eta_{м.н} = \frac{M_т}{M_н} = \frac{M_т}{M_т + \Delta M} = \frac{1}{1 + 2\pi \Delta M/\varepsilon q \Delta p}. \qquad (3.13)$$

Механический КПД гидромотора

$$\eta_{м.м} = \frac{M_м}{M_т} = \frac{M_т - M_м}{M_т} = 1 - \frac{2\pi\Delta M}{\varepsilon q \Delta p}. \quad (3.14)$$

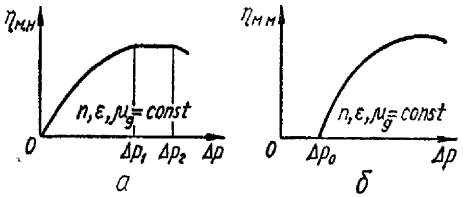


Рис. 3.6. Зависимости механического КПД насоса (*а*) и гидромотора (*б*) от перепада давлений

Если постепенно увеличивать перепад давлений на насосе (от 0 до Δp_1), то вначале механические потери момента ΔM растут в меньшей степени, чем перепад давлений, благодаря чему механический КПД насоса увеличивается (рис. 3.6, *а*). При дальнейшем росте перепада давлений механические потери ΔM увеличиваются так же, как и перепад ($\Delta p_1 < \Delta p < \Delta p_2$), а затем — в значительно большей степени ($\Delta p > \Delta p_2$), в результате чего на этих участках механический КПД насоса сначала стабилизируется, а затем уменьшается. Это объясняется изменением характера контактного трения деталей насоса, которое с ростом перепада давлений переходит от чисто жидкостного к полусухому и далее к сухому. Такое явление вызвано постепенным выдавливанием смазочной пленки из зоны контакта трущихся пар в связи с ростом контактных давлений.

При изменении перепада давлений на гидромоторе от 0 до Δp_0 (рис. 3.6, *б*) вал гидромотора не вращается, так как вращающий момент на его валу меньше момента сил трения, затрачиваемого на страгивание. При $\Delta p = \Delta p_0$ момент на валу гидромотора равен моменту от сил трения на его страгивание.

Иногда механическим КПД учитывают только потери на контактное трение, а потери момента, вызванные уменьшением давления из-за гидравлических потерь по длине и в местных сопротивлениях объемной гидромашины, учитывают *гидравлическим КПД* [13]. Однако такое разделение потерь имеет смысл только для чисто теоретических исследований, так как практически измерять отдельно механические потери, вызванные контактным трением и трением частиц жидкости, затруднительно.

Общим КПД объемной машины называют отношение полезной мощности (мощности на ее выходе) к затраченной (мощности на ее входе). Если через N обозначить механическую мощность на валу насоса или гидромотора и учесть, что в них имеются объемные и механические потери мощности, учитываемые объемным и механическим КПД [см. (3.7), (3.10), (3.13), (3.14)], то общие КПД насоса $\eta_н$ и гидромотора $\eta_м$

$$\eta_н = N_т/N = \eta_{о.н}\eta_{м.н} = Q_н M_т/Q_т M_н;$$
$$\eta_м = N/N_т = \eta_{о.м}\eta_{м.м} = Q_т M_м/Q_м M_т. \quad (3.15)$$

Для объемных машин часто приводят универсальные характеристики [13]. Такие характеристики (рис. 3.7) обычно связывают момент M, скорость ω вращения и общий КПД для мотора, подачу Q, давление p и общий КПД для насоса.

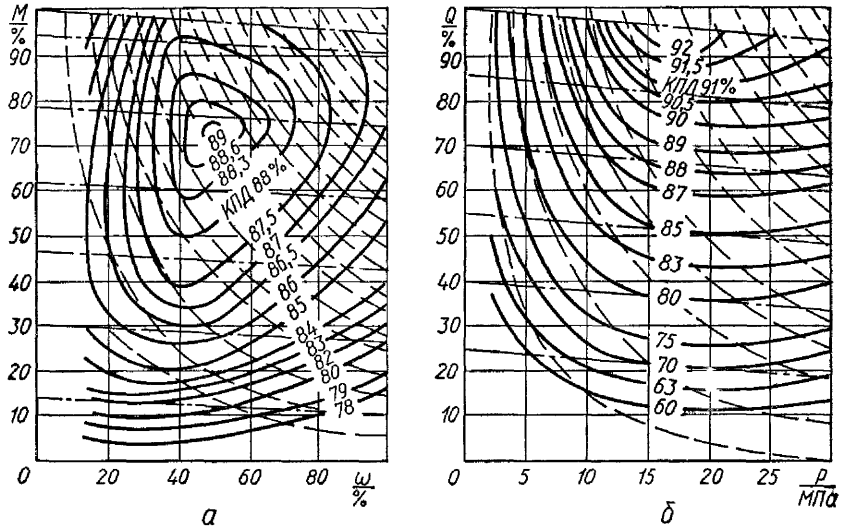


Рис. 3.7. Универсальные характеристики аксиально-поршневого гидромотора (*а*) и насоса (*б*)

Для гидромотора (рис. 3.7, *а*) сплошными линиями обозначены кривые общего КПД, штриховыми — геометрические места точек, соответствующих постоянной мощности на выходе, штрихпунктирными — изобары. Поскольку мощность на валу гидромотора равна произведению момента M на скорость ω вращения, то штриховые линии представляют собой гиперболы. С ростом скорости вращения увеличиваются механические потери на вязкое трение, а следовательно, уменьшается вращающий момент M, соответствующий одному и тому же давлению (штрихпунктирные линии).

Для насоса (рис. 3.7, *б*) сплошными линиями обозначены кривые общего КПД, пунктирными — геометрические места точек, соответствующих постоянной полезной мощности, а штрихпунктирными — геометрические места точек, соответствующих постоянной фактической подаче. Поскольку полезная мощность насоса равна произведению подачи Q насоса на давление p, пунктирные линии представляют собой гиперболы. С ростом давления насоса возрастают утечки, а следовательно, уменьшается фактическая подача (штрихпунктирные линии).

Универсальные характеристики позволяют определить значения параметров, при которых будут обеспечены заданные значения общего КПД, а также оптимальные значения этих параметров, при которых общий КПД гидромашины максимальный. Например, гидромотор, имеющий универсальные характеристики по рис. 3.7, *а*, будет работать в оптимальном режиме, обеспечивающем его максимальный КПД, если вращающий момент на его валу составит 73 % номинального, а скорость вращения — 50 % номинальной. Насос с характеристиками по рис. 3.7, *б* будет иметь максимальный КПД при давлении p = = 15...20 МПа, а подача равна номинальной.

3.4. Параметры объемных гидромашин при выражении их через безразмерные коэффициенты

При статическом расчете гидропривода потери энергии в объемных гидромашинах выражают через объемный, механический и общий КПД. Проводя динамический расчет, так поступать нельзя, так как объемный, механический и общий КПД гидромашин зависят от перепада давления, частоты вращения, вязкости жидкости и параметра регулирования. В этом случае потери аппроксимируют выражениями, включающими в себя безразмерные коэффициенты, которые зависят только от конструкции машины и степени ее износа. Обычно рассматривают безразмерные коэффициенты, учитывающие утечки рабочей жидкости, составляющую трения, пропорциональную перепаду давлений, и составляющую жидкостного трения, пропорциональную вязкости жидкости и относительной скорости движения трущихся пар [2, 12, 13].

Рассмотрим методику определения подач и вращающих моментов нерегулируемых объемных машин.

Используя соображения, высказанные в 3.2 [см. зависимость (3.5)], выразим утечки $Q_у$ гидромашины соотношением

$$Q_у = k_с \frac{q\Delta p}{2\pi\mu_д}, \tag{3.16}$$

где $k_с$ — безразмерный коэффициент скольжения (утечек) гидромашины. Тогда подачи насоса и гидромотора [см. зависимости (3.3)...(3.5), (3.9)]

$$Q_н = qn - k_с \frac{q\Delta p}{2\pi\mu_д} - Q_в;$$

$$Q_м = qn + k_с \frac{q\Delta p}{2\pi\mu_д}. \tag{3.17}$$

Потери вращающего момента ΔM аппроксимируют выражением

$$\Delta M = \Delta M_p + \Delta M_в + M_х, \tag{3.18}$$

где ΔM_p — момент сопротивления составляющей трения, пропорциональной перепаду давлений; $\Delta M_в$ — момент от вязкостного сопротивления жидкостного трения; $M_х$ — момент холостого хода. Моменты ΔM_p и $\Delta M_в$ определяют по формулам

$$\Delta M_p = k_p q\Delta p/2\pi;$$
$$\Delta M_в = k_в qn\mu_д, \tag{3.19}$$

где k_p, $k_в$ — безразмерные коэффициенты, характеризующие соответствующие составляющие трения в объемной гидромашине.

Учитывая зависимости (3.12), (3.18) и (3.19), найдем моменты $M_н$ и $M_м$ на валах насоса и гидромотора:

$$M_н = (1 + k_p)\, q\Delta p/2\pi + k_в qn\mu_д + M_х,$$
$$M_м = (1 - k_p) q\Delta p/2\pi - k_в qn\mu_д - M_х. \tag{3.20}$$

Безразмерные коэффициенты находят, как правило, экспериментально. Для определения коэффициента скольжения, например, насоса проводят эксперимент и аппроксимируют зависимость фактической

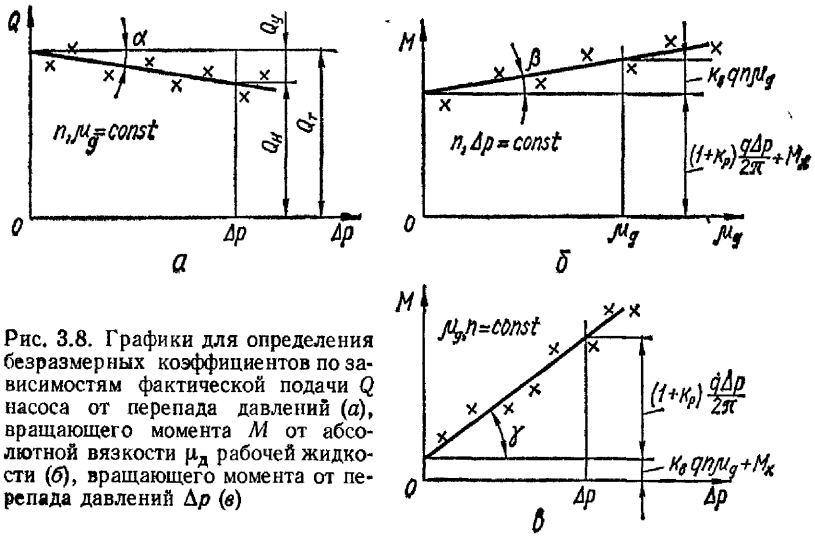


Рис. 3.8. Графики для определения безразмерных коэффициентов по зависимостям фактической подачи Q насоса от перепада давлений (*а*), вращающего момента M от абсолютной вязкости $\mu_д$ рабочей жидкости (*б*), вращающего момента от перепада давлений Δp (*в*)

подачи Q насоса от перепада давлений прямой (рис. 3.8, *а*). Основываясь на соотношениях (3.4) и (3.16), по графику находят $\operatorname{tg}\alpha = Q_y/\Delta p = k_c q/2\pi\mu_д$, откуда

$$k_c = (2\pi\mu_д/q)\operatorname{tg}\alpha. \qquad (3.21)$$

Коэффициент жидкостного трения определяют, аппроксимируя экспериментально снятую зависимость вращающего момента M на валу насоса от коэффициента $\mu_д$ абсолютной вязкости рабочей жидкости прямой (рис. 3.8, *б*). По графику, используя выражение (3.19), находят

$$\operatorname{tg}\beta = k_в qn\mu_д/\mu_д,$$

откуда

$$k_в = \operatorname{tg}\beta/qn. \qquad (3.22)$$

Для определения коэффициента трения, пропорционального перепаду давлений, и момента холостого хода аппроксимируют прямой экспериментально снятую зависимость момента на валу насоса от перепада давлений (рис. 3.8, *в*). Из зависимости (3.20) и графика следует, что

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{1+k_p}{\Delta p}\frac{q\Delta p}{2\pi},$$

откуда

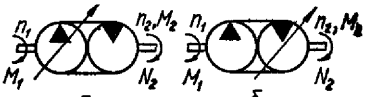
$$k_p = (2\pi/q)\operatorname{tg}\gamma - 1. \qquad (3.23)$$

Момент холостого хода находят, вычитая из экспериментально определенной величины $(k_в qn\mu_д + M_х)_э$ расчетную $k_в qn\mu_д$:

$$M_х = (k_в qn\mu_д + M_х)_э - k_в qn\mu_д. \qquad (3.24)$$

Коэффициенты k_c, k_p, $k_в$, особенно первый из них, зависят от степени износа объемной гидромашины и изменяются в процессе ее эксплуатации.

Аппроксимация потерь в объемных гидромашинах при помощи безразмерных коэффициентов применяется при динамических расчетах гидроприводов. Она позволяет в удобной форме раздельно учесть различные составляющие потерь мощности (объемные потери, потери на жидкостное трение, трение, пропорциональное перепаду давлений, потери холостого хода) как для объемных гидромашин, так и для других элементов гидропривода.



а б

Рис. 3.9. Схемы объемных гидропередач с регулируемыми насосом (*а*) и гидромотором (*б*)

3.5. Статические характеристики объемных гидропередач

Гидропередачей называют механизм, в котором, по крайней мере, одно звено — жидкость. *Объемная гидропередача* — это передача, в которой рабочая жидкость обеспечивает геометрические связи за счет своего объема. Она представляет собой часть объемного гидропривода, предназначенного для передачи движения от приводящего двигателя к звеньям машины, и состоит из объемных насоса, гидродвигателя и гидролиний. Различают объемные *гидропередачи раздельного исполнения*, состоящие из раздельных гидроустройств, и *нераздельного исполнения*, состоящие из гидроустройств, конструктивно оформленных как одно целое.

Определим статические характеристики объемной гидропередачи. Считая гидропередачу идеальной, т. е. пренебрегая объемными и механическими потерями, найдем зависимости вращающих моментов M_1 и M_2 на валах и мощности N_2 от параметра регулирования ε и частоты вращения n_2 выходного вала гидропередачи [3].

Для гидропередачи с регулируемым насосом (рис. 3.9, *а*) из условия неразрывности потока жидкости следует

$$\varepsilon_1 q_1 n_1 = q_2 n_2,$$

откуда

$$n_2 = (q_1 n_1/q_2)\,\varepsilon_1 = a_1 \varepsilon_1. \tag{3.25}$$

Вращающие моменты на входном, выходном валах и мощность на выходе N_2 и входе N_1

$$M_1 = \varepsilon_1 q_1 \Delta p/2\pi = a_2 \varepsilon_1; \tag{3.26}$$

$$M_2 = q_2 \Delta p/2\pi = a_3; \tag{3.27}$$

$$N_2 = N_1 = \varepsilon_1 q_1 n_1 \Delta p = a_4 \varepsilon_1. \tag{3.28}$$

Подставляя (3.25) в (3.26)...(3.28), найдем зависимости момента M_1 и мощности N_2 от частоты вращения n_2:

$$M_1 = (a_2/a_1)\,n_2 = a_2' n_2; \tag{3.29}$$

$$N_2 = (a_4/a_1)\,n_2 = a_4' n_2. \tag{3.30}$$

Для гидропередачи с регулируемым гидромотором (рис. 3.9, *б*), проводя аналогичные рассуждения, получим

$$n_2 = (q_1 n_1/q_2)\,(1/\varepsilon_2) = b_1/\varepsilon_2; \tag{3.31}$$

$$M_1 = q_1 \Delta p/2\pi = b_2; \tag{3.32}$$

$$M_2 = \varepsilon_2 q_2 \Delta p / 2\pi = b_3 \varepsilon_2 = b_3'/n_2; \quad (3.33)$$

$$N_2 = N_1 = q_1 n_1 \Delta p = b_4. \quad (3.34)$$

Зависимости (3.25)...(3.34) называют *идеальными статическими характеристиками* гидропередач с регулируемыми насосом и гидромотором. Анализируя аналитические выражения и графическое изображение статических характеристик (рис. 3.10), можно сделать следующие выводы:

1. Гидропередача с регулируемым насосом позволяет плавно изменять скорость n_2 выходного вала от 0 до n_{2max}. Можно включить приводной двигатель без нагрузки при $\varepsilon_1 = 0$, а затем плавно разогнать систему до требуемой частоты. Гидропередача с регулируемым гидромотором не позволяет получить нулевой скорости. Здесь при $\varepsilon_2 \to 0$ частота вращения выходного вала $n_2 \to \infty$, а момент на этом валу $M_2 \to 0$. Поэтому регулирование такой передачи осуществляют в пределах $\varepsilon_2 = 1...\varepsilon_{2min}$, где $\varepsilon_{2min} > 0$.

2. Гидропередача с регулируемым насосом при постоянном перепаде давлений позволяет работать в режиме постоянного момента на выходном валу, т. е. при постоянной нагрузке независимо от частоты вращения. В гидропередаче с регулируемым гидромотором момент на выходном валу изменяется обратно пропорционально частоте вращения этого вала.

3. Гидропередача с регулируемым гидромотором работает в режиме постоянного момента на приводном валу $M_1 = \text{const}$. В гидропередаче с регулируемым насосом момент на приводном валу изменяется пропорционально изменению параметра регулирования.

4. Гидропередача с регулируемым гидромотором работает в режиме постоянной мощности. В гидропередаче с регулируемым насосом мощность изменяется прямо пропорционально изменению параметра регулирования.

Благодаря существенным преимуществам в станках нашли применение, главным образом, гидропередачи с регулируемым насосом.

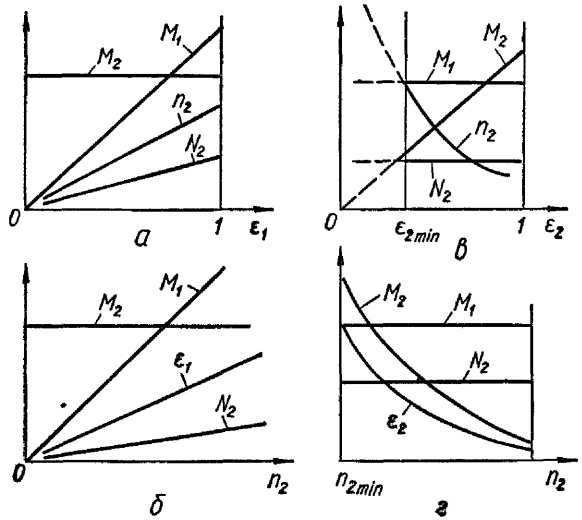


Рис. 3.10. Идеальные статические характеристики объемной гидропередачи с регулируемыми насосом (*а*, *б*) и гидромотором (*в*, *г*)

3.6. Выбор параметров гидропередачи

Пусть задана мощность N_2 на выходе гидропередачи, частота вращения n_1 насоса и передаточное число гидропередачи

$$u = n_2/n_1, \tag{3.35}$$

где n_2 — частота вращения гидромотора.

Для регулируемых гидропередач расчет ведут при параметрах регулирования, равных единице. Из условия неразрывности потока жидкости

$$q_1 n_1 \eta_{o1} = q_2 n_2 (1/\eta_{o2}),$$

где q_1, q_2, η_{o1}, η_{o2} — рабочие объемы и объемные КПД насоса и гидромотора гидропередачи. Принимая $\eta_{o1}\eta_{o2} = \eta_{o.п}$, где $\eta_{o.п}$ — объемный КПД гидропередачи, получим

$$q_2 = q_1 (\eta_{o.п}/u). \tag{3.36}$$

Если известен коэффициент трансформации гидропередачи

$$k = M_2/M_1, \tag{3.37}$$

где M_1, M_2 — вращающие моменты на валах насоса и гидромотора, то, принимая произведение механических КПД насоса и мотора равным механическому КПД гидропередачи $\eta_{м1}\eta_{м2} = \eta_{м.п}$ и перепады давлений Δp на насосе и гидромоторе примерно одинаковыми, из (3.37), (3.12)...(3.14) имеем

$$q_2 = q_1 (k/\eta_{м.п}). \tag{3.38}$$

Из (3.36) и (3.38), обозначая общий КПД гидропередачи $\eta_п = \eta_{o.п}\eta_{м.п}$, получим

$$\eta_п = ku. \tag{3.39}$$

Задаваясь перепадом давлений Δp, выразим мощность N_2 на выходе гидропередачи в виде

$$N_2 = N_1\eta_п = M_1 2\pi n_1 \eta_п = (q_1 \Delta p/2\pi\eta_{м1})\, 2\pi n_1 \eta_п,$$

откуда

$$q_1 = N_2\eta_{м1}/\Delta p n_1 \eta_п. \tag{3.40}$$

Таким образом, рабочий объем гидропередачи определяется по выражению (3.40), а рабочий объем гидромотора — по соотношению (3.36) или (3.38).

Значения основных параметров гидропередач нельзя выбирать произвольно. Так, номинальные давления в гидросистеме принимают по ГОСТ 12445—80, номинальные частоты вращения — по ГОСТ 12446—80, диаметры подвижных уплотняющих цилиндрических пар — по ГОСТ 12447—80, номинальные рабочие объемы насосов, насосов-моторов и гидромоторов — по ГОСТ 13824—80, номинальные подачи — по ГОСТ 13825—80.

3.7. Радиально-поршневые насосы

Радиально-поршневые насосы можно разделить на роторные и безроторные.

Роторные радиально-поршневые насосы в некоторых случаях изготовляют мощностью до 3000 кВт, на подачи до 0,013 м³/с

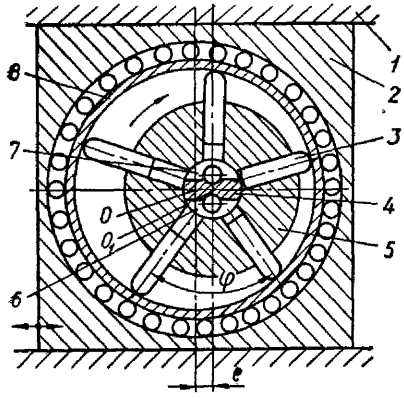


Рис. 3.11. Схема роторного радиально-поршневого насоса

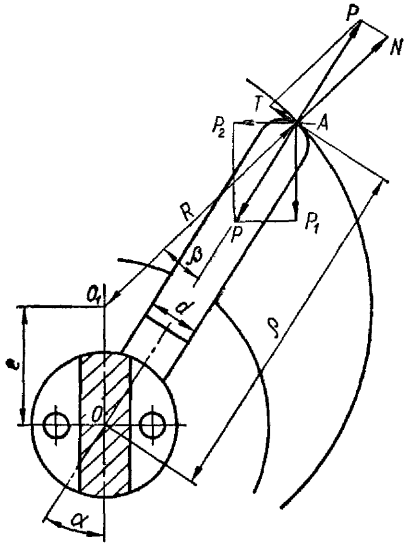


Рис. 3.12. Расчетная схема радиально-поршневого насоса

(800 л/мин) и давления до 25 МПа. Объемный КПД таких насосов $\eta_0 = 0{,}8...0{,}95$, общий КПД $\eta = 0{,}72...0{,}81$ [2, 3, 13, 22, 29].

В корпусе *1* радиально-поршневого насоса (рис. 3.11) по направляющим может горизонтально перемещаться каретка *2*. Неподвижная цапфа *4* имеет пазы *6* и *7*, соединенные выполненными в ней осевыми отверстиями соответственно со всасывающей и нагнетательной гидролиниями. На цапфе посажен с гарантированно малым зазором ротор *5* с радиально расположенными отверстиями-цилиндрами. В каждом цилиндре перемещается поршень *3*, который сферической головкой упирается в круговую направляющую *8*. Направляющая установлена на подшипниках качения в каретке *2*. Ось O_1 ротора *5* расположена на расстоянии (эксцентриситете) *e* относительно оси *O* направляющей *8*. Рабочая камера ограничена цилиндрическими поверхностями ротора *5* и цапфы *4*, а также поверхностью поршня *3*.

При повороте ротора по направлению стрелки благодаря наличию эксцентриситета *e* поршни кроме вращательного движения вместе с ротором совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора. Поршни, находящиеся ниже горизонтальной оси насоса, двигаются от центра к периферии, всасывая жидкость из паза *6* цапфы в рабочие камеры. Поршни, находящиеся выше этой оси, перемещаются от периферии к центру, выдавливая жидкость из своих рабочих камер через паз *7* и верхнее осевое отверстие в цапфе *4* в нагнетательную гидролинию. В горизонтальном положении поршни ограничивают максимальный (слева) и минимальный (справа) объемы рабочих камер. При этом объемы отсоединены от нагнетательной и всасывающей гидролиний перемычками цапфы *4* между пазами *6* и *7*. Таким образом, выполняются четыре рассмотренных в 3.1 этапа цикла работы насоса.

Для увеличения подачи цилиндры располагают в несколько рядов и в каждом ряду углы φ между соседними осями цилиндров выбира-

ют одинаковыми:

$$\varphi = 2\pi/z, \tag{3.41}$$

где z — число цилиндров в одном ряду.

Определим геометрическую подачу роторного радиально-поршневого насоса (рис. 3.12). Движение от приводного вала к поршню передается кривошипно-шатунным механизмом. Будем пренебрегать влиянием сферичности головки поршня, считая, что его контакт с направляющей происходит в точке A, лежащей на оси цилиндра.

При повороте ротора на текущий угол $\alpha = \omega t$, где ω — угловая скорость, t — время поворота ротора, расстояние OA

$$\rho = R\cos\beta + e\cos\alpha. \tag{3.42}$$

Выражая угол β из треугольника OO_1A через α, e, R (по теореме синусов), раскладывая выражение для $\cos\beta$ в стандартный ряд и ограничиваясь первыми двумя слагаемыми этого ряда ($e \ll R$) ввиду относительной малости остальных слагаемых, получим

$$\cos\beta = \sqrt{1 - (e^2/R^2)\sin^2\alpha} \approx 1 - (e^2/2R^2)\sin^2\alpha; \tag{3.43}$$

$$\rho = R - (e^2/2R)\sin^2\alpha + e\cos\alpha. \tag{3.44}$$

Отсюда текущая скорость v поршня относительно ротора и геометрическая подача Q насоса будут

$$v = d\rho/dt = e\omega[\sin\alpha + (e/2R)\sin 2\alpha]; \tag{3.45}$$

$$Q = F\sum_{н} v_i = Fe\omega\left[\sum_{н}\sin\alpha_i + (e/2R)\sum_{н}\sin 2\alpha_i\right], \tag{3.46}$$

где $F = \pi d^2/4$ — площадь поперечного сечения поршня; $\sum_{н}$ — сумма по всем поршням, находящимся в области нагнетания.

Из простых геометрических построений определяют для четного числа цилиндров в одном ряду и текущего угла α_i поворота первого поршня при $0 \leqslant \alpha_i \leqslant 2\pi/z$

$$\sum_{н}\sin\alpha_i = \frac{\cos(\pi/z - \alpha_1)}{\sin(\pi/z)}; \quad \sum_{н}\sin 2\alpha_i = 0, \tag{3.47}$$

а для нечетного числа цилиндров при $0 \leqslant \alpha_i \leqslant \pi/z$

$$\sum_{н}\sin\alpha_i = \frac{\cos(\pi/2z - \alpha_1)}{2\sin(\pi/2z)}; \quad \sum_{н}\sin 2\alpha_i = \frac{\sin(2\alpha_1 - \pi/z)}{2\cos(\pi/z)}. \tag{3.48}$$

Из выражений (3.46)...(3.48) следует, что геометрическая подача радиально-поршневого насоса не постоянна и зависит от числа цилиндров z [2].

На рис. 3.13 представлена зависимость геометрической подачи от текущего угла поворота приводного вала насоса. Коэффициент неравномерности подачи для четного числа цилиндров в одном ряду

$$\sigma_ч = (Q_{max} - Q_{min})/Q_{max} \approx 5/z^2, \tag{3.49}$$

а для нечетного числа цилиндров в одном ряду

$$\sigma_н \approx (5/z^2)(0{,}25 + e/2R), \tag{3.50}$$

где Q_{max}, Q_{min} — максимальное и минимальное значения геометрической подачи; $e \ll R$.

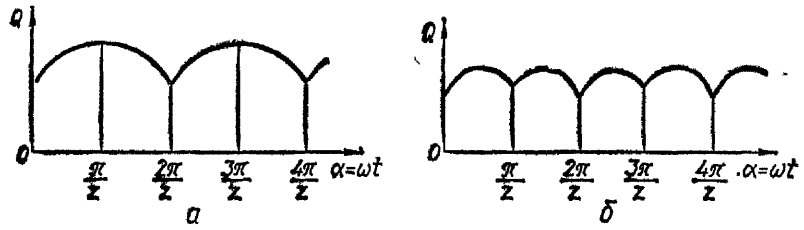


Рис. 3.13. Зависимость геометрической подачи Q радиально-поршневого насоса от угла α поворота ротора для четного ($а$) и нечетного ($б$) числа цилиндров в одном ряду

Поскольку при нечетном числе цилиндров в одном ряду амплитуда колебаний подачи значительно меньше [см. зависимости (3.49), (3.50) и рис. 3.13], а частота колебаний в два раза больше, чем при четном, радиально-поршневые насосы однократного действия применяют с нечетным числом цилиндров в одном ряду. При многорядном исполнении рекомендуется для уменьшения амплитуды колебаний подачи соседние ряды цилиндров ротора смещать на угол

$$\psi = \varphi/2z_р, \tag{3.51}$$

где $z_р$ — число рядов цилиндров ротора.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса

$$q = (\pi d^2/4)\,2ezz_р = (\pi d^2/2)\,ezz_р, \tag{3.52}$$

а средняя теоретическая подача определяется по выражению (3.4).

Сила давления нагнетания $p_н$ жидкости на поршень

$$P = Fp_н \tag{3.53}$$

передается от поршня на направляющую (см. рис. 3.12) и может быть разложена на две составляющие T и N:

$$T = P\,\mathrm{tg}\,\beta; \tag{3.54}$$

$$N = P/\cos\beta. \tag{3.55}$$

Сила T создает вращающий момент на роторе $M = T\rho$, который нужно преодолеть для вращения вала насоса и который развивает радиально-поршневой гидромотор, а сила N воспринимается подшипниками направляющей.

С другой стороны, реакция направляющей P воспринимается ротором. Вертикальные составляющие сил P, действующие на поршни, соединенные с полостью нагнетания (см. рис. 3.12, сила $P_1 = P\cos\alpha$), практически уравновешиваются, а общая равнодействующая $P_р$ горизонтальных составляющих (сумма всех сил $P_2 = P\sin\alpha$, рис. 3.12) нагружает узел цапфенного распределения жидкости и равна [см. (3.48)]

$$P_р = P\sum_н \sin\alpha_t = P\,\frac{\cos(\pi/2z - \alpha_t)}{2\sin(\pi/2z)}, \tag{3.56}$$

а максимальное ее значение

$$P_{р\max} = P\,\frac{1}{2\sin(\pi/2z)}. \tag{3.57}$$

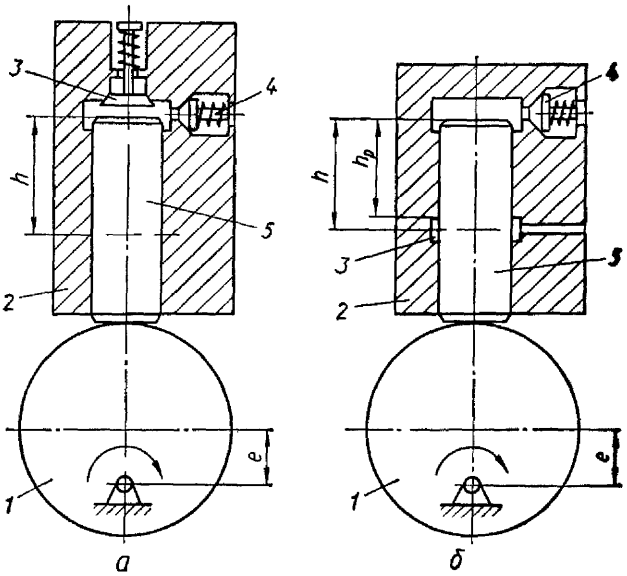


Рис. 3.14. Схемы радиально-поршневых насосов с клапанным (*а*) и клапанно-щелевым (*б*) распределением жидкости и невращающимися рабочими камерами

Безроторные радиально-поршневые насосы (радиально-кулачковые) изготовляют с клапанным и клапанно-щелевым распределением жидкости и применяют на давления 50 МПа и выше.

Насос с клапанным распределением (рис. 3.14, *а*) состоит из кулачка-эксцентрика *1*, корпуса *2*, всасывающего *3* и нагнетательного *4* клапанов, поршня *5*. Его принцип действия аналогичен принципу действия насоса по рис. 3.1. Такие насосы высоко надежны, долговечны, имеют высокий объемный КПД. Здесь нет гидравлических ударов, компрессии в цилиндрах (давления выше давления нагнетания). Однако при переходе поршня через верхнее крайнее положение (от нагнетания к всасыванию) запаздывание в закрытии нагнетательного клапана приводит к возвращению в рабочую камеру части рабочей жидкости. При переходе поршня через нижнее крайнее положение (от всасывания к нагнетанию) запаздывание в закрытии всасывающего клапана, вызванное действием на него сил инерции, приводит к возвращению в линию всасывания части жидкости из рабочей камеры. Для уменьшения объемных потерь клапаны делают с возможно меньшими массами. Поскольку на всасывающем клапане при его открытии допускается значительно меньший перепад давлений, чем на нагнетательном, он имеет всегда бо́льшие размеры, массу и, как правило, ограничивает допустимую скорость вращения. Рабочий объем и средняя теоретическая подача таких насосов определяются соотношениями (3.52), (3.3).

Насос с клапанно-щелевым распределением жидкости (рис. 3.14, *б*) состоит из кулачка-эксцентрика *1*, корпуса *2* с кольцевой канавкой *3*, связанной каналом со всасывающей магистралью, нагнетательного клапана *4* и поршня *5*. При повороте эксцентрика *1* по направлению стрелки поршень *5* перемещается сверху

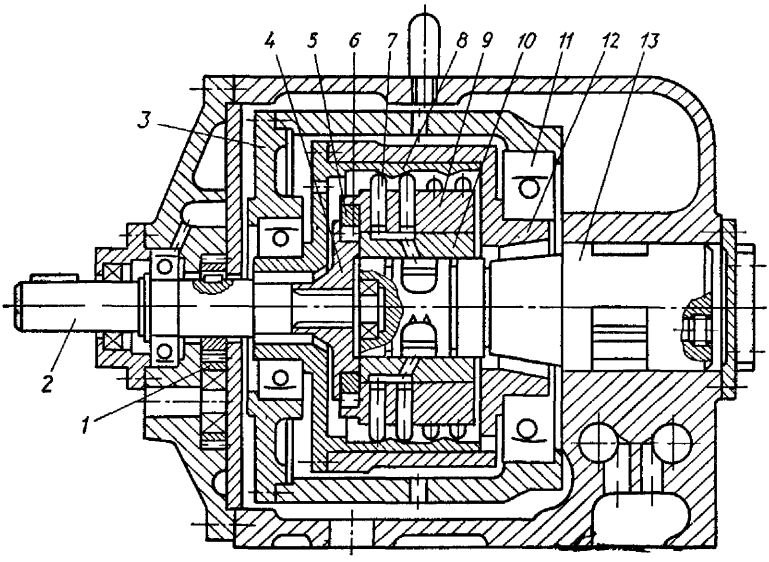


Рис. 3.15. Роторный радиально-поршневой насос типа НП

вниз и в рабочей камере образуется пониженное давление, под действием которого она заполняется жидкостью из кольцевой канавки *3*. Когда поршень перемещается снизу вверх, то после отсоединения кольцевой канавки *3* от рабочей камеры открывается клапан *4* и жидкость поступает в нагнетательную магистраль.

Отсутствие всасывающего клапана позволяет увеличить допустимую скорость вращения эксцентрика, однако здесь для получения подачи используется лишь часть $h_р$ рабочего хода поршня ($h = 2e$). Обычно $h_р$ выбирают так, чтобы угол поворота эксцентрика из положения, соответствующего нижнему крайнему, в положение, при котором рабочая камера отсекается от линии всасывания, составлял 55—60° [2]. Рабочий объем насоса

$$q = (\pi d^2/4)\, h_р z. \qquad (3.58)$$

Геометрическая подача таких насосов определяется соотношениями (3.46)...(3.50), силовые зависимости — (3.54)...(3.57).

Рассмотрим некоторые конструкции радиально-поршневых насосов.

Радиально-поршневой насос НП (рис. 3.15) выполнен по схеме, представленной на рис. 3.11. В его корпусе жестко закреплена распределительная цапфа *13*, на которую с гарантированно малым зазором посажена бронзовая втулка *10*. Втулка запрессована в ротор *9* с четырьмя рядами радиально расположенных цилиндрических отверстий, в которых могут свободно перемещаться поршни *7*. Распределительная цапфа *13* имеет осевые отверстия и два паза для подвода и отвода жидкости из рабочих камер, ограниченных цилиндрическими отверстиями ротора *9*, наружной поверхностью втулки *10* и торцевыми поверхностями поршней.

Приводной вал *2* насоса вращается в двух шарикоподшипниках, один из которых расположен в крышке корпуса, а второй — в расточке цапфы *13*. Для компенсации несоосности оси приводного вала *2* с осью ротора *9* последний приводится в движение муфтой, состоящей из фланца *4*, промежуточного кольца *5* и четырех роликов *6*, два из которых передают крутящий момент от фланца к кольцу, а два других — от кольца к ротору. При вращении ротора поршни *7* прижимаются сферическими поверхностями к коническим поверхностям реактивных колец *8*, запрессованных в барабан *12*. Благодаря этому кроме возвратно-поступательного движения относительно ротора поршни совершают возвратно-поворотные движения вокруг собственной оси, что улучшает условия смазки и уменьшает износ трущейся пары поршень — цилиндр.

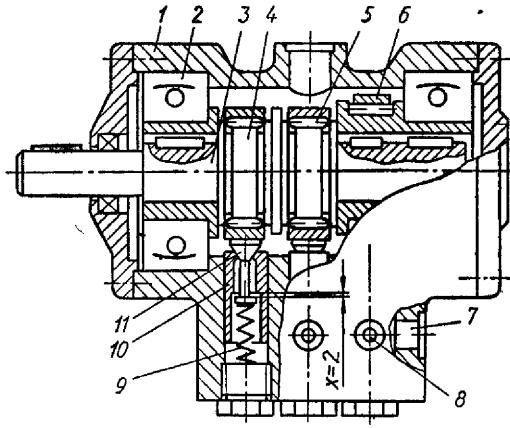


Рис. 3.16. Радиально-поршневой насос типа Н с неподвижным блоком цилиндров

Скользящий блок *3* может перемещаться в горизонтальном направлении перпендикулярно к плоскости чертежа по направляющим. При этом ось вращения барабана *12*, установленного на подшипниках *11* в блоке *3*, меняет свое положение относительно оси ротора, в результате чего изменяется эксцентриситет, а следовательно, подача насоса (см. рис. 3.11). На приводном валу *2* установлен вспомогательный шестеренный насос *1*, предназначенный для питания узлов управления и создания избыточного давления на всасывании, благодаря чему обеспечивается надежный поджим сферических головок поршней *7* к реактивным кольцам *8*.

Радиально-поршневой насос Н с неподвижным блоком цилиндров (рис. 3.16) построен по схеме рис. 3.14, *а*. В корпусе *1* насоса на подшипниках качения *2* установлен вал *3* с тремя эксцентрическими шейками *4*, смещенными одна относительно другой на угол 120°. На каждой шейке на игольчатых подшипниках *5* сидят обоймы *6*. При вращении вала *3* обойма *6* прижимается к всасывающему клапану *11*, который, перемещаясь вниз, передвигает поршень *10*, преодолевая сопротивление пружины *9* и вытесняя жидкость через нагнетательный клапан *8* в выходное отверстие *7*. Пружина *9* всегда обеспечивает контакт между клапаном *11* и обоймой *6*. При движении вверх клапан сначала смещается относительно поршня на $x = 2$ мм, образуя всасывающее отверстие, через которое жидкость из корпуса насоса поступает под поршень при его дальнейшем движении вместе с клапаном.

3.8. Высокомоментные гидромоторы

Высокомоментные гидромоторы представляют собой радиально-поршневые гидромашины, обеспечивающие привод нагрузки (колеса, лебедки, ходовой винт и пр.) без промежуточного понижающего редуктора, что позволяет уменьшить массу, габаритные размеры и потребляемую мощность привода. Вращающие моменты высокомоментных гидромоторов обычно находятся в пределах 200...30 000 Н · м при номинальном давлении 10...32 МПа и угловой скорости 0,016...1,6 $с^{-1}$ [2, 3, 7, 8, 13]. Для получения больших вращающих моментов эти гидромоторы выполняют как машины многократного действия.

В **гидромоторе с ползунами** (рис. 3.17, *а*) ротор *5*, жестко связанный с приводным валом, посажен с гарантированно малым зазором на неподвижную цапфу *8*. В радиально расположенных цилиндрических отверстиях ротора свободно перемещаются поршни *3*, выполненные заодно с ползунами *4*. В каждом ползуне на ось *7* надеты один или два ролика *6*. Ротор установлен внутри цилиндрического отверстия статора *1* (статорного кольца, копира), выполненного в виде криволинейного *m*-угольного многоугольника, с которым взаимодействуют ролики *6*. Ползуны разгружают поршни от радиальных составляющих сил давления жидкости.

В неподвижной цапфе *8* выполнены осевое центральное отверстие *2*, соединенное со сливом, и *m* симметрично расположенных осевых отверстий *10*, связанных с линией нагнетания. Кроме того, в цапфе имеются соединенные с центральным отверстием *m* радиальных отверстий *11*, каждое из которых симметрично относительно соседних отверстий *10*, а также *m* радиальных отверстий *12*, соединенных с отверстиями *10*. Рабочая камера ограничена цилиндрическими поверхностями ротора *5*, цапфы *8* и торцевой поверхностью поршня *3*.

При подаче жидкости от линии нагнетания через *m* осевых отверстий *10* и радиальные отверстия *12* в соединенных с ними рабочих камерах, например в рабочей камере *9*, возникает сила *P* давления

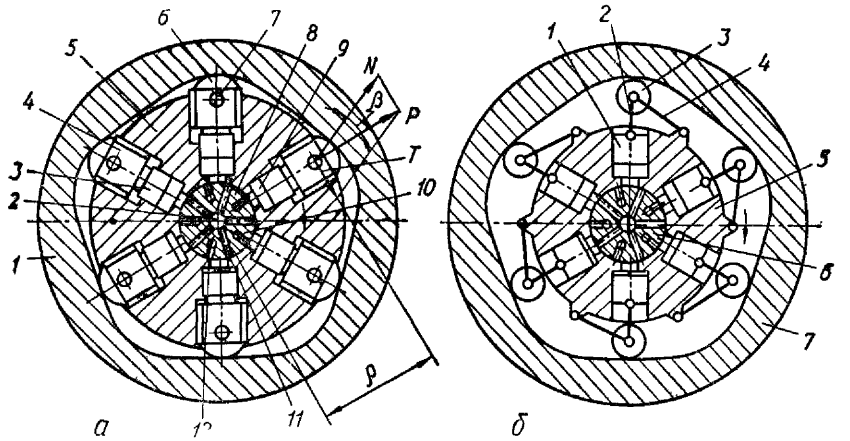


Рис. 3.17. Схемы роторных **радиально-поршневых** гидромоторов с ползунами (*а*) и рычажного типа (*б*)

жидкости, определяемая соотношением (3.53). Эта сила раскладывается на две составляющие N и T с углом β между ними [см. выражения (3.54) и (3.55)]. Сила N, нормальная к профилю статорного кольца, воспринимается корпусом гидромотора, а сила T, нормальная к оси ползуна, создает вращающий момент на валу гидромотора

$$M_1 = T\rho = Fp_н\rho \operatorname{tg}\beta. \tag{3.59}$$

Вращающие моменты M_1, вызванные давлением $p_н$ нагнетания, через ползуны *4* и ротор *5* поворачивают жестко связанный с ним выходной вал мотора. Из рабочих камер, в которых поршни двигаются от периферии к центру, жидкость через радиальные *11* и осевое *2* отверстия уходит в сливную гидролинию.

Поскольку угол β — это угол между нормалью к кривой $\rho = f(\alpha)$, где α — текущий угол поворота ротора, и полярной координатой центра ролика, то

$$\operatorname{tg}\beta = (1/\rho)(d\rho/d\alpha). \tag{3.60}$$

Следовательно,

$$M_1 = Fp_н(d\rho/d\alpha). \tag{3.61}$$

Тогда вращающий момент $M_н$, развиваемый всеми поршнями, находящимися в зоне нагнетания, и момент сопротивления $M_с$, возникающий на поршнях, находящихся в зоне слива,

$$\begin{aligned} M_н &= \sum_н M_i = Fp_н \sum_н (d\rho_i/d\alpha); \\ M_с &= \sum_с M_j = Fp_с \sum_с (d\rho_j/d\alpha), \end{aligned} \tag{3.62}$$

где $p_с$ — давление в сливной магистрали; $\sum_н$ и $\sum_с$ — суммы по всем поршням, находящимся в зоне нагнетания и слива.

Обозначим через v_α приведенную скорость поршня. Тогда

$$v_\alpha = d\rho/d\alpha = (d\rho/dt)(dt/d\alpha) = v_п/\omega, \tag{3.63}$$

где $v_п$, ω — текущая скорость поршня относительно ротора и угловая скорость вращения ротора. Принимая $\sum_н v_{\alpha i} \approx \sum_с v_{\alpha j}$ и обозначая $p_н - p_с = \Delta p$, найдем вращающий момент на валу из уравнений (3.62):

$$M = M_н - M_с = F\Delta p \sum_н V_{\alpha i}. \tag{3.64}$$

Из зависимости (3.64) следует, что для обеспечения постоянства вращающего момента необходимо обеспечить $\sum_н v_{\alpha i} = \text{const}$.

Число m впадин копира, по которому перемещаются ролики, выбирают из соотношения

$$z = 2m \pm 1, \tag{3.65}$$

где z — число цилиндров (поршней). Если это условие выполняется, в значительной степени уравновешиваются силы давления жидкости на ротор и обеспечивается плавность работы гидромотора.

Получить постоянство суммы приведенных скоростей можно, используя многоспиральные или параболические профили. Для упроще-

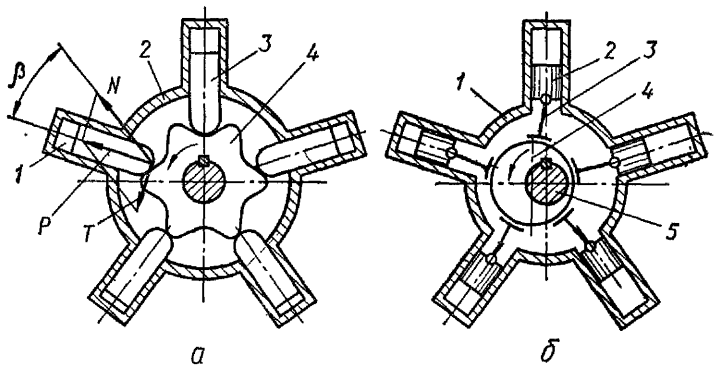


Рис. 3.18. Схемы высокомоментных гидромоторов многократного (*а*) и однократного (*б*) действия с неподвижными рабочими камерами

ния обработки применяют гармонический профиль, построенный по зависимости

$$\rho = \rho_0 + (1/2)\, h\,(1 - \cos m\alpha), \qquad (3.66)$$

где ρ_0 — начальный радиус профиля; h — ход поршня.

В **высокомоментном моторе рычажного типа** (рис. 3.17, *б*) ротор *5* посажен с гарантированно малым зазором на неподвижную цапфу *6*. В радиальных сверлениях ротора свободно могут перемещаться поршни *1*. Ось ролика *3* шатуном *2* соединена шарнирно с поршнем, а водилом *4* — с ротором *5*. Ротор с поршнями установлен внутри статора *7*, выполненного в виде криволинейного m-угольного многоугольника. Конструкция цапфы *6*, узла распределения жидкости, а также принцип работы таких гидромоторов аналогичны таковым гидромоторов по рис. 3.17, *а*. Здесь сила давления жидкости на поршень через шатун *2* и ролик *3* передается на направляющую статора *7*, а сила, создающая вращающий момент на выходном валу, жестко связанном с ротором, передается, главным образом, от ролика *3* через водило *4*.

При прочих равных условиях конструкции гидромоторов рычажного типа имеют на 10—15 % больший диаметральный размер, чем конструкции гидромоторов с ползунами. Поэтому они применяются ограниченно.

В схеме **кулачкового мотора многократного действия** (рис. 3.18, *а* [10]) кулачок *4*, выполненный в виде криволинейного многоугольника, жестко связан с выходным валом. В корпусе *2* радиально расположены цилиндры, в которых свободно перемещаются поршни *3*, взаимодействующие с кулачком *4*. Рабочие камеры ограничены цилиндрическими поверхностями корпуса, торцевыми поверхностями поршней и корпуса. Узел распределения жидкости, не показанный на схеме, может быть выполнен аналогично рис. 3.17, *а*.

При подаче давления нагнетания, например, в рабочую камеру *1* сила P давления жидкости, раскладываясь на две составляющие N и T, создает вращающий момент [см. (3.61)], поворачивающий кулачок *4* против часовой стрелки. Силовые зависимости мотора находят по выражениям (3.64).

Наиболее распространены высокомоментные **гидромоторы однократного действия** с неподвижными рабочими камерами (рис. 3.18, *б* [10]), в которых силовой механизм выполнен в виде кривошипно-шатунного. Здесь эксцентрик *4* жестко связан с выходным валом *5*. В корпусе *1* радиально выполнены цилиндры, в которых свободно перемещаются поршни *2*. Поршни через шатуны *3* взаимодействуют с эксцентриком *4*. В таких моторах наиболее часто применяют цапфенное распределение жидкости, которое выполняется аналогично рис. 3.2 и не показано на схеме. При подводе давления нагнетания, например, в рабочую камеру поршня *2* сила давления жидкости на поршне через шатун *3* воздействует на эксцентрик *4*, благодаря чему вал *5* поворачивается против часовой стрелки. В такой машине вращающий момент на валу меняется так же, как подача роторного радиально-поршневого насоса (см. рис. 3.13), а минимальный вращающий момент, который определяют как пусковой,

$$M_{\min} = (1/2)\, Fe\Delta p\, [\operatorname{ctg}(\pi/2z) - (e/2R)\operatorname{tg}(\pi/z)], \qquad (3.67)$$

где R — радиус эксцентрика.

Рассмотрим некоторые **конструкции высокомоментных гидромоторов.**

Радиально-поршневой гидромотор многократного действия с неподвижными рабочими камерами (рис. 3.19) выполнен по схеме рис. 3.18, *а*. В нем поршни *8* установлены в цилиндрах корпуса *1* [3]. Усилие с поршней передается через траверсы *6*, ролики *7* на два профилированных кулачка *5* с тремя выступами и далее на вал *4*. Траверсы *6* выполнены отдельно от поршней и перемещаются по направляющим втулки *2*, благодаря чему поршни полностью разгружены от радиальных сил давления жидкости. Кольцевые карманы *13* и *12* корпуса *1* соответственно соединены с напорной и сливной

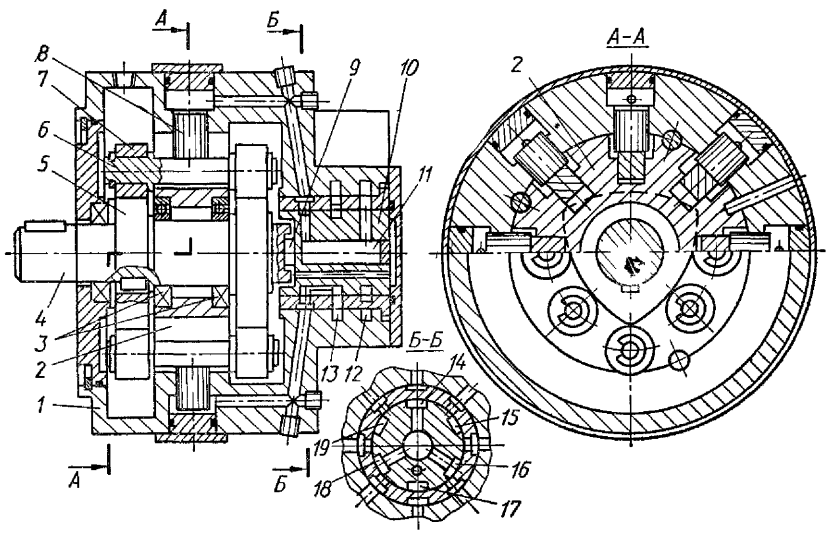


Рис. 3.19. Радиально-поршневой гидромотор многократного действия типа МР конструкции ВНИИгидропривод

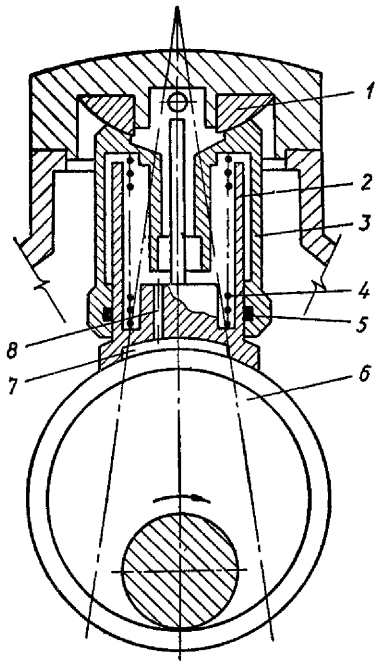


Рис. 3.20. Поршневая группа высокомоментного гидромотора однократного действия

магистралями. Распределение жидкости производится втулкой *10*, которая при помощи муфты *9* соединена с валом гидромотора. Втулка имеет шесть пазов (см. сечение *ББ*). Пазы *14*, *16* и *18* соединены через центральное отверстие *11* с карманом *12*, а пазы *15*, *17*, и *19* — непосредственно с карманом *13*.

При подводе жидкости под давлением в карман *13* она через пазы *15*, *17*, *19* втулки *10* и отверстия в корпусе *1* поступает в соответствующие рабочие камеры. Силы давления жидкости на поршни через траверсы *6* и ролики *7* воздействуют на кулачки *5*. На последних возникают силы T (см. рис. 3.18, *а*), вращающие выходной вал *4* гидромотора.

Рабочий объем радиально-поршневого гидромотора многократного действия

$$q = Fhzm. \qquad (3.68)$$

Высокомоментный гидромотор однократного действия с невращающимися рабочими камерами (рис. 3.20) [2] имеет поршень *2*, прижимаемый при помощи пружины *4* к сферическому эксцентрику *6*. Цилиндр *3* надет на поршень *2* и опирается на сферическую проставку *1*. Герметизация контакта торца поршня *2* с эксцентриком *6* и торца цилиндра *3* по проставке *1* достигается приработкой этих поверхностей, а герметизация контакта поршня *2* и цилиндра *3* между собой — с помощью круглого резинового кольца *5*. Поршень *2* имеет карман *7*, соединенный с цилиндрическим отверстием *8*. Благодаря этому основная часть силы, развиваемой в цилиндре, на эксцентрик передается непосредственно жидкостью, что позволяет разгрузить трущуюся пару поршень—эксцентрик от высоких контактных давлений.

3.9. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы

Аксиально-поршневые машины бывают с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров, бескарданные и с карданной передачей, с вращающимся и неподвижным блоком цилиндров [2, 5, 13, 22, 29]. В некоторых случаях они имеют мощности до 300 кВт. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы надежны в работе, имеют высокие КПД — объемный до 0,92...96, общий — до 0,9, компактны, обладают малой металлоемкостью и высокой энергоемкостью. Подача жидкости регулируется за счет изменения угла γ наклона диска или блока цилиндров,

причем максимальный угол γ_{max} принимают для насосов до 25. .30°, для гидромоторов — до 30...35°.

Аксиально-поршневые гидромашины с вращающимся блоком цилиндров имеют, главным образом, торцевое распределение жидкости, что позволяет выполнять всасывающие окна бóльших размеров, чем у радиально-поршневых машин. Такие машины изготовляют на номинальные давления до 16...20 МПа (реже — до 30 МПа) и подачи до 0,03 м³/с

Рассмотрим схемы и принципы работы основных аксиально-поршневых машин.

В **гидромашине с наклонным диском и гидростатическими опорами** (рис. 3.21, *а*) приводной вал *1* установлен на подшипниках *2* в корпусе *10*. Наклонный диск *5* смонтирован в корпусе на оси *О*, нормальной к плоскости чертежа, и расположен под углом γ к вертикальной оси, который можно менять в пределах 0. .γ_{max}. На наклонный диск опираются башмаками *13* поршней *11* со сферическими головками. Поршни перемещаются аксиально (параллельно оси приводного вала *1*) в блоке цилиндров *7*, установленном на подшипнике *12* в корпусе *10* и соединенном с приводным валом опорой *8* со скользящей шпонкой.

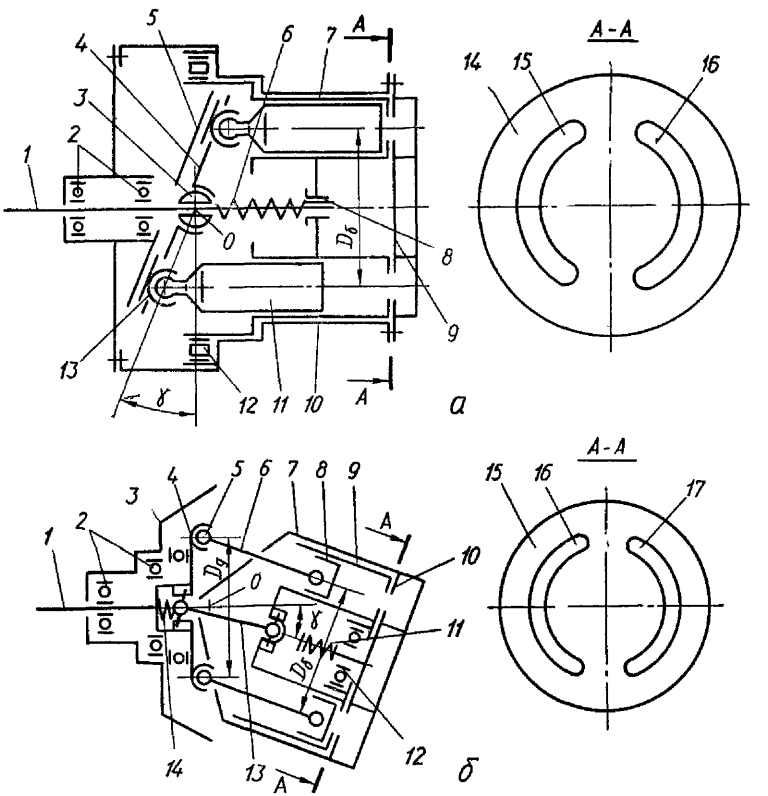


Рис. 3.21. Схемы аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (*а*) и наклонным блоком (*б*)

Предварительный поджим поршней к наклонному диску осуществляется пружиной *6*, которая через шаровую опору *3* и прижимное кольцо *4* воздействует на торцевые поверхности башмаков *13*, шарнирно связанных с поршнями. С другой стороны, пружина *6* осуществляет предварительный поджим блока цилиндров *7* к распределительному диску *14* узла *9* торцевого распределения жидкости.

Сферические головки поршней *11* установлены в одной плоскости с шаровой опорой *3*, а шаровая опора — в одной вертикальной плоскости с осью подшипника *12*, благодаря чему блок цилиндров разгружен от радиальных составляющих сил давления жидкости на поршни. Эти силы воспринимаются подшипником *12* и корпусом *10*. Узел *9* торцевого распределения жидкости включает в себя неподвижный распределительный диск *14* с двумя серповидными окнами *15* и *16*, соединенными с магистралями высокого и низкого давлений. Блок цилиндров *7* взаимодействует с распределительным диском торцевой поверхностью, в которой по оси каждого цилиндра выполнены отверстия. Рабочие камеры ограничены торцевыми поверхностями поршней *11*, цилиндрическими и торцевыми поверхностями блока *7*

В режиме насоса гидромашина работает следующим образом. При вращении вала *1* по направлению часовой стрелки через шпоночное соединение опоры *8* приводится в движение блок цилиндров *7*. Поршни *11*, вращаясь вместе с блоком и находясь постоянно в контакте с наклонным диском *5*, совершают возвратно-поступательные движения относительно блока. При движении поршней относительно блока по схеме справа налево их рабочие камеры через осевые отверстия, серповидное окно *16* в распределительном диске *14* соединены со всасывающей гидромагистралью, благодаря чему поршни всасывают жидкость в рабочие камеры. При движении поршней по схеме слева направо рабочие камеры соединены через серповидное окно *15* с нагнетательной магистралью, куда выдавливается жидкость. Наконец, при максимальном и минимальном объемах рабочих камер их осевые отверстия находятся на перемычках между серповидными окнами *15* и *16*, благодаря чему эти камеры заперты (см. 3.1, этапы цикла работы объемного насоса).

Блок цилиндров *7* поджимается к распределительному диску *14*, а опорные башмаки *13* к наклонному диску *5* давлением жидкости в рабочих камерах, действующим на торцевые поверхности цилиндров блока и поршней. Благодаря поджиму поршней к наклонному диску пружиной *6* гидромашина может работать как самовсасывающая

В **гидромашине с наклонным блоком** (рис. 3.21, *б*) вал *1* установлен на подшипниках *2* в корпусе *3*. Совместно с валом выполнен упорный диск *4*, в котором закреплены опоры *5* сферических головок шатунов *6*. В корпусе на оси *O*, нормальной к плоскости чертежа, под углом γ, который можно менять в пределах $0 — \gamma_{max}$, посажена люлька *7*. В ней на подшипнике *12* установлен блок цилиндров *9* с поршнями *8*. Блок цилиндров с приводным валом *1* связан при помощи двойной карданной передачи *13*, промежуточный вал которой поджат пружиной *14*. Предварительный поджим блока цилиндров к узлу *10* торцевого распределения жидкости осуществляется пружиной *11*, а поджим в процессе работы — силой давления жидкости, действую-

щей на торцевые поверхности цилиндров блока. Поршни *8* шаровыми шарнирами соединены с шатунами *6*. Узел *10* торцевого распределения жидкости включает в себя неподвижный распределительный диск *15* с серповидными окнами *16*, *17*, соединенными соответственно с всасывающей и нагнетательной гидромагистралями. На торцевой поверхности блока *9* по осям цилиндров выполнены отверстия. Они соединяют рабочие камеры, ограниченные торцевыми поверхностями поршней, цилиндрическими и торцевыми поверхностями цилиндров блока, с серповидными окнами *16* или *17* распределительного диска *15*.

При вращении приводного вала *1* насоса по направлению часовой стрелки через карданную передачу *13* приводится в движение блок цилиндров *9*. Поскольку люлька *7* установлена под углом γ к оси приводного вала, поршни *8*, вращаясь вместе с блоком, совершают возвратно-поступательные движения относительно блока. Жидкость всасывается в рабочие камеры через серповидное окно *16* и выдавливается из рабочих камер через окно *17*. В момент, когда объемы рабочих камер максимальный и минимальный, они заперты, так как их осевые отверстия на торцевой поверхности блока располагаются на перемычках между серповидными окнами *16* и *17*.

При повороте приводного вала *1* на 180° поршень переместится на величину $h = D_б \operatorname{tg}\gamma$, а рабочий объем аксиально-поршневой машины

$$q = zFD_б \operatorname{tg}\gamma = zFD_д \sin\gamma, \qquad (3.69)$$

где z — число цилиндров; $D_б$ — диаметр блока по осям цилиндров; $D_д$ — диаметр упорного диска по осям сферических головок шатунов; $F = \pi d^2/4$ — площадь поршня; d — диаметр поршня.

Геометрическая подача аксиально-поршневого насоса аналогична подаче радиально-поршневого насоса (см. рис. 3.13) и может быть определена по выражению [2]

$$Q = F(D_б/2)\,\omega \operatorname{tg}\gamma \sum_н \sin\alpha_i, \qquad (3.70)$$

где ω — угловая скорость вращения приводного вала, а $\sum_н \sin\alpha_i$ определяется по соотношениям (3.47) и (3.48).

Коэффициент неравномерности подачи при четном числе цилиндров находят по зависимости (3.49), а при нечетном

$$\sigma_н = (Q_{max} - Q_{min})/Q_{max} \approx 1{,}25/z^2, \qquad (3.71)$$

где Q_{max}, Q_{min} — максимальное и минимальное значения геометрической подачи. Поскольку амплитуда колебаний подачи при z четном значительно больше, а частота в два раза меньше, чем при z нечетном [см. выражения (3.49), (3.71), рис. 3.13], аксиально-поршневые насосы строят с нечетным числом цилиндров, которые принимают равным $z = 7;\ 9;\ 11$ [13].

Для аксиально-поршневого гидромотора среднее значение вращающего момента находят по соотношениям (3.12) и (3.14), а мгновенное значение момента

$$M = F\Delta p\,(D_б/2) \operatorname{tg}\gamma \sum_н \sin\alpha_i, \qquad (3.72)$$

где Δp — перепад давлений в подводящей и отводящей гидролиниях гидромотора. Поскольку вращающий момент гидромотора [см. соотношение (3.72)] содержит переменную составляющую $\sum_{н} \sin \alpha_i$ такую же, как и геометрическая подача аксиально-поршневого насоса [см. выражение (3.70)], все, что говорилось об изменении геометрической подачи насоса, относится и к изменению вращающего момента гидромотора.

Минимальный вращающий момент, принимаемый равным пусковому моменту гидромотора,

$$M_{\min} = F\Delta p \operatorname{tg}\gamma (D_б/4) \operatorname{ctg}(\pi/2z).$$

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком по сравнению с машинами с наклонным диском имеют более высокий КПД, всасывающую способность, допускают бóльшую максимальную и меньшую минимальную частоты вращения, особенно при страгивании и работе в режиме гидромотора. В то же время они уступают гидромашинам с наклонным диском в габаритных размерах и массе, имеют бóльшую трудоемкость при изготовлении и меньшую долговечность [13].

Рассмотрим конструкции некоторых аксиально-поршневых гидромашин.

Аксиально-поршневой регулируемый **насос с наклонным диском и гидростатическими опорами** (рис. 3.22) выполнен по схеме рис. 3.21, *а*. В переднем корпусе *21* насоса (рис. 3.22) на двух шариковых подшипниках *6* установлен вал *5*, правый конец которого шлицами входит в блок цилиндров *10*. На блок цилиндров насажена втулка *11*, которая вместе с блоком вращается в роликовом подшипнике *20*. Наруж-

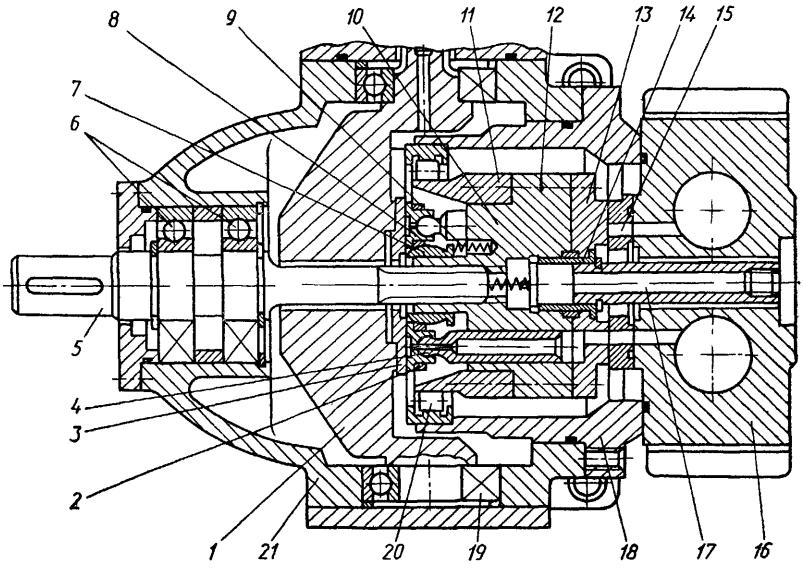


Рис. 3.22. Аксиально-поршневой насос типа Г-13 с наклонным диском и гидростатическими опорами

ное кольцо подшипника расположено в промежуточном корпусе *18*. Внутренним кольцом подшипника является втулка *11*, закрепленная на блоке цилиндров винтами *12*, которые одновременно прижимают к блоку бронзовый диск *13*, центрируемый с помощью втулки *14*.

В блоке *10* расположены поршни *4* со сквозными центральными отверстиями, оканчивающиеся сферическими головками с завальцованными на них подвижными башмаками — подпятниками *8*. На выступающей цилиндрической части блока на подвижной посадке укреплена поджатая пружинами *9* шаровая втулка *7*, действующая на нажимной диск *2*, который, имея возможность поворачиваться вокруг шаровой втулки *7*, поджимает подпятники к плоскости опорного диска *3*. Опорный диск расположен на траверсе *1*, установленной в шарикоподшипниках *19*.

Одновременно пружины *9* поджимают блок *10* с диском *13* к поверхности распределительного диска *15*. К промежуточному корпусу *18* прикреплен задний корпус *16*, к которому при необходимости крепится подпиточный насос, приводимый в движение шлицевой втулкой *14* и промежуточным валом *17*.

Принцип работы насоса описан ранее (см. рис. 3.21, *а*).

Отличительной особенностью **гидромотора с наклонным диском и точечным касанием** (рис. 3.23) является двойной ротор, состоящий из блока цилиндров *5* и направляющей *8*. В блоке цилиндров расположены поршни *7*, а в направляющей — толкатели *9*, находящиеся в точечном контакте со специальным упорным шариковым подшипником *2*. Вращающий момент, затрачиваемый на преодоление сил трения в торцевом распределителе и сил инерции цилиндрового блока, передается с направляющей на блок цилиндров при помощи штифта *4*. Благодаря этому блок цилиндров разгружен от радиальных составляющих сил давления жидкости со стороны поршней. На выходном валу блок цилиндров центрируется только узким пояском, что позволяет ему самоустанавливаться по плоскости распределения. Первоначальный поджим блока цилиндров к распределителю осуществляется при

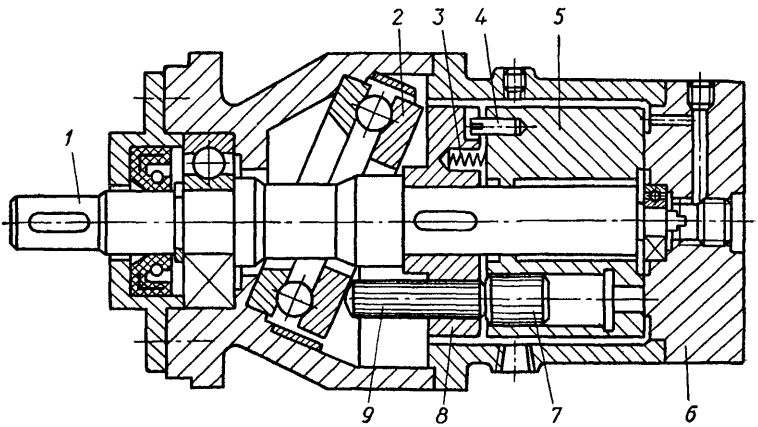


Рис. 3.23. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г-15 с наклонным диском и точечным касанием

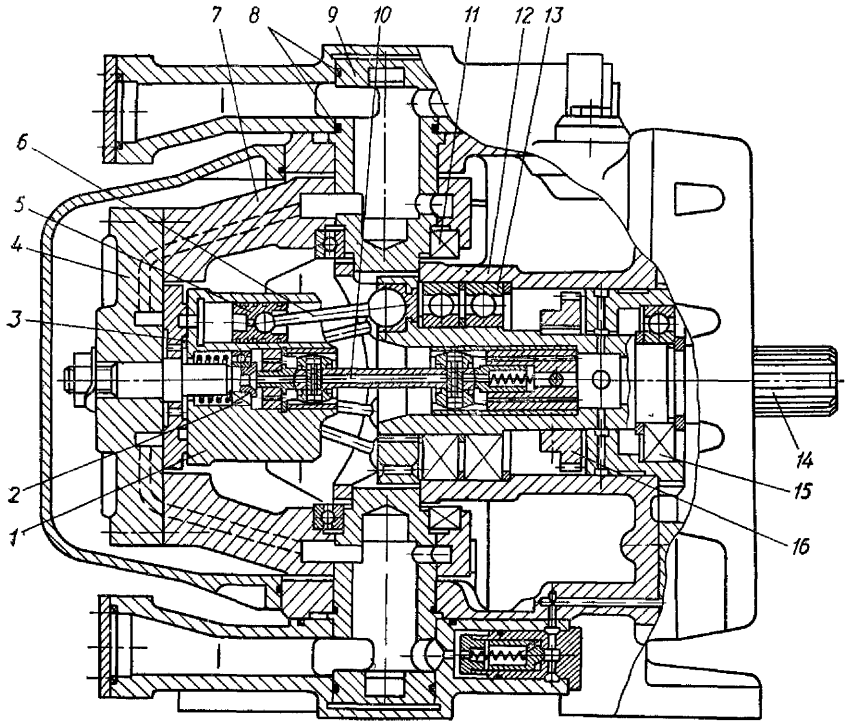


Рис. 3.24. Аксиально-поршневой насос типа ПР с наклонным блоком цилиндров и двойным несиловым карданом

помощи трех пружин *3*, а во время работы — силами давления жидкости на торцевые поверхности цилиндров блока. Наружные утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие. Выходной вал установлен на шарикоподшипниках, задний из которых расположен в крышке *6*, выполняющей роль распределительного диска узла торцевого распределения (см. рис. 3.21, *а*, поз. *14*). Высокое удельное давление в месте контакта сферических поверхностей толкателей и упорного шарикоподшипника ограничивает допустимое номинальное давление в таких гидромоторах до $p = 6{,}3$ МПа.

Когда жидкость через отверстия в крышке *6* (на рис. 3.23 не показаны) и узел торцевого распределения подводится под высоким давлением из напорной гидромагистрали в рабочие камеры, на толкателях *9* возникают радиальные силы, которые создают вращающий момент на направляющей *8* и вращают выходной вал *1*.

Регулируемый аксиально-поршневой **насос с наклонным блоком цилиндров и двойным несиловым карданом** (рис. 3.24) построен по схеме рис. 3.21, *б*. Он состоит из основного насоса, вспомогательного пластинчатого насоса подпитки, фильтра, предохранительных клапанов основного и вспомогательного насосов, смонтированных внутри корпуса *12* коробчатой формы. Внутренняя полость корпуса используется как резервуар рабочей жидкости.

В центральной части корпуса на двух опорах *13* и *15* установлен приводной вал *14*, передающий вращение через двойную карданную передачу *10* блоку цилиндров *1* и через шестерню *16* — вспомогательному насосу. В цилиндрических отверстиях блока размещены бронзовые поршни *5*, связанные через шатуны *6* с фланцем приводного вала. Блок цилиндров посажен на подшипник *2* и своим торцом опирается на распределитель *3*, который прилегает к крышке *4* люльки *7*. Люлька поворачивается вокруг вертикальной оси на подшипниках *11*, которые насажены на полые цапфы *9*. Сопряженные поверхности люльки и цапф уплотнены кольцами *8*. Люлька может поворачиваться вокруг вертикальной оси на угол $\gamma = \pm 30°$. Рабочая жидкость к узлу торцевого распределения подводится через сверления в осях *9* и люльки *7*.

Принцип работы насоса описан ранее (см. рис. 3.21, *б*).

3.10. Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатые машины обычно применяют на подачи до $3{,}3 \times \times 10^{-3}$ м³/с (200 л/мин) и давления до 12 МПа. Они имеют объемный КПД $\eta_0 = 0{,}7...0{,}93$ и общий КПД $\eta = 0{,}5...0{,}82$. Такие машины сравнительно просты, надежны, наиболее бесшумны в работе и поэтому широко применяются в металлорежущих станках там, где в гидроприводе не нужно развивать высокие давления. Различают пластинчатые гидромашины однократного и двойного действия [2, 3, 13, 22].

Принцип действия **пластинчатой гидромашины однократного действия** был рассмотрен в 3.1 (см рис. 3.2). Кроме цапфенного распределения жидкости, такие гидромашины выполняют с торцевым ее распределением (см 3.9). Подача регулируется изменением эксцентриситета e. Угол φ между соседними пластинами выполняют одинаковым и определяют в зависимости от числа пластин (рабочих камер) в соответствии с уравнением (3.41)

Найдем рабочий объем пластинчатой гидромашины однократного действия (рис. 3.25) На рисунке обозначено: O — центр статорного кольца с радиусом R, на которое опираются пластины толщиной δ; O_1 — ось ротора радиуса r, в пазах которого, не показанных на рисунке, расположены пластины (см рис. 3.2); эксцентриситет $OO_1 = e$. Текущее расстояние координаты $O_1A = \rho(\alpha)$ определим согласно выражению (3.44). Тогда, пренебрегая величинами второго порядка малости, содержащими $(e/2R)^3$ и более ($e \ll R$), найдем рабочий объем q_1 как произведение разности максимального и минимального объемов рабочих камер *1* и *2* на их число z:

$$q_1 = bz\left(\int\limits_{-\pi/2}^{\pi/2} d\alpha \int\limits_{r}^{\rho} \rho d\rho - \int\limits_{\pi-\pi/z}^{\pi+\pi/z} d\alpha \int\limits_{r}^{\rho} \rho d\rho\right) = 4beRz \sin(\pi/z) \approx 4\pi beR, \tag{3.73}$$

где b — ширина ротора.

Однако величина q_1 не учитывает того, что часть объема рабочих камер теряется в связи с конечной толщиной δ пластины. Величина q_2 потерянного рабочего объема (рис. 3.25)

$$q_2 = zb\delta[(R + e - r) - (R - e - r)] = 2be\delta z,$$

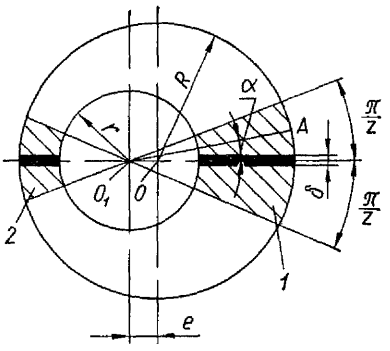


Рис. 3 25. К расчету рабочего объема пластинчатой гидромашины однократного действия

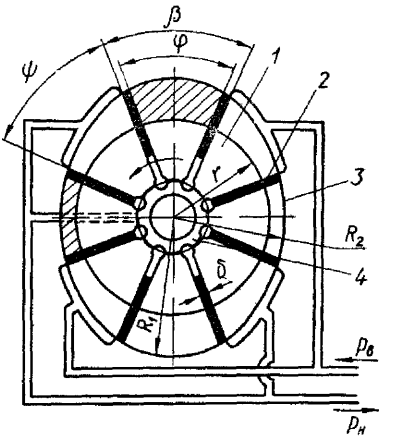


Рис. 3 26. Схема пластинчатого насоса двойного действия

и рабочий объем

$$q = q_1 - q_2 = 2be\,(2\pi R - \delta z). \qquad (3\ 74)$$

Если пазы ротора *2* (см. рис. 3.2) соединить радиальными отверстиями с центральным отверстием ротора, то пластины, работая как поршни, будут подавать за один оборот ротора дополнительный объем q_2 жидкости из полости всасывания в полость нагнетания, в результате чего рабочий объем такой гидромашины определится выражением (3.73).

Геометрическую подачу $Q = dV/dt$ и вращающий момент M на валу гидромашины можно определить из условия равенства механической и гидравлической энергий, подводимой и отводимой от гидромашины за элементарное время dt:

$$Md\alpha = \Delta p dV, \qquad (3\ 75)$$

где dV — элементарный объем жидкости; $d\alpha$ — элементарный угол поворота ротора; Δp — перепад давлений. Преобразовав выражение (3.75), можно убедиться в том, что у пластинчатых машин однократного действия геометрическая подача и вращающий момент меняются так же, как подача радиально-поршневых насосов (см. рис. 3.13).

Минимальный вращающий момент, развиваемый пластинчатым гидромотором однократного действия и рассчитываемый как пусковой,

$$M_{\min} = beR\Delta p\,[2\cos^2(\pi/2z) - (e/R)\sin^2(\pi/z)]. \qquad (3.76)$$

Существенный недостаток пластинчатых машин однократного действия — значительная нагрузка на вал и подшипники (см. рис. 3.2):

$$P = bD\Delta p, \qquad (3\ 77)$$

где $D = 2R$. Эта нагрузка наряду с утечками ограничивает допустимое давление таких гидромашин.

В **насосах двойного действия** (рис. 3.26) пластины *2*, свободно перемещающиеся в пазах ротора *1*, при пуске выбрасываются центробежной силой, и в дальнейшем их контакт с внутренней поверхностью

статора *3* (направляющей) осуществляется за счет центробежной силы и давления нагнетания, которое подводится в кольцевую канавку *4*. Рабочие камеры ограничены поверхностями статора, ротора, пластин и боковых дисков.

Направляющая представляет собой замкнутую кривую, включающую в себя четыре перевальных участка (углы β), выполненных по дугам окружностей радиусов R_1, R_2, и четыре переходных участка (углы ψ), на которых рабочие камеры соединяются со всасыванием и нагнетанием. Для изоляции нагнетательной и всасывающей магистралей $\beta \geqslant \varphi = 2\pi/z$, где φ — угол между пластинами, z — их число. Для полного уравновешивания сил давления жидкости на ротор число пластин выбирают четным. При вращении ротора *1* по направлению стрелки объем рабочих камер за счет того, что $R_1 > R_2$, меняется и камеры поочередно соединяются с нагнетанием и всасыванием (см 3.1, этапы цикла работы объемного насоса). Для обеспечения плавной и безударной работы гидромашины перевальные участки направляющей выполняют по спирали Архимеда либо по кривой постоянного ускорения.

Рабочий объем q_1 без учета толщины пластины определяют как разность максимального и минимального объемов рабочих камер (на рис. 3.26 заштрихованы):

$$q_1 = 2\{[2\pi(R_1 + r)/2z](R_1 - r) - [2\pi(R_2 + r)/2z] \times (R_2 - r)\} bz = 2\pi b(R_1^2 - R_2^2), \quad (3.78)$$

где b, r — ширина и радиус ротора.

Рабочий объем q_2, теряемый в связи с конечной толщиной δ пластин, и полный рабочий объем гидромашины определяются зависимостями

$$q_2 = 2(R_1 - R_2) b\delta z; \quad (3.79)$$

$$q = q_1 - q_2 = 2b(R_1 - R_2)[\pi(R_1 + R_2) - \delta z]. \quad (3.80)$$

Геометрическая подача насоса

$$Q = b\omega(R_1^2 - R_2^2) - Q_{\text{п в}}, \quad (3.81)$$

где $Q_{\text{п в}}$ — подача пластин, находящихся в области всасывания, работающих как поршни и всасывающих жидкость из полости нагнетания (рис. 3.26). Эта подача постоянна, если углы β и φ одинаковы, $z = 8$ при выполнении переходных участков по спирали Архимеда и $z = 12$ при выполнении переходных участков по кривой постоянного ускорения.

Конструкция пластинчатого насоса однократного действия с регулированием подачи в функции давления показана на рис. 3.27. В жестко соединенных между собой корпусе *13* и крышке *9* расположен ротор *8* с пластинами *25*, внутреннее кольцо *12* статора, наружное кольцо *26* статора, распределительные диски *10* и *3*. Ротор с валом установлены на двух подшипниках скольжения *1* и *7*. Опорный узел внутреннего кольца *12* статора состоит из неподвижной и подвижной опор *23* и *24*, сепаратора с шариками *21* и соединительной скобы *22*. Опора *16* поддерживает внутреннее кольцо *12* статора при остановке насоса. В корпусе *13* расположен опорный винт *28* ограничения максималь.

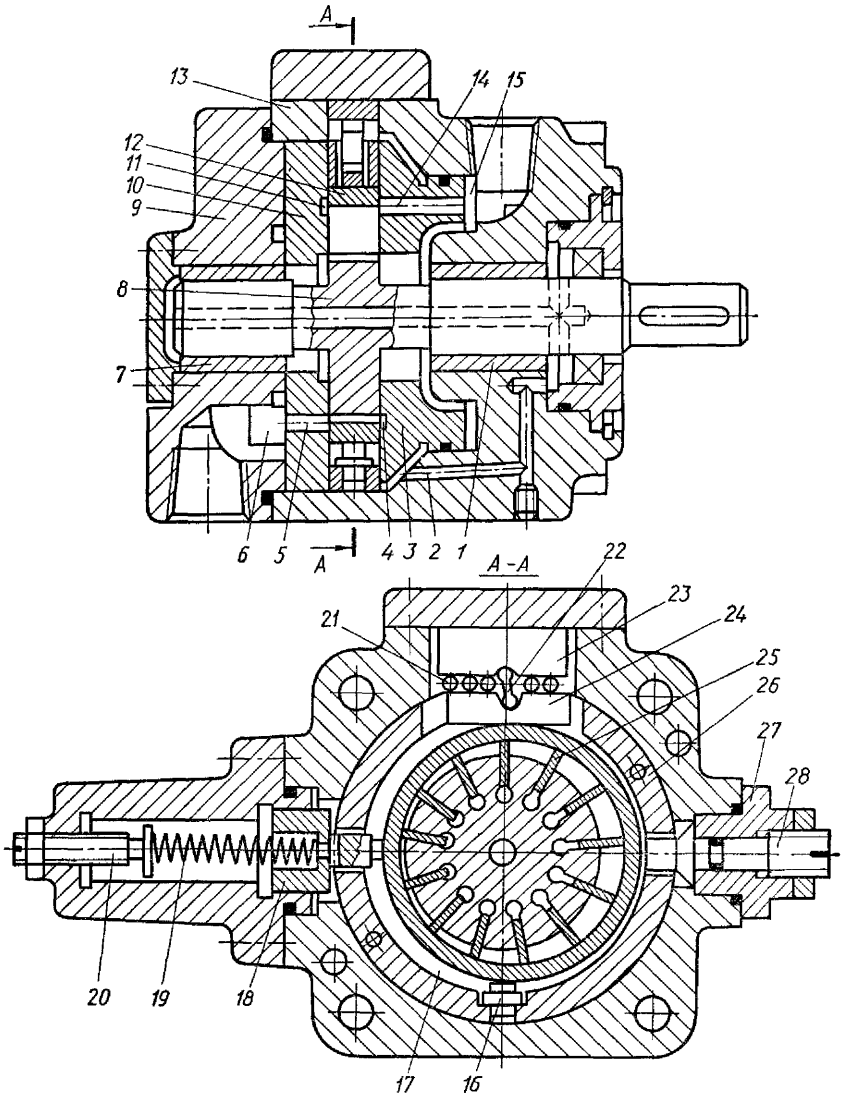


Рис. 3.27. Пластинчатый насос однократного действия типа Г12-5

ной подачи, перемещающийся в резьбовой втулке *27*. Плоский диск *10* имеет сквозные окна *5* всасывания, соединяющиеся с каналом *6* корпуса, и глухие окна *11* нагнетания. Плавающий диск *3* имеет окна *14* нагнетания, соединенные с нагнетательным каналом *15*, глухие окна *4* всасывания и паз, сообщающий полость *17* с дренажной полостью *2*.

С противоположной стороны ротора расположен механизм регулирования подачи насоса, включающий в себя пружину *19*, поршень *18* и регулировочный винт *20*. Механизм регулирования подачи изменяет эксцентриситет внутреннего кольца *12* относительно оси рото-

ра *8*. Пружина *19*, действуя на поршень *18*, стремится установить кольцо *12* с максимальным эксцентриситетом и упором в винт *28*. Давление жидкости, нагнетаемой насосом, действует на внутреннюю поверхность внутреннего кольца *12* статора со стороны рабочих камер, стремясь переместить его в направлении минимальной подачи, благодаря чему осуществляется автоматическое регулирование подачи насоса в функции давления.

Конструкция нерегулируемого пластинчатого насоса двойного действия показана на рис. 3.28. В распределительном диске *1* насоса, установленном в крышке *4*, имеются два окна *3* для всасывания, а в распределительном плавающем диске *15*, установленном в корпусе *8*,— два окна *17* для нагнетания. Начальный поджим диска *15* осуществляется пружинами *14*, а при работе — давлением жидкости. В корпусе *8* диск уплотняется резиновым кольцом *10*. Пластины *16*, установленные в пазах ротора *7*, прижимаются к статорному кольцу *6* давлением жидкости, подведенной под пластины через отверстия *9*. Вал *12* насоса уплотняется манжетой *13*, установленной в крышке *11*. Утечки отводятся через отверстие *2*. Резиновое кольцо *5* уплотняет стык корпуса и крышки.

Недостатком рассмотренных насосов являются высокие удельные давления между направляющей и пластинами, находящимися в зоне всасывания, что ограничивает номинальное давление в таких насосах до 6,3 МПа.

У пластинчатых насосов двойного действия типа БГ12-2 [22] в каждом пазу ротора установлено по две пластины, на торцах которых давление жидкости уравновешивается. Пластины поджимаются к статорному кольцу только центробежными силами. Насосы изготовляют на номинальное давление 12,5 МПа.

Чтобы пластинчатая машина могла работать в режиме гидромотора, необходимо поджимать пластины к статорному кольцу в момент пуска. Пластины поджимаются коромыслообразными пружинами либо давлением жидкости, которая вначале подводится под пластины, а затем — в рабочие камеры [2].

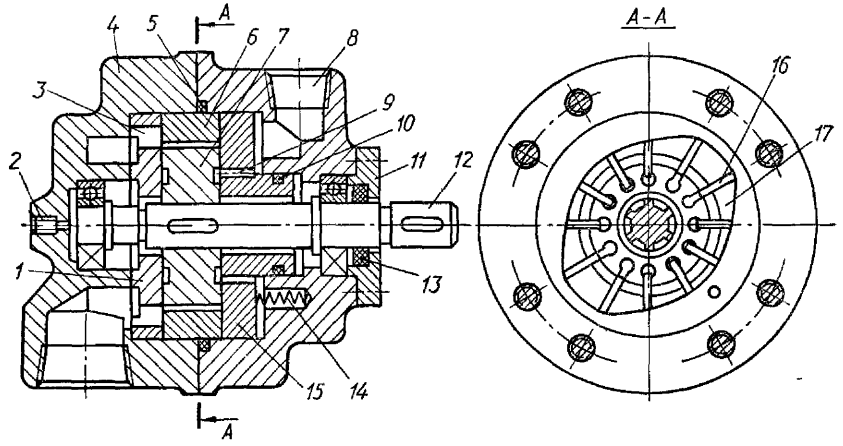


Рис. 3.28. Пластинчатый насос двойного действия типа Г-12

3.11. Шестеренные насосы и гидромоторы

В металлорежущих станках широко используются шестеренные насосы с наружным эвольвентным зацеплением и прямыми зубьями [2, 3, 12, 13, 22]. Их применяют на номинальные давления до 15 МПа и подачи до 0,0034 м³/с (200 л/мин). Такие насосы имеют объемный КПД выше 0,9 и общий КПД до 0,85, они просты по конструкции, надежны в работе, здесь нет возвратно-поступательно движущихся частей. Однако пульсация подачи и шум при работе в таких машинах выше, чем в пластинчатых и поршневых.

Принципиальная схема шестеренного гидронасоса показана на рис. 3.29. При вращении шестерен *2* и *4* по направлениям стрелок зубья выходят из зацепления и впадины зубьев (вследствие образовавшегося вакуума) заполняются жидкостью из полости *1* всасывания. Рабочие камеры ограничены профилями впадин зубьев, поверхностями статора и боковых дисков. В полости *3* нагнетания зубья входят в зацепление и жидкость из впадин выдавливается в нагнетательную магистраль.

Определим геометрическую подачу такого насоса. За элементарное время dt из условия баланса энергии на двух шестернях [см. выражение (3.75)] при повороте каждой из них на элементарные углы $d\alpha_1$ и $d\alpha_2$ получим

$$\Delta p dV = M_1 d\alpha_1 + M_2 d\alpha_2 = (M_1\omega_1 + M_2\omega_2)\, dt, \qquad (3.82)$$

где dV — элементарный объем жидкости; $\Delta p = p_н - p_в$; ω_1, ω_2, M_1, M_2 — угловые скорости и вращающие моменты шестерен *4* и *2*.

Пусть зубья находятся в зацеплении в точке A. Тогда слева от этой точки будет давление $p_н$, а справа — давление $p_в$. Обозначив расстояние $O_1A = x$, а $O_2A = y$, получим

$$\begin{aligned} M_1 &= (r_1 - x)\, b\Delta p\, (r_1 + x)/2 = (1/2)\,(r_1^2 - x^2)\, b\Delta p; \\ M_2 &= (r_2 - y)\, b\Delta p\, (r_2 + y)/2 = (1/2)\,(r_2^2 - y^2)\, b\Delta p, \end{aligned} \qquad (3.83)$$

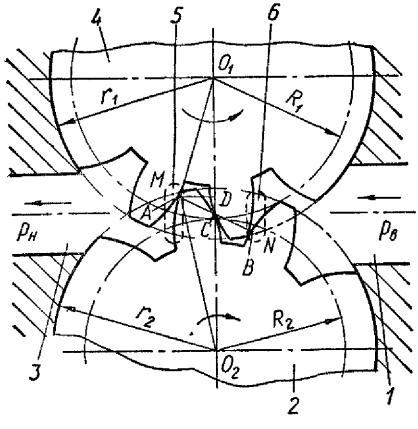


Рис. 3.29. Расчетная схема шестеренного насоса с наружным зацеплением

где r_1, r_2, b — радиусы окружностей выступов и ширина шестерен. Приняв $AC = f$, где C — полюс зацепления (рис. 3.29), $CD = l$, из треугольников O_1AD, ACD и AO_2D найдем

$$\begin{aligned} x^2 &= R_1^2 - 2lR_1 + f^2; \\ y^2 &= R_2^2 + 2lR_2 + f^2, \end{aligned} \qquad (3.84)$$

где R_1, R_2 — радиусы делительных окружностей шестерен *4* и *2*.

Поскольку $\omega_2 = (R_1/R_2)\omega_1$, то обозначив высоту головки зубьев $h_1 = r_1 - R_1$, $h_2 = r_2 - R_2$ и подставив выражения (3.83), (3.84) в (3.82), определим геометрическую

подачу:

$$Q = (b\omega_1/2)[h_1^2 + 2R_1(h_1 + h_2) + \\ + (R_1/R_2)h_2^2 - (1 + R_1/R_2)f^2]. \quad (3.85)$$

Для одинаковых шестерен $h_1 = h_2 = h$, $R_1 = R_2 = R$, $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ и тогда

$$Q = b\omega(h^2 + 2Rh - f^2). \quad (3.86)$$

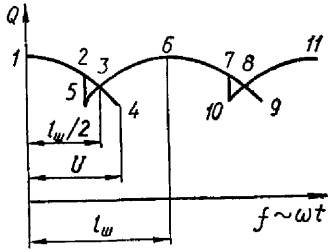


Рис. 3.30. График геометрической подачи шестеренного насоса

Таким образом, геометрическая подача зависит от расстояния f между полюсом и точкой зацепления (рис. 3.30). На рисунке $MN = 2U$ — полная длина линии зацепления (рис. 3.29); $l_ш$ — шаговая длина линии зацепления, т. е. расстояние между двумя точками зацепления, симметрично расположенными относительно полюса зацепления. Поскольку геометрическая подача определяется парой зубьев, вновь вступивших в зацепление, действительный график подачи будет проходить по линии *1—2—5—3—6—7—10—8—11...* и на участке *5—4* в зацеплении будут находиться две пары зубьев (точки *A*, *B*, рис. 3.29). Между ними образуется запертый объем жидкости, который на участке *2—3* (рис. 3.30) уменьшается, что может привести к чрезмерной радиальной нагрузке на шестерни и их заклиниванию. Во избежание этого на одном из боковых дисков выполняют канавки *5* и *6* (рис. 3.29) для соединения запертого объема с одной из полостей.

Для определения рабочего объема воспользуемся известными соотношениями из теории эвольвентного зацепления:

$$df/dt = \omega_1 r_{1b}; \quad 2\pi r_{1b} = l_ш z_1, \quad (3.87)$$

где r_{1b}, z_1 — радиус основной окружности и число зубьев ведущей шестерни *4* (рис. 3.29); df/dt — скорость движения точки зацепления по линии зацепления. С учетом выражений (3.85) и (3.87) рабочий объем насоса с разными шестернями

$$q = z_1 \int_{-l_ш/2}^{l_ш/2} Q\,df = \pi b[h_1^2 + 2R_1(h_1 + h_2) + \\ + (R_1/R_2)h_2^2 - \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)l_ш^2/12\Big], \quad (3.88)$$

а рабочий объем насоса с одинаковыми шестернями

$$q \approx 4{,}4\pi bRh. \quad (3.89)$$

Для увеличения рабочего объема число зубьев шестерен выбирают минимальным: $z = 10...12$, а подрезание ножек зубьев устраняют корригированием, обычно принимая межосевое расстояние

$$F_{tr} = m(z + 1), \quad (3.90)$$

где m — модуль зацепления. Из соотношений (3.89) и (3.90) приближенно имеем

$$q \approx 2\pi bm^2(z + 1). \quad (3.91)$$

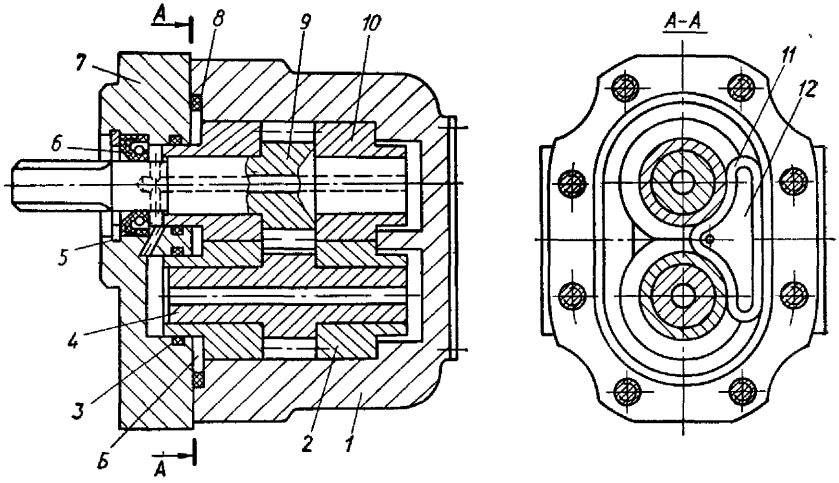


Рис. 3.31. Шестеренный насос с компенсацией торцевых зазоров (типа НШ)

Шестеренный насос высокого давления с компенсацией торцевых зазоров (рис. 3.31) состоит из силуминового корпуса *1*, в расточках которого помещены ведущая *9* и ведомая *4* шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки *2* и *10*. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцевые поверхности. Для уменьшения утечек между торцевыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая компенсация торцевых зазоров. Рабочая жидкость из камеры нагнетания поступает в полость *Б* между плавающими втулками и крышкой *7* и поджимает втулки к торцам шестерен. Со стороны шестерен на втулки давление жидкости действует на несколько меньшую площадь, в результате чего удельное давление на трущейся паре невелико. Давление жидкости со стороны шестерен в торцевом зазоре неравномерно. Для исключения перекоса втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцевой поверхности со стороны всасывания изолирована от действия поджимающего давления резиновым уплотнением *11*, направляемым пластинкой *12*. Вытекание рабочей жидкости из полости *Б* предотвращается уплотнительными кольцами *3* и *8*. Приводной конец ведущей шестерни уплотнен манжетой *6*, закрепленной кольцом *5*.

В приводах станков с числовым программным управлением применяются **зубчато-роликовые гидромоторы** [12], которые позволяют получить стабильные малые частоты вращения выходного вала (до 1 об/мин и ниже).

Зубчато-роликовый гидромотор (рис. 3.32) состоит из ротора *1*, четырех роликов-замыкателей *9*, зубчатого механизма *4* синхронизации вращения замыкателей, корпуса *7*, передней *2*, промежуточной *5* и задней *8* крышек. Ротор выполнен заодно с валом *3* и снабжен шестью зубьями *13*, равномерно расположенными по окружности. Ротор и ролики-замыкатели вращаются на подшипниках *6*. Четыре ролика разделяют полости двух рабочих камер *10* и *14*. Вырезы *11* роликов-замыкателей предназначены для пропускания зубьев ротора. Для

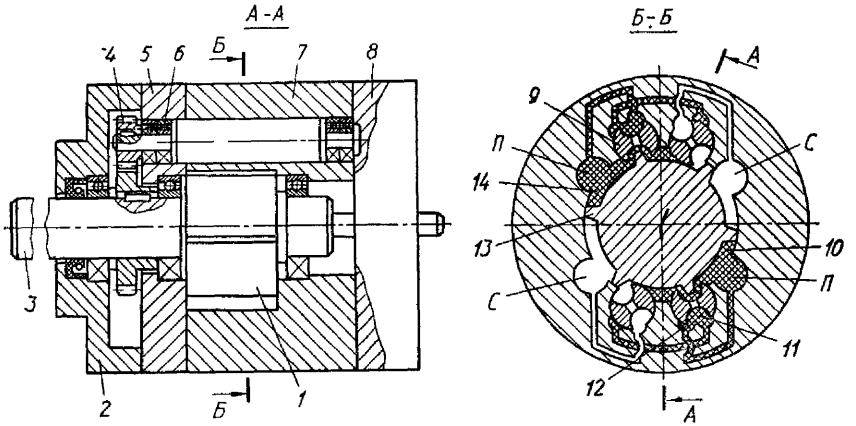


Рис. 3.32. Зубчато-роликовый гидромотор типа ГМ

разгрузки ротора от сил давления жидкости гидромотор выполнен двойного действия, а для разгрузки роликов в корпусе *7* выполнены карманы *12*, соединенные с соответствующими полостями.

Рабочая жидкость под давлением подводится к двум каналам *П* в корпусе и рабочим камерам *10* и *14*, ограниченным зубьями ротора, цилиндрическими поверхностями корпуса, ротора и роликами-замыкателями. Сила давления жидкости на зубьях в каждой из рабочих камер создает вращающий момент и проворачивает ротор, так как с одной стороны она воздействует на зуб, а с другой — на ротор-замыкатель. Слив жидкости осуществляется через каналы *С*. Такие гидромоторы развивают теоретически равномерный вращающий момент

3.12. Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели

Основные параметры гидроцилиндров (номинальные давления, диаметры поршня и штока, длину хода) выбирают по ГОСТ 6540—68.

В станках гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели применяют в механизмах подач (перемещение силовых узлов, осуществляющих обработку деталей), зажима (зажим и фиксация обрабатываемых заготовок станков), привода роботов, транспортных и вспомогательных устройств, переключения передач коробок скоростей тяжелых станков и т. д. Разрабатывая конструкции гидроцилиндров и поворотных гидродвигателей всех типов, очень важно обеспечить отсутствие наружных утечек и свести к минимуму внутренние утечки при достаточной долговечности уплотнений и минимальных силах трения [1, 2, 3, 12, 13, 14, 22].

Существуют гидроцилиндры одно- и двустороннего действия, с одно- и двусторонним штоком, поршневые и плунжерные.

В **гидроцилиндрах двустороннего действия** движение выходного звена под действием рабочей среды возможно в двух противоположных направлениях. В гидроцилиндрах с двусторонним штоком (рис. 3.33) при закреплении штока габаритный размер гидроцилиндра $L = l +$

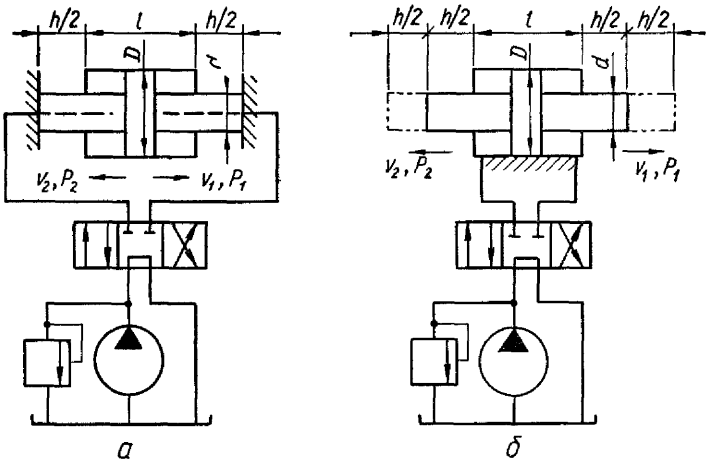


Рис. 3.33. Схемы гидроприводов с поршневыми гидроцилиндрами двустороннего действия с двусторонним штоком:
а — с неподвижным штоком; *б* — с неподвижной гильзой цилиндра

$+ h$, а при закреплении гильзы цилиндра $L = l + 2h$, где h — ход поршня. Здесь скорости вправо, влево v_1, v_2 и усилия P_1, P_2, развиваемые гидроцилиндром, не зависят от направления перемещения и определяются выражениями

$$v_1 = v_2 = 4Q/\pi\,(D^2 - d^2); \tag{3.92}$$

$$P_1 = P_2 = [\pi\,(D^2 - d^2)/4]\,(p_н - p_с), \tag{3.93}$$

где Q — подача, подводимая к гидроцилиндру; D, d — диаметры поршня и штока; $p_н$, $p_с$ — давление в напорной и сливной полостях гидроцилиндра.

Гидроцилиндры с односторонним штоком при обычной схеме подключения (рис. 3.34, *а*) обеспечивают разные скорости движения поршня вправо и влево. Так, при движении поршня вправо

$$v_1 = 4Q/\pi D^2, \tag{3.94}$$

а при движении влево — по зависимости (3.92).

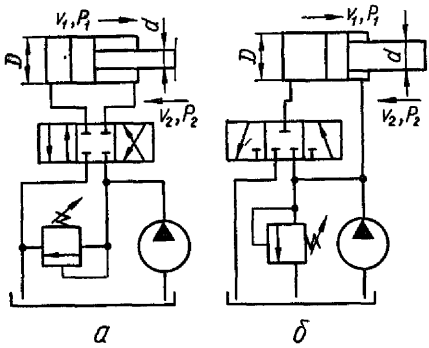


Рис. 3.34. Схемы подключения гидроцилиндров с односторонним штоком:
а — обычная; *б* — дифференциальная

При дифференциальном подключении цилиндра (рис. 3.34, *б*) влево поршень двигается при переключении трехпозиционного трехлинейного распределителя в левую по схеме позицию, а скорость и усилие определяются по соотношениям (3.92) и (3.93). Если же переключить распределитель в правую по схеме позицию, то в обеих полостях гидроцилиндра будет одно и то же давление жидкости. Однако так как

эффективные площади поршня в поршневой и штоковой полостях цилиндра различны, то поршень будет двигаться вправо. При этом из условия неразрывности потока жидкости

$$Q + v_1 [\pi (D^2 - d^2)/4] = v_1 (\pi D^2/4)$$

скорость

$$v_1 = 4Q/\pi d^2, \tag{3.95}$$

а усилие находят по выражению

$$P_1 = (\pi d^2/4)\, p_н. \tag{3.96}$$

Чтобы обеспечить равенство скоростей $v_1 = v_2$, из зависимостей (3.95) и (3.92) получим соотношение диаметров поршня и штока:

$$D = \sqrt{2}d. \tag{3.97}$$

В гидроцилиндрах одностороннего действия движение ведомого звена под действием давления жидкости происходит только в одном направлении, а возврат в исходное положение — под действием внешней силы (пружины, веса и пр.).

Определим КПД силового гидроцилиндра (рис. 3.34, *а*). Пусть в гидроцилиндре P — усилие, им развиваемое; v — скорость штока; $Q_у$ — внутренние утечки; F_1, F_2, p_1, p_2 — эффективные площади и давления в полостях. Тогда механический $\eta_{м.ц}$ и объемный $\eta_{о.ц}$ КПД гидроцилиндра определятся соотношениями

$$\eta_{м.ц.} = \frac{p_1F_1 - p_2F_2 - T}{p_1F_1 - p_2F_2} = 1 - \frac{T}{p_1F_1 - p_2F_2}; \tag{3.98}$$

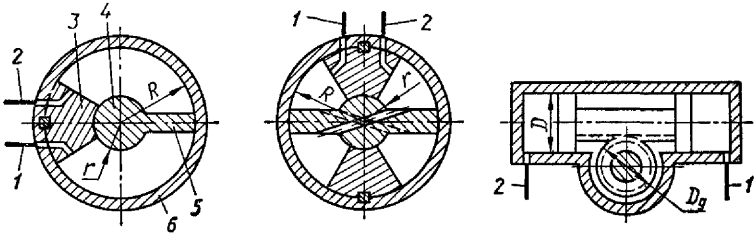
$$\eta_{о\,ц} = \frac{F_1 v}{F_1 v + Q_у} = \frac{1}{1 + (Q_у/F_1 v)}, \tag{3.99}$$

где T — суммарные силы трения в уплотнениях поршня и штока [1].

Телескопические гидроцилиндры, позволяющие получать большой ход при ограниченных осевых габаритах, в станках применяются редко.

Поворотные гидродвигатели используют для получения периодических возвратно-поворотных движений.

В пластинчатых поворотных гидродвигателях (рис. 3.35, *а*) пластина *5* выполнена заодно с ротором *4* и может поворачиваться внутри корпуса *6*. Сектор *3* с гидролиниями



а *б* *в*

Рис. 3.35. Схемы пластинчатого (*а*, *б*) и поршневого (*в*) поворотных гидродвигателей

1 и *2* прикреплен к корпусу *6*. При подаче давления в гидролинию *1* или *2* ротор под действием перепада давлений поворачивается против или по часовой стрелке. Однопластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 3.35, *а*) имеет угол поворота меньше 360°, однако здесь подшипники и вал ротора нагружены силой давления жидкости. В многопластинчатом поворотном гидродвигателе (рис. 3.35, *б*) угол поворота значительно меньше, однако вал и подшипники ротора разгружены от сил давления жидкости.

Вращающий момент M и угловая скорость ω на валу ротора пластинчатого поворотного гидродвигателя определяются зависимостями

$$M = b(R - r)\Delta p[(R + r)/2]\, z = (1/2)\Delta p b (R^2 - r^2) z; \quad (3\ 100)$$

$$\omega = 2Q/b(R - r)(R + r)z = 2Q/(R^2 - r^2)bz, \quad (3\ 101)$$

где b — ширина ротора; z — количество пластин; Q — подводимая подача жидкости.

Недостатком таких двигателей является сложность уплотнения прямых углов пластин. Уплотняют углы обычно за счет гарантированно малых зазоров. Иногда пластинчатые поворотные гидродвигатели выполняют с круглыми пластинами и рабочими камерами, представляющими собой части тора.

Поршневой поворотный гидродвигатель (рис. 3.35, *в*) представляет собой два цилиндра одностороннего действия с подводами *1* и *2*. Поршни цилиндров связаны общим штоком с реечной зубчатой передачей. Вращающий момент M и угловая скорость ω реечной шестерни с диаметром $D_д$ делительной окружности определяются зависимостями

$$M = (\pi D^2/4)\Delta p (D_д/2) = (1/8)\Delta p \pi D^2 D_д; \quad (3.102)$$

$$\omega = Q4 \cdot 2/\pi D^2 D_д = 8Q/\pi D^2 D_д. \quad (3\ 103)$$

При больших скоростях движения штоков гидроцилиндров в конце хода могут произойти удары. Для демпфирования штока (рис. 3.36) в крышке *2* устанавливают дроссель *3* и обратный клапан *4*. Двигаясь слева направо, поршень *1* входит в конце хода выступом *Б* с гарантированно малым зазором в центральное отверстие крышки. Жидкость из полости *В* может выдавливаться в выходное отверстие *А* только через дроссель *3*, настройкой которого устанавливают заданные параметры торможения. При реверсе жидкость из отверстия *А* попадает в полость *В* через обратный клапан *4*.

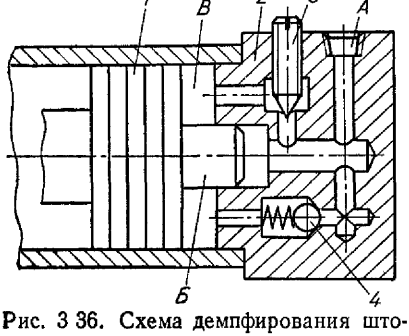


Рис. 3 36. Схема демпфирования штока гидроцилиндра в конце хода

Рассмотрим некоторые **конструкции гидроцилиндров,** применяемых в станках. Согласно [22], гидроцилиндры двойного действия изготовляют с односторонним или двусторонним штоком на номинальные давления 6,3 и 10 МПа.

Штоки уплотняют, главным образом, резиновыми манжетами по

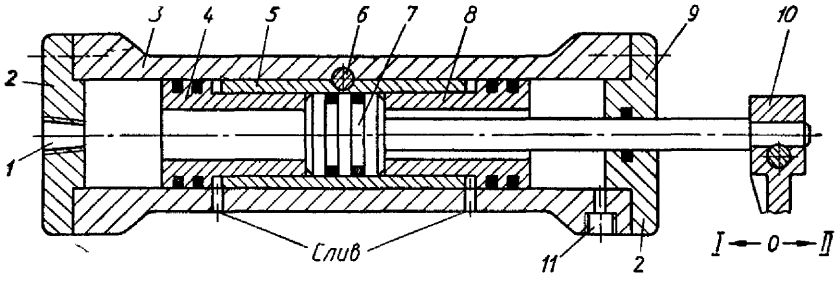


Рис. 3.37. Трехпозиционный гидроцилиндр

ГОСТ 14896—84, шевронными резинотканевыми уплотнениями по ГОСТ 22704—77 или резиновыми кольцами круглого сечения по ГОСТ 9833—73. Для защиты уплотняемых полостей штоков от грязи применяют грязесъемники по ГОСТ 24811—81. Поршни уплотняют чугунными разрезными поршневыми кольцами в тех случаях, когда требуется длительный срок работы уплотнений до их замены и когда могут быть допущены утечки масла. Если утечки мимо поршня должны быть сведены к минимуму, то при условии, что частая смена манжет не представляет особых трудностей, целесообразно применять уплотнения манжетами по ГОСТ 14896—84. Для уплотнения поршней и штоков рекомендуется применять резиновые кольца с большим диаметром сечения по ГОСТ 9833—73, так как они дольше, чем кольца с меньшим диаметром сечения, сохраняют герметичность.

В последнее время для уплотнения поршней и штоков применяют резино-фторопластовые уплотнения, состоящие из П-образной манжеты из фторопласта Ф-4 и установленного внутри нее резинового кольца круглого сечения [1]. Такие уплотнения обеспечивают минимальные силы трения и предохраняют кольцо от выдавливания в зазор.

Если необходимо получить три фиксированных положения, например, для переключения тройных блоков шестерен карусельных станков, применяют трехпозиционные гидроцилиндры (рис. 3.37). Цилиндр состоит из корпуса *3*, к которому на болтах прикреплены крышки *2* и *9*. Внутри корпуса установлены гильза *5* и подвижные втулки *4* и *8*. Гильза штифтом *6* соединена с корпусом. Поршень *7* выполнен заодно со штоком, к концу которого прикреплена вилка *10* для переключения тройного блока шестерен. В крышке *2* и корпусе *3* выполнены резьбовые отверстия *1* и *11* для соединения с трубопроводами. Уплотнения поршня, штока, втулок *4* и *8* с корпусом *3* осуществляются резиновыми кольцами круглого сечения по ГОСТ 9833—73.

Для установки вилки *10* в среднее положение рабочая жидкость под давлением подводится к отверстиям *1* и *11*. Втулки *4* и *8* перемещают поршень в положение, определяемое гильзой *5* (положение *0*).

При соединении отверстия *11* со сливом поршень *7* перемещается вправо до упора втулки *8* в крышку *9* (положение *II*).

Для установки вилки *10* в положение *I* отверстие *1* соединяют со сливом, а *11* — с нагнетанием. Под действием давления жидкости поршень *7* перемещается влево до упора втулки *4* в крышку *2*.

ДИНАМИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА И РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА

4.1. Принципиальная схема гидропривода поступательного движения

Для перемещения рабочих органов металлорежущих станков, прессов, роботов, манипуляторов и других технологических машин и, в частности, для осуществления возвратно-поступательного движения рабочих органов широко используют гидравлические приводы, особенно в тех случаях, когда необходимы значительные усилия на рабочих органах машины при малых габаритных размерах привода, высокие плавность перемещения и эксплуатационная надежность. Применение гидравлических приводов целесообразно и тогда, когда нужно обеспечить бесступенчатое регулирование их скорости, высокую частоту реверсирования и автоматическое управление.

Рассмотрим **принципиальную схему гидравлического привода** для осуществления возвратно-поступательного движения рабочего органа (рис. 4.1). Привод состоит из гидронасоса *1*, обеспечивающего непрерывную подачу рабочей жидкости в систему, напорного (предохранительного) гидроклапана *2*, определяющего рабочее давление в системе и предохраняющего систему от перегрузки, гидроочистителя *3*, пневмогидроаккумулятора *4*, гидрораспределителя *5*, гидроцилиндра *6*, поршень *7* и шток которого связаны с рабочим органом *8*, и гидроклапана *9*, создающего подпор давления на линии слива и этим обеспечивающего плавность перемещения рабочего органа.

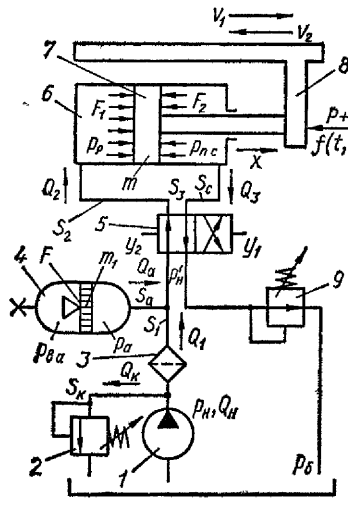


Рис. 4.1. Принципиальная схема гидравлического привода

Рабочая жидкость от насоса *1*, приводимого в движение электродвигателем (на схеме не показан), под давлением, настроенным напорным гидроклапаном *2*, через гидроочиститель *3* и гидрораспределитель *5* поступает в левую (поршневую) полость гидроцилиндра. Под действием давления масла в этой полости поршень *7* перемещается вправо и связанный с ним штоком рабочий орган *8* также движется вправо со скоростью v_1. При этом рабочая жидкость из правой (штоковой) полости гидроцилиндра через гидрораспределитель *5* и гидроклапан *9* вытесняется в бак. В конце хода рабочего органа на гидрораспределитель *5* подается управляющий сигнал y_1, переключающий золотник. Тогда рабочая жидкость поступает под давлением от на-

соса *1* через гидроочиститель *3* и гидрораспределитель *5* в правую (штоковую) полость гидроцилиндра, а левая (поршневая) полость через гидрораспределитель *5* и гидроклапан *9* соединяется с баком. Рабочий орган реверсируется, поршень со штоком и рабочим органом перемещаются влево со скоростью v_2. В конце хода рабочего органа влево на гидрораспределитель *5* подается управляющий сигнал y_2, золотник вновь соединяет поршневую полость гидроцилиндра с нагнетательной, а штоковую — со сливной гидролиниями системы и рабочий орган вновь начинает перемещаться вправо со скоростью v_1, и т. д. Пневмогидроаккумулятор *4* аккумулирует рабочую жидкость под давлением в моменты, когда подача жидкости насосом $Q_н$ превышает ее потребности для обеспечения заданной скорости рабочих органов, и отдает эту жидкость в систему, когда расход жидкости, потребляемой рабочими цилиндрами, превышает подачу $Q_н$ насоса.

Представленная на рис. 4.1 принципиальная схема для осуществления возвратно-поступательного движения является наиболее общей. Она широко применяется в реальных системах управления рабочими органами технологических машин. На схеме не показаны устройства для регулирования скорости движения рабочего органа в связи с тем, что эти вопросы будут рассматриваться далее.

4.2. Динамика гидравлического привода

При работе гидравлических систем автоматического управления важное значение имеет динамика гидравлического привода, определяющая во многих случаях работоспособность системы и возможность ее применения для решения тех или иных технологических задач.

Уравнение динамики исполнительного органа гидравлического привода, описывающее движение поршня как твердого тела, в соответствии с законами механики, можно записать в виде [5]

$$m(d^2x/dt^2) = p_р F_1 - (p_{п.с} F_2 + R + P), \qquad (4.1)$$

где m — приведенная к поршню масса подвижных частей и рабочей жидкости; $p_р$, $p_{п.с}$ — давления соответственно в рабочей полости гидроцилиндра и полости слива; F_1, F_2 — эффективные площади поршня со стороны рабочей полости цилиндра и полости слива (рис. 4.1); R, P — силы трения и полезные нагрузки; x — перемещение поршня. Решение этого уравнения позволяет определить динамические характеристики привода — путь, скорость и ускорение рабочего органа как функции времени, установившуюся скорость, время разгона и торможения и т. д.

Однако зависимость (4.1) представляет собой упрощенную математическую модель динамики гидравлического привода, предусматривающую постоянство в процессе движения поршня рабочего давления и противодавления в полостях цилиндра, сил трения и полезных нагрузок, сопротивления гидролиний системы. Этой зависимостью можно пользоваться только для приближенных расчетов. Зависимость (4.1) справедлива лишь для стационарных процессов, в условиях установившегося движения рабочего органа, а также для тихоходных

приводов, при работе которых периоды разгона и торможения (периоды неустановившегося движения) малы по отношению ко всему времени движения рабочего органа. Пренебрежение изменением гидравлических параметров привода в эти периоды не вызывает существенных погрешностей расчета.

В реальных условиях при работе гидравлического привода во многих случаях имеют место высокие скорости перемещения рабочих органов, достигающие, например, в гидравлических манипуляторах 1,0—1,2 м/с. Особенность динамики таких приводов — значительное уменьшение участка установившегося движения, а в ряде случаев и его полное отсутствие. Иначе говоря, высокоскоростной привод на значительном участке пути движения рабочего органа работает в условиях неустановившегося движения, когда силы трения и полезные нагрузки, давление в рабочей полости цилиндра и противодавление в полости слива, перепад давления на гидрораспределителе и сопротивление гидролиний являются величинами переменными, а процесс движения жидкости в трубопроводах системы нестационарен.

Известно, что противодавление в полости слива зависит от сопротивления сливной гидролинии, являющегося функцией скорости движения рабочей жидкости по трубопроводам, а следовательно, и скорости перемещения поршня. В периоды разгона и торможения сила противодавления в полости слива изменяется в широких пределах в зависимости от скорости движения, что существенно влияет на динамику привода. Функцией скорости являются и силы вязкого трения, а полезная нагрузка изменяется в функции пути или функции времени в большом диапазоне.

Переменной величиной, зависящей от соотношения движущих сил и сил сопротивления движению (изменяющихся в процессе перемещения рабочего органа), а также от геометрических параметров гидравлического привода и скорости перемещения поршня, является перепад давлений на гидрораспределителях, определяющий подачу жидкости в рабочую полость цилиндра. От этих же факторов зависит и рабочее давление в гидравлическом цилиндре, а коэффициент расхода определяется проводимостью соответствующих участков трубопроводов и аппаратуры управления и зависит от режима течения жидкости.

Аналитическое определение перечисленных зависимостей, их математическое описание, представляет собой важную задачу динамического анализа работы гидравлического привода. При таком анализе исходят из уравнений энергетического баланса, включающих в себя уравнения: расходов жидкости через рабочие полости гидравлического цилиндра, движения поршня как твердого тела и неразрывности потока. В качестве расчетной схемы для динамического анализа выберем схему наиболее общего вида гидропривода (рис. 4.1). Динамика гидравлического привода определяется подачей жидкости от насоса и гидроаккумулятора в рабочую полость гидроцилиндра, ее потенциальной энергией (давлением) в цилиндре, движущими силами и силами сопротивления движению и другими факторами.

Система с гидроаккумулятором может работать в двух режимах: 1) зарядки аккумулятора и 2) отдачи аккумулированной рабочей жи-

дкости. В первом случае уравнение расходов имеет вид

$$Q_н = Q_к + Q_а + \sum_1^{n_р} Q, \tag{4.2}$$

где $Q_н$ — подача жидкости насосом в систему; $Q_к$ — расход жидкости, сбрасываемой в бак через переливной гидроклапан; $Q_а$ — расход жидкости, идущей на зарядку аккумулятора; Q — подача жидкости в рабочую полость цилиндра; $n_р$ — число одновременно работающих гидроцилиндров.

Во втором случае уравнение расходов следующее:

$$Q_н + Q_а = Q_к + \sum_1^{n_р} Q, \tag{4.3}$$

откуда подача жидкости в рабочую полость цилиндра

$$Q_l = Q_н + Q_а - \left(Q_к + \sum_1^{n_р - 1} Q\right). \tag{4.4}$$

Эта подача определяется зависимостью [5]

$$Q = \mu S_в \sqrt{(2/\rho)\,\Delta p}, \tag{4.5}$$

где μ — коэффициент расхода; $S_в$ — площадь минимального сечения прохода (золотника) для рабочей жидкости; ρ — плотность жидкости; Δp — перепад давлений жидкости в трубопроводах системы.

Аналогично расход жидкости из сливной полости гидроцилиндра определится зависимостью

$$Q_с = \mu_с S_с \sqrt{(2/\rho)\,\Delta p_с}, \tag{4.6}$$

где $\mu_с$ и $S_с$ — соответственно коэффициент расхода и площадь минимального сечения сливной гидролинии; $\Delta p_с$ — перепад давления жидкости в сливной гидролинии.

Потери энергии в гидролиниях системы при гидравлическом расчете определяют в виде потерь напора (давления) жидкости, движущейся от насосной станции к гидравлическим устройствам и далее в масляный бак. В общем виде потери давления потока жидкости в трубопроводах и местных сопротивлениях определяются из уравнения

$$\Delta p' = \left(\sum_1^{n_у} \lambda \frac{l}{d} v_1^2 + \sum_1^{n_м} b\zeta v_2^2\right)\frac{\rho}{2} + \sum_1^{n_у} \rho l \frac{dv}{dt}, \tag{4.7}$$

где λ, ζ — коэффициенты потерь по длине трубопровода и местных потерь; l, d — длина и внутренний диаметр трубопровода; v_1, v_2 — скорости потока жидкости в трубопроводах и местных сопротивлениях; b — поправочный коэффициент; $\sum_1^{n_у} \rho l\,(dv/dt) = \Delta p_и$ — инерционный напор при неустановившемся движении жидкости; $n_у$, $n_м$ — количество участков трубопроводов и местных сопротивлений в гидролинии. Следует отметить, что инерционный напор при ускоренном во времени движении жидкости положителен, при замедленном — отрицателен.

Пренебрегая изменением скорости жидкости в сечении, перпендикулярном к направлению потока, в качестве расчетной примем скорость $v_{ср}$, которая может быть определена зависимостью $v_{ср} = Q/S$. Для трубопроводов одинакового сечения в случае приведения коэффициентов к трубопроводу одного сечения S получим

$$\Delta p' = \frac{\rho}{2}\left(\sum_1^{n_у} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_м} b\zeta\right) v_{ср}^2 + \Delta p_и,$$

откуда средняя скорость потока жидкости в трубопроводе

$$v_{ср} = \sqrt{\frac{2(\Delta p' - \Delta p_и)}{\rho\left(\sum_1^{n_у} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_м} b\zeta\right)}}.$$

Обозначим $\Delta p' - \Delta p_и = \Delta p$ Тогда расход жидкости через трубопровод определится зависимостью

$$Q = S\sqrt{2/\rho\left(\sum_1^{n_у} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_м} b\zeta\right)} \cdot \sqrt{\Delta p}. \qquad (4.8)$$

Величина $S\sqrt{2/\rho\left(\sum_1^{n_у} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_м} b\zeta\right)} = G$ представляет собой гидравлическую проводимость участка трубопровода. В общем случае

$$G = \varphi(v, Q).$$

Таким образом, получается удобная для динамического расчета связь между расходом жидкости Q, проводимостью G и перепадом давлений (потерей напора) Δp:

$$Q = G\sqrt{\Delta p}. \qquad (4.9)$$

Приравняв уравнения (4.5) и (4.8), находим, что коэффициент расхода

$$\mu = \sqrt{1/\left(\sum_1^{n_у} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_м} b\zeta\right)} \qquad (4.10)$$

и зависит от коэффициента сопротивления гидролинии и ее геометрических параметров Поскольку величины λ и b зависят от числа Рейнольдса, то и коэффициенты расхода (а следовательно, и проводимости участков системы) также зависят от числа Рейнольдса, а значит, и от скорости течения жидкости в трубопроводах, и в конечном итоге от скорости движения поршня гидравлического цилиндра

Для удобства динамического анализа рассматриваемую гидросистему (рис. 4.1) целесообразно разделить на три участка

В первый участок войдут пневмогидравлический аккумулятор, трубопровод от гидронасоса и аккумулятора до гидрораспределителя с местными сопротивлениями в виде гидроочистителя и поворотов тру-

бопровода. Проводимость для этого участка

$$G_1 = S_1 \sqrt{2/\rho \left[\lambda \frac{l_1}{d_1} + b \left(\sum_1^{n_м} \zeta_1 + \zeta_2 \right) \right]}, \qquad (4.11)$$

где S_1 — площадь проходного сечения трубопровода первого участка; $\sum_1^{n_м} \zeta_1$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода; ζ_2 — коэффициент местного сопротивления гидроочистителя.

Расход жидкости на первом участке

$$Q_1 = G_1 \sqrt{p_а - p'_н}, \qquad (4.12)$$

где $p_а$ — давление жидкости в гидроаккумуляторе; $p'_н$ — давление жидкости перед гидрораспределителем.

Во второй участок включены проходное сечение гидрораспределителя и трубопровод до гидроцилиндра, включающий в себя местные сопротивления в виде поворотов и разветвлений трубопроводов. Перепад давлений жидкости на гидрораспределителе можно выразить, пользуясь зависимостью (4.5) и учитывая, что $Q = v_з S_з$:

$$\Delta p_з = \rho v_з^2 / 2\mu_з^2. \qquad (4.13)$$

Здесь $S_з = \varphi(t)$ — площадь проходного сечения золотника гидрораспределителя; $\mu_з$ — коэффициент расхода через него; $v_з$ — скорость жидкости в проходном сечении золотника гидрораспределителя. Эту зависимость целесообразно привести к скорости жидкости в трубопроводе:

$$v_з = v_{ср} S_2 / \pi d_з x_з, \qquad (4.14)$$

где S_2 — площадь проходного сечения трубопроводов второго участка; $d_з$ — диаметр золотника гидрораспределителя; $x_з = \varphi(t)$ — открытие окна золотника.

Таким образом,

$$\Delta p_з = \rho \left(\frac{S_2}{\mu_з \pi d_з x_з} \right)^2 \frac{v_{ср}^2}{2}, \qquad (4.15)$$

а выражение для проводимости второго участка трубопровода

$$G_2 = S_2 \sqrt{2/\rho \left[\lambda \frac{l_2}{d_2} + \sum_1^{n_м} b\zeta + \left(\frac{S_2}{\mu_з \pi d_з} \right)^2 \frac{1}{x_з^2} \right]}. \qquad (4.16)$$

Уравнение расхода жидкости для второго участка:

$$Q_2 = G_2 \sqrt{p'_н - p_р}, \qquad (4.17)$$

где $p_р$ — рабочее давление жидкости в гидроцилиндре.

Третий участок составляет сливную гидролинию системы: гидрораспределитель и трубопровод от гидроцилиндра до гидробака с местными

сопротивлениями. Проводимость третьего участка трубопровода

$$G_c = S_c \sqrt{2/\rho \left[\lambda \frac{l_3}{d_c} + \sum_1^{n_м} b\zeta_1 + \left(\frac{S_c}{\mu_з' \pi d_з} \right)^2 \frac{1}{x_з^2} \right]}, \quad (4.18)$$

где S_c — площадь проходного сечения трубопровода сливной гидролинии; $\mu_з$ — коэффициент расхода при прохождении жидкости через сливную щель золотника гидрораспределителя.

Расход жидкости в гидролинии третьего участка

$$Q_3 = G_c \sqrt{p_{п.с} - p_б}, \quad (4.19)$$

где $p_{п.с}$ — давление жидкости в сливной полости гидроцилиндра; $p_б$ — избыточное давление жидкости в гидробаке.

Уравнения связи между расходами по участкам системы и скоростью движения поршня $v_п$ будут следующими:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 (1/\eta_0); \\ Q_2 &= v_п F_1 (1/\eta) + Q_{сж}; \\ Q_3 &= v_п F_2, \end{aligned} \quad (4.20)$$

где η_0, η — коэффициенты, учитывающие объемные потери жидкости (утечки) в гидрораспределителе и гидроцилиндре; $Q_{сж}$ — расход, обусловленный сжимаемостью жидкости. Этот расход может быть определен зависимостью [13]

$$Q_{сж} = (V/2E)(dp/dt), \quad (4.21)$$

где V — объем сжимаемой жидкости; E — модуль объемной упругости.

Из уравнения (4.20) подача жидкости, необходимая для перемещения поршня со скоростью $v_п$,

$$Q = v_п F_1 = (Q_2 - Q_{сж})\eta = (Q_1 \eta_0 - Q_{сж})\eta.$$

С учетом зависимостей (4.4), (4.5) и (4.21) *уравнение расходов*

$$Q_i = \left[\left(Q_н + Q_а - Q_к - \sum_1^{n_р - 1} Q \right) \eta_0 - Q_{сж} \right] \eta,$$

или

$$Q_i = \left\{ \left[Q_н + \mu_а S_1 \sqrt{(2/\rho)(p_а - p_н')} - \right. \right.$$

$$\left. \left. - \mu_к S_к \sqrt{(2/\rho)(p_н - p_б)} - \sum_1^{n_р - 1} Q \right] \eta_0 - (V/2E)(dp/dt) \right\} \eta, \quad (4.22)$$

где $\mu_а$, $\mu_к$ — коэффициенты расходов жидкости через трубопровод от гидроаккумулятора до нагнетательной гидролинии и через гидроклапан.

Помимо уравнений расходов для динамического расчета нужно составить уравнения подачи жидкости пневмогидравлическим аккумулятором, движения поршня гидроцилиндра и движения золотника гидрораспределителя.

Зависимость между объемом и давлением газа в пневмогидроаккумуляторе при политропном процессе изменения состояния определится уравнением [5]

$$p_{г.а}/p_{г\ max} = (V_{min}/V)^n, \qquad (4.23)$$

где $p_{г.а}$ и $p_{г\ max}$ — текущее и максимальное давления газа в аккумуляторе; n — показатель политропы газа; V, V_{min} — текущий и минимальный объемы, занятые газом в аккумуляторе.

При быстро протекающих процессах теплообмена с окружающей средой практически нет и процесс изменения состояния газа в аккумуляторе можно принять адиабатическим. В этом случае в уравнении (4.23) показатель политропы n может быть заменен на показатель адиабаты k [5].

Объем жидкости, поступающей из аккумулятора в систему за время dt,

$$\Delta V = \int_0^t Q_1 dt = (F/\eta_а) \int_0^t v_1 dt.$$

Поскольку $v_1 = dx/dt$, то $\int_0^t v_1 dt = \int_0^{x_а} dx = x_а$. Тогда $\Delta V = (F/\eta_а)\, x_а$, где $x_а$ — перемещение поршня гидроцилиндра аккумулятора; $\eta_а$ — объемный КПД гидроцилиндра аккумулятора.

Если рассматривается пневмогидравлический аккумулятор поршневого типа, то уравнение движения поршня аккумулятора может быть представлено в виде

$$m_1 (dv_1/dt) = F (p_{г.а}\eta_1 - p'_н), \qquad (4.24)$$

где v_1 — скорость движения поршня аккумулятора; F — рабочая площадь поршня; η_1 — коэффициент, учитывающий потери на трение в уплотняющих элементах поршня; m_1 — масса поршня и приведенная масса жидкости, расположенной в аккумуляторе и трубопроводах первого участка гидросистемы:

$$m_1 = m_{п1}\rho\, [V_{ж\ max} - \Delta V + V_{т1}\, (F/S)^2]. \qquad (4.25)$$

Здесь $m_{п1}$ — масса поршня аккумулятора; $V_{ж\ max}$ — количество жидкости в аккумуляторе в начальный момент; $V_т = V_{т1} + \Delta V_1$ — внутренний объем $V_{т1}$ трубопроводов первого участка, заполненного массой жидкости, с учетом изменения объема на величину ΔV_1 вследствие деформации трубопроводов.

Поскольку $dv_1 = dQ_а/F$, а согласно уравнению (4.23)

$$p_{г.а} = p_{г.\ max}\, (1 + \Delta V/V_{min})^{-k},$$

уравнение подачи жидкости аккумулятором из зависимостей (4.24) в окончательной форме примет вид

$$dQ_а/dt = (F^2/m_1)\, [p_{г\ max}\eta_1\, (1 + (\Delta V/V_{min}))^{-k} - p'_н]. \qquad (4.26)$$

Перепад давлений Δp в напорной гидролинии зависит от соотношения движущих сил и сил сопротивления движению и может быть определен из уравнения баланса сил при движении рабочего органа.

С учетом сил трения и полезных нагрузок, инерционных сил и противодавления в нерабочей полости цилиндра баланс сил имеет вид [27]

$$p_p F_1 = m\,(d^2x/dt^2) + p_{п.с}F_2 + c_1\,(dx/dt) + \\ + |\,R_{тр}\,|\,\mathrm{sign}\,(dx/dt) + P_0 + c_2P\,(t), \qquad (4.27)$$

где $R_{тр}$ — сила контактного трения; P_0 — постоянная составляющая полезной нагрузки на шток поршня; $c_1\,(dx/dt)$ — сила вязкого трения; $c_2P\,(t)$ — переменная составляющая сил полезной нагрузки; m — приведенная к поршню масса подвижных частей и рабочей жидкости:

$$m = m_{п2} + \rho\,[V_{ж2} + \Delta V_{ж2} + (V_{т2} + \Delta V_2)\,(F_1^2/S^2)], \qquad (4.28)$$

где $m_{п2}$ — масса подвижных частей, связанных с поршнем гидроцилиндра; $V_{ж2}$ — объем жидкости, расположенной в гидроцилиндре; $V_{т2}$ — объем жидкости в трубопроводах второго и третьего участков; $\Delta V_{ж2}$, ΔV_2 — изменения объема гидроцилиндра и трубопроводов второго и третьего участков вследствие деформации.

Из уравнения (4.27) находим

$$p_p = (1/F_1)\,[m\,(d^2x/dt^2) + p_{п.с}F_2 + c_1\,(dx/dt) + \\ + |\,R_{тр}\,|\,\mathrm{sign}\,(dx/dt) + P_0 + c_2P\,(t)], \qquad (4.29)$$

откуда следует, что рабочее давление в полости цилиндра не является величиной постоянной и определяется силами сопротивления движению. Из уравнения (4.29) перепад давлений $\Delta p = p_н - p_p$ в напорной гидролинии

$$\Delta p = p_н - (1/F_1)\,[m\,(d^2x/dt^2) + p_{п.с}F_2 + \\ + c_1\,(dx/dt) + |\,R_{тр}\,|\,\mathrm{sign}\,(dx/dt) + P_0 + c_2P\,(t)]. \qquad (4.30)$$

Расход рабочей жидкости из сливной полости определяется зависимостью (4.6). Если избыточное давление жидкости в гидробаке $p_б = 0$, то $\Delta p_с = p_{п.с}$ и тогда зависимость (4.6) будет иметь вид

$$Q_з = \mu_с S_с \sqrt{(2/\rho)\,p_{п.с}} = G_с \sqrt{p_{п.с}}, \qquad (4.31)$$

откуда

$$p_{п.с} = \rho Q_з^2/2\,(\mu_с S_с)^2 = Q_з^2/G_с^2. \qquad (4.32)$$

Учитывая, что $Q_з = F_2 v_п$, получим

$$p_{п.с} = F_2^2 v_п^2/G_с^2 = (F_2^2/G_с^2)\,(dx/dt)^2. \qquad (4.33)$$

Из уравнения (4.33) следует, что противодавление в полости слива прямо пропорционально квадрату скорости поршня гидроцилиндра и обратно пропорционально квадрату гидравлической проводимости сливной гидролинии.

С учетом уравнения (4.33) перепад давлений в напорной гидролинии определится зависимостью

$$\Delta p = p_н - (1/F_1)\,[m\,(d^2x/dt^2) + (F_2^3/G_с^2)\,(dx/dt)^2 + \\ + c_1\,(dx/dt) + |\,R_{тр}\,|\,\mathrm{sign}\,(dx/dt) + P_0 + c_2P\,(t)]. \qquad (4.34)$$

Отсюда следует, что перепад давлений в напорной гидролинии — величина переменная, зависящая от силы сопротивления движению и скорости перемещения рабочего органа.

Подставив Δp в уравнение (4.9) и учитывая, что $Q = F_1 v_п = F_1 (dx/dt)$, получим

$$dx/dt = G(\Delta p)^{\frac{1}{2}}/F_1 = (G/F_1)\{p_н - (1/F_1)[m(d^2x/dt^2) + (F_2^3/G_c^2)(dx/dt)^2 + c_1(dx/dt) + |R_{тр}|\,\mathrm{sign}(dx/dt) + P_0 + c_2P(t)]\}^{1/2}, \quad (4.35)$$

где G — суммарная проводимость нагнетательной гидролинии. После преобразования зависимости (4.35) имеем *дифференциальное уравнение динамики гидравлического привода* [28]:

$$m(d^2x/dt^2) = p_нF_1 - (F_1^3/G^2 + F_2^3/G_c^2)(dx/dt)^2 - c_1(dx/dt) - |R_{тр}|\,\mathrm{sign}(dx/dt) - P_0 - c_2P(t). \quad (4.36)$$

Полученное уравнение учитывает изменение коэффициента расхода и проводимости гидравлических линий при нестационарном процессе движения жидкости, изменение рабочего давления в полости нагнетания гидроцилиндра и противодавления в полости слива, изменение сил трения и полезной нагрузки в процессе работы и другие факторы. Уравнение (4.36) не учитывает волновые явления в гидролинии ввиду незначительной длины трубопроводов в цикловых системах; наличие воздуха в рабочей жидкости и изменение объемной упругости и плотности жидкости от давления; податливость трубопроводов и стенок цилиндра. Уравнение динамики гидравлического привода позволяет не только определять его динамические характеристики с достаточно высокой степенью точности благодаря более полному учету ряда дополнительных факторов (его конструктивных параметров и режима работы гидросистемы), но и решать обратную задачу — по заданным динамическим характеристикам определять его конструктивные параметры и режим работы гидросистемы, т. е. решать задачу динамического синтеза гидравлического привода.

Уравнение (4.36) представляет собой нелинейное дифференциальное уравнение 2-го порядка с переменными составляющими и в общем виде решения не имеет. Оно может быть решено с использованием ЭВМ численными методами интегрирования. Однако, если полезную нагрузку и силы трения принять постоянными, уравнение можно решить в общем виде [27]. Приняв

$$c_1(dx/dt) + |R_{тр}|\,\mathrm{sign}(dx/dt) + P_0 + c_2P(t) \approx P_{ср} + R_{ср},$$

где $P_{ср}$ и $R_{ср}$ — средние значения сил полезной нагрузки и трения, обозначив

$$F_1^3/G^2 = a; \quad F_2^3/G_c^2 = b; \quad p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср}) = o$$

и подставив эти обозначения в уравнение (4.36), получим *дифференциальное уравнение движения поршня в общем виде:*

$$m(d^2x/dt^2) + (a + b)(dx/dt)^2 - c = 0, \quad (4.37)$$

которое может быть решено аналитически.

Решение уравнения (4.37) позволяет определить путь x, скорость v перемещения и ускорение u рабочих органов:

$$x = [m/(a+b)] \operatorname{lnch}[(1/m)\sqrt{(a+b)\,c}\,t]; \tag{4.38}$$

$$v = dx/dt = \sqrt{c/(a+b)}\,\operatorname{th}[(1/m)\sqrt{(a+b)\,c}\,t]; \tag{4.39}$$

$$u = d^2x/dt^2 = \frac{c}{m\operatorname{ch}^2[(1/m)\sqrt{(a+b)\,c}\,t]}. \tag{4.40}$$

Подстановка значений a, b и c в уравнения (4.38) ... (4.40) позволяет выразить путь, скорость и ускорение поршня гидропривода через его геометрические параметры, режим работы системы и силы сопротивления движению, что дает возможность рассчитывать привод по заданным динамическим характеристикам. С учетом a, b, c

$$x = \frac{mG^2G_c'}{F_1^3G_c^2 + F_2^3G^2} \operatorname{lnch}\left\{\frac{1}{m}\sqrt{\left(\frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_c^2}\right)[p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср})]}\,t\right\}; \tag{4.41}$$

$$v = \sqrt{\frac{G^2G_c^2[p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср})]}{F_1^3G_c^2 + F_2^3G^2}} \times$$

$$\times \operatorname{th}\left\{\frac{1}{m}\sqrt{\left(\frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_c^2}\right)[p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср})]}\,t\right\}; \tag{4.42}$$

$$u = \frac{p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср})}{m\operatorname{ch}^2\left\{\frac{1}{m}\sqrt{\left(\frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_c^2}\right)[p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср})]}\,t\right\}}. \tag{4.43}$$

Как уже отмечалось, интегрирование уравнений (4.36), т. е. определение зависимости $v = \varphi(t)$, возможно только численными методами. Однако, чтобы оценить время срабатывания (быстродействия) гидросистемы t_0, можно в первом приближении принять величины a, b и c постоянными При таком допущении уравнение (4.37) позволяет определить установившуюся (максимальную) скорость. Она будет при ускорении $d^2x/dt^2 = 0$. При этом условии из уравнения (4.37)

$$v_{уст} = \sqrt{\frac{c}{a+b}} = \sqrt{\frac{G^2G_c^2[p_нF_1 - (P_{ср} + R_{ср})]}{F_1^3G_c^2 + F_2^3G^2}}. \tag{4.44}$$

Зная $v_{уст} = v_{max}$, можно с достаточной степенью приближения определить время срабатывания гидравлического привода:

$$2x/v_{max} > t_0 \geqslant x/v_{max}. \tag{4.45}$$

Такая приближенная оценка времени срабатывания удобна для корректирования параметров элементов и узлов гидросистемы с целью обеспечения заданного быстродействия.

Для определения времени разгона поршня $t_р$ уравнение (4.37) запишем в виде

$$m\,(dv/dt) + (a+b)\,v^2 - c = 0. \tag{4.46}$$

Отсюда, разделив переменные, получим

$$dt = \frac{m dv}{c - (a + b) v^2}. \tag{4.47}$$

Время разгона поршня $t_р$, характеризующее инерционность гидросистемы, можно найти приближенно, задавшись исходными параметрами, т. е. скоростями в начале и в конце разгона поршня, и приняв $v_{нач} = 0$, $v_{кн} = v_{уст}$. Проинтегрировав обе части уравнения (4.47) соответственно от 0 до $t_р$ и от 0 до $v_{уст}$, получим

$$t_р = \frac{m}{2\sqrt{(a+b)c}} \ln \left| \frac{\sqrt{c} + \sqrt{a+b}\, v_{уст}}{\sqrt{c} - \sqrt{a+b}\, v_{уст}} \right|. \tag{4.48}$$

После подстановки значений a, b и c время разгона поршня

$$t_р = \frac{m}{2\sqrt{\left(\frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_с^2}\right)[p_н F_1 - (P_{ср} + R_{ср})]}} \times$$

$$\times \ln \left| \frac{\sqrt{p_н F_1 - (P_{ср} + R_{ср})} + \sqrt{\frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_с^2}}\, v_{уст}}{\sqrt{p_н F_1 - (P_{ср} + R_{ср})} - \sqrt{\frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_с^2}}\, v_{уст}} \right|. \tag{4.49}$$

Чтобы оценить точность расчетов по предложенным зависимостям, сравним результаты решения конкретной задачи на ЭВМ с результатами экспериментальных исследований. На рис. 4.2 представлены графические зависимости погрешностей расчетов $\delta = \varphi(v)$, полученные в расчетах функции $x = \varphi(t)$ по различным методикам и при различных допущениях: *1* — экспериментальная кривая; *2* — зависимость $\delta = \varphi(v)$, полученная по результатам решения уравнения (4.36) на ЭВМ при условиях $p_р$, $p_{п.с}$, G, $\lambda_н$, P, R = var; *3* — зависимость $\delta = \varphi(v)$, полученная по результатам решения этого же уравнения при тех же значениях переменных и $\lambda = \lambda_{уст}$ = const; *4* — зависимость $\delta = \varphi(v)$, полученная по результатам решения уравнения (4.42) при допущениях $P_{ср}$, $R_{ср}$ = const; *5* — зависимость $\delta = \varphi(v)$, полученная в результате расчета динамических характеристик привода по существующим методикам при допущениях $p_р$, $p_{пр}$, G, λ, P, R = const.

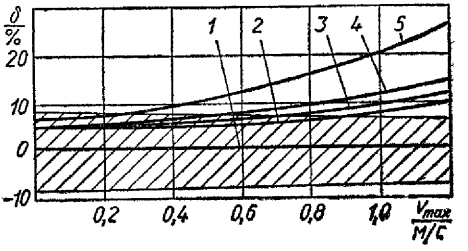


Рис. 4.2. Зависимости погрешностей расчетов $\delta = \varphi(v)$ при различных допущениях

Анализ зависимостей рис. 4.2 показывает, что при работе привода со скоростями до 0,3—0,4 м/с практически все рассмотренные методики расчета дают удовлетворительные результаты, т. е. расчет можно вести по упрощенной методике [зависимость (4.1)], не учитывая нестационарность

процессов в трубопроводах и изменения в процессе движения поршня давления в рабочей полости цилиндра и противодавления в полости слива, перепада давлений на гидрораспределителе, гидравлической проводимости гидролиний, коэффициентов расхода и трения в трубопроводах.

При работе системы со скоростями, превышающими 0,5 м/с, допущение о постоянстве перечисленных параметров приводит к значительным погрешностям расчета. В этом случае наиболее точные результаты дает решение уравнения (4.36) на ЭВМ, учитывающее изменение этих параметров в процессе движения и представляющее процесс как неустановившийся. Как видно из этого же рисунка, погрешность расчетов, выполненных по рассмотренной выше методике, не превышает 8—10 %, т. е. практически находится в пределах точности эксперимента. Для предварительных инженерных расчетов можно рекомендовать упрощенные зависимости (4.41) ... (4.44), (4.49), при использовании которых погрешность расчетов не превышает 12—16 %, что вполне допустимо.

4.3. Определение быстродействия гидравлических систем автоматического управления

При решении целого ряда задач, связанных с автоматизацией производственных процессов в машиностроении, необходимо определять быстродействие и частоту срабатывания различных управляющих и командных устройств систем автоматического управления (САУ). Это такие задачи, как определение на этапе проектирования длительности цикла работы различных технологических машин и технологических комплексов, гидравлических и пневматических манипуляторов, определение быстродействия и частоты срабатывания их отдельных механизмов, узлов и линий связи.

Быстродействие САУ определяется временем срабатывания механизмов этой системы, а также временем передачи командного сигнала от управляющих гидроаппаратов к рабочим органам.

Вопросы определения быстродействия особенно важны для дискретных гидравлических САУ рабочими органами различных машин, работающих по замкнутому технологическому циклу. В этих машинах в качестве управляющих гидроаппаратов широко применяются гидравлические и пневматические шаговые командоаппараты роторного типа, так как им присущи следующие достоинства: компактность, простота схемы управления, не требующей большого числа логических и запоминающих элементов, удобство обслуживания, гибкость программирования и возможность осуществлять быструю переналадку на различные циклы и режимы работы, а также контролировать исполнение команд, высокая эксплуатационная надежность.

Определение быстродействия гидравлических САУ рассмотрим на примере гидравлического шагового командоаппарата (рис. 4.3). Командоаппарат состоит из плунжерного гидроцилиндра поворота *2*, храпового механизма *3*, распределительного вала *4*, кулачков *5* и гидрораспределителей *6*. Распределительный вал *4* поворачивается штоком плунжера цилиндра поворота *2* через храповой механизм *3* при

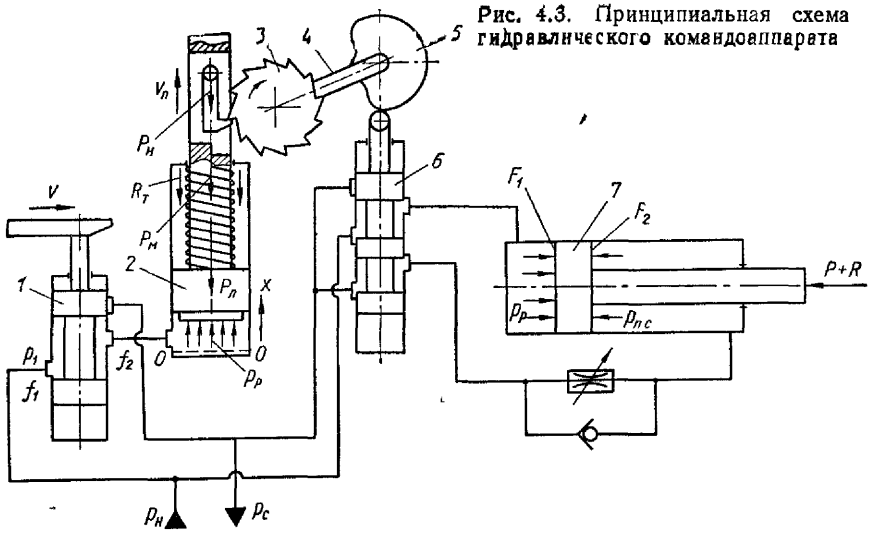


Рис. 4.3. Принципиальная схема гидравлического командоаппарата

подаче масла под давлением в рабочую полость гидроцилиндра. В исходное положение шток возвращается пружиной при соединении рабочей полости цилиндра со сливной гидролинией. Работа гидроцилиндра поворота управляется гидрораспределителем *1*, срабатывающим от подвижного упора в конце хода рабочего органа. При повороте распределительного вала *4* кулачки *5*, расположенные на валу в соответствии с требуемой программой работы, переключают гидрораспределители *6*, управляющие двухпозиционными гидравлическими цилиндрами *7*, которые перемещают рабочие органы машины.

Чтобы определить быстродействие гидравлической САУ, составим уравнение движения плунжера, находящегося под воздействием пружины, сил полезных нагрузок, массы подвижных частей и сил трения с одной стороны и давления рабочей жидкости с другой, с учетом изменения этих сил и гидравлических параметров системы в процессе движения. Общее уравнение динамики гидравлического привода (4.36) позволяет получить уравнение движения плунжера как частный случай [27]:

$$m\,(d^2x/dt^2) = p_н F - [(F^3/G_1^2)\,(dx/dt)^2 + P_1 + cx], \qquad (4.50)$$

где m — приведенная к плунжеру масса подвижных частей и рабочей жидкости; x — перемещение плунжера; $p_н$ — давление рабочей жидкости, подаваемой насосом в систему; F — эффективная площадь плунжера; G_1 — проводимость гидролинии; $P_1 = P_{пр} + P_н + P_м + R_т$ — сумма сил предварительного сжатия пружины $P_{пр}$, полезных нагрузок $P_н$, массы подвижных частей $P_м$ и сил трения $R_т$; c — жесткость пружины. При выводе этого уравнения, помимо допущений, принятых при выводе уравнения (4.36), принято допущение о постоянстве сил трения и полезных нагрузок.

Как и уравнение (4.36), уравнение (4.50) можно решить методами численного интегрирования на ЭВМ. Решение позволяет определить путь, скорость, ускорение плунжера поворота и время его рабо-

чего хода. Однако, если пренебречь инерционными силами (ввиду малых движущихся масс плунжера), это уравнение может быть решено и в общем виде.

Решение уравнения (4.50) относительно времени $t_р$ дает зависимость [27]

$$t_р = (F^{\frac{3}{2}}/G_1)\int_0^{x_р} \frac{dx}{\sqrt{p_н F - (P_1 + cx)}}, \qquad (4.51)$$

которая после интегрирования и некоторых преобразований позволяет получить расчетную формулу для определения времени рабочего хода $t_р$ плунжера поворота:

$$t_р = (2F^{\frac{3}{2}}/G_1 c)\sqrt{p_н F - P_1}\,[1 - \sqrt{1 - cx_р/(p_н F - P_1)}], \qquad (4.52)$$

где $x_р$ — величина рабочего хода плунжера.

Анализ уравнения движения плунжера поворота показывает, что его перемещение возможно лишь при условии

$$p_н F \geqslant k'\,[(F^3/G_1^2)\,(dx/dt)^2 + P_1 + cx_р], \qquad (4.53)$$

где k' — коэффициент запаса. Отсюда следует, что минимальное давление, при котором возможна работа системы управления,

$$p_{min} = (k'/F)\,[(F^3/G_1^2)\,(dx/dt)^2 + P_1 + cx_р]. \qquad (4.54)$$

Уравнение (4.50) позволяет определить максимальную (установившуюся) скорость движения плунжера поворота. Она будет иметь место при ускорении $d^2x/dt^2 = 0$. Тогда из уравнения (4.50)

$$v_{уст} = (G_1/F)\sqrt{p_н - (P_1 + cx_р)/F}. \qquad (4.55)$$

В исходное положение плунжер возвращается сжатой при рабочем ходе пружиной после соединения рабочей полости гидроцилиндра поворота со сливной гидролинией. Уравнение движения плунжера в этом случае будет иметь вид

$$m\,(d^2x/dt^2) = cx + P_2 - (F^3/G_2^2)\,(dx/dt)^2. \qquad (4.56)$$

Здесь $P_2 = P_{пр} + P_м - R_т$ — алгебраическая сумма сил предварительного сжатия пружины $P_{пр}$, массы подвижных частей $P_м$ и трения $R_т$; G_2 — гидравлическая проводимость сливной гидролинии. Координата x в этом уравнении отсчитывается от точки, соответствующей концу рабочего хода плунжера. Приняв те же допущения, что и при решении уравнения (4.50), и решая уравнение относительно времени t_x, находим

$$t_x = (F^{\frac{3}{2}}/G_2)\int_0^{x_р} \frac{dx}{\sqrt{P_2 + cx}}. \qquad (4.57)$$

После интегрирования и некоторых преобразований находим зависимость для определения времени холостого хода плунжера поворота:

$$t_x = (2F^{\frac{3}{2}}/G_2 c)\sqrt{P_2}\,(1 - \sqrt{1 + cx_р/P_2}). \qquad (4.58)$$

Зависимости (4.52) и (4.58) связывают быстродействие плунжера поворота с его конструктивными параметрами, режимами работы системы управления, проводимостью гидролиний и нагрузкой на плунжер. Они позволяют не только по известным параметрам определять быстродействие (время срабатывания) гидроаппаратуры управления, но и выбирать при ее проектировании конструктивные параметры по заданному времени срабатывания и режиму работы гидросистемы, т. е. решать задачи динамического синтеза гидравлических САУ.

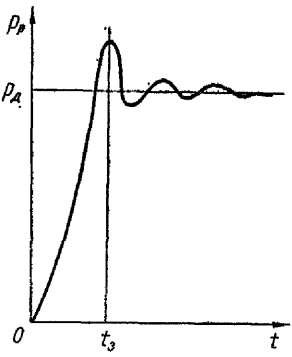


Рис. 4.4. Изменение давления в рабочей полости цилиндра в момент открытия щели золотника гидрораспределителя

Чтобы определить быстродействие гидравлических САУ, кроме времени срабатывания гидроаппаратуры, необходимо определить время передачи командного импульса. Обычно считают, что время передачи командного импульса определяется скоростью распространения волны давления, которая, как известно, равна скорости распространения звука в данной среде [5] и для деаэрированных минеральных масел составляет примерно 1320...1440 м/с. Поскольку длины трубопроводов гидросистем технологического оборудования невелики, то временем передачи командного импульса при расчете быстродействия гидросистем обычно пренебрегают. Однако время передачи командного импульса определяется не только временем распространения волны давления от источника энергии до гидравлического двигателя, но и временем запаздывания командного сигнала, т. е. временем, необходимым для наполнения дополнительного объема, образующегося за счет упругого сжатия жидкости и деформации стенок цилиндра и трубопровода. Это время соизмеримо с временем срабатывания некоторых гидроаппаратов системы, и пренебрежение им в расчетах быстродействия приводит к существенным погрешностям.

После открытия щели гидрораспределителя и начала движения поршня рабочего цилиндра давление $p_р$ в рабочей полости гидроцилиндра достигает значения $p_д$ давления движения не сразу (рис. 4.4). Поршень начинает двигаться по истечении некоторого времени $t_з$ от момента открытия щели золотника гидрораспределителя, которое и является временем запаздывания командного сигнала.

Время запаздывания командного сигнала представляет собой время, необходимое для повышения давления в гидроцилиндре до уровня, достаточного для преодоления сил сопротивления движению. Для его определения необходимо учесть сжимаемость жидкости и деформацию трубопровода, т. е. увеличение объема за счет деформации. Подача жидкости через гидрораспределитель, необходимая для повышения давления в гидроцилиндре, определяется зависимостью

$$Q_1 = k_с (dp_р/dt), \qquad (4.59)$$

где $k_с$ — коэффициент упругой деформации жидкости и трубопровода:

$$k_с = Sl\,(1/E + d/\delta E_т) + V_0/E; \qquad (4.60)$$

S — площадь проходного сечения трубопровода; l — длина трубопровода от распределителя до гидроцилиндра; E — объемный модуль упругости жидкости; $E_т$ — модуль упругости материала трубопровода; δ — толщина стенки трубопровода; d — внутренний диаметр трубопровода; V_0 — объем жидкости в рабочей полости цилиндра до начала движения. Эта подача поступает через нагнетательную гидролинию системы и может быть выражена через ее проводимость G и перепад давлений Δp зависимостью $Q = G\sqrt{\Delta p}$. Приравняв выражения, получим

$$k_c (dp/dt) = G\sqrt{\Delta p}. \tag{4.61}$$

Отсюда, разделив переменные, найдем

$$dt = (k_c/G\sqrt{\Delta p})\, dp. \tag{4.62}$$

При этом следует иметь в виду, что перепад давлений Δp в дросселирующей щели распределителя — величина переменная, зависящая от сил сопротивления движению и скорости перемещения рабочего органа. Поскольку возрастание давления в рабочей полости цилиндра после открытия щели гидрораспределителя изменяется по закону, близкому к линейному (в чем легко убедиться, анализируя осциллограммы процессов в гидроцилиндре), для приближенных расчетов можно принять среднее значение перепада давлений:

$$\Delta p = p_н - (p_р/2), \tag{4.63}$$

где $p_н$ — давление, развиваемое насосом; $p_р$ — рабочее давление в гидроцилиндре в момент страгивания поршня. Тогда зависимость (4.62) примет вид

$$dt = \frac{k_c}{G\sqrt{p_н - (p_р/2)}}\, dp. \tag{4.64}$$

Интегрируя обе части равенства в пределах $0 \ldots t_з$ и $0 \ldots p_р$, определим время $t_з$ запаздывания сигнала, необходимое для повышения давления в цилиндре от момента начала открытия щели гидрораспределителя до начала движения:

$$t_з = \frac{4\sqrt{p_н}}{G_1}\left[Sl\left(\frac{1}{E} + \frac{d}{\delta E_т}\right) + \frac{V_0}{E}\right]\left(1 - \sqrt{1 - \frac{p_р}{2p_н}}\right). \tag{4.65}$$

При получении зависимости (4.65) предполагалось, что время срабатывания гидрораспределителя незначительно. Такое допущение правомерно при малых осевых смещениях золотника гидрораспределителя, необходимых для открытия щели, и больших скоростях переключения, например, при переключении гидрораспределителя электромагнитами. В других случаях, определяя время запаздывания, нужно учитывать изменение проходного сечения распределителя во времени, т. е. зависимость $S = \varphi(t)$. Следует также иметь в виду, что значительно увеличивать скорость срабатывания гидрораспределителя нельзя во избежание появления гидравлического удара.

Как видим, время запаздывания командного сигнала определяется упругостью и объемом сжимаемой жидкости, деформацией трубопроводов системы и подачей рабочей жидкости через гидрораспределитель

к цилиндру. Уменьшить время запаздывания можно, снизив объем сжимаемой жидкости (объем нагнетательной гидролинии и объем V_0 жидкости в рабочем цилиндре до начала его движения) и увеличив подачу через гидрораспределитель (увеличив его проходное сечение и перепад давлений на нем). Выбирают эти параметры системы в зависимости от конкретных условий и требуемого быстродействия системы.

Аналитическое определение времени запаздывания командного сигнала и времени срабатывания механизмов и гидроаппаратуры позволяет на этапе проектирования определить расчетным путем частоту срабатывания гидравлической САУ и частоту пропускаемых системой команд, являющуюся весьма важной характеристикой САУ, определяющей возможность ее применения в данных конкретных условиях. *Частота срабатывания* гидравлической САУ

$$\varepsilon = 1/\left(\sum_1^n t_м + t_э\right), \qquad (4\ 66)$$

где $t_м$ — время срабатывания отдельных механизмов и аппаратуры управления; $t_э$ — время запаздывания сигнала; n — количество последовательно срабатывающих механизмов.

4.4. Регулирование скорости движения рабочего органа

Скорость рабочего органа машины (суппорта, стола станка, руки манипулятора и т. д.), приводимого в движение гидравлическим приводом, определяется скоростью поршня гидравлического цилиндра, связанного с этим рабочим органом, которая зависит от подачи жидкости в рабочую полость цилиндра и эффективной площади цилиндра. Если пренебречь утечками в самом цилиндре, скорость перемещения поршня

$$v = Q/F, \qquad (4.67)$$

где Q — подача жидкости в рабочую полость цилиндра; F — эффективная площадь поршня гидроцилиндра.

Поскольку эффективная площадь поршня для конкретной конструкции — величина постоянная (в процессе работы гидравлического привода изменяться не может), то регулировать скорость движения рабочего органа можно только изменением подачи жидкости в рабочую полость гидроцилиндра в единицу времени. В практике машиностроения известны несколько способов регулирования скорости — машинный, дроссельный, ступенчатый, комбинированный и дифференциально-дроссельный. Все способы кроме ступенчатого позволяют бесступенчато изменять скорость рабочих органов в широких пределах. Выбирают тот или иной способ в зависимости от конкретных условий работы гидравлического привода. Наиболее распространены в машиностроении машинный и дроссельный способы регулирования скорости.

Машинное управление. Сущность машинного управления скоростью рабочего органа состоит в том, что подача жидкости в рабочую полость гидроцилиндра изменяется за счет изменения подачи регулируемого насоса, питающего систему. Другими словами, в системах с машинным регулированием скорости устанавливают регулируемые

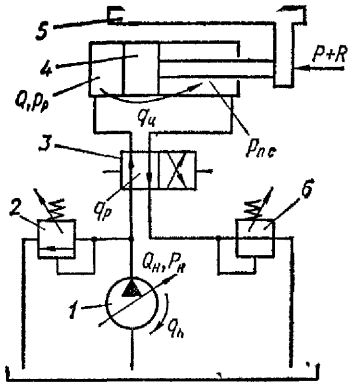


Рис. 4.5. Принципиальная схема гидропривода с машинным управлением

насосы, изменяя подачу которых, меняют скорость перемещения рабочего органа.

В гидравлической системе машинного управления скоростью (рис. 4.5) от регулируемого насоса *1* рабочая жидкость через гидрораспределитель *3* подается в рабочую полость цилиндра *4*, связанного с рабочим органом *5*. От перегрузки систему защищает предохранительный гидроклапан *2*, а подпор давления на сливной магистрали осуществляет подпорный гидроклапан *6*.

В зависимости от типа регулируемого насоса, установленного в системе, скорость рабочего органа (подача насоса) регулируется изменением либо эксцентриситета насоса, либо угла наклона шайбы (см. гл. 3). Следует отметить, что подача жидкости в рабочую полость цилиндра определяется не только настройкой регулируемого насоса, но и утечками в самом насосе, гидроцилиндре и гидроаппаратуре, а также перепадом давлений в напорной гидролинии.

Перепад давлений в напорной гидролинии, в соответствии с зависимостью (4.34), является функцией сил сопротивления движению и скорости перемещения рабочего органа. Утечки в системе при закрытом предохранительном гидроклапане могут быть определены как сумма утечек в насосе $q_н$, в гидрораспределителе $q_р$ и в гидроцилиндре $q_ц$:

$$q_у = q_н + q_р + q_ц, \tag{4.68}$$

а подача жидкости в рабочую полость цилиндра, определяющая скорость перемещения поршня, может быть определена зависимостью [3]

$$Q = Q_т - q_у, \tag{4.69}$$

где $Q_т$ — теоретическая подача насоса.

Следует также отметить, что утечки $q_у$ практически не зависят от подачи насоса, а зависят от рабочего давления в системе $p_р$, которое, как видно из (4 29), не является величиной постоянной и определяется силами сопротивления движению. Этими же силами определяется и перепад давлений в напорной гидролинии $\Delta p = p_н - p_р$, от величины которого, в соответствии с уравнением (4.5), зависит подача жидкости в рабочую полость цилиндра. Отсюда следует, что колебание нагрузки на рабочем органе приводит к значительным колебаниям скорости его перемещения. Особенно существенно это проявляется на малых скоростях движения рабочего органа, когда утечки соизмеримы с подачей жидкости от насоса в напорную гидролинию системы.

Машинный способ регулирования скорости применяется в гидросистемах протяжных, шлифовальных, продольно-строгальных, отрезных станков, прессах, термопласт-автоматах и других машинах. Этот вид регулирования особенно широко используется для вращательного движения, где применение регулируемых насосов совместно с ре-

гулируемыми гидродвигателями позволяет в широком диапазоне изменять частоту вращения выходного вала гидродвигателя.

Дроссельное управление. Сущность дроссельного управления скорости состоит в том, что количество жидкости, поступающей в рабочую полость гидроцилиндра в единицу времени или вытекающей из него, регулируется специальными устройствами — гидродросселями или регуляторами расхода (см. гл. 2), включаемыми в гидросистему.

В отличие от систем машинного управления в системах дроссельного регулирования подача жидкости в систему насосом $Q_н$ всегда больше подачи Q, необходимой для получения заданной скорости движения, т. е. $Q_н > vF$, где v — заданная скорость движения рабочего органа; F — эффективная площадь поршня. В системах устанавливают нерегулируемые насосы с постоянной подачей, а избыточная жидкость, подаваемая в систему насосом, отводится в бак, не выполнив никакой полезной работы. При дроссельном способе регулирования скорости возможны два принципиально различных способа включения дросселя в систему — последовательное с гидродвигателем и параллельное ему.

Последовательное включение регулирующего дросселя можно выполнить по двум схемам (рис. 4.6): с дросселем «на входе» в гидродвигатель и «на выходе» из него.

В схеме регулирования с дросселем «на входе» (рис. 4.6, *а*) дроссель *3*, который изменяет количество поступающей к гидроцилиндру *5* жидкости, установлен на напорной гидролинии между насосом *1* и распределителем *4*. Чем больше открыт дроссель (чем больше его проходное сечение), тем больше при том же перепаде давлений поступает жидкости в рабочую полость цилиндра *5* и тем выше скорость перемещения рабочего органа *6*. Таким образом, регулируя проходное сечение дросселя, можно бесступенчато изменять скорость переме-

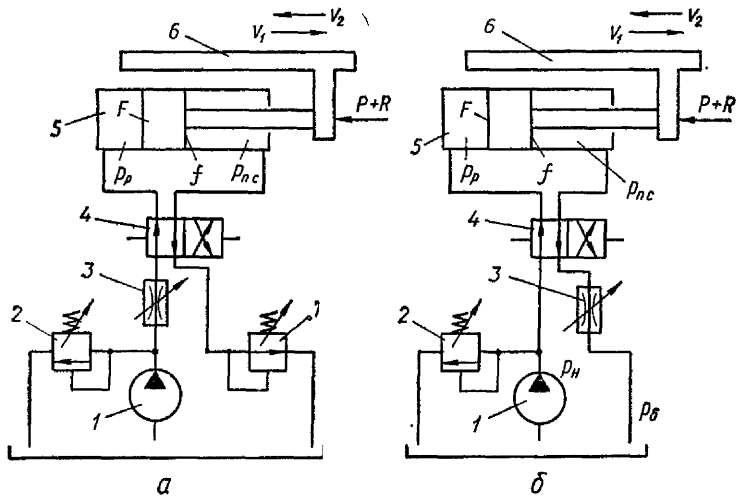


Рис. 4.6. Принципиальные схемы гидроприводов с дроссельным управлением при включении дросселя последовательно гидродвигателю:

а — «на входе»; *б* — «на выходе»

щения рабочего органа. Избыток жидкости, нагнетаемой в систему насосом *1* с постоянной подачей, отводится в бак через постоянно открытый переливной клапан *2*. Во время работы насоса переливной гидроклапан *2* выполняет и предохранительные функции, так как максимальное давление в системе определяется его настройкой. На сливной гидролинии в этой системе устанавливают подпорный клапан *7*, который стабилизирует силы трения, создает подпор в нерабочей полости цилиндра $p_{\text{п.с}} = 0{,}2...0{,}3$ МПа и необходимую плавность движения.

Проанализируем работу схемы и выясним, обеспечивается ли равномерная скорость перемещения рабочего органа при постоянной настройке дросселя и переменных нагрузках.

При установившемся движении гидродвигателя баланс сил, действующих на поршень силового цилиндра, упрощенно можно записать в виде равенства (рис. 4.6)

$$p_{\text{р}}F = p_{\text{п.с}}f + P + R, \tag{4.70}$$

где $p_{\text{р}}$, $p_{\text{п.с}}$ — давления в рабочей полости цилиндра и в полости слива; F, f — эффективные площади поршня со стороны поршневой и штоковой полостей; P, R — полезная нагрузка и силы трения. Отсюда

$$p_{\text{р}} = (1/F)\,(p_{\text{п.с}}f + P + R). \tag{4.71}$$

Если нагрузка на рабочий орган не постоянна ($P \neq \text{const}$), то и давление в рабочей полости цилиндра $p_{\text{р}} \neq \text{const}$. Следовательно, и перепад давлений в нагнетательной магистрали $\Delta p = p_{\text{н}} - p_{\text{р}} \neq \neq \text{const}$, а значит, и подача жидкости в рабочую полость цилиндра $Q = \varphi\,(\Delta p) \neq \text{const}$. Поскольку скорость перемещения рабочего органа определяется подачей жидкости Q, то и $v = \varphi\,(Q) \neq \text{const}$. Таким образом, при постоянной настройке дросселя и переменной на рабочий орган нагрузке эта система постоянства его скорости не обеспечивает.

Из зависимости (4.71) следует, что с увеличением нагрузки P возрастает давление в рабочей полости цилиндра $p_{\text{р}}$, а значит, уменьшается перепад давлений Δp в нагнетательной гидролинии и, следовательно, скорость перемещения рабочего органа. К этому же выводу можно прийти, анализируя неустановившееся движение и воспользовавшись зависимостями (4.29) и (4.30).

В схеме регулирования с дросселем «на выходе» (рис. 4.6, *б*) дроссель *3* установлен на сливной гидролинии и регулирует количество жидкости, вытесняемой из штоковой полости цилиндра *5* в бак при перемещении поршня жидкостью, поступающей от насоса *1* через распределитель *4* в рабочую полость цилиндра. Как и в предыдущей схеме, избыток жидкости здесь сбрасывается в бак через переливной клапан *2*, а максимальное давление в системе обеспечивается его настройкой. Эта система также не обеспечивает постоянства скорости перемещения рабочего органа *6* при постоянной настройке дросселя и переменной нагрузке, в чем легко убедиться, проанализировав работу системы.

Из уравнения (4.70) следует, что противодавление в полости слива

$$p_{\text{п.с}} = (1/f)\,[p_{\text{р}}F - (P + R)]. \tag{4.72}$$

Если нагрузка $P \neq \text{const}$, то и противодавление в полости слива $p_{\text{п.с}} \neq \text{const}$, а значит, и перепад давлений на дросселе $\Delta p = p_{\text{п.с}} - p_{\text{б}} \neq \text{const}$. Отсюда и расход через дроссель при этих условиях $Q = \varphi(\Delta p) \neq \text{const}$, а следовательно, и скорость перемещения рабочего органа $v = \varphi(Q) \neq \text{const}$. Из зависимости (4.72) следует, что с увеличением нагрузки противодавление в полости слива уменьшается, а значит, уменьшается перепад давлений на дросселе и, следовательно, скорость перемещения рабочего органа.

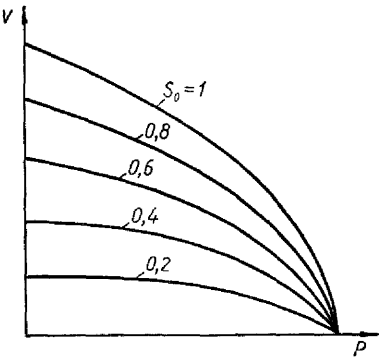


Рис. 4.7. Нагрузочные характеристики гидроприводов при последовательном включении дросселя

Зависимость изменения скорости перемещения рабочего органа от изменения нагрузки гидропривода с последовательным включением дросселя в систему (нагрузочную характеристику) можно вывести из уравнения (4.67), пренебрегая всеми гидравлическими сопротивлениями, кроме дросселя, и учитывая, что расход жидкости через дроссель определяется уравнением

$$Q = \mu S_{\text{др}} \sqrt{(2/\rho)\,\Delta p}, \tag{4.73}$$

где $S_{\text{др}}$ — проходное сечение дросселя. В этом случае скорость перемещения рабочего органа

$$v = \mu \frac{S_{\text{др}}}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{р}})}. \tag{4.74}$$

С учетом зависимости (4.71), пренебрегая изменением сил трения и полезной нагрузки в процессе движения, получим

$$v = \mu \frac{S_{\text{др}}}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho}\left[p_{\text{н}} - \frac{1}{F}(p_{\text{п.с}} f + P + R)\right]}. \tag{4.75}$$

Анализ зависимости (4.75) показывает, что при значении нагрузки

$$P = p_{\text{н}} F - (p_{\text{п.с}} f + R) \tag{4.76}$$

правая часть уравнения обращается в нуль, т. е. $v = 0$.

Нагрузочные характеристики гидропривода при последовательном включении дросселя (рис. 4.7) [5] изображаются спадающей параболой, каждая из которых соответствует определенному значению относительного открытия дросселя $S_0 = S_{\text{др}}/S_{\text{др max}}$. Аналогичные характеристики можно построить, пользуясь уравнением (4.35), учитывающим гидравлические сопротивления всех участков трубопроводов, изменения сил трения и полезных нагрузок в процессе движения.

Из двух рассмотренных схем дроссельного управления предпочитать следует схему с дросселем «на выходе», так как это включение обеспечивает более плавную и устойчивую работу гидродвигателя, особенно при знакопеременной нагрузке [5], а также более благоприятные условия отвода тепла, выделяющегося вследствие дросселирования потока жидкости. Нагревающаяся при дросселировании жидкость

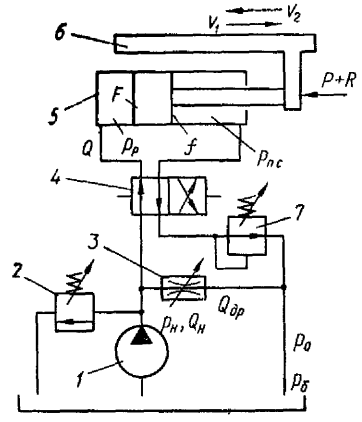


Рис. 4.8. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным управлением при включении дросселя параллельно гидродвигателю

отводится непосредственно в бак, и гидродвигатель работает в более благоприятных условиях.

Кроме рассмотренного дроссельного управления с последовательным включением дросселя, в машиностроении применяется дроссельное управление с включением дросселя параллельно гидродвигателю. При таком способе регулирования (рис. 4.8) жидкость, подаваемая насосом *1* в систему, разделяется на два потока: через распределитель *4* к гидродвигателю *5* и через дроссель *3* в бак. Скорость перемещения поршня гидродвигателя, как и в рассмотренных схемах, настраивается дросселем *3*. Если он закрыт, весь поток от насоса направляется к гидродвигателю и скорость поршня максимальна. По мере открытия дросселя часть жидкости от насоса направляется в бак и скорость перемещения поршня соответственно уменьшается. При полностью открытом дросселе (если сопротивление дросселя и части сливной магистрали после него меньше, чем сопротивление, создаваемое цилиндро-поршневой группой и подпорным клапаном *7*) вся жидкость от насоса отводится в бак и поршень останавливается. Клапан *2* в этой схеме является предохранительным и включается в работу только в моменты перегрузки. В остальное время клапан *2* закрыт. Клапан *7* является подпорным на сливной гидролинии. Как и в предыдущих двух схемах, перепад давлений на дросселе зависит от нагрузки, а следовательно, с ее изменением при постоянной настройке дросселя скорость перемещения рабочего органа изменяется.

Уравнение нагрузочной характеристики гидропривода при параллельном включении дросселя можно получить, также исходя из уравнения (4.67) и учитывая, что при этом способе регулирования подача жидкости в рабочую полость цилиндра

$$Q = Q_н - Q_{др}, \qquad (4.77)$$

где $Q_н$ — подача жидкости насосом в систему; $Q_{др}$ — расход жидкости, отводимой через дроссель в бак.

Приняв те же допущения, что и в предыдущем случае, т. е. что потерь давления на участках системы, за исключением дросселя, нет и, следовательно, $\Delta p_{др} = p_р - p_б = p_р$ (так как $p_б = 0$), получим выражение для расхода жидкости через дроссель с учетом уравнения (4.71):

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{F} (p_{п.с} f + P + R)}. \qquad (4.78)$$

Тогда уравнение нагрузочной характеристики запишется в виде

$$v = \frac{Q_н - Q_{др}}{F} = \frac{1}{F} \left[Q_н - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{F} (p_{п.с} f + P + R)} \right]. \qquad (4.79)$$

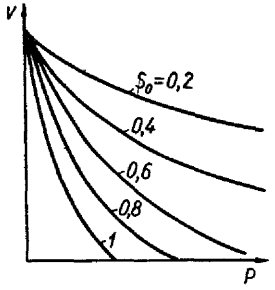


Рис. 4.9. Нагрузочные характеристики гидроприводов при параллельном включении дросселя

Нагрузочные характеристики гидропривода, построенные по этому уравнению при различной степени относительного открытия S_0 дросселя, показаны на рис. 4.9 [5].

Анализ нагрузочных характеристик систем дроссельного регулирования с последовательным и параллельным гидродвигателю включением дросселей показывает, что независимо от места и способа включения дросселя эти системы не обеспечивают постоянства скорости перемещения поршня с изменением нагрузки при неизменной настройке дросселя. Это вызвано зависимостью перепада давлений на дросселе от нагрузки. Чтобы устранить это влияние и обеспечить стабильную скорость рабочего органа с изменением нагрузки, в системах дроссельного регулирования устанавливают регуляторы расхода, которые поддерживают перепад на дросселе постоянным независимо от изменения нагрузки на рабочий орган.

Сравнение различных способов регулирования скорости гидроприводов целесообразно провести по трем критериям: 1) КПД системы управления; 2) нагрузочным характеристикам гидроприводов; 3) стоимости применяемой аппаратуры и гидромашин.

Анализ и сравнение зависимостей КПД $\eta_{с\,у}$ системы управления (рис. 4.10) [5] от относительной скорости поршня $v_0 = v/v_{max}$ для различных способов регулирования — машинного (кривая *1*), дроссельного с последовательным (*2*) и параллельным (*3*) включением дросселя — показывает, что самым высоким КПД обладают гидроприводы машинного управления. Максимальный КПД системы управления, приближающийся к единице, будет при скорости $v = v_{max}$ ($v_0 = 1$). Высокое значение КПД при машинном управлении объясняется тем, что мощность, потребляемая насосом, и давление в полости нагнетания устанавливаются пропорциональными полезной нагрузке и с изменением нагрузки в процессе работы автоматически изменяются (самоустанавливаются). По этой же причине КПД гидропривода дроссельного управления с параллельным подключением дросселя (кривая *3*) выше КПД гидропривода с последовательным его подключением (кривая *2*).

Следует отметить, что зависимости, приведенные на рис. 4.10, выражают только КПД собственно системы управления без учета КПД гидронасоса и гидродвигателя.

Сравнение нагрузочных характеристик (рис. 4.11) показывает, что наибольшей стабильностью выходного звена (штока гидроци-

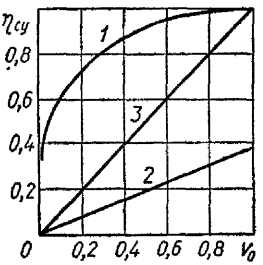


Рис. 4.10. КПД систем управления

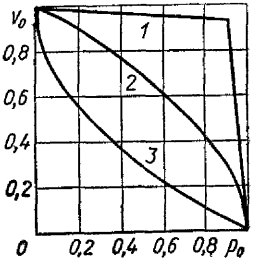


Рис. 4.11. Нагрузочные характеристики систем управления

линдра, вала гидродвигателя) при изменяющейся нагрузке обладают гидросистемы с машинным управлением скорости гидродвигателя (кривая *1*). Значительно меньшей стабильностью обладают гидроприводы дроссельного управления с последовательным включением дросселя в систему (кривая *2*) и параллельным его включением (кривая *3*). Следует отметить, что кривые, приведенные на рис. 4.11, построены при постоянных значениях рабочих объемов гидромашин при машинном регулировании и постоянных степенях открытия дросселей при дроссельном управлении для одинаковых значений максимальной скорости и нагрузки.

Таким образом, сравнение гидроприводов с различными способами регулирования скорости по двум важнейшим критериям — КПД и нагрузочным характеристикам — показывает, что несомненными преимуществами обладает гидропривод с машинным управлением. Однако системы машинного управления наиболее дорогостоящи, ввиду более высокой стоимости регулируемых гидронасосов и гидромоторов по сравнению со стоимостью нерегулируемых гидромашин. Поэтому, выбирая тот или иной способ регулирования, необходимо подсчитывать экономическую эффективность системы. Для систем большой мощности с длительными режимами работы, когда существенны энергетические показатели, целесообразно применять гидроприводы с машинным управлением. В этом случае, несмотря на более высокую стоимость самой системы, получают значительную экономию эксплуатационных расходов. Для систем малой мощности, а также когда режим работы гидропривода кратковременный, экономически выгодны гидроприводы с дроссельным управлением, в которых используются дешевые (например, шестеренные) нерегулируемые насосы.

4.5. Принципиальные гидросхемы для осуществления различных технологических циклов

Значительная часть машин и технологического оборудования в машиностроении и других отраслях промышленности работает по замкнутым технологическим циклам. К таким машинам относятся металлорежущие станки и автоматические линии, значительная часть оборудования химических и металлургических производств, машины и аппараты пищевой и легкой промышленности, прессы различного назначения и автоматические манипуляторы, промышленные роботы.

Для крупносерийного и массового производств такие машины выполняют обычно в виде различных машин-автоматов и автоматизированных комплексов с жестко заданной программой работы. Для серийного и мелкосерийного производств необходимо создавать гибкие автоматизированные комплексы, допускающие быструю переналадку оборудования на различные технологические циклы.

Независимо от сложности машины или автоматической линии и количества участвующих в технологическом процессе рабочих органов общий цикл работы всех механизмов и узлов можно разделить на элементарные циклы работы отдельных механизмов и узлов целевого назначения. Эти циклы состоят из следующих элементов: исходное положения (ИП), быстрый подвод (БП), медленный подвод (МП),

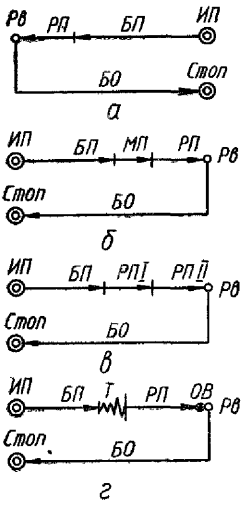


Рис. 4.12. Элементарные технологические циклы

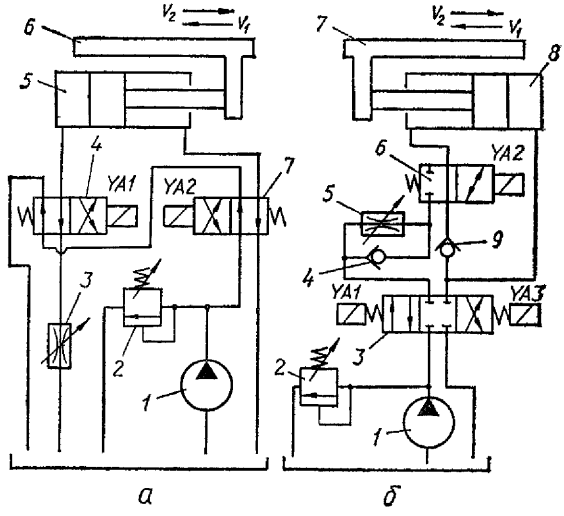


Рис. 4.13. Принципиальные схемы для осуществления технологического цикла ИП—БП—РП—Рв—БО—Стоп

рабочая подача (РП), реверс (Рв), быстрый отвод (БО) и т. д. В зависимости от назначения и технологической необходимости элементарные циклы могут включать в себя одну или несколько рабочих подач (РПI, РПII), остановку с выдержкой по времени (ОВ), остановку в исходном положении (Стоп), торможение (Т) и др.

В металлорежущих станках и автоматических линиях наиболее распространены циклы, представленные на рис. 4.12 [3]. Все эти циклы достаточно просто осуществить с помощью средств гидроавтоматики.

Рассмотрим принципиальные схемы для выполнения указанных циклов [3].

На рис. 4.13 представлены принципиальные схемы для осуществления простейшего цикла ИП — БП — РП — Рв — БО — Стоп. Схема рис. 4.13, *а* включает в себя насос *1*, напорный гидроклапан *2*, дроссель *3*, двухпозиционные гидрораспределители *4* и *7*, управляемые электромагнитами *YA1* и *YA2*, гидродвигатель *5*, связанный с рабочим органом *6*.

В исходном положении электромагниты *YA1* и *YA2* обесточены, золотники распределителей занимают положения, показанные на схеме, обе полости цилиндра соединены со сливом, а насос через оба распределителя разгружается в бак. Для получения быстрого подвода включаются электромагниты *YA1* и *YA2* и золотники распределителей *4* и *7* переключаются, сжимая пружины. Золотник распределителя *4* занимает крайнее левое положение, а распределителя *7* — крайнее правое. При этом штоковая полость цилиндра соединяется с насосом, а поршневая через распределители *4* и *7* — с баком. Для перехода на рабочую подачу обесточивается электромагнит *YA1* и золотник распределителя *4* под действием пружины вновь занимает исходное (крайнее правое) положение, а золотник распределителя *7* (электро-

магнит *YA2* включен) остается в том же (правом) положении. При этом к поршневой полости цилиндра подключается дроссель *3*, которым и настраивается рабочая подача. Для реверса и быстрого отвода включается электромагнит *YA1* и выключается электромагнит *YA2*. Золотники распределителей *4* и *7* занимают крайнее левое положение. При этом поршневая полость цилиндра *5* через распределители *7* и *4* соединяется с насосом *1*, а штоковая через распределитель *7* — с баком. В конце хода рабочего органа выключается электромагнит *YA1*, оба золотника распределителей *4* и *7* занимают положение, показанное на схеме, и рабочий орган останавливается в исходном положении. Управление циклом автоматическое — с помощью конечных выключателей, переключающих электромагниты *YA1* и *YA2*.

Этот же цикл можно реализовать схемой с дифференциальным подключением цилиндра (рис. 4.13, *б*). Схема включает в себя насос *1*, переливной гидроклапан *2*, трехпозиционный распределит ль *3* с закрытым центром, управляемый электромагнитами *YA1* и *YA3*, обратные гидроклапаны *4* и *9*, дроссель *5*, двухпозиционный распределитель *6*, управляемый электромагнитом *YA2*, и гидродвигатель *8*, связанный с рабочим органом *7*.

В исходном положении все электромагниты обесточены, золотник распределителя *3* находится в среднем положении, рабочая жидкость, поступающая в систему от насоса, сбрасывается в бак через переливной клапан *2*. Для получения быстрого подвода включается электромагнит *YA3*. При этом жидкость от насоса поступает в нагнетательную гидролинию и поршневую полость цилиндра, поршень перемещается влево, а жидкость, вытесняемая поршнем из штоковой полости цилиндра, через распределитель *6* и обратный клапан *9* поступает в нагнетательную гидролинию и направляется в поршневую полость цилиндра, присоединяясь к потоку жидкости от насоса. Для перехода на рабочую подачу при включенном электромагните *YA3* дополнительно включается электромагнит *YA2*. При этом штоковая полость цилиндра соединяется с баком через дроссель *5*, которым и регулируется скорость рабочего хода. Для осуществления реверса и быстрого отвода рабочего органа в конце хода при включенном электромагните *YA2* обесточивается *YA3* и включается *YA1*. При этом золотник распределителя *3* занимает крайнее правое положение, штоковая полость цилиндра через распределитель *3*, обратный клапан *4* и распределитель *6* соединяется с насосом *1*, а поршневая через распределитель *3* — с баком. В конце хода рабочего органа обесточиваются электромагниты *YA1* и *YA2*, золотник распределителя *6* занимает крайнее правое, а распределителя *3* — нейтральное положение. Рабочий орган останавливается в исходном положении. Как и в предыдущей схеме, управление электромагнитами автоматическое.

Для осуществления более сложного цикла с двумя автоматическими переключениями скорости (рис. 4.12, *б*, *в*) может быть рекомендована схема, представленная на рис. 4.14 [3]. Схема включает в себя насос *1*, распределители *2*, *3* и *10*, управляемые электромагнитами *YA1*... ...*YA4*, золотниковый гидроаппарат *4* с обратным клапаном, гидродвигатель *5*, связанный с рабочим органом *6*, гидроочиститель *7*, дроссели *8* и *9*, предохранительный гидроклапан *11*.

В исходном положении все электромагниты обесточены, насос *1* разгружен через трехпозиционный распределитель *3* с открытым центром. Для получения быстрого подвода включается электромагнит *YA*3. Золотник распределителя *3* перемещается в крайнее левое положение, и рабочая жидкость через распределитель *3* поступает от насоса *1* в штоковую полость цилиндра. Из поршневой полости жидкость через золотник *4* и распределитель *3*, минуя дроссели, вытесняется в бак.

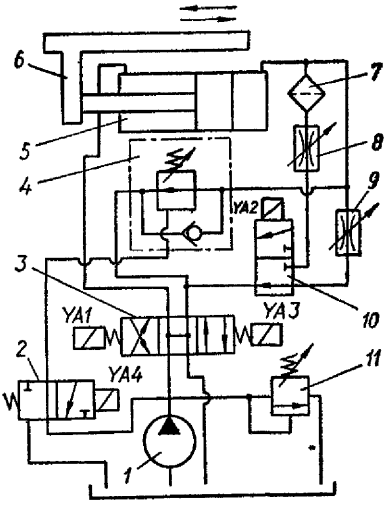


Рис. 4.14. Принципиальная схема для осуществления технологического цикла ИП—БП—РП1—РП11—Рв—БО—Стоп

Для получения первой рабочей подачи в соответствующий момент дополнительно включается электромагнит *YA*4, управляющий золотником двухпозиционного распределителя *2*, который в свою очередь управляет золотником гидроаппарата *4*. При поступлении команды на золотник гидроаппарата *4* он перемещается относительно корпуса, сжимая пружину, и гидролиния, соединявшая поршневую полость цилиндра с баком, прерывается. Теперь рабочая жидкость, вытесняемая из поршневой полости цилиндра *5*, может поступать в бак только через дроссель *9*, распределители *10* и *3* Дросселем *9* и настраивается 1-я подача (или медленный подвод, если система осуществляет цикл, представленный на рис. 4.12, *б*).

Для получения второй рабочей подачи дополнительно к включенным ранее электромагнитам *YA*3 и *YA*4 включается электромагнит *YA*2, управляющий золотником двухпозиционного распределителя *10*. Переключение золотника распределителя *10* приводит к тому, что сливная гидролиния, проходившая из поршневой полости цилиндра через дроссель *9* и распределитель *10*, прерывается, но открывается сливная гидролиния через гидроочиститель *7*, дроссель *8*, распределители *10* и *3*. Дросселем *8* и настраивается 2-я рабочая подача.

Для получения быстрого отвода в конце хода рабочего органа электромагниты *YA*4, *YA*2 и *YA*3 обесточиваются, а включается электромагнит *YA*1 Золотник распределителя *3* занимает крайнее правое положение, жидкость от насоса *1* через распределитель *3* и обратный клапан гидроаппарата *4* поступает в поршневую полость цилиндра, а штоковая полость цилиндра через распределитель *3* соединяется с баком. Для остановки поршня в конце хода обесточивается электромагнит *YA*1, золотник распределителя *3* занимает нейтральное положение, насос *1* и система разгружаются от давления благодаря тому, что распределитель *3* выполнен с открытым центром.

Аналогично, используя стандартизованную гидроаппаратуру, можно реализовать самые разнообразные технологические циклы [4]. Так, для осуществления цикла по рис. 4.12, *г* можно использовать

схемы, представленные на рис. 4.13, включив в них тормозные золотниковые гидроаппараты и гидроклапаны выдержки времени, чтобы осуществлять торможение при переходе с быстрого подвода на рабочую подачу и иметь выдержку в конце хода перед реверсом рабочего органа. Как и в рассмотренных схемах, управление самыми сложными циклами может быть автоматическим по пути движения рабочего органа.

ГЛАВА 5

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

5.1. Общие сведения

Гидравлические следящие приводы широко применяются в машиностроении как эффективное средство автоматизации производственных процессов. В станкостроении гидравлические следящие приводы используются в копировальных устройствах различных металлорежущих станков, работающих от копира или других задатчиков, для выполнения точных делительных и установочных операций, в агрегатных станках и автоматических линиях, составляют основу большинства систем циклового и числового программного управления. Гидравлические следящие приводы все шире применяются для автоматизации заготовительно-штамповочного и кузнечно-прессового оборудования.

Назначение следящего гидропривода — перемещать нагруженный рабочий орган по заданному закону и с заданной скоростью, обеспечивая при этом требуемое усиление выходной мощности.

По своей структуре гидравлические следящие приводы относятся к системам автоматического управления, в которых требуемые характеристики могут обеспечиваться при помощи разомкнутой или замкнутой цепи управления. Недостатком автоматических систем разомкнутого управления является невозможность получить строгое соответствие между входом и выходом из-за неизбежного наличия возмущающих воздействий. Требуемой характеристики управления, т. е. строгого соответствия между входом и выходом, можно достичь при помощи замкнутой цепи управления (компенсационная схема), в которой результат регулирования автоматически сравнивается (обратная связь) с сигналом управления (программой), а получаемое рассогласование вызывает воздействие, автоматически компенсирующее это рассогласование.

В гидравлической следящей системе (рис. 5.1) чувствительный элемент ЧЭ через щуп получает информацию, например от копира, о величине x необходимого перемещения и передает эту информацию в датчик рассогласования ДР. Сюда же по цепи обратной связи поступает измеренная каким-либо устройством выходная величина (перемещение рабочего органа). В датчике рассогласования сравнивается входная x и выходная y величины, в результате чего выделяется сигнал

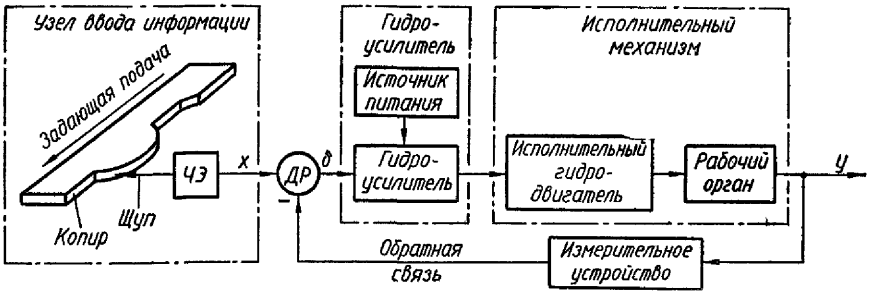


Рис. 5.1. Функциональная схема гидравлического следящего привода

ошибки (рассогласования) $\delta = x - y$, поступающий на вход гидроусилителя. Из сказанного очевидно, что гидродвигатель (следящая система) работает только тогда, когда имеется сигнал рассогласования. Следовательно, рассмотренному следящему гидроприводу всегда присуща ошибка слежения (рассогласование). Значение ее зависит от многих факторов, которые будут рассмотрены позже, но в работающем приводе она имеется всегда, что вызывает отличие профиля обработанной поверхности от контура копира. Конструктивно гидравлический следящий привод состоит из трех основных узлов — ввода информации, гидроусилителя и исполнительного механизма (рис. 5.1).

Узел ввода информации содержит задающее устройство, которое вырабатывает и (при помощи щупа и чувствительного элемента) передает на вход гидроусилителя управляющий сигнал. Для большинства гидравлических следящих приводов управляющий сигнал поступает в гидродвигатель не непосредственно, а через усилитель, имеющий источник мощности. В гидроусилителе, являющемся гидравлическим устройством управления, мощность входного сигнала усиливается за счет энергии внешнего источника питания. Конструктивно гидроусилитель может быть выполнен в виде отдельного элемента или представлять собой одно целое с датчиком рассогласования и гидродвигателем. Исполнительный механизм содержит гидродвигатель вращательного (гидромотор) или поступательного (гидроцилиндр) движения и соединенный с ним рабочий орган.

Применяемые в станкостроении гидравлические следящие приводы различают по принципу действия, структуре и конструкциям следящих систем и их элементов, по характеристикам работы, количеству следящих перемещений, способу регулирования скорости слежения, количеству каскадов усиления и т. д.

5.2. Гидравлические усилители

Как уже указывалось, один из основных элементов гидравлического следящего привода — гидроусилитель, который обеспечивает требуемое усиление выходной мощности за счет использования энергии подаваемой жидкости. Применительно к гидравлическим следящим приводам гидроусилитель представляет собой распределительное устройство с нагрузкой в виде основного гидродвигателя или, например, золотника второго каскада усиления. Следовательно, самые прос-

тые гидравлические следящие приводы, имеющие распределитель и гидродвигатель, могут рассматриваться как гидроусилители с обратной связью. Поскольку в гидроусилителе каналы ввода сигнала управления и мощности разделены (рис. 5.1), то можно получать практически неограниченное усиление мощности при ничтожных мощностях входного сигнала (~0,5...1 Вт). Сигнал управления вызывает смещение в распределителе чувствительного входного элемента, который управляет значением и направлением потоков жидкости гидродвигателя. В зависимости от типа распределителя различают гидроусилители с золотниковым распределителем, типа сопло-заслонка, со струйной трубкой и с игольчатым дросселем.

Золотниковые гидроусилители. Основным элементом этих гидроусилителей является золотниковый распределитель. Управляется он перемещением во втулке в осевом направлении плунжера (золотника) с требуемым количеством кольцевых проточек.

Основное преимущество золотниковых распределителей состоит в том, что они максимально уравновешены от статических сил давления жидкости и при соответствующем конструктивном исполнении имеют относительно малые силы трения.

Регулирующий элемент золотникового распределителя — это дросселирующая щель, образованная кромками поясков золотника и выточек в корпусе. В машиностроении применяют распределители с положительным (рис. 5.2, *а*), нулевым (рис. 5.2, *б*) и отрицательным (рис. 5.2, *в*) перекрытиями. При положительном перекрытии поясок золотника перекрывает проточку с каждой стороны на величину $c = (a - b)/2$, при отрицательном — на величину $c = (b - a)/2$. Вариант с нулевым перекрытием ($a = b$) является теоретическим, так как реальные распределители из-за допусков имеют либо положительное, либо отрицательное перекрытие.

Фиксированный останов рабочего органа может обеспечить только распределитель с положительным перекрытием, так как при отрицательном перекрытии установить золотник строго в нейтральное положение, при котором обеспечивается равенство давлений в полостях гидродвигателя ($p_1 = p_2$), без дополнительных устройств невозможно. Зона нечувствительности, в пределах которой изменение управляющего сигнала не вызывает реакции (движения) нагруженного исполнительного гидродвигателя (выхода),— важная характеристика гидравлического следящего привода. Зона нечувствительности для распределителей с положительным перекрытием зависит прежде всего от перекрытия проточек $c = (a - b)/2$ и поэтому значительно больше, чем при отрицательном перекрытии. Кроме того, распределители с положительным перекрытием обладают более жесткой регули-

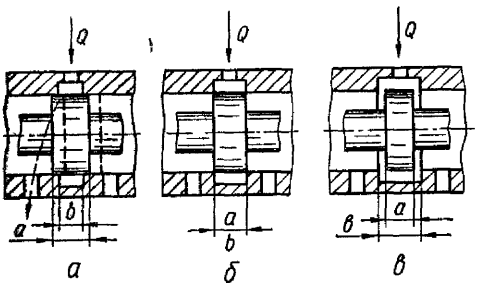


Рис. 5.2. Схемы перекрытий золотниковых распределителей:
а — положительного, *б* — нулевого; *в* — отрицательного

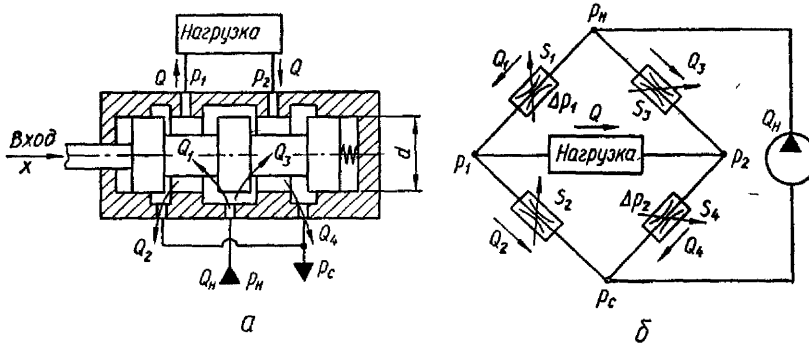


Рис. 5.3. Расчетная схема усилителя с четырехкромочным золотником: *а* — конструктивная схема; *б* — мост-аналог

ровочной характеристикой, так как открытие дросселирующей щели происходит при уже возросшей скорости перемещения золотника, а распределители с отрицательным перекрытием — более мягкой регулировочной характеристикой, так как открытие начинается практически с нулевой скорости перемещения золотника. Это обстоятельство приводит к более широкому применению распределителей с отрицательным перекрытием в автоматических (следящих) гидравлических приводах. К недостаткам распределителей с отрицательным перекрытием следует отнести более низкий КПД из-за потерь жидкости, протекающей через проточки на слив при среднем и близких к нему положениях золотника.

Статическая характеристика золотникового усилителя представляет собой зависимость расхода через усилитель от открытия его дросселирующих щелей и давления в гидродвигателе.

Рассмотрим статические характеристики золотникового распределителя с четырехкромочным золотником, имеющего нагрузку, т. е. гидроусилителя (рис. 5.3, *а*). По аналогии с электрическими цепями его можно представить в виде четырехплечевого мостика гидравлических сопротивлений (рис. 5.3, *б*). В зависимости от входного сигнала x будут изменяться гидравлические сопротивления четырех дросселирующих щелей, что приведет к изменению расходов Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4, а также давлений p_1 и p_2 гидродвигателя. Пренебрегая потерями давления в каналах и трубопроводах и рассматривая гидроусилитель как ряд последовательных сопротивлений, можно записать уравнение давлений в виде

$$p_н = \Delta p_1 + p + \Delta p_2 + p_c, \qquad (5.1)$$

где $p_н$ — давление питания; Δp_1, Δp_2 — перепад давлений соответственно в щели первичного и вторичного дросселирования (расходы Q_1 и Q_4): $\Delta p_1 = p_н - p_1$; $\Delta p_2 = p_2 - p_c$; p — нагрузка распределителя (перепад давлений в рабочих полостях гидродвигателя): $p = p_1 - p_2$; p_c — давление в сливной магистрали. Заметим, что такое определение нагрузки p распределителя правомерно только для гидродвигателя с симметричными скоростными характеристиками в

противоположных направлениях движения. С учетом этого и по закону сохранения массы (расхода) при протекании жидкости через усилитель можно записать

$$Q_н = Q_1 + Q_3; \quad Q = Q_1 - Q_2;$$
$$Q_н = Q_2 + Q_4; \quad Q = Q_4 - Q_3.$$

На основании равенств расходов мостик сопротивлений будет полностью симметричным и можно считать, что

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p.$$

Принимая для большинства случаев практического применения $p_o = 0$, получим

$$\Delta p = (1/2)(p_н - p). \tag{5.2}$$

Потери давления в дросселирующей щели можно выразить формулой

$$\Delta p = \xi(\rho/2) v^2,$$

где v — средняя скорость течения жидкости в окне: $v = Q/S$; ρ — массовая плотность жидкости; ξ — коэффициент гидравлических потерь; S — площадь дросселирующей щели: $S = \pi dx$; d — диаметр золотника.

Из последней формулы имеем

$$Q = \mu \pi dx \sqrt{(2/\rho)\Delta p},$$

где μ — коэффициент расхода: $\mu = 1/\sqrt{\xi}$. С учетом нагрузки распределителя

$$Q = \mu \pi dx \sqrt{(1/\rho)(p_н - p)}. \tag{5.3}$$

Если нагрузки нет ($p = 0$), расход через распределитель

$$Q = \mu \pi dx \sqrt{(1/\rho) p_н} = kx, \tag{5.4}$$

где k — коэффициент усиления по расходу:

$$k = \mu \pi d \sqrt{(1/\rho) p_н}.$$

Следовательно, в идеальном распределителе зависимость расхода Q от сигнала управления (перемещения золотника) x линейна. Это свойство золотниковых распределителей имеет чрезвычайно важное практическое значение, обусловившее их широкое применение, в особенности в следящих гидроприводах и в системах автоматики. В реальном же золотниковом усилителе расход Q при постоянном смещении x золотника зависит от нагрузки p [уравнение (5.3)]. При постоянной нагрузке зависимость расхода от смещения золотника остается практически линейной.

Уравнение (5.3) можно представить в относительных величинах:

$$Q^* = x^* \sqrt{1 - p^*}, \tag{5.5}$$

где Q^* — относительный расход: $Q^* = Q/Q_н$; $Q_н = \mu \pi dx_0 \sqrt{(1/\rho) p_н}$; x^* — относительное перемещение золотника: $x^* = x/x_0$; x_0 — открытие щели в нейтральном положении; p^* — относительная нагрузка: $p^* = p/p_н$.

Обобщенная статическая характеристика (5.5), представляющая собой зависимость относительных расходов от относительной нагрузки при фиксированных значениях относительных открытий дросселирующих щелей, показана на рис. 5.4. С увеличением нагрузки p^* расход через распределитель уменьшается (при $p_н = \text{const}$) и по достижении нагрузки $p^* = 1$ становится равным нулю. Это явление называется *дроссельным эффектом золотникового усилителя.* Оно отрицательно сказывается на работе гидропривода, так как уменьшает его скорость и ухудшает динамику.

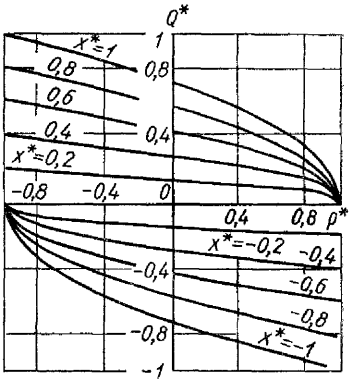


Рис. 5.4. Обобщенная статическая характеристика золотникового усилителя

Сущность дроссельного эффекта заключается в уменьшении расхода через дросселирующую щель вследствие падения перепада давлений $\Delta p_1 = p_н - p_1$ [или $\Delta p = (1/2)(p_н - p)$ для четырехкромочного золотника] при увеличении нагрузки p. Сущность дроссельного эффекта хорошо иллюстрируется рис. 5.5, представляющим собой графическое изображение уравнения (5.1). Как видим, с увеличением нагрузки p^* уменьшаются перепады давлений Δp_1 и Δp_2. Они изменяются от максимальных $\Delta p_{max} = (1/2)(p_н - p_c)$ при $p^* = 0$ до $\Delta p = 0$ при $p^* = 1$. Очевидно, что при этом чувствительность усилителя уменьшается от максимальной в отсутствии нагрузки ($p^* = 0$) до полной остановки работы усилителя при $p^* = 1$. Следовательно, работать при нагрузках, близких к нулю, экономически невыгодно, а при нагрузках, близких к максимальным ($p^* = 1$),— невозможно. Поэтому необходимо определить оптимальное значение p^*, при котором усилитель используется наиболее эффективно.

Известно [13], что КПД усилителя (рис. 5.6) определяется выражением

$$\eta = pQ/p_н Q_н = p^* Q^* = x^* p^* \sqrt{1 - p^*}.$$

Для четырехкромочного золотника и гидродвигателя с симметричной скоростной характеристикой (недифференциальный цилиндр) действи-

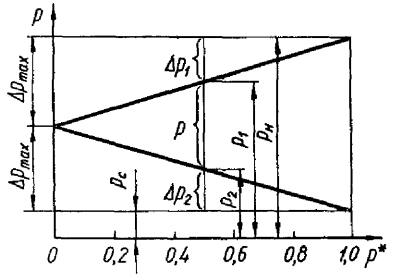


Рис. 5 5. Схема дроссельного эффекта золотникового усилителя

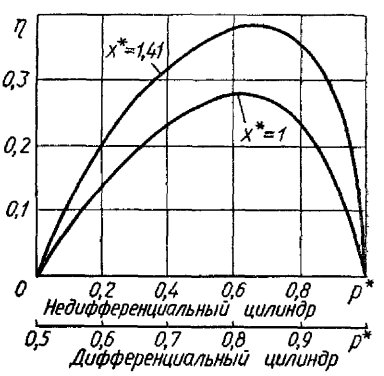


Рис. 5.6. Зависимость КПД от нагрузки

телен график с масштабом изменения p^* от 0 до 1. Для определения значения p^*, при котором КПД усилителя максимален, приравняем к нулю производную от η по p^*:

$$d\eta/dp^* = x^* \sqrt{1-p^*} - x^* p^*/2\sqrt{1-p^*} = 0.$$

Отсюда

$$p^* = {}^2/_3, \quad \text{или} \quad p = ({}^2/_3)\, p_н.$$

Это означает, что усилитель имеет максимальный КПД и максимальную полезную мощность при нагрузке $p = ({}^2/_3)p_н$. Заметим, что увеличивать открытие золотника целесообразно до $x^* = 1{,}41$, при котором КПД соответственно увеличивается в 1,41 раза.

Силы, действующие на золотник. Важнейшая характеристика золотникового усилителя — сила управления золотником, которая позволяет определить минимальную мощность управляющего устройства, особенно для многокаскадных усилителей.

На золотник в процессе управления действуют: сила инерции $R_и$, силы трения $R_т$ и гидродинамическая сила потоков жидкости $R_г$:

$$R = R_и + R_т + R_г.$$

Очевидно, что для увеличения чувствительности и точности работы гидроусилителя эта сила должна быть по возможности меньшей.

Сила инерции золотника зависит от его массы $m_з$ и ускорения:

$$R_и = m_з\,(d^2x/dt^2).$$

Для уменьшения этой силы необходимо уменьшать массу золотников.

Действующие на золотник силы давления жидкости уравновешиваются как в аксиальном, так и в радиальном направлениях. Следовательно, теоретически трение золотника должно зависеть лишь от скорости его перемещения и вязкости жидкости. Однако в действительности трение реального золотника зависит от давления жидкости и качества изготовления. Трение золотника возникает в результате неравномерного действия давления в радиальном кольцевом зазоре, которое прижимает золотник к одной стороне корпуса. В результате этого прижима могут возникнуть силы трения, превышающие номинальные в десятки и сотни раз.

Снижают силы трения, прорезая на поверхности золотника или корпуса кольцевые канавки (рис. 5.7, *а*), которые выравнивают давление в зазоре по окружности и тем самым уменьшают неуравновешенность радиальных сил давления жидкости на золотник При этом золотник как бы всплывает и трение уменьшается во много раз. Широко применяется также гидростатическое центрирование золотников (рис. 5.7, *б*). На поясках золотника выполняют 4...6 дросселирующих отверстий *1*, расположенных диаметрально противоположно и соединенных с полостью рабочего давления. В этом случае давление в камерах между дросселирующими отверстиями *1* и внутренней поверхностью корпуса зависит от радиального зазора. Если, например, золотник переместился вверх по схеме, то зазор δ_1 будет меньше δ_2. В результате $p_1 > p_2$, что и приводит к центрированию золотника.

При значительных расходах жидкости часто наибольшей оказывается осевая гидродинамическая сила, представляющая собой осе-

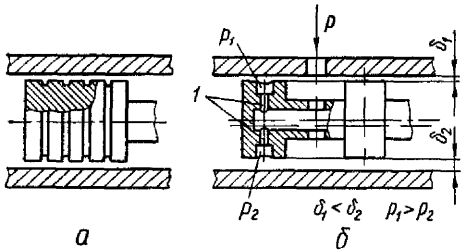


Рис. 5.7. Схемы разгрузки золотников от радиальных сил давления жидкости.
а — прорезанием канавок на золотнике, *б* — гидростатическим центрированием

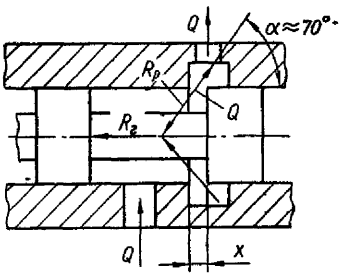


Рис. 5.8. Расчетная схема гидродинамической силы золотникового распределителя

вую составляющую реактивной силы потока жидкости. Реактивную силу потока жидкости, вытекающей через щель под углом α (рис. 5.8), можно выразить по аналогии с силой тяги реактивного двигателя:

$$R_р = mv,$$

где m — масса секундного расхода жидкости; v — скорость потока жидкости. Поскольку $m = \rho Q$, то

$$R_р = \rho Q v,$$

где Q — объемный расход жидкости через щель.

Осевая составляющая этой силы

$$R_г = R_р \cos\alpha = \rho Q v \cos\alpha.$$

С учетом расчетной скорости потока $v = Q/S = Q/\pi dx$

$$R_г = (\rho Q^2/\pi dx)\cos\alpha. \qquad (5.6)$$

Сила $R_г$ направлена всегда в сторону закрытия золотника, т. е. ее действие аналогично действию пружины, стремящейся вернуть золотник в исходное нейтральное положение.

Формулой (5.6) удобно пользоваться при неизменяющемся в зависимости от смещения золотника расходе (рис. 5.9, *а*), т. е. в расчетах систем с постоянным расходом (например, делителей или сумматоров потоков жидкости). В гидравлических системах с постоянным давлением расход Q золотникового усилителя зависит от смещения x золотника:

$$Q = \mu\pi dx\sqrt{(2/\rho)\Delta p}.$$

Подставляя это выражение в формулу (5.6), получим выражение для определения осевой гидродинамической силы в системах с постоянным давлением на входе (рис. 5.9, *б*):

$$R_г = 2\mu^2\pi dx\Delta p\cos\alpha. \qquad (5.7)$$

Осевая гидродинамическая сила может достигать существенных значений — до 5 Н на каждый киловатт мощности, теряемой при дросселировании, особенно при больших расходах жидкости Один из способов уменьшения гидродинамической силы — профилирование буртиков в штоке и выточек в корпусе золотника.

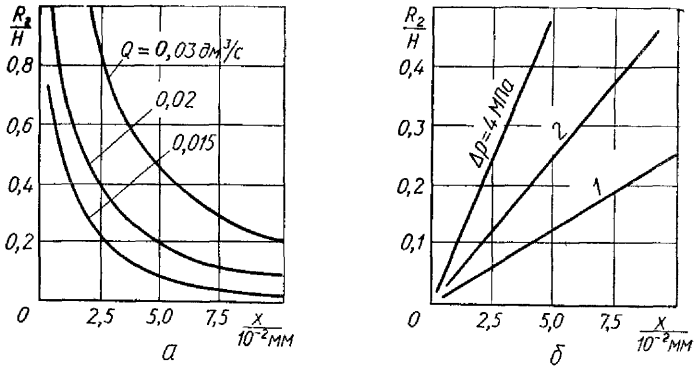


Рис. 5.9. Зависимости осевой гидродинамической силы от смещения золотника:
а — $Q_н$ = const; *б* — $p_н$ = const

Особенности конструкций золотниковых усилителей. Важное значение для гидравлических следящих приводов имеет линейность зависимости расхода от управляющего сигнала. Характер изменения расхода усилителя зависит от закона изменения площади проходного сечения дросселирующей щели, который, в свою очередь, зависит от управляющего сигнала и конструктивного исполнения элементов дросселирующей щели. С зависимостью (линейностью) изменения площади проходного сечения дросселирующих щелей от управляющего сигнала для различных видов конструктивных элементов золотников можно ознакомиться в литературе [5].

Линейность расходной характеристики нарушается также утечками жидкости через радиальный зазор между золотником и корпусом. Для получения достаточной герметичности радиальный зазор не должен превышать 5...10 мкм. Чтобы обеспечить долговечность золотниковой пары при такой высокой точности, поверхностную твердость скользящей пары (золотник — корпус) следует делать по возможности выше (61...63 $HRC_э$). Кроме того, создавая требуемое перекрытие расходных окон, золотники и их корпуса нужно изготовлять с очень высокой точностью линейных размеров (1...5 мкм), что невозможно при изготовлении цельного корпуса. Чтобы выполнить эти требования, применяют вставные втулки *1*, *2* (гильзы), состоящие из отдельных колец с точными линейными размерами (рис. 5.10). Втулки запрессовывают в корпус золотника до окончательной обработки внутренней рабочей поверхности. Диаметр d_1 шейки золотника выбирают таким, чтобы требуемое проходное сечение $S = (d - d_1)\,l$. Чтобы получились малые коэффициенты усиления по расходу, золотники

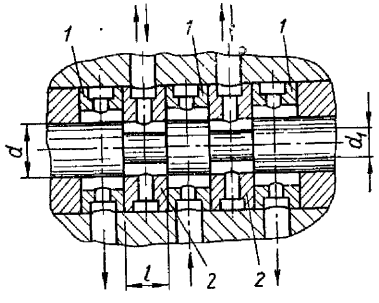


Рис. 5.10. Конструктивная схема золотникового распределителя

должны иметь малую длину дросселирующих кромок, т. е. малый диаметр. В этом случае невозможно сделать требуемые проходные сечения окон золотника. Решают эту проблему, перекрыв часть длины дросселирующей кромки золотника, например, профрезеровав во втулке золотника паз шириной l (рис. 5.11). Тогда, изменяя ширину l паза (угол α), можно получать нужный коэффициент усиления и применять золотник любого желаемого диаметра D:

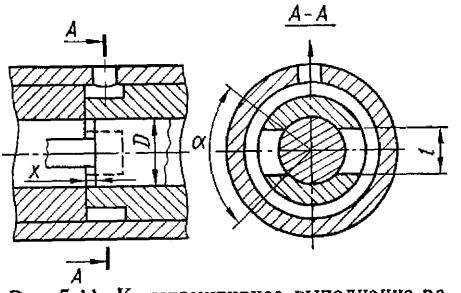


Рис. 5.11. Конструктивное выполнение рабочих окон золотникового распределителя

$$l = D \sin [90\,(d/D)]; \quad \alpha = 180\,(d/D),$$

где d — расчетный диаметр золотника.

Гидроусилители с распределителем типа сопло-заслонка. В гидравлических следящих системах широко применяется дроссельное устройство типа сопло-заслонка (рис. 5.12, *а*), представляющее собой последовательное соединение постоянного и регулируемого гидравлических сопротивлений. На входе устанавливается дроссель *1* постоянного сопротивления, на выходе — регулируемый дроссель, образованный торцом сопла *2* и подвижной заслонкой *3*. Перемещение заслонки *3* изменяет гидравлическое сопротивление регулируемого дросселя, а это приводит к изменению расхода Q_2 через регулируемый дроссель и давления p_1 в междроссельной камере *4*.

Простота конструкции и отсутствие трущихся поверхностей в распределителях сопло-заслонка обусловили их широкое применение в гидроусилителях и в системах автоматического управления. При этом устраняются сухое трение и опасность защемления управляющих элементов. Такие распределители имеют малые габаритные размеры и массу, обладают высокой чувствительностью, точностью и быстродействием, а также простотой изготовления и долговечностью, достигаемой благодаря бесконтактности действия.

В гидроусилителях с распределителями типа сопло-заслонка применяют схему с двумя соплами (рис. 5.13). Нагрузка усилителя представляет собой перепад давлений в рабочих полостях гидродвигателя $\Delta p = p_1 - p_2$, т. е. перепад давлений в междроссельных камерах

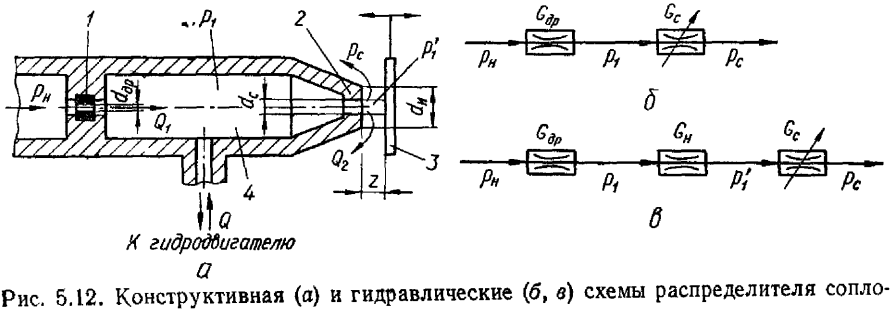


Рис. 5.12. Конструктивная (*а*) и гидравлические (*б*, *в*) схемы распределителя сопло-заслонка

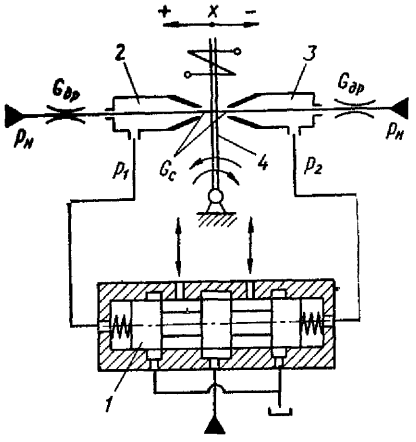


Рис. 5.13. Схема усилителя с распределителями сопло-заслонка

2 и *3*, используемый для привода золотника *1* второго каскада усиления или любого другого гидродвигателя. Изменяются давления p_1 и p_2 перемещением заслонки между соплами. При ее перемещении, например, вправо давление p_2 возрастает, а p_1 — уменьшается. Образовавшийся перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, преодолевая нагрузку (усилия пружин золотника), перемещает золотник *1* влево. Следовательно, каждому положению заслонки соответствует свое положение золотника, т. е. перепад давлений в диагонали мостика пропорционален одновременно как перемещению заслонки, так и перемещению золотника. Это позволяет перемещать золотник на величину, пропорциональную сигналу управления, поступающему на заслонку. Гидроусилители с позиционной нагрузкой (пружины золотника) являются статическими. Для получения астатического гидроусилителя достаточно в рассматриваемой схеме убрать пружины золотника, т. е. устранить обратную связь. Как правило, заслонку укрепляют на достаточно длинном поворачивающемся рычаге *4*. Это позволяет считать ее перемещение относительно сопел (поворот) практически поступательным, а зазор между соплом и заслонкой — параллельным. Трение скольжения заменяется трением качения в месте поворота заслонки. В результате для управления заслонкой (перемещения) требуются ничтожно малые усилия, которые можно создать задающими устройствами малой мощности — манометрами, центробежными регуляторами, термометрами, датчиками давлений, маломощными электромагнитами и т. д.

Недостаток гидроусилителя типа сопло-заслонка состоит в значительном расходе жидкости через сопла (потерях) и сравнительно низком КПД ($\eta < 12{,}5$ %). Поэтому такой гидроусилитель применяют для гидроприводов незначительной мощности.

Статические характеристики гидроусилителя. В первом приближении устройство типа сопло-заслонка представляет собой последовательное соединение двух гидравлических сопротивлений $G_{др}$ и $G_с$ (см. рис. 5.12, *а*, *б*). Регулируемое гидравлическое сопротивление выполнено в виде сопла *2* и заслонки *3*, т. е. это фактически зазор между передним срезом сопла *2* и заслонкой *3*. Как правило, сопло выполняют с цилиндрической насадкой диаметра $d_с$. В зависимости от расхода и мощности управления применяют сопла с диаметрами 0,4...1,5 мм Для уменьшения потерь на трение в дросселе сопло-заслонка и, следовательно, уменьшения влияния температуры на стабильность характеристик дросселя наружный срез сопла выполняют по возможности меньшего диаметра. Практически $d_н = (1{,}2...1{,}5)\, d_с$. Диаметр заслонки равен (3...4) $d_с$.

Гидравлический усилитель с двумя соплами можно представить полным мостиком сопротивлений (см. рис. 5.3) с тем отличием, что два входных дросселя у него нерегулируемые. Конструкция дросселя сопло-заслонка такова, что жидкость обязательно должна проходить через насадку сопла (канал диаметром d_c). Поскольку применяются сопла с малыми диаметрами d_c каналов, то этот канал представляет собой дополнительный дроссель. Следовательно, дроссельное устройство сопло-заслонка представляет собой последовательное включение трех гидравлических сопротивлений: входного дросселя $G_{др}$, местного сопротивления сопла $G_н$ и регулируемого дросселя сопло-заслонка G_c (см. рис. 5.12, *а*, *в*).

Статическая характеристика устройства сопло-заслонка (см. рис. 5.12, *а*) представляет собой зависимость давления p_1 в междроссельной камере от смещения z заслонки. При работе устройства жидкость последовательно проходит через нерегулируемый дроссель (канал диаметром d_c насадки сопла), проводимость которого

$$G_н = \mu_н S_н \sqrt{2/\rho} = \mu_н \pi (d_c^2/4) \sqrt{2/\rho},$$

и регулируемый дроссель сопло-заслонка, проводимость которого

$$G_c = \mu_c S_c \sqrt{2/\rho} = \mu_c \pi d_c z \sqrt{2/\rho},$$

где $S_н$, S_c — площади проходных сечений соответственно канала насадки и дросселя сопло-заслонка; $\mu_н$, μ_c — коэффициенты расхода соответственно канала насадки и дросселя сопло-заслонка.

Если проводимость $G_н$ насадки всегда постоянна, то проводимость дросселя сопло-заслонка зависит от сигнала управления z. Очевидно, что эффективность регулирования будет приемлемой на всем участке изменения z, где проводимость дросселя сопло-заслонка меньше проводимости насадки:

$$G_c \leqslant G_н; \quad \mu_c S_c \leqslant \mu_н S_н.$$

Предельным случаем регулирования будет равенство проводимостей. Дальнейшее увеличение z нецелесообразно, так как при этом дросселирование происходит в основном в насадке. Подставляя в полученные выше неравенства их выражения, определяем область открытий дросселя сопло-заслонка:

$$0 \leqslant z \leqslant (\mu_н/\mu_c)(d_c/4); \quad z_{max} = (\mu_н/\mu_c)(d_c/4) \cong d_c/4.$$

При этом зазор между соплом и заслонкой в нейтральном положении

$$z_0 \leqslant (\mu_н/\mu_c)(d_c/8).$$

Статическую характеристику устройства сопло-заслонка при неподвижном гидродвигателе можно получить совместным решением уравнений расхода последовательно через три сопротивления.

Расход жидкости через постоянный входной дроссель

$$Q_1 = G_{др} \sqrt{p_н - p_1},$$

где $G_{др}$ — проводимость постоянного входного дросселя

$$G_{др} = \mu_{др} S_{др} \sqrt{2/\rho} = \mu_{др} (\pi/4) d_{др}^2 \sqrt{2/\rho};$$

$\mu_{др}$ — коэффициент расхода входного дросселя; $p_н$ — давление питания. При неподвижном гидродвигателе весь расход Q_1 проходит через насадку, а затем через дроссель сопло-заслонка.

Расход через насадку

$$Q_2 = Q_1 = G_н \sqrt{p_1 - p_1'},$$

где p_1' — давление перед дросселем сопло-заслонка.

Расход через дроссель сопло-заслонка

$$Q_1 = G_c (z/z_0) \sqrt{p_1' - p_c} = G_c z^* \sqrt{p_1' - p_c},$$

где z^* — относительное открытие дросселя сопло-заслонка: $z^* = z/z_0$.

Совместное решение всех трех уравнений расхода (для большинства случаев практического применения принимаем $p_c = 0$) дает уравнение статической характеристики гидроусилителя сопло-заслонка с одним соплом:

$$p_1^* = \frac{1 + \beta^2 z^{*2}}{1 + (\gamma^2 + \beta^2) z^{*2}}, \qquad (5.8)$$

где γ, β — отношения проводимостей соответственно:

$$\gamma = G_c/G_{др}; \quad \beta = G_c/G_н;$$

p_1^* — относительное давление в междроссельной камере· $p_1^* = p_1/p_н$. Статическая характеристика (5.8) нелинейна практически во всем диапазоне открытий дросселя сопло-заслонка

В некоторых случаях практического применения гидроусилителя, когда можно считать $G_н \gg G_c$, пренебрегают потерями давлений в насадке. Тогда упрощенно (полагая $\beta = 0$) статическую характеристику описывают уравнением

$$p_1^* = \frac{1}{1 + \gamma^2 z^{*2}}. \qquad (5.9)$$

Наибольший интерес представляет коэффициент усиления по давлению k_p (жесткость усилителя) при нейтральном положении заслонки ($z = z_0$, $z^* = 1$):

$$k_p = \frac{dp_1^*}{dz^*} = -\frac{2\gamma^2 z^*}{(1 + \gamma^2 z^{*2})^2} = -\frac{2\gamma^2}{(1 + \gamma^2)^2}.$$

Очевидно, что жесткость системы зависит от отношения γ проводимостей дросселя сопло-заслонка и входного постоянного дросселя. Найдем максимум k_p, приравняв к нулю производную от него по γ:

$$\frac{dk_p}{d\gamma} = \frac{-4\gamma(1 + \gamma^2)^2 + 8\gamma^3(1 + \gamma^2)}{(1 + \gamma^2)^4} = 0.$$

Решив это уравнение, определим, что функция имеет максимум при $\gamma = 1$, т е. максимальна жесткость усилителя при равенстве проводимостей входного дросселя и когда сопло-заслонка в нейтральном положении. Отсюда определяют соотношение размеров дросселей усилителя:

$$d_{др} = 2\sqrt{(\mu_c/\mu_{др})\, d_c z_0}.$$

В следящих гидравлических приводах чаще всего применяют гидроусилители с двумя соплами (рис. 5.13). Нагрузкой такого гидроусилителя является разность давлений в междроссельных камерах: $p^* = p_1^* - p_2^*$. Обозначая смещение заслонки из нейтрального положения через x и принимая за положительный сигнал управления перемещение заслонки влево, получаем соответственно для левого и правого сопел:

$$z_1 = z_0 - x; \quad z_1^* = 1 - x^*;$$

$$z_2 = z_0 + x; \quad z_2^* = 1 + x^*,$$

где x^* — относительное смещение заслонки из нейтрального положения: $x^* = x/z_0$. При этом уравнения давлений в междроссельных камерах усилителя на основании уравнения (5.8) будут

$$\left.\begin{aligned} p_1^* &= \frac{1 + \beta^2 (1 - x^*)^2}{1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 - x^*)^2}, \\ p_2^* &= \frac{1 + \beta^2 (1 + x^*)^2}{1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 + x^*)^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (5.10)$$

Вычитая второе уравнение (5.10) из первого, получаем уравнение силовой характеристики усилителя:

$$p^* = \frac{4\gamma^2 x^*}{[1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 - x^*)^2][1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 + x^*)^2]}. \qquad (5.11)$$

Графическое изображение уравнений (5.10) и (5.11) представлено на рис. 5.14. Анализ этих зависимостей показывает, что характеристики $p_1^* = f(x^*)$ и $p_2^* = f(x^*)$ нелинейны во всем диапазоне изменения открытия заслонки, а силовая характеристика $p^* = f(x^*)$ имеет незначительную нелинейность в области $x^* \approx \pm 0{,}6$. Это позволяет в указанной области линеаризовать полученные зависимости разложением в ряд Тейлора и выразить силовую характеристику линейным уравнением

$$p^* = k_{px} x^*,$$

где k_{px} — коэффициент усиления по давлению:

$$k_{px} = dp^*/dx^* \approx 4\gamma^2/(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2.$$

Решая уравнения расхода через плечи гидравлического мостика в отсутствии нагрузки ($p^* = 0$), получают уравнение скоростной (расходной) характеристики, которая тоже нелинейна. Линеаризация ее в той же области изменения x^* дает следующую зависимость:

$$Q^* = k_{Qx} x^*,$$

где k_{Qx} — коэффициент усиления по расходу:

$$k_{Qx} = dQ^*/dx^* \approx 1/(1 + \beta^2);$$

Q^* — относительный расход жидкости в диагонали мостика: $Q^* = Q/Q_0$; Q_0 — расход через одно сопло гидроусилителя при $x^* = 0$:

$$Q_0 = G_c \sqrt{p_1} = G_c \sqrt{p_2}.$$

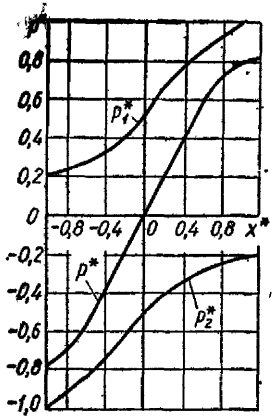


Рис. 5.14. Силовые характеристики усилителя сопло-заслонка

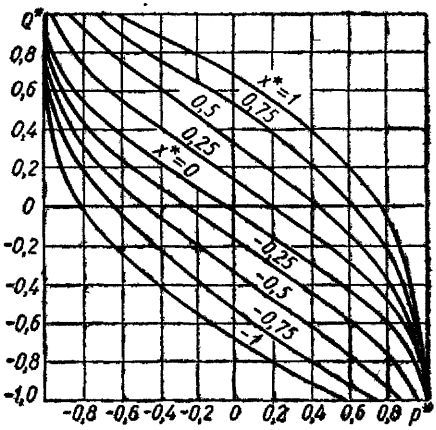


Рис. 5.15. Обобщенная статическая характеристика гидроусилителя сопло-заслонка

Обобщенная статическая характеристика $Q^* = f(x^*, p^*)$ гидроусилителя с двумя соплами (рис. 5.15) выражает зависимость расхода жидкости в диагонали мостика от смещения заслонки и нагрузки. Ее можно получить, решив систему уравнений расходов жидкости в гидравлическом мостике при нагрузке p и произвольном смещении x заслонки:

$$\left.\begin{aligned} &Q = Q_1 - Q_2; \quad Q = Q_4 - Q_3;\\ &Q_1 = G_{др}\sqrt{p_н - p_2'}; \quad Q_2 = G_н\sqrt{p_1 - p_1'};\\ &Q_2 = G_c(1 - x^*)\sqrt{p_1' - p_c};\\ &Q_3 = G_{др}\sqrt{p_н - p_2}; \quad Q_4 = G_н\sqrt{p_2 - p_2'};\\ &Q_4 = G_c(1 + x^*)\sqrt{p_2' - p_c}. \end{aligned}\right\}$$

Решение этих уравнений дает обобщенную статическую характеристику. Она довольно сложна и нелинейна, но в диапазоне изменения нагрузок $p^* \approx \pm 0{,}6$ отклоняется от линейности незначительно и может быть линеаризована. Линеаризованное уравнение обобщенной статической характеристики можно представить в виде

$$Q^* = k_{Qx}x^* - k_{Qp}p^*, \tag{5.12}$$

где $k_{Qp} = \dfrac{dQ^*}{dp^*} = \dfrac{dQ}{dx} : \dfrac{dp}{dx} \approx \dfrac{(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}{4\gamma^2(1 + \beta^2)}$.

КПД гидроусилителя

$$\eta = pQ/p_н Q_н.$$

При допущении, что $Q_н \approx 2Q_0$, выражение для КПД с учетом выражения (5.12) принимает вид

$$\eta = \frac{1}{2}p^*Q^* = \frac{p^*x^*}{2(1 + \beta^2)} - \frac{p^{*2}(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}{8\gamma^2(1 + \beta^2)}. \tag{5.13}$$

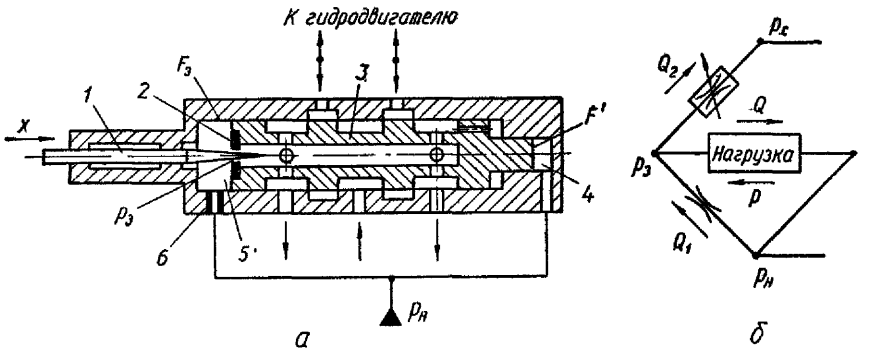


Рис. 5 16 Конструктивная (*а*) и расчетная (*б*) схемы гидроусилителя с игольчатым дросселем

Исследуя функцию (5.13) на максимум, получаем, что максимальна она при

$$p^* = 2\gamma^2 x^*/(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2.$$

Для идеального усилителя ($\beta = 0$; $\gamma = 1$ и $x^* = 1$) максимальный КПД, который не превышает 12,5 %, будет при $p^* = 0{,}5$.

Гидроусилители с игольчатым дросселем. В машиностроении применяют простые по конструкции гидроусилители с игольчатым дросселем (рис. 5.16, *а*). Расчетная схема такого усилителя может быть представлена несимметричным гидравлическим мостиком с одним регулируемым сопротивлением (рис. 5.16, *б*). Регулируемое сопротивление выполнено в виде игольчатого дросселя *1—2*, нерегулируемое — в виде постоянного дросселя *6*. Жидкость под давлением $p_н$ поступает с одной стороны в плунжерную камеру *4*, с другой — через постоянный дроссель *6* в торцевую камеру *5* золотника, а затем через регулируемый дроссель — на слив. Давление в камере *5* зависит от положения иглы относительно диафрагмы.

Таким образом, золотник *3* находится под действием двух сил: с одной стороны, давления $p_н$ на площадь F' плунжера, с другой — давления $p_з$ на площадь $F_з$ золотника. В отсутствии нагрузки в нейтральном положении эти силы равны, а золотник — неподвижен ($p_н F' = p_з F_з$).

Управление осуществляют иглой *1*. Перемещая иглу, изменяют сечение окна между иглой и диафрагмой, что изменяет давление $p_з$. Это нарушает равенство $p_н F' = p_з F_з$, что и приводит к перемещению золотника. При перемещении иглы вправо давление $p_з$ возрастает и золотник тоже перемещается вправо на величину перемещения иглы, т. е. до тех пор, пока не восстановится равенство $p_н F' = p_з F_з$. Следовательно, золотник постоянно следит за положением иглы. Поэтому гидроусилитель представляет собой усилитель с обратной связью.

Статические характеристики гидроусилителя. Силовая характеристика гидроусилителя представляет собой зависимость давления $p_з$ в торцевой камере золотника от сигнала управления x. Ее можно получить, решив уравнения неразрывности

потоков жидкости через регулируемый дроссель

$$Q_1 = Q + Q_2,$$

где Q_1 — расход жидкости через постоянный дроссель:

$$Q_1 = G_{др}\sqrt{p_н - p_з};$$

$G_{др}$ — проводимость постоянного дросселя; Q_2 — расход жидкости через игольчатый дроссель:

$$Q_2 = G_и z^* \sqrt{p_з - p_с};$$

$G_и$ — проводимость игольчатого дросселя при нейтральном положении иглы:

$$G_и = \mu_и S_и \sqrt{2/\rho} \approx \mu_и \pi d_и z_0 \sin\alpha \sqrt{2/\rho};$$

$d_и$ — диаметр иглы; α — угол конусности иглы; z_0 — начальное положение иглы; z^* — относительное смещение иглы: $z^* = z/z_0$.

Подставляя приведенные выражения в уравнение расходов и решая его при неподвижном золотнике ($Q = 0$), получаем

$$G_{др}\sqrt{p_н - p_з} = G_и z^* \sqrt{p_з - p_с}.$$

Принимая $p_с = 0$ и учитывая, что $z = z_0 - x$ ($z^* = 1 - x^*$), имеем *силовую характеристику:*

$$p_з^* = \frac{1}{1 + \gamma^2 (1 - x^*)^2}, \qquad (5.14)$$

где $\gamma = G_и/G_{др}$; $x^* = x/z_0$; $p_з^* = p_з/p_н$.

Условие равновесия золотника в нейтральном положении ($x = 0$) в отсутствии нагрузки запишется так:

$$p_з F_з = p_н F'.$$

Разделив обе части равенства на $p_н F_з$ и обозначив $a = F'/F_з$, получим $p_з^* = a$. Следовательно, для того чтобы золотник в нейтральном положении иглы оставался неподвижным, необходимо, чтобы

$$a = p_з^*\big|_{x=0} = 1/(1 + \gamma^2). \qquad (5.15)$$

При наличии нагрузки (на золотник действует сила P) условие равновесия золотника запишется как

$$p_з F_з - p_н F' = P, \quad \text{или} \quad p_з^* - a = p^*, \qquad (5.16)$$

где p^* — относительная нагрузка золотника (перепад давлений): $p^* = P/p_н F_з$. Подставляя значения $p_з^*$ и a, получаем уравнение *тяговой характеристики* этого усилителя:

$$p^* = \frac{1}{1 + \gamma^2 (1 - x^*)^2} - \frac{1}{1 + \gamma^2}. \qquad (5.17)$$

Важное значение имеет коэффициент усиления k_p по давлению в области нейтрального положения золотника:

$$k_p = \frac{dp^*}{dx^*}\bigg|_{x \to 0} = \frac{2\gamma^2}{(1 + \gamma^2)^2}.$$

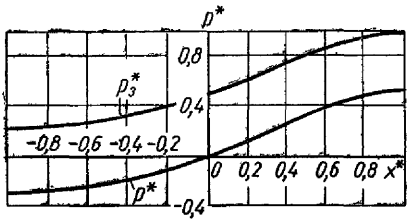


Рис. 5.17. Силовая и тяговая характеристики гидроусилителя с игольчатым дросселем

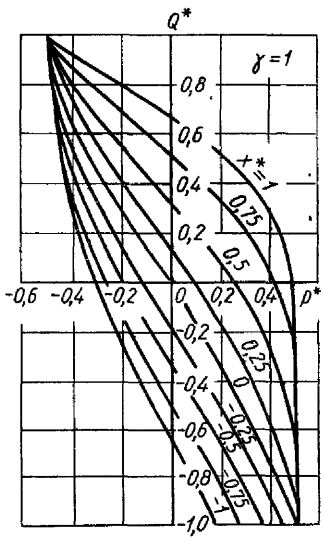


Рис. 5.18. Обобщенная статическая характеристика гидроусилителя с игольчатым дросселем

Найдем γ, при котором k_p максимален:

$$\frac{dk_p}{d\gamma} = \frac{4\gamma(1+\gamma^2)^2 - 8\gamma^3(1+\gamma^2)}{(1+\gamma^2)^4} = 0.$$

Отсюда $\gamma = 1$. Следовательно, максимальной жесткостью гидроусилитель обладает при $\gamma = 1$ ($G_и = G_{др}$). Это условие дает возможность определить соотношение размеров входного и регулируемого дросселей, а также соотношение [по уравнению (5.15)] площадей золотника ($a = F'/F_з = 0{,}5$). Силовая и тяговая характеристики, построенные по уравнениям (5.14) и (5.17), представлены на рис. 5.17. Как видим, характеристики несимметричны и нелинейны.

Обобщенная статическая характеристика гидроусилителя, представляющая собой зависимость расхода жидкости на перемещение золотника при фиксированных значениях смещения иглы, может быть получена решением уравнения расходов жидкости через мостик усилителя (см. рис. 5.16):

$$Q = Q_1 - Q_2.$$

Подставив значения расходов и поделив все члены уравнения на $G_{др}\sqrt{p_н}$, получим

$$Q^* = \sqrt{1 - p_з^*} - \gamma(1 - x^*)\sqrt{p_з^*}.$$

Определив давление $p_з^*$ из уравнений (5.15), (5.16) и подставив в последнее уравнение, получим *обобщенную статическую характеристику* усилителя с игольчатым дросселем (рис. 5.18):

$$Q^* = \sqrt{\frac{\gamma^2}{1+\gamma^2} - p^*} - \gamma(1 - x^*)\sqrt{\frac{1}{1+\gamma^2} + p^*}. \qquad (5.18)$$

Гидроусилители со струйной трубкой. В этих усилителях основным элементом управления является струйная трубка *1* (рис. 5.19). Жидкость под давлением $p_н = 0{,}4...1{,}0$ МПа поступает в струйную трубку через ее ось поворота. На выходе трубки имеется сопло *2* с диаметром $d_c = 1...2$ мм и углом конусности 8...15°. Конусность необходима для увеличения запаса кинетической энергии движущейся жидкости ($v \approx 30...50$ м/с). Выходя из трубки, жидкость попадает в два приемных окна диаметром d, расположенных на расстоянии h от

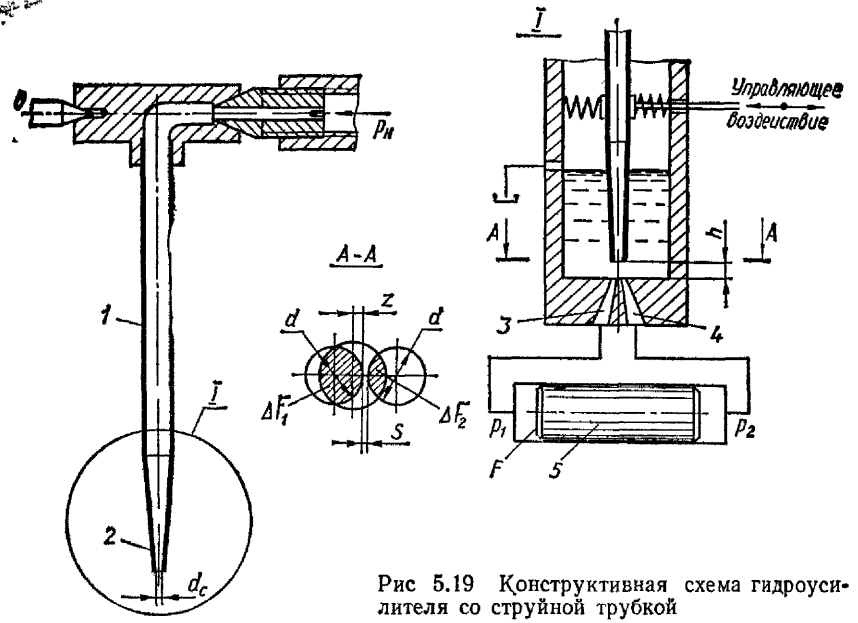


Рис 5.19 Конструктивная схема гидроусилителя со струйной трубкой

конца трубки. Обычно $d = 2...2{,}5$ мм; $h \approx 4d_c$. В большинстве конструкций расстояние между приемными окнами $S = 0{,}2...0{,}5$ мм. Скорость жидкости, попадающей в приемные сопла, уменьшается во много раз, поэтому в них кинетическая энергия быстродвижущейся струи преобразуется в потенциальную энергию давления.

Управляют гидроусилителем, поворачивая струйную трубку вокруг оси O Для этого достаточно приложить силу $(2...5)\ 10^{-2}$ Н.

Если струйная трубка расположена симметрично относительно двух приемных сопел *3* и *4*, то в них образуется одинаковое давление. При смещении трубки (см. «управляющее воздействие»), например, влево увеличивается площадь ΔF_1 приемного окна *3*, перекрытого струей, и уменьшается перекрытая струей площадь ΔF_2 приемного окна *4*. В результате создавшегося перепада давлений гидродвигатель, например золотник *5*, начинает перемещаться.

Силовая характеристика представляет собой зависимость (в установившемся режиме) давлений в приемных соплах от смещения конца трубки при неподвижном гидродвигателе.

При отклонении конца струйной трубки от нейтрального положения на величину z приближенно можно считать, что давления p_1 и p_2 в приемных соплах изменяются пропорционально изменению площадей ΔF_1 и ΔF_2, перекрытых струей жидкости:

$$\left.\begin{aligned} p_1 &= (1/2)\,\rho v_0^2\,(\Delta F_1/F_1);\\ p_2 &= (1/2)\,\rho v_0^2\,(\Delta F_2/F_2), \end{aligned}\right\} \qquad (5.19)$$

где v_0 — скорость истечения струи жидкости:

$$v_0 = \mu \sqrt{(2/\rho)\,(p_н - p_{тр} - p_0)};$$

μ — коэффициент расхода насадки ($\mu = 0{,}9...0{,}95$); $p_{тр}$ — потери давления в трубке ($p_{тр} \approx 0{,}15$ МПа); p_0 — давление среды, в которую вытекает струя из насадки; ρ — массовая плотность жидкости; F_1, F_2 — площади приемных сопел *3* и *4*. $F_1 = F_2 = F$.

Перепад давлений в приемных соплах

$$p = p_1 - p_2 = \rho v_0^2 (\Delta F_1 - \Delta F_2)/2F.$$

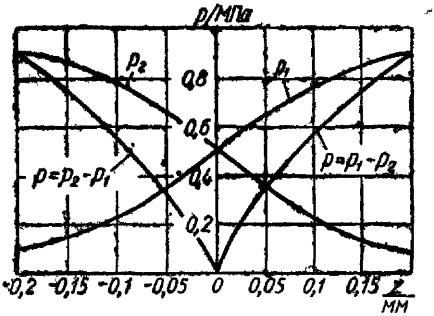


Рис. 5.20. Силовая характеристика гидроусилителя со струйной трубкой

Разность площадей приемных сопел $\Delta F_1 - \Delta F_2$, перекрытых струей жидкости, зависит от смещения z конца струйной трубки. Эту зависимость можно выразить через коэффициент изменения площади перекрытия k_F:

$$k_F = (\Delta F_1 - \Delta F_2)/z.$$

При малых z он остается постоянным: $k_F = \text{const}$. Тогда *силовая характеристика* (рис. 5.20)

$$p = k_p z, \tag{5.20}$$

где k_p — коэффициент усиления по давлению:

$$k_p = (dp/dz)\,|_{Q=0} = \rho v_0^2 k_F/2F.$$

Расходная характеристика показывает зависимость (в установившемся режиме) расхода жидкости в приемных соплах от смещения трубки на холостом ходу, т. е. при $p = 0$. Расход Q жидкости в приемных соплах (в гидродвигателе) приближенно можно считать пропорциональным разности площадей приемных сопел, перекрытых струей:

$$Q = v_0 (\Delta F_1 - \Delta F_2) = v_0 k_F z.$$

Таким образом,

$$Q = k_{Qz} z, \tag{5.21}$$

где k_{Qz} — коэффициент усиления по расходу:

$$k_{Qz} = (dQ/dz)\,|_{p=0} \approx v_0 k_F.$$

Анализ силовой и скоростной характеристик гидроусилителя показывает, что в сравнительно большом диапазоне изменения входного сигнала (смещения конца струйной трубки) они изменяются по закону, близкому к линейному. Поэтому, рассчитывая такой усилитель, можно пользоваться приближенными линейными уравнениями (5.20) и (5.21).

Обобщенная статическая характеристика гидроусилителя со струйной трубкой дает зависимость (в установившемся режиме) расхода жидкости Q от давления p нагрузки при различных смещениях z конца трубки. Решая совместно уравнения (5.20) и (5.21), получаем зависимость расхода от давления:

$$Q = (dQ/dp)\,p = k_{Qp} p,$$

где k_{Qp} — коэффициент крутизны обобщенной статической характеристики:

$$k_{Qp} = dQ/dp = (dQ/dz) : (dp/dz) = k_{Qz}/k_p = 2F/\rho v_0.$$

В общем случае расход зависит не только от смещения струйной трубки, но и от нагрузки, поэтому обобщенную статическую характеристику можно записать в виде

$$Q = k_{Qz}z - k_{Qp}p. \qquad (5.22)$$

5.3. Однокоординатные гидравлические следящие приводы

При работе гидравлического следящего привода направление скорости в каждой точке движения по заданной траектории совпадает с направлением касательной к траектории. Так, при токарной или фрезерной (шлифовальной) обработке (рис. 5.21, *а*, *б*) необходимо, чтобы режущий инструмент перемещался по траектории (профилю) ABC. При этом скорость v режущего инструмента, например в точках A, B и C профиля, должна быть направлена под соответствующим углом β. Практически движение на плоскости по заданной траектории со скоростью v реализуется как геометрическая сумма двух движений со скоростью v_1 и v_2, направленных под углом $\gamma = 90°$ друг к другу (рис. 5.21) или под любым другим отличным от нуля углом γ. В каждой точке обрабатываемого профиля значения этих скоростей (для $\gamma = 90°$) определяются зависимостями

$$v_1 = v\cos\beta; \quad v_2 = v\sin\beta.$$

Требуемое направление скорости в каждый момент обработки задается соответствующим значением коэффициента k соотношения скоростей v_1 и v_2:

$$k = v_2/v_1 = \operatorname{tg}\beta.$$

Поэтому в процессе обработки фасонной поверхности (движения по заданной траектории) коэффициент k должен непрерывно изменяться в функции угла наклона профиля детали. Поддерживать в каждый момент требуемое значение коэффициента k можно, изменяя одновременно две скорости: v_1 и v_2. По этому принципу работают двухкоординатные следящие приводы.

В некоторых случаях (например, когда не нужно реверсировать движение по одной из координат — v_1 на рис. 5.21, *а*) требуемый коэффициент k можно получить, изменяя скорость только по одной ко-

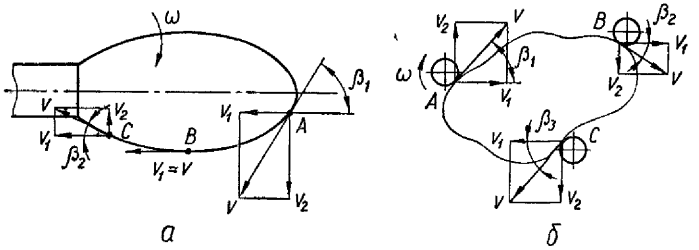
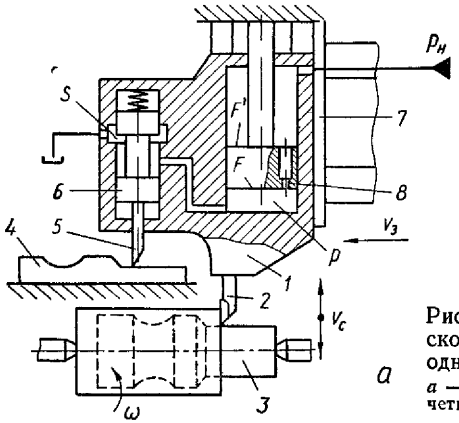


Рис 5.21. Схемы копировальной обработки деталей:
а — токарной; *б* — фрезерной



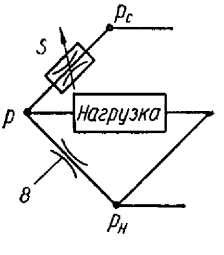


Рис. 5.22. Схемы гидравлического следящего привода с однокромочным золотником: *а* — конструктивная; *б* — расчетная

ординате — v_2. В этом случае скорость v_1 остается постоянной и по значению и по направлению, а слежение (поддержание требуемого текущего коэффициента k) осуществляется по одной координате, т. е. за счет изменения и по значению и по направлению скорости v_2. Реализуют эту идею однокоординатные следящие приводы, которые строятся по функциональной схеме, представленной на рис. 5.1. В зависимости от типа гидроусилителя в станкостроении применяют различные следящие приводы.

Следящий привод с однокромочным золотником. В этом приводе (рис. 5.22) жидкость под давлением $p_н$ поступает в штоковую полость цилиндра, связанного со следящей кареткой *1*, имеющей резец *2*. В поршневую полость цилиндра жидкость поступает через постоянный дроссель (демпфер) *8*. Кроме того, поршневая полость цилиндра соединяется со сливом через регулируемый дроссель проходного сечения S, которое определяется взаимным положением рабочей кромки золотника *6* и кромки расточки в корпусе. Следовательно, одна рабочая кромка золотника управляет расходом жидкости из поршневой полости цилиндра и давлением p в этой полости.

В нейтральном положении золотника (S_0) цилиндр находится в равновесии ($pF = p_нF'$) и следящая каретка неподвижна ($v_c = 0$).

Обрабатываемая деталь *3* получает вращение ω, а продольный суппорт *7* — задающее перемещение со скоростью $v_э$. Выступ на копире, воздействуя на щуп, перемещает золотник вверх, сжимая пружину. При этом сечение S регулируемого дросселя увеличивается, а давление p в поршневой полости цилиндра уменьшается, что нарушает равновесие цилиндра ($pF < p_нF'$). В результате этого цилиндр перемещается вверх, но вместе с цилиндром, благодаря обратной связи, перемещается вверх и корпус золотника, пытаясь восстановить нейтральное положение золотника (S_0) относительно его корпуса.

При наличии на копире впадины золотник под действием пружины перемещается вниз и перекрывает дросселирующую щель S, в результате чего слив жидкости из поршневой полости затрудняется и давление p возрастает. Это нарушает равновесие цилиндра ($pF > p_нF'$), и он перемещается вниз, но вниз перемещается и корпус золотника, пытаясь восстановить нейтральное положение S_0.

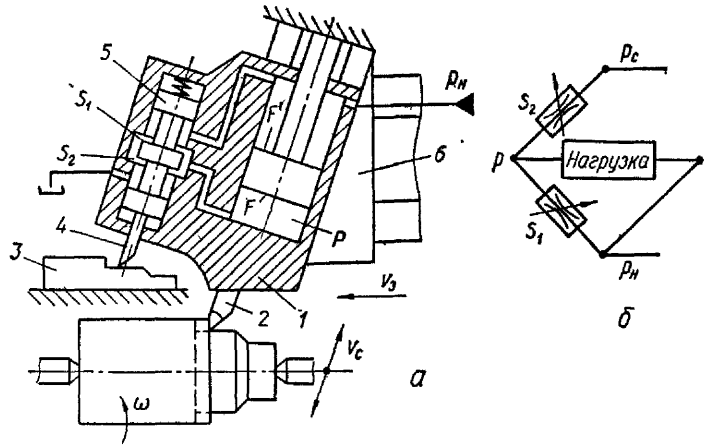


Рис. 5.23. Схемы гидравлического следящего привода с двухкромочным золотником:
а — конструктивная; *б* — расчетная

Следовательно, любое перемещение золотника вверх или вниз вызывает перемещение следящего цилиндра со скоростью слежения v_c в ту же сторону. При этом, благодаря наличию обратной связи, корпус золотника как бы следит за положением золотника, стараясь занять нейтральное положение (S_0). А поскольку золотник, находясь в контакте через щуп *5* с копиром *4*, повторяет в своем относительном движении профиль последнего, то и цилиндр (следящая каретка *1* с резцом *2*) повторяет в своем движении профиль копира.

Расчетную схему этого привода можно представить в виде несимметричного мостика гидравлических сопротивлений (рис. 5.22, *б*). Нагрузкой *H* здесь является следящий цилиндр с кареткой *1*, который находится под действием двух давлений — нерегулируемого $p_н$ справа и регулируемого p слева. Для изменения давления p служат два дросселя: постоянный *8* и регулируемый *S*. Управление (изменение давления p) здесь осуществляется изменением проводимости только одного дросселя *S*. Можно предположить, что с большей эффективностью можно изменять давление p, регулируя одновременно проводимости обоих дросселей *8* и *S*. По такой схеме работают следящие приводы с двухкромочным золотником.

Следящий привод с двухкромочным золотником. Давление p здесь регулируется одновременным изменением проходных сечений S_1 и S_2 обоих дросселей (рис. 5.23,*а, б*). Очевидно, что для одинакового изменения давления p здесь понадобится примерно в 2 раза меньшее перемещение золотника, чем в предыдущей схеме (при условии одновременного управления двумя дросселями S_1 и S_2 от одного сигнала управления — перемещения золотника).

В следящем приводе с двухкромочным золотником (рис. 5.23, *а*) жидкость под давлением $p_н$ подается в штоковую полость цилиндра, связанного со следящей кареткой *1*, имеющей резец *2*. Штоковая полость цилиндра связана с поршневой через дросселирующую щель S_1 золотника *5*. Кроме того, поршневая полость цилиндра может со-

единяться со сливом через дросселирующую щель S_2 золотника. Таким образом, две рабочие кромки золотника, образующие дросселирующие щели S_1 и S_2, управляют работой привода.

Принцип работы привода аналогичен уже рассмотренному. При нейтральном положении золотника *5* цилиндр находится в равновесии ($pF = p_н F'$) и следящего движения нет ($v_с = 0$). При перемещении продольного суппорта *6* с задающей скоростью $v_з$ щуп *4* золотника *5* скользит по копиру *3*, находясь в непрерывном контакте с ним (под действием пружины золотника). Если щуп *4* встречает выступ на копире *3*, то выступ, сжимая пружину, перемещает вверх золотник *5*. Это уменьшает дросселирующую щель S_1 и увеличивает щель S_2. При этом уменьшается давление p, что нарушает равновесие цилиндра ($pF < p_н F'$), поэтому цилиндр с кареткой и резцом тоже перемещаются вверх. Но, благодаря обратной связи, вверх будет перемещаться и корпус золотника, стремясь занять нейтральное положение, т. е. восстановить равновесие цилиндра. А так как золотник при наличии задающей скорости повторяет в своем движении профиль копира, то и цилиндр (корпус золотника), а следовательно, и следящая каретка с резцом, постоянно стремясь занять нейтральное положение относительно золотника, повторяют в своем движении профиль копира на детали. В отличие от предыдущей схемы здесь направление следящего перемещения по отношению к задающему составляет угол $\gamma < 90°$.

Рассмотренные приводы построены по полумостовой схеме регулирования давления p с одной стороны нагрузки H (рис. 5.22, *б*, 5.23, *б*). С другой стороны нагрузки H действует нерегулируемое давление $p_н$. Последним определяется условие действия приводов, по которому передаточная функция эффективных площадей двух сторон гидродвигателя нагрузки не должна быть равна единице:

$$W_F = F'/F \neq 1.$$

При невыполнении этого условия, т. е. при $W_F = 1$, гидродвигатель перемещается только в одном направлении из-за того, что давление p может изменяться только в сторону уменьшения по отношению к давлению $p_н$. Следовательно, рассмотренные приводы возможны только с применением «дифференциальных» цилиндров.

Следящий привод с четырехкромочным золотником. Анализ рассмотренных приводов показывает, что бóльшую эффективность управления может дать мостовая схема (см. рис. 5.3), по которой два дросселя S_1 и S_2 регулируют давление p_1 с одной стороны нагрузки, а два других S_3 и S_4 — давление p_2 с другой стороны. При такой схеме управления для получения того же эффекта необходимо значительно меньшее смещение золотника. По такой схеме построен следящий привод с четырехкромочным золотником.

В этом приводе (рис. 5.24) жидкость под давлением $p_н$ подводится к центральной расточке золотника *3*, а междроссельные полости золотника соединены с двумя полостями гидроцилиндра, поршень которого связан со следящей кареткой *5*, на которой закреплен резец *6*. Если щуп *2* находится на горизонтальном участке копира *1*, то золотник *3* остается в нейтральном положении (в отсутствии нагрузки), а в полостях цилиндра устанавливаются давления p_1 и p_2, обеспечи-

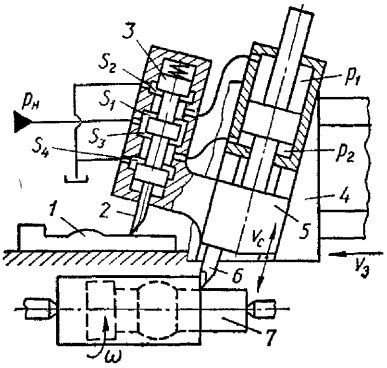


Рис. 5.24. Конструктивная схема гидравлического следящего привода с четырехкромочным золотником

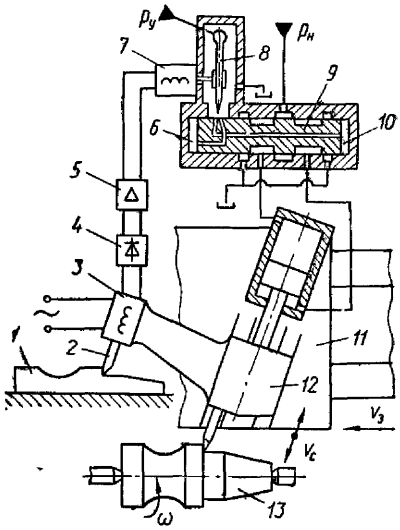


Рис. 5.25. Конструктивная схема электрогидравлического следящего привода

вающие равновесие поршня со следящей кареткой. Здесь цилиндр закреплен на продольном суппорте *4*, а перемещается поршень с кареткой *5*. При наличии задающей скорости $v_з$ продольного суппорта *4* выступ на копире *1* перемещает золотник вверх, сжимая пружину. При этом изменяются проходные сечения четырех дросселирующих щелей S_1, S_2, S_3 и S_4. Щель S_1 уменьшается, а щель S_2 увеличивается, что понижает давление p_1. Одновременно щель S_3 увеличивается, а щель S_4 уменьшается, что повышает давление p_2. Из-за разности давлений p_2 и p_1 поршень со следящей кареткой перемещается тоже вверх, вслед за золотником. Корпус золотника жестко закреплен на следящей каретке (обратная связь), поэтому он тоже перемещается вверх, пытаясь занять нейтральное положение относительно золотника.

Таким образом, в процессе работы корпус золотника со следящей кареткой отслеживает положение золотника (постоянно стремясь занять нейтральное положение относительно золотника), а так как последний в своем движении повторяет профиль копира, то и любая точка следящей каретки, в частности вершина резца, повторит в своем движении форму копира. Поскольку в этом приводе давления меняются с двух сторон нагрузки, то передаточная функция W_F может иметь любое значение. Эффективность регулирования следящего привода с четырехкромочным золотником наиболее высока, поэтому здесь для получения такого же эффекта, как в ранее рассмотренных системах, нужен меньший сигнал управления (перемещение золотника). В результате этот привод обеспечивает наиболее высокую точность воспроизведения профиля копира на детали *7*.

Электрогидравлический следящий привод. В комбинированных электрогидравлических следящих приводах сочетается электрическое или электрогидравлическое управление с гидравлическим исполнительным механизмом. В результате улучшаются условия дистанционного управления, введения корректирующих связей, что особенно важно для крупных копировальных станков [12].

Схема простейшего электрогидравлического следящего привода для токарного станка представлена на рис. 5.25. Весь привод смонтирован на продольном суппорте *11*, перемещающемся с задающей скоростью $v_з$. На нем же неподвижно закреплен гидроцилиндр, который перемещает следящую каретку *12* с резцом в направлении следящей скорости $v_с$. На следящей каретке *12* жестко укреплен корпус *3* индуктивного датчика, якорь которого связан со щупом *2*. При наличии задающей скорости копир *1* в соответствии со своим профилем через щуп *2* смещает вверх или вниз от нейтрального положения якорь индуктивного датчика *3*. В результате в датчике *3* формируется положительный или отрицательный электрический сигнал, который через фазочувствительный выпрямитель *4* и усилитель постоянного тока *5* поступает на электромеханический преобразователь *7*, поворачивающий струйную трубку *8* соответственно вправо или влево. При смещении конца струйной трубки *8* из нейтрального положения (в нее подается жидкость под давлением управления $p_у$) в приемных соплах и соединенных с ними торцевых камерах *6* и *10* золотника *9* изменяются давления, что приводит к смещению золотника *9* точно на величину смещения конца струйной трубки, так как нагрузочных пружин золотника нет и он может находиться в покое только при одинаковых давлениях в камерах *6* и *10*. Таким образом, золотник повторяет в определенном масштабе перемещения якоря индуктивного датчика. При смещении золотника *9* из нейтрального положения жидкость, поступающая к нему под давлением $p_н$, подается в одну из полостей гидродвигателя, который перемещает следящую каретку *12* с резцом в направлении смещения якоря индуктивного датчика. Но благодаря обратной связи корпус индуктивного датчика *3* тоже перемещается в ту же сторону, пытаясь занять нейтральное положение относительно якоря (щупа). В результате следящая каретка через корпус индуктивного датчика следит за положением якоря и вершина резца повторяет в своем движении траекторию движения щупа, т. е. форму копира, что используется для копировальной обработки детали *13*.

5.4. Компоновка гидравлических следящих приводов на металлорежущих станках

Как уже указывалось, гидравлические следящие приводы применяют в копировальных устройствах станков для воспроизведения рабочим органом станка профиля копира. Проектируя копировальные устройства, в первую очередь приходится решать вопрос об относительном направлении следящей скорости, т. е. об угле γ расположения направляющих следящей каретки по отношению к направляющим задающего движения. На металлорежущих станках применяют компоновки копировальных устройств с углом $\gamma = 90°$ (см. рис. 5.22) или $\gamma < 90°$ (см. рис. 5.23 ...5.25). Скорость v по контуру детали является геометрической суммой двух скоростей: задающей $v_з$ и следящей $v_с$. Очевидно, что при постоянной задающей скорости $v_з$ скорость v по контуру (по касательной к обрабатываемому профилю) в процессе обработки будет переменной, зависящей от угла β наклона профиля

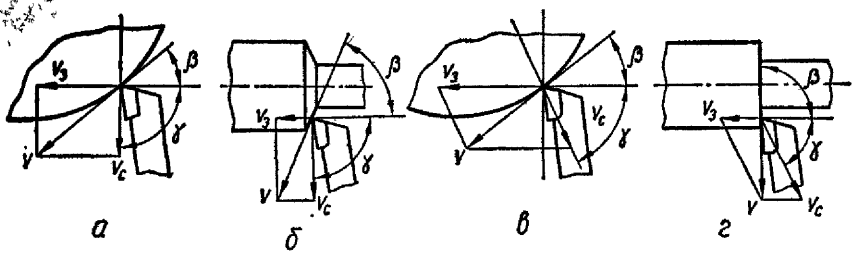


Рис. 5.26. Схемы получения результирующей скорости при копировальной обработке:
а, б — $\gamma = 90°$; *в, г* — $\gamma < 90°$

(см. рис. 5.21). При компоновке с углом $\gamma = 90°$ (рис. 5.26, *а*)

$$v = v_з/\cos\beta, \quad \text{или} \quad v/v_з = 1/\cos\beta.$$

График зависимости соотношения $v/v_з$ от угла β наклона профиля при $\gamma = 90°$ (рис. 5.27) показывает, что скорость v по контуру существенно отличается от задающей скорости $v_з$ при углах наклона профиля $\beta > 40°...50°$. Поэтому применение подобной компоновки ($\gamma = 90°$) ограничивается обработкой профилей с углами наклона — $(45...50°) < \beta < (45...50°)$, для которых разность скоростей не превышает 40...45 %. Большое значение, особенно для токарных станков, имеет возможность обрабатывать ступенчатые валики, т. е. торцевые поверхности с углом $\beta = 90°$ При компоновке с $\gamma = 90°$ такая обработка вообще невозможна, так как при наличии постоянной задающей скорости $v_з = \text{const}$ скорость v по контуру при любой следящей скорости $v_с$ всегда будет направлена по отношению к задающей под углом $\beta < 90°$ (рис. 5.26, *б*).

Чтобы иметь возможность обрабатывать торцевые поверхности, а также улучшить соотношение скоростей по контуру и задающей, при положительных углах наклона профиля применяют компоновку с $\gamma < 90°$ (рис. 5.26, *в*). Обычно для токарных станков $\gamma = 60°, 45°, 30°$. При этом соотношение скоростей определяется по теореме синусов:

$$v/v_з = \sin\gamma/\sin(\beta + \gamma).$$

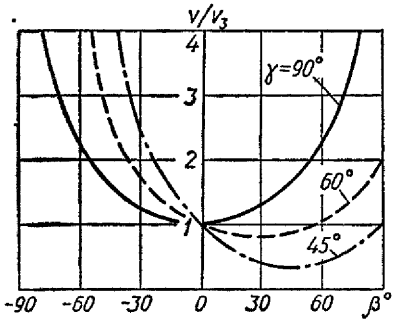


Рис. 5.27. Зависимость результирующей скорости от угла наклона профиля

Зависимости соотношения $v/v_з$ скоростей от угла профиля β представлены графически на рис. 5.27. Чем меньше угол γ, тем большая достигается равномерность скорости v по контуру при положительных углах β наклона профиля. Однако при этом уменьшается возможность обработки деталей с отрицательными углами профиля. Практически приемлемо соотношение $1 < v/v_з < (1,5...1,8)$ При $\gamma = 60°$ можно обрабатывать детали с углами — $(25...30°) < \beta < 90°$, а при $\gamma = 45°$ соответственно — $(25...20°) < \beta < 105°$.

Угол $\gamma = 30°$ в основном применяют для фасонной обработки торцевых поверхностей (диаметр детали больше ее длины). В этом случае задающей является поперечная скорость (токарный станок) и фактически $\gamma = 30°$ соответствует рассмотренному выше случаю с $\gamma = 60°$.

При компоновке с $\gamma < 90°$ становится возможной обработка торцевых поверхностей, так как при этом скорость по контуру может быть направлена под углом 90° к задающей (рис. 5.26, *г*) Все же при любой компоновке в следящих приводах однокоординатного копирования не обеспечивается постоянство скорости по контуру обрабатываемой детали. Необходимо только, чтобы изменения ее не превышали допустимой величины.

Учитывая вышеизложенное, можно рекомендовать для токарных станков компоновку с $\gamma = 60°$, 45° и 30°, так как при токарной обработке преобладают детали с большими положительными углами профиля, а для других станков (фрезерных, строгальных, шлифовальных) — компоновку с $\gamma = 90°$, так как на этих станках обрабатываются более симметричные детали Однако во всех случаях возможности обработки ограничены по углам профиля.

5.5. Расчет гидравлических следящих приводов

Гидравлические следящие приводы — это замкнутые системы автоматического регулирования, поэтому при их проектировании необходимо проводить статические и динамические расчеты. Этими расчетами определяют параметры проектируемых приводов, обеспечивая требуемые показатели статического и динамического качества.

Статический расчет. В установившихся режимах работы, т. е. при постоянных скоростях и нагрузках, устанавливается строгое соответствие между отдельными параметрами следящего привода, определяемое его статическими характеристиками Статические характеристики выражают функциональную зависимость между всеми параметрами привода, основными из которых являются погрешность воспроизведения (ошибка слежения, или рассогласование), скорость следящего перемещения и статическая нагрузка рабочего органа.

Следящий привод с четырехкромочным золотником (рис. 5.28). При применении золотника с отрицательным перекрытием и гидродвигателя с передаточной функцией $W_F = 1$ в нейтральном положении золотника начальные открытия всех четырех дросселирующих щелей будут равны δ_0. В процессе слежения (работы) перемещение y рабочего органа, а следовательно, и корпуса золотника (обратная связь) запаздывает по отношению к переме-

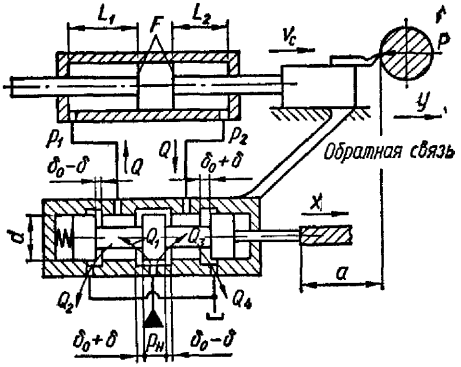


Рис. 5.28. Расчетная схема следящего привода с четырехкромочным золотником

щению x золотника на величину δ, т. е. в каждый момент времени

$$\delta = x - y. \tag{5.22}$$

Эта величина представляет собой разность входного x и выходного y сигналов и является текущей ошибкой слежения (рассогласованием). Эта ошибка органически присуща работающему следящему приводу, так как он отрабатывает рассогласование $\delta = x - y$ (см. рис. 5.1). Если рассогласование $\delta = 0$, то гидродвигатель находится в состоянии равновесия и следящего движения нет. Таким образом, в нейтральном положении устанавливается вполне определенное расстояние a между вершинами резца и щупа. В процессе слежения это расстояние постоянно изменяется на величину δ, зависящую от скорости слежения, т. е. от крутизны профиля обрабатываемой детали, и нагрузки. Задача статического расчета — определить рассогласование δ в каждый момент слежения.

Статический расчет проводится совместным решением уравнений неразрывности потоков жидкости через управляющий элемент, т. е. через следящий золотник, и уравнения статического равновесия исполнительного органа [12]. Для упрощения пренебрегаем утечками по радиальному зазору в золотнике из-за их малости.

Для четырехкромочного золотника (см. рис. 5.3, рис. 5.28) уравнения неразрывности потоков жидкости таковы:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q + Q_2; \\ Q_4 &= Q + Q_3, \end{aligned} \tag{5.23}$$

где Q — расход на перемещение поршня (рабочего органа) со скоростью v_c : $Q = v_c F$; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 — расходы через соответствующие дросселирующие щели золотника:

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= \mu b\,(\delta_0 + \delta)\sqrt{(2/\rho)\,(p_н - p_1)}; \\ Q_2 &= \mu b\,(\delta_0 - \delta)\sqrt{(2/\rho)\,p_1}; \\ Q_3 &= \mu b\,(\delta_0 - \delta)\sqrt{(2/\rho)\,(p_н - p_2)}; \\ Q_4 &= \mu b\,(\delta_0 + \delta)\sqrt{(2/\rho)\,p_2}, \end{aligned}\right\} \tag{5.24}$$

где b — длина дросселирующих щелей золотника: $b = \pi d$; $p_н$ — давление питания: $p_н = \text{const}$; p_1, p_2 — давления в соответствующих полостях цилиндра; ρ — плотность жидкости; μ — коэффициент расхода через дросселирующие щели золотника.

Ввиду полной симметрии привода из уравнений (5.23) получаем

$$Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3,$$

или после подстановки значений расходов:

$$(\delta_0 + \delta)\sqrt{p_н - p_1} - (\delta_0 - \delta)\sqrt{p_1} = (\delta_0 + \delta)\sqrt{p_2} - (\delta_0 - \delta)\sqrt{p_н - p_2}.$$

Решением этого уравнения во всем диапазоне изменения расходов будет

$$p_1 + p_2 = p_н. \tag{5.25}$$

Условием статического равновесия рабочего органа является выражение

$$p_1F - p_2F = P, \quad \text{или} \quad p_1 - p_2 = p = (P/F), \tag{5.26}$$

где P — статическая нагрузка (суммарная сила сопротивления); p — перепад давлений гидродвигателя нагрузки; F — эффективная площадь цилиндра.

Совместное решение уравнений (5.25) и (5.26) дает значения давлений:

$$\left.\begin{aligned} p_1 &= (1/2)(p_н + p); \\ p_2 &= (1/2)(p_н - p). \end{aligned}\right\} \tag{5.27}$$

Из уравнения (5.23) получаем выражение расхода для перемещения гидродвигателя рабочего органа:

$$Q = Q_1 - Q_2,$$

или с учетом уравнений (5.24) и (5.27):

$$Q = \mu b(\delta_0 + \delta)\sqrt{(1/\rho)(p_н - p)} - \mu b(\delta_0 - \delta)\sqrt{(1/\rho)(p_н + p)}$$

Известно, что в отсутствии нагрузки ($p = 0$) привод с золотниковым усилителем характеризуется линейностью зависимости расхода от управляющего сигнала, т. е. последнее уравнение можно представить в виде

$$Q = k_Q^0\delta,$$

где k_Q^0 — коэффициент усиления привода по расходу в отсутствии нагрузки:

$$k_Q^0 = (dQ/d\delta)|_{p=0} = 2\mu b\sqrt{(1/\rho)p_н}. \tag{5.28}$$

С учетом значения $Q = v_0F$ окончательно получаем уравнение *статической характеристики:*

$$v_0 = (1/2)k_v^0\delta_0\left[\left(1 + \frac{\delta}{\delta_0}\right)\sqrt{1 - (p/p_н)} - \left(1 - \frac{\delta}{\delta_0}\right)\sqrt{1 + (p/p_н)}\right], \tag{5.29}$$

или в относительных значениях параметров:

$$v_c^* = (1/2)[(1 + \delta^*)\sqrt{1 - p^*} - (1 - \delta^*)\sqrt{1 + p^*}], \tag{5.30}$$

где k_v^0 — коэффициент усиления привода по скорости в отсутствии нагрузки: $k_v^0 = k_Q^0/F$. Здесь и далее обозначения со звездочкой представляют собой относительные значения соответствующих величин:

$$v_c^* = v_0/k_v^0\delta_0; \quad \delta^* = \delta/\delta_0; \quad p^* = p/p_н = P/p_нF = P^*.$$

Решая уравнение (5.30) относительно δ^*, получаем выражение для определения *рассогласования привода* [14]:

$$\delta^* = \frac{2v_c^*}{\sqrt{1 + p^*} + \sqrt{1 - p^*}} + \frac{2p^*}{(\sqrt{1 + p^*} + \sqrt{1 - p^*})^2}. \tag{5.31}$$

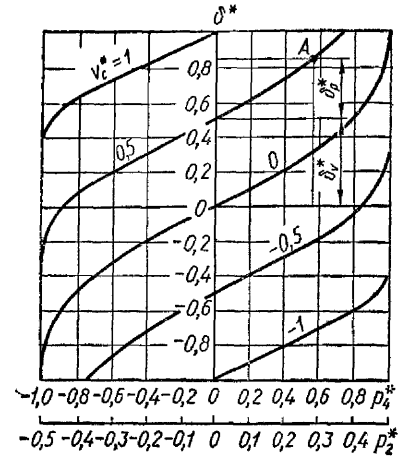


Рис. 5.29. Статические характеристики следящих приводов с двух- и четырехкромочным золотниками

Статические характеристики $\delta^* = f(p^*)$ привода при различных значениях v_c^*, построенные по уравнению (5.31), представлены на рис. 5.29. Следящему приводу с четырехкромочным золотником соответствует масштаб p_4^* по оси абсцисс. Эти характеристики показывают, что зависимость $\delta^* = f(p^*)$ близка к линейной в интервале нагрузок $-0{,}6 < p^* < 0{,}6$. Анализ статических характеристик показывает также, что ошибка слежения (рассогласование) зависит от скорости перемещения и нагрузки привода, т. е. состоит из скоростной δ_v и тяговой δ_p ошибок ($\delta = \delta_v + \delta_p$). Так, привод при нагрузке $p^* = 0{,}55$ и скорости $v_c^* = 0{,}5$ (точка A) характеризуется рассогласованием $\delta^* = 0{,}83$, которое состоит из скоростной ошибки $\delta_v^* = 0{,}5$ и тяговой $\delta_p^* = 0{,}33$.

Чтобы следящий цилиндр начал перемещаться даже в отсутствии нагрузки, необходимо рассогласование δ_v (смещение золотника из нейтрального положения)— нужно пропустить в цилиндр требуемый расход жидкости. Очевидно, что чем больше скорость слежения, тем больше должно быть смещение золотника из нейтрального положения. Это смещение δ_v и есть *скоростная ошибка слежения*. Ее можно определить аналитически из уравнения (5.31), приравняв к нулю нагрузку $p^* = 0$:

$$\delta_v^* = v_c^*, \quad \text{или} \quad \delta_v = v_c/k_v^0. \tag{5.32}$$

Значение этой ошибки определяется *коэффициентом усиления по скорости*, который можно получить, продифференцировав уравнение (5.30) по δ^*:

$$k_v^* = dv_c^*/d\delta^* = (1/2)(\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*}), \quad k_v = k_v^* k_v^0. \tag{5.33}$$

Коэффициент k_v^* зависит от нагрузки (рис. 5.30, кривая *1*), так как каждой нагрузке соответствует своя скоростная характеристика. С увеличением нагрузки коэффициент усиления по скорости падает, что соответствует увеличению скоростной ошибки. Но это падение незначительно. Оно не превышает 9 % при изменении нагрузки до $p^* = \pm 2/3$.

Чтобы следящий цилиндр мог воспринимать нагрузку, необходимо в его полостях создать соответствующий этой нагрузке перепад давлений [см. уравнение (5.26)]. Для этого даже в отсутствии следящего движения золотник должен сместиться из нейтрального положения на величину рассогласования δ_p. Очевидно, что чем больше нагрузка на следящий цилиндр, тем больше должно быть смещение золотника.

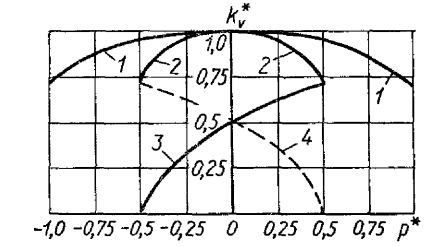


Рис. 5.30. Зависимость коэффициента усиления по скорости от нагрузки

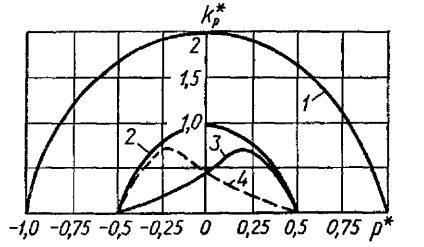


Рис. 5.31. Зависимость жесткости привода от нагрузки

Это смещение δ_p и есть *тяговая ошибка слежения*. Ее можно определить аналитически из уравнения (5.31), приравняв к нулю скорость слежения $v_c^* = 0$:

$$\delta_p^* = \frac{2p^*}{(\sqrt{1+p^*}+\sqrt{1-p^*})^2}; \quad \delta_p = \delta_p^* \delta_0. \qquad (5\ 34)$$

Значение этой ошибки определяется коэффициентом усиления привода по нагрузке (давлению), который фактически является *жесткостью системы*, так как выражает усилие, развиваемое цилиндром на единицу рассогласования. Поскольку зависимость коэффициента усиления по нагрузке от скорости выражена очень слабо, то для упрощения его определяют для случая $v_c^* = 0$. Продифференцировав по δ^* полученное из уравнения (5.30) при $v_c^* = 0$ выражение нагрузки p^*, получаем

$$p^* = \frac{2\delta^*}{1+\delta^{*2}}; \quad k_p^* = \frac{dp^*}{d\delta^*}\Big|_{v_c=0} = \frac{2(1-\delta^{*2})}{(1+\delta^{*2})^2},$$

или, подставив значение δ^* из ура нения (5.31):

$$k_p^* = \sqrt{1-p^{*2}}(1+\sqrt{1-p^{*2}}), \quad k_p = k_p^*(p_н F/\delta_0). \qquad (5.35)$$

Зависимость жесткости k_p^* системы от нагрузки представлена кривой *1* на рис. 5.31. С увеличением нагрузки жесткость системы падает и при максимальной нагрузке становится равной нулю, т. е. привод останавливается. Как правило, в станкостроении следящий привод работает при нагрузках, достигающих $p^* = {}^1/_2 \ldots {}^2/_3$. При таком изменении нагрузки жесткость падает на 20...32 %.

Важная характеристика привода — *зона нечувствительности*, т. е. смещение золотника из нейтрального положения, необходимое для начала движения рабочего органа. Она определяется рассогласованием для преодоления сил трения $P_{тр}$ рабочего органа и гидродвигателя. Выражение для определения зоны нечувствительности можно получить из уравнения (5.31), приняв $v_c^* = 0$ и $p^* = p_{тр}^* = P_{тр}/p_н F$:

$$\delta_н^* = \frac{2p_{тр}^*}{(\sqrt{1+p_{тр}^*}+\sqrt{1-p_{тр}^*})^2}.$$

При реверсировании привода с изменением знака нагрузки зона нечувствительности удваивается (рис. 5.32).

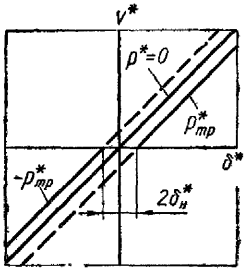


Рис. 5.32. Зоны нечувствительности следящих приводов

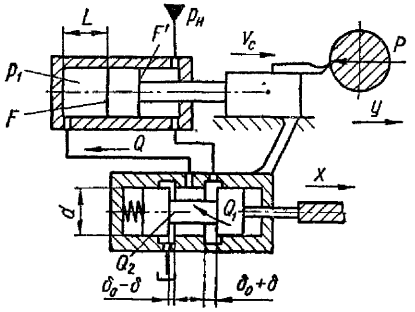


Рис. 5.33. Расчетная схема следящего привода с двухкромочным золотником

Следящий привод с двухкромочным золотником и дифференциальным цилиндром (рис. 5.33). Уравнение неразрывности потоков жидкости через управляющий золотник следующее:

$$Q = Q_1 - Q_2,$$

или с учетом значений расходов Q_1 и Q_2:

$$Q = \mu b\,(\delta_0 + \delta)\sqrt{(2/\rho)\,(p_н - p_1)} - \mu b\,(\delta_0 - \delta)\sqrt{(2/\rho)\,p_1}. \quad (5.36)$$

Условием статического равновесия рабочего органа является выражение

$$p_1 F - p_н F' = P, \text{ или } p_1 - p_н W_F = P/F = p, \quad (5.37)$$

где $W_F = F'/F$.

Совместное решение уравнений (5.36) и (5.37) с учетом $Q = v_c F$ дает уравнение статической характеристики:

$$v_c = (1/2)\,k_v^0 \delta_0 \left[\left(1 + \frac{\delta}{\delta_0}\right)\sqrt{2\,(1 - W_F - (p/p_н))} - \left(1 - \frac{\delta}{\delta_0}\right)\sqrt{2\,(W_F + (p/p_н))}\right].$$

Как будет показано ниже, наибольшей чувствительностью обладают приводы с $W_F = 0{,}5$. Тогда окончательно уравнение *статической характеристики* будет [14]

$$v_c^* = (1/2)\,[(1 + \delta^*)\sqrt{1 - 2p^*} - (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}], \quad (5.38)$$

или

$$\delta^* = \frac{2v_c^*}{\sqrt{1 + 2p^*} + \sqrt{1 - 2p^*}} + \frac{4p^*}{(\sqrt{1 + 2p^*} + \sqrt{1 - 2p^*})^2}. \quad (5.39)$$

Статические характеристики привода с $W_F = 0{,}5$, построенные по уравнению (5.39), представлены на рис. 5.29. Здесь следящему приводу с двухкромочным золотником соответствует масштаб p^* по оси абсцисс. Эти характеристики полностью аналогичны характеристикам привода с четырехкромочным золотником, но привод может воспринимать вдвое меньшие нагрузки. Для этого привода оптимальным

(из условия обеспечения максимального КПД при применении дифференциальных гидроцилиндров) будет давление в поршневой полости $p_1^* = {}^5/_6$ (см. рис. 5.6). С учетом уравнения (5.37) это дает $p^* = {}^1/_3$. Из уравнения (5.39) получаем выражение для определения скоростной ошибки, которое полностью совпадает с уравнением (5.32) для привода с четырехкромочным золотником.

Коэффициент усиления по скорости

$$k_v^* = dv_c^*/d\delta^* = ({}^1/_2)(\sqrt{1+2p^*} + \sqrt{1-2p^*}). \qquad (5.40)$$

Зависимость $k_v^* = f(p^*)$ (см. рис. 5.30, кривую *2*) аналогична таковой для привода с четырехкромочным золотником (кривая *1*), но при нагрузках, вдвое меньших.

Тяговая ошибка определяется также аналогично:

$$\delta_p^* = \frac{4p^*}{(\sqrt{1+2p^*} + \sqrt{1-2p^*})^2}. \qquad (5.41)$$

Решив уравнение (5.39) относительно p^* и продифференцировав его по δ^*, получим выражение для *коэффициента усиления по нагрузке:*

$$p^* = \frac{\delta^*}{1+\delta^{*2}}; \quad k_p^* = \frac{dp^*}{d\delta^*}\Big|_{v_c=0} = \frac{1-\delta^{*2}}{(1+\delta^{*2})^2},$$

или, подставив значение δ^* из уравнения (5.39):

$$k_p^* = ({}^1/_2)\sqrt{1-(2p^*)^2}\,[1+\sqrt{1-(2p^*)^2}]. \qquad (5.42)$$

Жесткость k_p^* этого привода изменяется по тому же закону (см. рис. 5.31, кривую *2*), что и для привода с четырехкромочным золотником, но для нагрузок, вдвое меньших. Кроме того, жесткость данного привода при нулевой нагрузке вдвое меньше жесткости привода с четырехкромочным золотником. Зона нечувствительности определяется аналогично предыдущему приводу (см. рис. 5.32), но она будет вдвое большей:

$$\delta_н^* = \frac{4p_{тр}^*}{(\sqrt{1+2p_{тр}^*} + \sqrt{1-2p_{тр}^*})^2}.$$

Следящий привод с однокромочным золотником и дифференциальным цилиндром (рис. 5.34). Уравнение баланса расходов жидкости в приводе следующее:

$$Q = Q_1 - Q_2, \qquad (5.43)$$

где Q_1 — расход жидкости через постоянный дроссель:

$$Q_1 = \mu_{др} S_{др} \sqrt{(2/\rho)(p_н - p_1)} = G_{др}\sqrt{p_н - p_1};$$

$G_{др}$ — проводимость постоянного дросселя:

$$G_{др} = \mu_{др}(\pi/4)\, d_{др}^2 \sqrt{2/\rho};$$

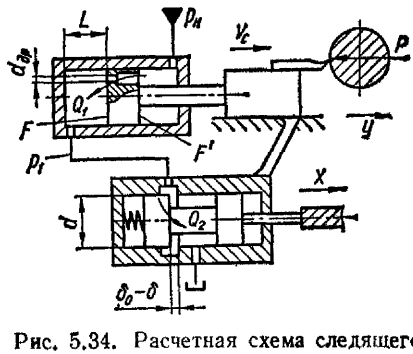


Рис. 5.34. Расчетная схема следящего привода с однокромочным золотником

$d_{др}$ — диаметр дроссельного отверстия; Q_2 — расход через дросселирующую щель золотника:

$$Q_2 = G(1 - \delta^*)\sqrt{p_1};$$

G — проводимость щели золотника при его нейтральном положении: $G = \mu b \delta_0 \sqrt{2/\rho}$.

Подставляя значения расходов в уравнение (5.43), получаем

$$Q = G_{др}\sqrt{p_н - p_1} - G(1 - \delta^*)\sqrt{p_1}. \qquad (5.44)$$

При неподвижном цилиндре ($Q = 0$) уравнение (5.44) можно записать в виде

$$\sqrt{1 - p_1^*} = \alpha(1 - \delta^*)\sqrt{p_1^*},$$

где α — соотношение проводимостей: $\alpha = G/G_{др}$. Из этого уравнения получаем зависимость давления p_1^* от смещения δ^* золотника:

$$p_1^* = \frac{1}{1 + \alpha^2(1 - \delta^*)^2}. \qquad (5.45)$$

Зависимость (5.45), являясь *силовой характеристикой* привода, имеет важное значение, показывая способность следящего привода развивать силу на рабочем органе в зависимости от смещения золотника. Способность эта характеризуется коэффициентом усиления по давлению во всем диапазоне смещения золотника:

$$k_p^* = \left.\frac{dp_1^*}{d\delta^*}\right|_{Q=0} = \frac{2\alpha^2(1 - \delta^*)}{[1 + \alpha^2(1 - \delta^*)^2]^2}. \qquad (5.46)$$

Один из основных факторов, определяющих коэффициент k_p^*,— соотношение α. Определим максимум функции k_p^* в области нейтрального положения золотника ($\delta^* = 0$), приравняв к нулю ее производную по соотношению α:

$$\frac{dk_p^*}{d\alpha} = \frac{4\alpha(1 + \alpha^2)^2 - 8\alpha^3(1 + \alpha^2)}{(1 + \alpha^2)^4} = 0.$$

Решением этого уравнения является $\alpha = 1$. Функция k_p^* имеет максимум при равенстве проводимостей постоянного дросселя и следящего золотника (в нейтральном положении), а это значит, что максимальная жесткость системы обеспечивается при $\alpha = 1$. Зная это соотношение, можно определить размеры постоянного дросселя:

$$d_{др} = 2\sqrt{(\mu/\mu_{др})\, d\delta_0}.$$

С учетом полученного $\alpha = 1$ из уравнения (5.45) найдем давление в поршневой полости цилиндра при нейтральном положении золотника ($\delta^* = 0$):

$$p_1^* = {}^1/_2, \quad \text{или} \quad p_1 = ({}^1/_2)\, p_н.$$

При этом условие статического равновесия цилиндра (в отсутствии нагрузки) запишется в виде

$$p_1 F = p_н F', \quad \text{или} \quad ({}^1/_2)\, p_н F = p_н F'.$$

Отсюда определится оптимальное значение передаточной функции гидроцилиндра:

$$W_F = F'/F = {}^1/_2.$$

Условие равновесия исполнительного гидроцилиндра таково:

$$p_1 F - p_н F' = P, \quad \text{или} \quad p_1^* - W_F = P/p_н F = p^*,$$

или с учетом оптимального значения $W_F = {}^1/_2$:

$$p_1^* = p^* + {}^1/_2.$$

Подставляя это значение p_1^* в уравнение (5.44) и учитывая, что $Q = v_c F$ и $G_{др} = G$, получаем уравнение *статической характеристики привода*

$$v_c = (\mu b/F)\,\delta_0 \sqrt{(1/\rho)\,p_н}\,[\sqrt{1-2p^*} - (1-\delta^*)\sqrt{1+2p^*}]. \quad (5.47)$$

В отсутствии нагрузки ($p^* = 0$) уравнение (5.47) можно записать в виде $v_c = k_v^0 \delta$, откуда $k_v^0 = (\mu b/F)\sqrt{(1/\rho)\,p_н}$. Это показывает, что коэффициент усиления по скорости в отсутствии нагрузки для следящего привода с однокромочным золотником в два раза меньше, чем для приводов с двух- и четырехкромочным золотником. Но чтобы иметь возможность сравнивать рассматриваемые следящие приводы, примем условно и для приводов с однокромочным золотником прежнее значение коэффициента k_v^0. С учетом этого уравнение (5.47) статической характеристики запишется в виде [12]

$$v_c^* = ({}^1/_2)\,[\sqrt{1-2p^*} - (1-\delta^*)\sqrt{1+2p^*}],$$

или

$$\delta^* = \frac{2v_c^*}{\sqrt{1+2p^*}} + \frac{\sqrt{1+2p^*} - \sqrt{1-2p^*}}{\sqrt{1+2p^*}}. \quad (5.48)$$

Статические характеристики привода с однокромочным золотником ($W_F = 0{,}5$ и $\alpha = 1$), построенные по уравнению (5.48) (рис. 5.35), несимметричны, т. е. при разных направлениях действия нагрузки характеристики привода значительно отличаются.

Скоростная ошибка, полученная из уравнения (5.48) при $p^* = 0$,

$$\delta_v^* = 2v_c^*; \quad \delta_v = 2\,(v_c/k_v^0).$$

Коэффициент усиления по скорости

$$k_v^* = dv_c^*/d\delta^* = ({}^1/_2)\sqrt{1+2p^*}. \quad (5.49)$$

Зависимость $k_v^* = f(p^*)$ представлена кривой *3* на рис. 5.30. Коэффициент усиления по скорости при нулевой нагрузке в два раза меньше коэффициентов усиления приводов с двух- и четырехкромочным золотниками, но с увеличением положительной нагрузки (воспринимается большей площадью цилиндра) он

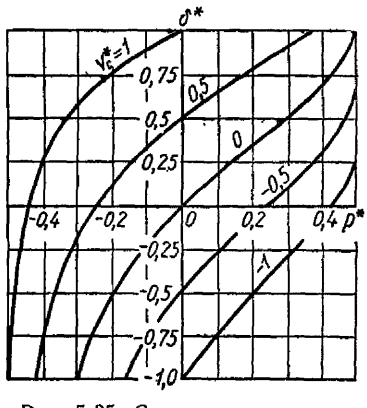


Рис. 5.35. Статические характеристики следящего привода с однокромочным золотником

возрастает и при $p^* = 0{,}5$ становится равным коэффициенту k_v^* привода с двухкромочным золотником. При увеличении отрицательной нагрузки (воспринимается меньшей площадью цилиндра) коэффициент k_v^* уменьшается до нуля при $p^* = -0{,}5$. Если переориентировать следящий привод (гидродвигатель со следящим золотником) на 180° по отношению к принятым направлениям действия нагрузок, то изменение коэффициента k_v^* будет описываться кривой *4* на рис. 5.30.

Тяговую ошибку определяем из уравнения (5.48), приняв $v_0^* = 0$:

$$\delta_p^* = \frac{\sqrt{1+2p^*} - \sqrt{1-2p^*}}{\sqrt{1+2p^*}}.$$

Тяговая ошибка характеризуется *коэффициентом усиления по нагрузке*. Для определения k_p решим уравнение (5.48) относительно p^* и продифференцируем его по δ^*:

$$p^* = \frac{1}{2}\,\frac{1-(1-\delta^*)^2}{1+(1-\delta^*)^2}; \quad k_p^* = \frac{2(1-\delta^*)}{[1+(1-\delta^*)^2]^2},$$

или, подставив значение δ^* из уравнения (5.48):

$$k_p^* = (1/2)(1+2p^*)\sqrt{1-(2p^*)^2}. \qquad (5.50)$$

Жесткость k_p этого привода (рис. 5.31, кривая *3*) при нулевой нагрузке в два раза меньше жесткости привода с двухкромочным золотником и в четыре раза меньше жесткости привода с четырехкромочным золотником. Если повернуть следящий привод на 180° по отношению к принятым направлениям действия нагрузок, то характер изменения жесткости в этом случае определится кривой *4*.

Аналогично уже рассмотренным приводам определяется *зона нечувствительности* (см. рис. 5.32):

$$\delta_н^* = \frac{\sqrt{1+2p_{тр}^*} - \sqrt{1-2p_{тр}^*}}{\sqrt{1+2p_{тр}^*}}.$$

Энергетические показатели следящих приводов. КПД рассмотренных следящих приводов можно определить по формуле

$$\eta = Pv_c/p_н Q_0 = p^* v_c^*/Q_0^*, \qquad (5.51)$$

где Q_0^* — относительный расход на входе следящего привода. Для привода с четырехкромочным золотником

$$Q_0 = Q_1 + Q_3.$$

Подставляя значения расходов Q_1 и Q_3 [уравнения (5.24)] и переходя к относительным величинам, получаем

$$Q_0^* = Q_0/k_Q^0\delta_0 = (1/2)[(1+\delta^*)\sqrt{1-p^*} + (1-\delta^*)\sqrt{1+p^*}]. \qquad (5.52)$$

Для приводов с двухкромочным и однокромочным золотниками на вход в следящий золотник необходимо подавать расход Q_1, но поскольку сюда поступает и дополнительный расход (дифференциальный цилиндр) $W_F Q$, вытесняемый из штоковой полости цилиндра, то расход

Q_0 на входе привода следует уменьшать на эту величину. При $W_F = {}^1/_2$

$$Q_0 = Q_1 - ({}^1/_2)\,Q = Q_1 - ({}^1/_2)\,(Q_1 - Q_2) = ({}^1/_2)\,(Q_1 + Q_2).$$

Подставляя в это уравнение значения расходов Q_1 и Q_2, получим для привода с двухкромочным золотником [уравнение (5.36)]

$$Q_0^* = ({}^1/_4)\,[(1 + \delta^*)\sqrt{1 - 2p^*} + (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}] \qquad (5.53)$$

и для привода с однокромочным золотником [уравнение (5.43)]

$$Q_0^* = ({}^1/_4)\,[\sqrt{1 - 2p^*} + (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}]. \qquad (5.54)$$

Зависимость расхода Q_0^* от нагрузки p^* представлена кривыми *1* для привода с однокромочным золотником [уравнение (5.54)], *2* — с двухкромочным золотником [уравнение (5.53)] и *3* — с четырехкромочным золотником [уравнение (5.52)] на рис. 5.36. При этом сплошными линиями показаны зависимости при $v_c^* = 0$, а штриховыми — при $v_c^* = 0{,}2$. Как видим, с увеличением нагрузки расход на входе привода уменьшается, т. е. уменьшается подводимая мощность, так как приводы работают при $p_н = \text{const}$. В то же время увеличение нагрузки приводит к увеличению полезной мощности и, следовательно, КПД привода. Кроме того, расход Q_0^* уменьшается и с увеличением скорости слежения (штриховые линии на рис. 5.36). Подставив в уравнение (5.51) значения скоростей v_c^* соответствующих приводов [уравнения (5.30), (5.38) и (5.40)], получаем выражение КПД для привода с четырехкромочным золотником:

$$\eta = p^* \frac{(1 + \delta^*)\sqrt{1 - p^*} - (1 - \delta^*)\sqrt{1 + p^*}}{(1 + \delta^*)\sqrt{1 - p^*} + (1 - \delta^*)\sqrt{1 + p^*}}, \qquad (5.55)$$

с двухкромочным золотником:

$$\eta = 2p^* \frac{(1 + \delta^*)\sqrt{1 - 2p^*} - (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}}{(1 + \delta^*)\sqrt{1 - 2p^*} + (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}} \qquad (5.56)$$

и с однокромочным золотником:

$$\eta = 2p^* \frac{\sqrt{1 - 2p^*} - (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}}{\sqrt{1 - 2p^*} + (1 - \delta^*)\sqrt{1 + 2p^*}}. \qquad (5.57)$$

Построенные по уравнениям (5.55)...(5.57) зависимости КПД от нагрузки представлены на рис. 5.37 соответственно штриховыми кривыми *4*, *2* и *1* для скорости слежения $v_c^* = 0{,}2$. Очевидно, что

Рис 5 36 Зависимости расхода на входе следящего привода от нагрузки

Рис. 5.37. Зависимость КПД следящих приводов от нагрузки

наиболее высоким КПД обладают приводы с однокромочным золотником, а наиболее низким — с четырехкромочным золотником при одних и тех же нагрузках. Однако привод с четырехкромочным золотником может воспринимать бо́льшие нагрузки. КПД привода возрастает также с увеличением скорости слежения из-за уменьшения расхода на входе. Так, для привода с четырехкромочным золотником КПД значительно выше при скорости слежения $v_c^* = 0{,}4$ (кривая *3*), чем при скорости $v_c^* = 0{,}2$ (кривая *4*). Эти зависимости справедливы для постоянных скоростей слежения, т. е. для случаев, когда изменение нагрузки вызывает изменение смещения золотника, так что скорость слежения остается постоянной. В силу этого выводы становятся недействительными при нагрузках $p^* = 1$ для привода с четырехкромочным золотником и $p^* = 0{,}5$ для остальных приводов.

Заметим, что увеличение КПД с увеличением нагрузки происходит из-за уменьшения расхода на входе Q_0^*. Но источник питания фактически не обеспечивает соблюдения условия $p_н = \text{const}$. Обеспечивать в приводе требуемый расход Q_0^* при $p_н = \text{const}$ можно только источником питания, насос которого регулируется по давлению (автомат мощности) [13]. Следовательно, полученные зависимости КПД справедливы только для следящих приводов с регулируемым источником питания (автоматом мощности), хотя в этом случае речь идет уже о КПД не собственно следящего привода, а сложной автоматической системы. Если же давление $p_н$ поддерживается переливным клапаном, что чаще всего и бывает на практике, то избыток расхода сбрасывается на слив через переливной клапан. В этом случае уменьшение Q_0^* не увеличивает КПД, так как применяется насос постоянной производительности. Насос должен иметь производительность не ниже $Q_0^* = 1$ для привода с четырехкромочным золотником и $Q_0^* = 0{,}5$ для приводов с двух- и однокромочным золотником (см. рис. 5.36). Подставляя эти значения Q_0^* в уравнение (5.51), получаем выражения для КПД следящих приводов, у которых давление регулируется переливным клапаном, с четырехкромочным золотником:

$$\eta = p^* v_c^* \tag{5.58}$$

и с одно- и двухкромочным золотником:

$$\eta = 2p^* v_c^*. \tag{5.59}$$

Зависимости $\eta = f(p^*)$ для $v_c^* = 0{,}2$, построенные по уравнениям (5.58) и (5.59), показаны соответственно сплошными линиями *2* и *1* на рис. 5.37. КПД следящих приводов увеличивается с увеличением нагрузки и скорости слежения, но является незначительным.

Динамический расчет. Точность и жесткость гидравлических следящих приводов, определяемые их статическими характеристиками, могут быть достигнуты лишь при обеспечении устойчивости следящих движений рабочих органов станков.

Динамический расчет должен определить параметры (или проверить параметры, полученные в статическом расчете), удовлетворяющие заданным показателям динамического качества привода. В дина-

мическом расчете составляют и в последствии решают дифференциальные уравнения движения исполнительных рабочих органов. Это чрезвычайно сложная задача, так как отдельные элементы следящего привода описываются нелинейными статическими характеристиками. Для выполнения поставленной задачи в общем виде (в первом приближении) рассматривают линеаризованную модель гидравлического следящего привода, пренебрегая существенными нелинейностями типа кулонового (сухого) трения и насыщения и линеаризуя статические характеристики.

Гидравлический следящий привод с четырехкромочным золотником (см. рис. 5.28). Динамический расчет, т. е. получение дифференциальных уравнений движения привода, проводим, совместно решая уравнения расхода жидкости в контуре золотник — гидродвигатель и уравнения динамического равновесия гидродвигателя с исполнительным рабочим органом.

Уравнения неразрывности потоков жидкости соответственно через левую и правую проточки золотника будут

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= Q + Q_2 + Q'_{сж} + Q_{ут}; \\ Q_4 &= Q + Q_3 - Q''_{сж} + Q_{ут}, \end{aligned}\right\} \qquad (5.60)$$

где $Q'_{сж}$, $Q''_{сж}$ — расходы для компенсации сжимаемости жидкости и податливости элементов гидропривода соответственно для левой и правой полостей цилиндра; $Q_{ут}$ — расход для компенсации утечек жидкости (из одной полости цилиндра в другую).

Складывая уравнения (5.60) одно с другим, получаем уравнение баланса расходов в приводе:

$$Q_д = Q + Q_{сж} + Q_{ут}, \qquad (5.61)$$

где $Q_д = (1/2)[(Q_1 - Q_2) + (Q_4 - Q_3)]$;

$$Q_{сж} = (1/2)(Q'_{сж} - Q''_{сж}). \qquad (5.62)$$

Рассмотрим поочередно составляющие этого уравнения. Расход $Q_д$ определяется расходами Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4 через щели управляющего золотника, которые описываются уравнениями (5.24). Эти уравнения представляют собой нелинейные зависимости двух переменных: δ и p_1 или δ и p_2. Это приводит к получению нелинейных дифференциальных уравнений движения привода, решение которых представляет значительные трудности, а результаты решений имеют большие отклонения от действительных, реальных характеристик. Поскольку следящие приводы применяют в станках для копировальных устройств высокой точности, то переменные уравнений (5.24) имеют незначительные отклонения от их установившихся значений. В этих условиях возможна линеаризация нелинейных зависимостей в области незначительных отклонений (вариации) параметров. Линеаризуем уравнения (5.24), разложив их в ряд Тейлора по двум переменным δ и p_1 или δ и p_2. При этом начальные значения переменных, в окрестности которых производится линеаризация, определяются начальными условиями, когда рабочий орган находится в состоянии равновесия, $\delta_н = 0$; $p_{1н} = (1/2)\,p_н$; $p_{2н} = (1/2)\,p_н$. Ограничиваясь первой производной

разложения, для расхода Q_1 получаем

$$Q_1 = (1/2)\, k_Q^0 \delta_0 + (1/2)\, k_Q^0 (\delta - \delta_н) - (1/2)\, k_Q^0 (2\delta_0/2p_н)(p_1 - p_{1н}),$$

или

$$Q_1 = (3/4)\, k_Q^0 \delta_0 + (1/2)\, k_Q^0 \delta - k_{Qp} p_1,$$

где k_{Qp} — коэффициент усиления по расходу в зависимости от нагрузки:

$$k_{Qp} = dQ_1/dp_1 = (1/2)\, k_Q^0 (\delta_0/p_н) = \mu b \delta_0 / \sqrt{\rho p_н}.$$

Аналогично линеаризуем остальные расходы и получаем систему линейных уравнений

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= (3/4)\, k_Q^0 \delta_0 + (1/2)\, k_Q^0 \delta - k_{Qp} p_1; \\ Q_2 &= (1/4)\, k_Q^0 \delta_0 - (1/2)\, k_Q^0 \delta + k_{Qp} p_1; \\ Q_3 &= (3/4)\, k_Q^0 \delta_0 - (1/2)\, k_Q^0 \delta - k_{Qp} p_2; \\ Q_4 &= (1/4)\, k_Q^0 \delta_0 + (1/2)\, k_Q^0 \delta + k_{Qp} p_2. \end{aligned}\right\} \quad (5.63)$$

Подставляя значения расходов [уравнения (5.63)] в уравнение (5.62), получаем

$$Q_д = Q_\delta - Q_p, \quad (5.64)$$

где Q_δ — расход, зависящий от смещения золотника:

$$Q_\delta = k_Q^0 \delta; \quad (5.65)$$

Q_p — расход, зависящий от нагрузки привода:

$$Q_p = k_{Qp}(p_1 - p_2) = k_{Qp} p. \quad (5.66)$$

Расход Q, необходимый для перемещения рабочего органа со скоростью слежения v_c, без учета сжимаемости жидкости будет

$$Q = Fv_c = F(dy/dt) = Fsy, \quad (5.67)$$

где s — оператор дифференцирования (оператор Лапласа):

$$s = d/dt.$$

В динамических расчетах необходимо учитывать сжимаемость рабочей жидкости в управляемых объемах:

$$Q_{сж} = (1/2)(Q'_{сж} - Q''_{сж}). \quad (5.68)$$

В большинстве случаев при коротких трубопроводах, соединяющих гидродвигатель с золотником, практически достаточно учитывать лишь сжимаемость жидкости в полостях гидроцилиндра:

$$Q'_{сж} = V_1 \beta_{пр} (dp_1/dt), \quad (5.69)$$

$$Q''_{сж} = V_2 \beta_{пр} (dp_2/dt), \quad (5.70)$$

где V_1, V_2 — сжимаемые объемы жидкости: $V_1 = FL_1$; $V_2 = FL_2$; L_1, L_2 — длины левой и правой полостей цилиндра; $\beta_{пр}$ — приведенный коэффициент сжимаемости жидкости с учетом податливости трубопроводов и цилиндра. В случаях, когда объем жидкости в трубопроводах соизмерим с объемом жидкости в полостях гидроцилиндра, необходимо учитывать сжимаемость жидкости и в трубопроводах.

Продифференцировав уравнение (5.25) по времени t, получим

$$dp_1/dt = -dp_2/dt. \tag{5.71}$$

Подставляя уравнения (5.69)...(5.71) в уравнение (5.68) и производя несложные преобразования, получаем

$$Q_{сж} = (1/4)\, FL\beta_{пр}\,(dp/dt) = (1/4)\, FL\beta_{пр} sp, \tag{5.72}$$

где L — длина хода цилиндра: $L = L_1 + L_2$.

Утечки жидкости из одной полости цилиндра в другую пропорциональны перепаду давлений в полостях:

$$Q_{ут} = cp, \tag{5.73}$$

где c — коэффициент пропорциональности, зависящий от размера цилиндра и вида уплотнений.

Наконец, условие динамического равновесия рабочего органа запишется в виде

$$pF = M\,(d^2y/dt^2) + f\,(dy/dt) + P,$$

или в операторной форме:

$$pF = Ms^2y + fsy + P, \tag{5.74}$$

где M — приведенная к гидроцилиндру масса перемещаемых частей привода; f — коэффициент составляющей силы трения, пропорциональной скорости скольжения (коэффициент вязкого трения).

Полученные уравнения (5.61), (5.64)...(5.67), (5.72)...(5.74) с учетом уравнения (5.22) обратной связи представляют собой математическую модель динамики процесса слежения:

$$\left.\begin{aligned}
&Q_д = Q + Q_{сж} + Q_{ут};\\
&Q_д = Q_\delta - Q_p;\\
&Q_\delta = k_Q^0 \delta;\\
&Q_p = k_{Qp} p;\\
&Q = Fsy;\\
&Q_{сж} = (1/4)\, FL\beta_{пр} sp;\\
&Q_{ут} = cp;\\
&pF = Ms^2y + fsy + P;\\
&\delta = x - y.
\end{aligned}\right\} \tag{5.75}$$

Совместное решение уравнений (5.75) математической модели привода позволяет получить дифференциальное уравнение движения, но решение его представляет значительные трудности. Простейший и наиболее наглядный способ анализа привода и получения передаточных функций — рассмотрение структурной схемы привода. Эта схема позволяет также легко составить модель привода для ее расчета на электронных аналоговых машинах.

С использованием уравнений (5.75) математической модели построена структурная схема рассматриваемого привода (рис. 5.38). Производя соответствующие действия над передаточными функциями отдельных динамических звеньев, получаем передаточную функцию

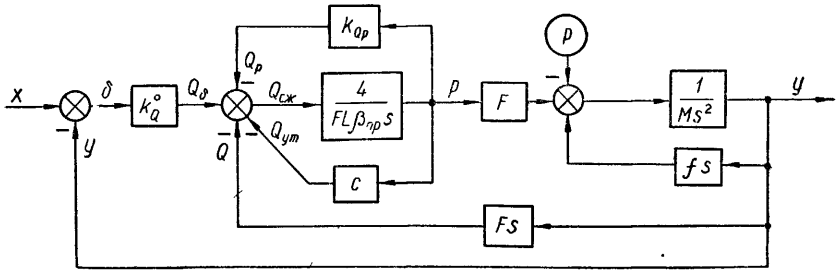


Рис. 5.38. Структурная схема следящего привода

разомкнутого привода по управляющему воздействию:

$$W(s) = \frac{k_Q^0 F}{s(Ms+f)[(1/4)FL\beta_{пр}s + k_{Qp} + c] + F^2 s} \qquad (5.76)$$

и передаточную функцию замкнутого привода:

$$W_0(s) = \frac{k_Q^0 F}{s(Ms+f)[(1/4)FL\beta_{пр}s + k_{Qp} + c] + F^2 s + k_Q^0 F}. \qquad (5.77)$$

Устойчивость следящего привода. Цель динамического расчета — определить устойчивость привода. Существует много способов определения устойчивости, которые чаще всего базируются на рассмотрении характеристического уравнения привода. Последнее можно получить по передаточной функции разомкнутого привода $1 + W(s) = 0$, которое является просто знаменателем передаточной функции замкнутого привода:

$$s(Ms+f)[(1/4)FL\beta_{пр}s + k_{Qp} + c] + F^2 s + k_Q^0 F = 0.$$

Это уравнение можно представить в стандартном виде:

$$a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0, \qquad (5.78)$$

где $a_0 = \frac{ML\beta_{пр}}{4k_Q^0}$; $a_1 = \frac{(1/4)FL\beta_{пр} + M(k_{Qp}+c)}{Fk_Q^0}$; $a_2 = \frac{F^2 + f(k_{Qp}+c)}{Fk_Q^0}$;

$$a_3 = 1.$$

Точность слежения, как и другие показатели качества привода, имеет смысл только в случае устойчивости привода. О последнем можно судить по корням характеристического уравнения (5.78), но для этого требуется его решение. Более просто на этот вопрос можно ответить, используя критерий устойчивости Гурвица [23]. Поскольку рассматриваемый привод описывается уравнением третьего порядка, то для него условие устойчивости выражается, во-первых, в положительности всех коэффициентов характеристического уравнения (5.78) и, во-вторых, в положительности определителя Гурвица, составленного из этих коэффициентов:

$$a_0 > 0; \quad a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0;$$

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} > 0, \quad \text{или} \quad a_1 a_2 / a_0 a_3 > 1.$$

Недостатком критерия устойчивости Гурвица является невозможность определить запас устойчивости. Кроме того, он не раскрывает влияния отдельных параметров на устойчивость привода. Для определения этого влияния, что особо важно в случае синтеза (проектирования) нового привода, необходимо построить области устойчивости, т. е. определить такие области значений параметров, при которых привод устойчив. Наиболее просто это осуществляется по методу D-разбиения или с помощью диаграммы Вышнеградского.

По методу D-разбиения колебательной границе устойчивости соответствует равенство нулю характеристического комплекса $D(j\omega) = 0$, который получается заменой в характеристическом уравнении (5 78) переменной s на $j\omega$. Отсюда определяют два уравнения границы устойчивости:

$$\left.\begin{aligned} X &= a_3 - a_1\omega^2 = 0; \\ Y &= a_2 - a_0\omega^2 = 0, \end{aligned}\right\}$$

или с учетом значения коэффициентов:

$$\left.\begin{aligned} X &= Fk_Q^0 - (1/4) fFL\beta_{\text{пр}}\omega^2 - M(k_{Qp} + c)\omega^2 = 0; \\ Y &= 4F^2 + 4f(k_{Qp} + c) - MFL\beta_{\text{пр}}\omega^2 = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (5\ 79)$$

Здесь ω — частота гармонических колебаний привода.

Чтобы определить влияние на устойчивость площади F, нужно по уравнениям (5.79) построить область устойчивости в плоскости двух параметров k_Q^0 — F. Для этого в уравнения (5.79) подставляем значения всех параметров привода, кроме k_Q^0 и F. Изменяя теперь ω от 0 до ∞, вычисляем k_Q^0 и F, характеризующие границу устойчивости. В действительности ω нужно изменять в пределах, близких к реальным значениям площадей F. Аналогично можно найти влияние других параметров на устойчивость привода.

Определяя влияние на устойчивость привода площади F цилиндра, массы M перемещаемых частей и коэффициента c утечек жидкости из одной полости цилиндра в другую, по уравнениям (5 79) построим области устойчивости для следующих значений параметров рассматриваемого привода: $p_{\text{н}} = 1$ МПа, $M = 140$ кг; $f = 1{,}5 \cdot 10^3$ Н · с/м; $L = 8{,}5$ см; $F = 63{,}6$ см^2; $\beta_{\text{пр}} = 9 \cdot 10^{-6}$ см^2/Н; $k_{Qp} = 1{,}9$ см^5/Н · с; $\delta_0 = 0{,}007$ см (рис. 5.39). При этом штриховка направлена внутрь области. Построенные области устойчивости позволяют судить о влиянии отдельных параметров на устойчивость привода. Например, увеличение коэффициента утечек c повышает устойчивость (рис. 5.39, *в*). Это часто используют для обеспечения устойчивости привода (увеличения запаса устойчивости) при заданной точности слежения. Без существенного уменьшения статической точности устойчивость привода увеличивают его искусственным демпфированием (повышают коэффициент утечек c за счет соединения обеих полостей цилиндра через дроссель).

Для исследования устойчивости привода, движение которого описывается линейным дифференциальным уравнением третьего порядка, И А. Вышнеградский предложил диаграмму в безразмерных координатах U — Z (рис. 5.39, *г*). При этом безразмерные величины U и Z

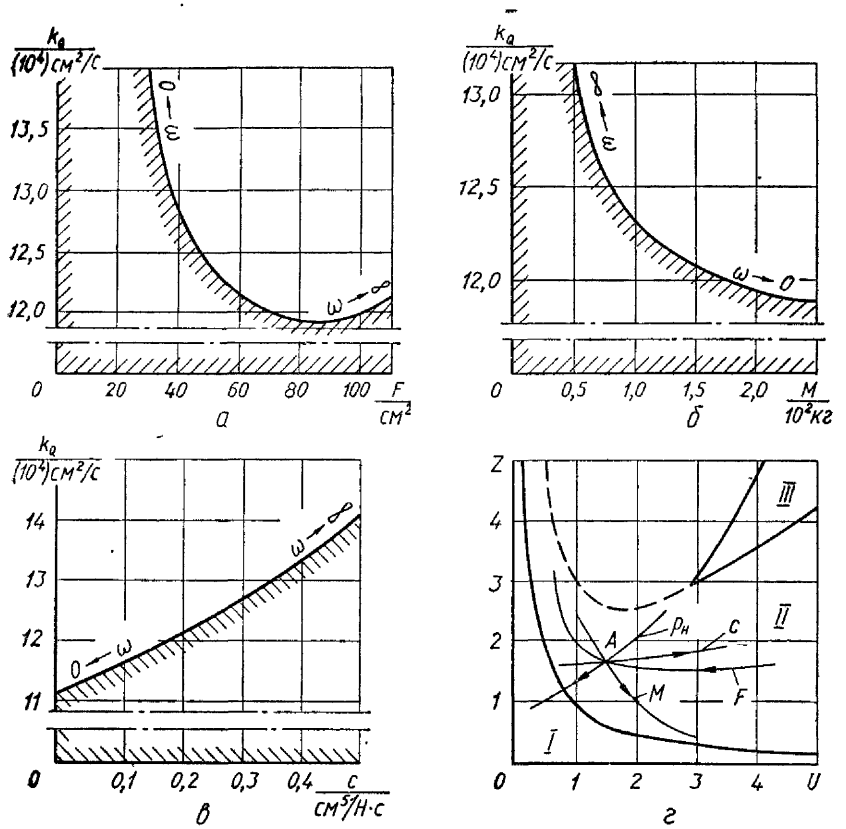


Рис. 5.39. Области устойчивости следящих приводов:
а — $k_Q^0 - F$; *б* — $k_Q^0 - M$; *в* — $k_Q^0 - c$; *г* — $Z - U$

выражаются через коэффициенты характеристического уравнения (5.78):

$$U = a_1/\sqrt[3]{a_0^2}; \quad Z = a_2/\sqrt[3]{a_0}.$$

Нетрудно показать, что уравнение границы устойчивости выражается гиперболой Вышнеградского $UZ = 1$. Следовательно, диаграмма делит плоскость исследуемых параметров на три основные области. В области *I* привод неустойчив, в области *II* — устойчив и в области *III* — апериодически устойчив. С учетом значений коэффициентов характеристического уравнения получаем выражения безразмерных параметров:

$$U = \frac{\frac{1}{4} fFL\beta_{пр} + M(k_{Qp} + c)}{k_Q^0 F} \sqrt[3]{\left(\frac{4k_Q^0}{ML\beta_{пр}}\right)^2};$$

$$Z = \frac{F^2 + f(k_{Qp} + c)}{k_Q^0 F} \sqrt[3]{\frac{4k_Q^0}{ML\beta_{пр}}}. \qquad (5.80)$$

Чтобы исследовать влияние отдельных параметров на устойчивость привода, по уравнениям (5.80) вычисляют значения U и Z при разных значениях исследуемого параметра. По полученным U и Z на диаграмме строят кривую, точки которой соответствуют параметрам привода и переменным значениям исследуемого параметра. Стрелку на кривой направляют в сторону увеличения этого параметра. Теперь по направлению кривой (к границе устойчивости или от нее) судят о влиянии параметра на устойчивость. На рис. 5.39, *г* нанесены четыре кривые, характеризующие влияние параметров $p_н$, F, c и M на устойчивость привода для указанных выше значений других параметров рассматриваемого привода. Очевидно, что повышение давления $p_н$ или массы M уменьшает устойчивость (соответствующие кривые приближаются к границе устойчивости), а рост площади F и коэффициента утечек c увеличивает устойчивость (соответствующие кривые удаляются от границы устойчивости). Точка A пересечения всех кривых характеризует привод с заданными параметрами.

Оценка качества регулирования. Качество работы следящего привода характеризуется значением ошибки, т. е. разностью между действительным и требуемым значениями регулируемой величины.

Определить показатели качества можно, например, по кривой переходного процесса, которая является графическим решением дифференциального уравнения движения привода. Как известно, такое решение затруднительно. Поэтому для получения кривой переходного процесса воспользуемся теорией комплексных переменных. Известно, что каждому оригиналу (функции на действительной плоскости) соответствует изображение (функция на комплексной плоскости). Переход от оригиналов к изображениям и наоборот может осуществляться, например, преобразованием Лапласа. Достоинство этого преобразования заключается в том, что операции дифференцирования и интегрирования оригинала заменяются алгебраическими действиями над изображениями. Решение поставленной задачи, таким образом, сводится к отысканию по передаточной функции замкнутого привода изображения выходной величины, а затем с использованием таблицы соответствия оригиналов изображениям по Лапласу — к получению оригинала, т. е. аналитического выражения кривой переходного процесса.

Поскольку передаточная функция замкнутого привода представляет собой отношение выходного $y(t)$ и входного $x(t)$ воздействий (оригиналов), равно как и отношение изображений по Лапласу $y(s)$ и $x(s)$ этих же величин:

$$W_0(s) = y(t)/x(t) = y(s)/x(s),$$

то отсюда легко определить изображение по Лапласу $y(s)$ выходной величины:

$$y(s) = W_0(s)\,x(s). \qquad (5.81)$$

Наиболее часто для исследования следящих приводов применяют типовые входные воздействия в виде единичной ступенчатой функции. Она представляет собой внезапный скачок управляющего (возмущающего) воздействия. Например, в нашем случае — это смещение

следящего золотника на некоторую постоянную величину $x_0(t)$. Ее изображение по Лапласу будет

$$x(s) = x_0/s. \tag{5.82}$$

Пусть решение характеристического уравнения (5.78) дает три корня: S_1, $S_2 \pm j\omega_1$. Тогда передаточную функцию замкнутой системы можно представить в виде

$$W_0(s) = A/(s - S_1)[(s - S_2)^2 + \omega_1^2], \tag{5.83}$$

где $A = 4k_Q^0/ML\beta_{пр}$.

Подставляя в формулу (5.81) значения величин $x(s)$ и $W_0(s)$ [уравнения (5.82), (5.83)], получаем изображение по Лапласу выходной величины:

$$y(s) = Ax_0/s(s - S_1)[(s - S_2)^2 + \omega_1^2].$$

Теперь по таблице соответствия оригиналов изображениям Лапласа находим оригинал, т. е. уравнение кривой переходного процесса:

$$y(t) = Ax_0[A_0 e^{S_2 t}\sin(\omega_1 t + \alpha) + B_0 e^{S_1 t} + K_0], \tag{5.84}$$

где $A_0 = \dfrac{1}{\omega_1}\dfrac{1}{\sqrt{S_2^2 + \omega_1^2}\sqrt{(S_2 - S_1)^2 + \omega_1^2}}$;

$$B_0 = 1/S_1[(S_1 - S_2)^2 + \omega_1^2]; \quad K_0 = -1/S_1(S_2^2 + \omega_1^2);$$

$$\alpha = -\operatorname{arctg}[\omega_1/(S_2 - S_1)] - \operatorname{arctg}(\omega_1/S_2).$$

По уравнению (5.84) для приведенных ранее значений параметров рассматриваемого привода построена кривая переходного процесса (рис. 5.40). Она показывает точность слежения в каждый момент времени переходного процесса.

Склонность привода к колебаниям, а следовательно, и запас устойчивости могут быть охарактеризованы максимальным значением выходной величины y_{max} или перерегулированием σ. Допустимое перерегулирование устанавливается на основании опыта эксплуатации следящих приводов. Для приводов копировальных устройств станков допустимое перерегулирование $[\sigma] \approx 50$ %. В некоторых случаях оно недопустимо совсем, в других разрешается до 70 %.

Быстродействие привода оценивается степенью устойчивости η_c либо временем переходного процесса $t_п$. Степень устойчивости — это абсолютное значение вещественной части ближайшего к мнимой оси корня характеристического уравнения. В нашем случае $\eta_c = S_1$, так как $|S_1| < |S_2|$. Время переходного процесса $t_п$ — время от момента приложения на входе скачкообразного сигнала до момента, когда отклонение выходной величины не превышает допустимого отклонения Δ от установившегося ее

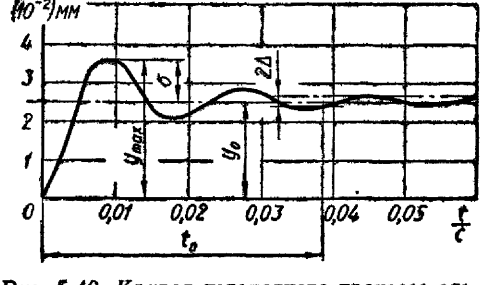


Рис. 5.40. Кривая переходного процесса следящего привода

значения. Для следящих приводов металлорежущих станков обычно $\Delta = 1...5$ %. Время переходного процесса определяется по кривой переходного процесса. Предельное значение времени $t_п$ можно определить аналитически:

$$t_п \leqslant (1/\eta_c) \ln (1/\Delta).$$

Запас устойчивости привода оценивается таким показателем качества, как колебательность $\mu_к$, которая представляет собой отношение мнимой части корня (угловой частоты колебаний) к вещественной (коэффициенту затухания):

$$\mu_к = \omega_1/S_2.$$

Допустимая колебательность следящего привода

$$[\mu_к] = \frac{2\pi}{\ln [1/(1-\xi)]},$$

где ξ — затухание за один период. Для нормальных следящих приводов за оптимальное можно принимать затухание $\xi = 80...90$ %, так как в этом случае даже при перерегулировании $\sigma = 50$ % отклонение выходной величины после двух колебаний не превысит 2... 0,5 % ее установившегося значения. Для значения $\xi = 80$ % допустимая колебательность $[\mu_к] \approx 3$.

5.6. Корректирующие устройства гидравлических следящих приводов

Наиболее существенный недостаток однокоординатных следящих приводов дроссельного регулирования — непостоянство скорости v по контуру обработки (см. рис. 5.21). Эта скорость зависит от угла β наклона профиля: $v = v_1/\cos \beta$. Следовательно, при обработке фасонных деталей, для которых угол β изменяется в широких пределах, результирующая скорость v по контуру обработки изменяется тоже в широких пределах. Это приводит к непостоянству ошибок обработки и качества обработанной поверхности по длине обрабатываемой детали. Кроме того, при значительных скоростях слежения и нагрузках следящие приводы копировальных устройств характеризуются большими ошибками слежения, что не всегда удовлетворяет техническим требованиям, предъявляемым к металлорежущим станкам. Для обеспечения постоянства результирующей скорости по контуру обработки, а также для уменьшения ошибки слежения применяют различные корректирующие устройства.

Корректирующие устройства, обеспечивающие постоянство скорости по контуру. Такая коррекция в однокоординатных следящих приводах достигается за счет автоматического изменения задающей скорости таким образом, чтобы результирующая оставалась постоянной. Схема такого следящего привода представлена на рис. 5.41. Здесь следящая скорость v_0 направлена под углом $\gamma = 90°$ к задающей $v_з$. Для следящего движения рабочей каретки *4* применен следящий привод с четырехкромочным золотником *5* и неподвижным гидроцилиндром *6*. Резец *1*, закрепленный на следящей каретке *4*, обрабатывает деталь *2*, повторяя на ней профиль копира *3*. При этом жидкость,

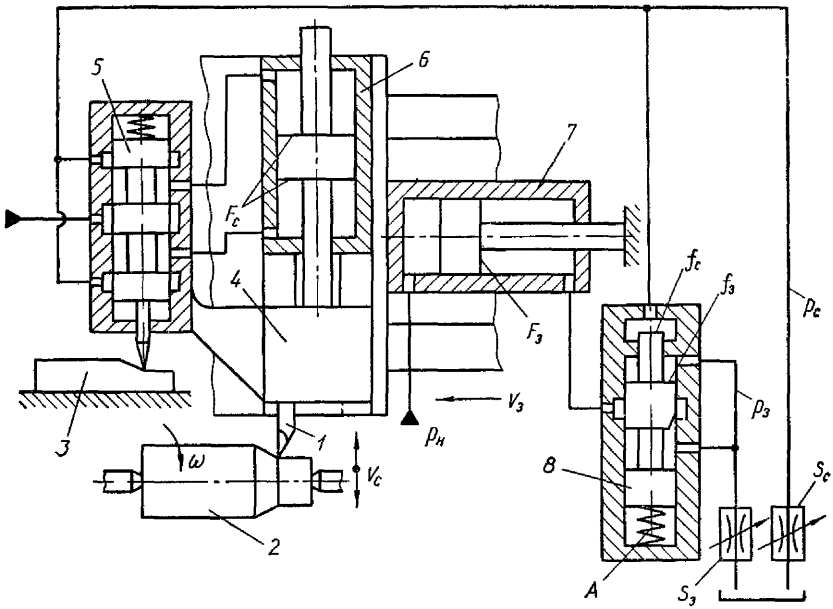


Рис. 5.41. Схема следящего привода с корректирующим устройством для поддержания постоянной скорости по контуру обработки

вытесняемая из следящего цилиндра *6*, через золотник *5* направляется на слив через выходной дроссель S_c. Задающая скорость суппорта осуществляется гидроцилиндром *7*, а слив жидкости из этого цилиндра происходит через выходной дроссель $S_з$. Очевидно, что перепад давлений p_c и $p_з$ на дросселях S_c и $S_з$ пропорционален квадрату расходов жидкости, протекающих через них и вытесняемых соответственно из следящего и задающего цилиндров, а следовательно, и квадрату скоростей перемещения следящего и задающего цилиндров Равномерность результирующей скорости поддерживается постоянством суммы перепадов давлений жидкости на дросселях S_c и $S_з$ следящей и задающей скоростей: $p_c + p_з = \text{const}$. Это постоянство поддерживается корректирующим устройством *8*. Очевидно, что постоянство суммы давлений p_c и $p_з$ равносильно постоянству суммы квадратов следящей и задающей скоростей: $v_c^2 + v_з^2 = \text{const}$. В свою очередь, постоянство суммы квадратов скоростей v_c и $v_з$ ($\gamma = 90°$) соответствует закону окружности и обеспечивает постоянство результирующей скорости по контуру.

Работает привод следующим образом. Давление p_c воздействует на площадь f_c корректирующего золотника *8*, а давление $p_з$ — на площадь $f_з$ этого же золотника. С другой стороны, на золотник *8* действует практически постоянное усилие *A* пружины. Если угол β наклона профиля обрабатываемой детали увеличивается, повышается следящая скорость v_c, а следовательно, и расход жидкости, вытесняемой из следящего цилиндра и проходящей через выходной дроссель S_c. Это приводит к увеличению давления p_c, которое воздействует на пло-

щадь $f_с$ золотника *8*. В результате золотник *8* опускается и перекрывает дросселирующую щель для пропускания жидкости из задающего цилиндра. Вследствие этого падают скорость перемещения задающего цилиндра и давление $p_з$, так что сумма давлений $p_с$ и $p_з$ остается примерно постоянной. При уменьшении угла β скорость следящего движения понижается, падает и давление $p_с$. Тогда золотник *8* поднимается и уменьшает сопротивление для прохода жидкости из задающего цилиндра на слив, что приводит к росту задающей скорости и соответственно давления $p_з$.

Условие статического равновесия корректирующего золотника *8* выражается уравнением

$$p_с f_с + p_з f_з = A. \tag{5.85}$$

Расходы жидкости, вытесняемой из следящего и задающего цилиндров и проходящие через выходные дроссели $S_с$ и $S_з$, можно выразить следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} Q_с &= v_с F_с = \mu_с S_с \sqrt{(2/\rho)\, p_с}; \\ Q_з &= v_з F_з = \mu_з S_з \sqrt{(2/\rho)\, p_з}, \end{aligned} \tag{5.86}$$

где $\mu_с$, $\mu_з$ — коэффициенты расхода через выходные дроссели; $S_с$, $S_з$ — площади проходных сечений выходных дросселей. Определив из уравнений (5.86) давления $p_с$ и $p_з$ и подставив их в уравнение (5.85), получаем уравнение эллипса

$$\frac{v_с^2}{2A\mu_с^2 S_с^2/\rho f_с F_с^2} + \frac{v_з^2}{2A\mu_з^2 S_з^2/\rho f_з F_з^2} = 1 \tag{5.87}$$

с полуосями

$$\begin{aligned} a &= (\mu_с S_с/F_с)\sqrt{2A/\rho f_с}; \\ b &= (\mu_з S_з/F_з)\sqrt{2A\,\rho f_з}. \end{aligned}$$

Если корректирующий золотник *8* выполнен так, что соблюдено условие

$$f_с/f_з = (F_з/F_с)^2,$$

то соотношение полуосей эллипса будет зависеть только от открытий выходных дросселей:

$$a/b = \mu_с S_с/\mu_з S_з.$$

При одинаковых открытиях выходных дросселей $\mu_с S_с = \mu_з S_з$ и $a/b = 1$. Тогда уравнение (5.87) является уравнением окружности, что соответствует закону постоянства результирующей скорости (рис. 5.42). По этому закону $v_1 = v_2 = v$. Значение результирующей скорости v определяется величиной открытия выходных дросселей.

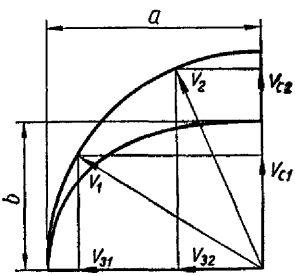


Рис. 5.42. Графическое изображение закона изменения результирующей скорости

Эллиптический закон изменения результирующих скоростей тоже имеет практическое применение, так как в некоторых случаях,

например при обработке ступенчатых валиков, желательно иметь следящую скорость меньше задающей.

Корректирующие устройства для компенсации тяговой ошибки слежения. При значительных нагрузках следящих приводов определяющее влияние на точность слежения оказывает тяговая ошибка. В первую очередь, это относится к копировальным устройствам токарных, фрезерных, строгальных и некоторых других станков, которые характеризуются большими силами резания. Для увеличения точности слежения в этих случаях могут применяться корректирующие устройства, действие которых основано на компенсации большей части тяговой ошибки привода.

В следящем приводе с однокромочным золотником баланс расходов жидкости выражается уравнением (5.43). При увеличении нагрузки P (см. рис. 5.34) увеличивается давление p_1 в поршневой полости гидроцилиндра. Это приводит к снижению расхода Q_1 из-за падения перепада давлений $\Delta p = p_н - p_1$ на дросселе и повышению расхода Q_2. Если следящего движения нет (случай чистой тяговой ошибки), уравнение (5.43) принимает вид $Q_1 = Q_2$. Как уже отмечалось, увеличение нагрузки нарушает это равенство. В работающем приводе равенство расходов $Q_1 = Q_2$ поддерживается за счет изменения проводимости следящего дросселя. С ростом нагрузки золотник смещается на величину ошибки δ, уменьшая проходное сечение следящего дросселя. В этом случае ($Q = 0$) уравнение (5.43) может быть представлено в виде

$$\mu_{др} S_{др} \sqrt{(2/\rho)(p_н - p_1)} = \mu b (\delta_0 - \delta) \sqrt{(2/\rho) p_1}. \qquad (5.88)$$

Следовательно, за счет смещения золотника на величину δ сохраняется равенство расходов $Q_1 = Q_2$, хотя их абсолютные значения уменьшаются с повышением нагрузки (дроссельный эффект). Но смещение δ золотника для «удержания» нагрузки является тяговой ошибкой. Необходимо же оно для изменения давления p_1. Идея корректирующего устройства заключается в том, чтобы изменять давление p_1 не за счет смещения следящего золотника (за счет ошибки), а за счет изменения проходного сечения постоянного дросселя. В этом случае с ростом нагрузки повышение давления p_1 достигается увеличением проходного сечения постоянного дросселя, а следящий золотник при этом остается неподвижным: $\delta = 0$. Поскольку $\delta = 0$, а площадь проходного сечения постоянного дросселя теперь переменная: $\bar{S}_{др}$, уравнение (5.88) принимает вид

$$\mu_{др} \bar{S}_{др} \sqrt{(2/\rho)(p_н - p_1)} = \mu b \delta_0 \sqrt{(2/\rho) p_1}.$$

Отсюда определяется закон изменения проходного сечения $\bar{S}_{др}$ входного дросселя:

$$\bar{S}_{др} = (\mu/\mu_{др}) b \delta_0 \sqrt{p_1/(p_н - p_1)},$$

или в безразмерных величинах:

$$\bar{S}^*_{др} = (\mu/\mu_{др}) \sqrt{(1 + 2p^*)/(1 - 2p^*)}. \qquad (5\ 89)$$

Уравнение (5.89) показывает, как должна изменяться площадь проходного сечения $\bar{S}^*_{др}$ входного дросселя от нагрузки p^* (рис. 5.43,

кривая *1*). Зависимость нелинейна и поэтому реализуется нелегко. Но в рабочем диапазоне изменения нагрузок $p_р^* = 0...$ 1/3 кривизна ее очень незначительна и поэтому с небольшой погрешностью может быть заменена линейной зависимостью (линия *2*). Такую зависимость очень просто реализовать, например, применяя золотниковый дроссель с пружиной, характеристики которой соответствуют линии *2*.

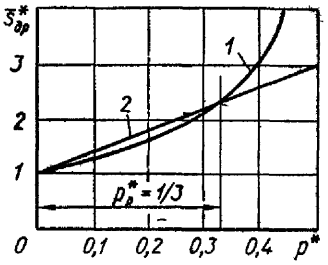
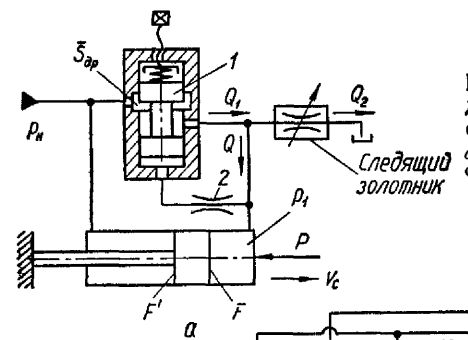


Рис. 5.43. Зависимость площади сечения входного дросселя от нагрузки

Вместо постоянного дросселя в следящем приводе с таким корректирующим устройством (рис. 5.44, *а*) применен золотниковый дроссель *1*, площадь проходного сечения которого $\bar{S}_{др}$ зависит от давления p_1 (оно подводится к нижнему торцу золотника через демпфер *2*), т. е. от нагрузки P привода. Если реализовать закон изменения проходного сечения $\bar{S}^*_{др}$ входного дросселя, описываемый уравнением (5.89), то полностью компенсируется тяговая ошибка привода. В этом случае точность слежения можно определить из уравнения (5.47) статической характеристики, подставив в него значение $\bar{S}^*_{др}$ [уравнение (5.89)]:

$$\delta^* = 2v_c^*/\sqrt{1 + 2p^*}.$$



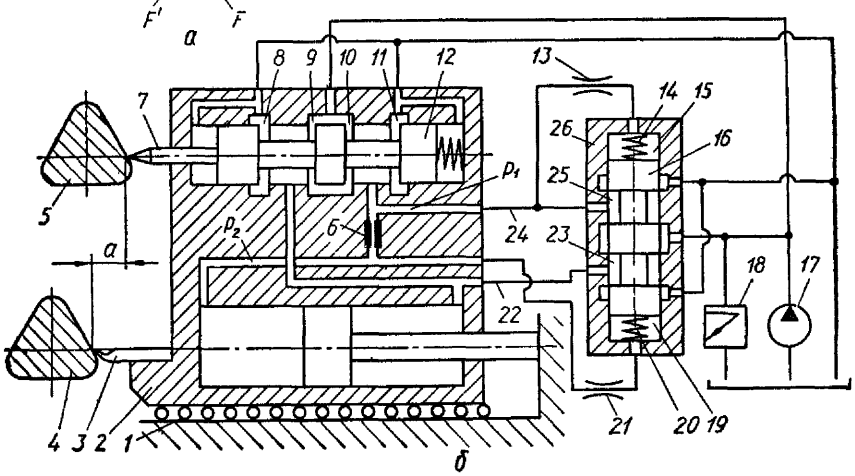


Рис. 5.44. Схемы следящих приводов с корректирующими устройствами для компенсации:
а — тяговой ошибки слежения; *б* — скоростной ошибки слежения

Очевидно, что ошибка слежения такого привода значительно меньше (на величину тяговой ошибки), чем ошибка обычного следящего привода с однокромочным золотником [уравнение (5.48)]. Заметим, что в приводе с этим корректирующим устройством (рис. 5.44) тяговая ошибка компенсируется неполностью, так как реализуется не требуемый закон (см. рис. 5.43, кривая *1*), а приближенный (прямая *2*). Но все же точность слежения привода значительно выше точности обычного привода, особенно при больших нагрузках.

Корректирующие устройства для компенсации скоростной ошибки слежения. В копировальных следящих приводах финишных станков преобладает скоростная ошибка, так как силы резания (нагрузка) в этом случае незначительны, а стремление повысить производительность труда приводит к работе на высоких скоростях слежения. Для повышения точности обработки таких следящих приводов применяют корректирующие устройства, компенсирующие скоростную ошибку слежения.

Аналогично предыдущему в этом приводе (рис. 5.44, *б*) [18] деталь *4* и копир *5* получают синхронные вращения, и копир *5* через щуп *7* смещает следящий золотник *12* от нейтрального положения. Это изменяет дросселирующие щели *8*, *9*, *10* и *11*, а следовательно, и перепад давлений в полостях гидроцилиндра. В результате рабочий орган *2*, имеющий резец *3*, отслеживает перемещение золотника, перемещаясь по направляющим качения *1*.

Компенсация скоростной части ошибки слежения достигается тем, что в одной из магистралей управления, соединяющих следящий золотник и рабочие полости гидроцилиндра, установлен дроссель *6*. Привод снабжен корректирующим устройством *26* с четырехкромочным золотником *16*, торцевые полости *15* и *19* которого с установленными в них пружинами *14* и *20* требуемой жесткости подсоединены к гидролинии управления с обеих сторон дросселя *6*. Питание следящего и корректирующего золотников осуществляется от насоса *17*, давление настраивается переливным клапаном *18*.

В обычном следящем приводе (без корректирующего устройства) перемещение исполнительного гидроцилиндра *2* возможно только при пропуске в его рабочую полость требуемого для обеспечения данной скорости расхода, что достигается смещением следящего золотника *12* из нейтрального положения. Заметим, такое смещение золотника *12* необходимо даже при полном отсутствии нагрузки. Следовательно, чем больше скорость следящего движения (чем круче профиль), тем больше должно быть смещение следящего золотника *12* относительно корпуса, т. е. чем больше изменяется расстояние a, тем больше ошибка слежения.

В приводе рис. 5.44, *б* при поступлении управляющего сигнала на вход, т. е. при смещении следящего золотника *12*, например, влево, жидкость поступает в поршневую полость гидроцилиндра *2* через дроссель *6*, в результате чего на нем создается перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$. Перепад тем больше, чем больше скорость перемещения гидроцилиндра. Поскольку части гидролинии управления до и после дросселя *6* соединены с торцевыми полостями *15* и *19* корректирующего золотника *16*, то последний получает перемещение вниз по схеме.

В результате этого в поршневую полость гидроцилиндра *2* через дроссель *6* поступает дополнительный расход жидкости из междроссельной камеры *25* по гидролинии *24*. Из штоковой полости гидроцилиндра *2* дополнительный расход жидкости уходит на слив по гидролинии *22* через междроссельную камеру *23*. Схема выполнена так, что дополнительный расход жидкости, поступающей в систему через корректирующий золотник *16*, снова проходит через дроссель *6* и, следовательно, перепад давлений на нем всегда пропорционален полному расходу в приводе. При этом смещение корректирующего золотника *16* из нейтрального положения, а также дополнительный расход жидкости через него пропорциональны скорости следящего движения.

Жесткости пружин *14* и *20* выбираются из условия обеспечения такого смещения золотника *16*, при котором через него проходил бы такой же расход, какой был бы обеспечен следящим золотником *12* без корректирующего устройства при той же скорости слежения. Демпферы *13* и *21* установлены для предотвращения возможных автоколебаний привода вследствие резких перемещений золотника *16*. При реверсировании привода на дросселе *6* создается обратный перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$ и корректирующий золотник *16* перемещается вверх по схеме, подавая в штоковую полость гидроцилиндра *2* дополнительный расход жидкости через междроссельную камеру *23* и гидролинию *22*. Поскольку расход жидкости, уходящей из системы через дроссель *6*, пропорционален скорости следящего движения, то и в этом случае смещение корректирующего золотника *16* (и расход через него) пропорционален скорости следящего движения.

Таким образом, в этом приводе, чтобы обеспечить требуемую в зависимости от крутизны профиля скорость следящего движения гидроцилиндра *2*, следящий золотник *12* практически не смещается относительно своего корпуса (требуемый расход обеспечивается корректирующим устройством), что приводит к приблизительному постоянству расстояния a независимо от скорости следящего движения. Фактически в этом приводе применен внутренний дополнительный контур положительной обратной связи по скорости, что позволяет почти полностью компенсировать скоростную часть ошибки слежения. В этом приводе корректирующий золотник посылает в систему расход $v_c F$. Но так как корректирующий золотник управляется перепадом давлений на дросселе *6*, представляющим собой нелинейную зависимость от расхода, то реализовать ее сложно. При точной реализации этой зависимости ошибка слежения вместо уравнения (5.31) определялась бы выражением

$$\delta^* = \frac{\sqrt{1+p^*} - \sqrt{1-p^*}}{\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*}}.$$

На самом деле ошибка слежения несколько выше, так как реализуется приблизительная зависимость расхода от смещения корректирующего золотника и, следовательно, компенсируется не вся скоростная ошибка. Но этот привод обеспечивает очень высокую точность, так как компенсируется почти полностью скоростная ошибка, которая для данного привода является превалирующей.

5.7. Двух- и многокоординатные гидравлические следящие приводы

Двухкоординатные следящие приводы применяют, когда профиль обрабатываемой детали воспроизводится с реверсированием движения по обеим координатам (для замкнутых контуров обработки см. рис. 5.21, *б*). Управляется привод одновременно по двум координатам от одного входа (щупа).

Основные элементы двухкоординатного следящего привода — задающее устройство, датчик рассогласования, синусный распределитель, два силовых гидродвигателя и механизм автоматического управления положением синусного распределителя.

Применяющийся в двухкоординатных следящих приводах (рис. 5.45) синусный распределитель состоит из кулачка *9* и двух

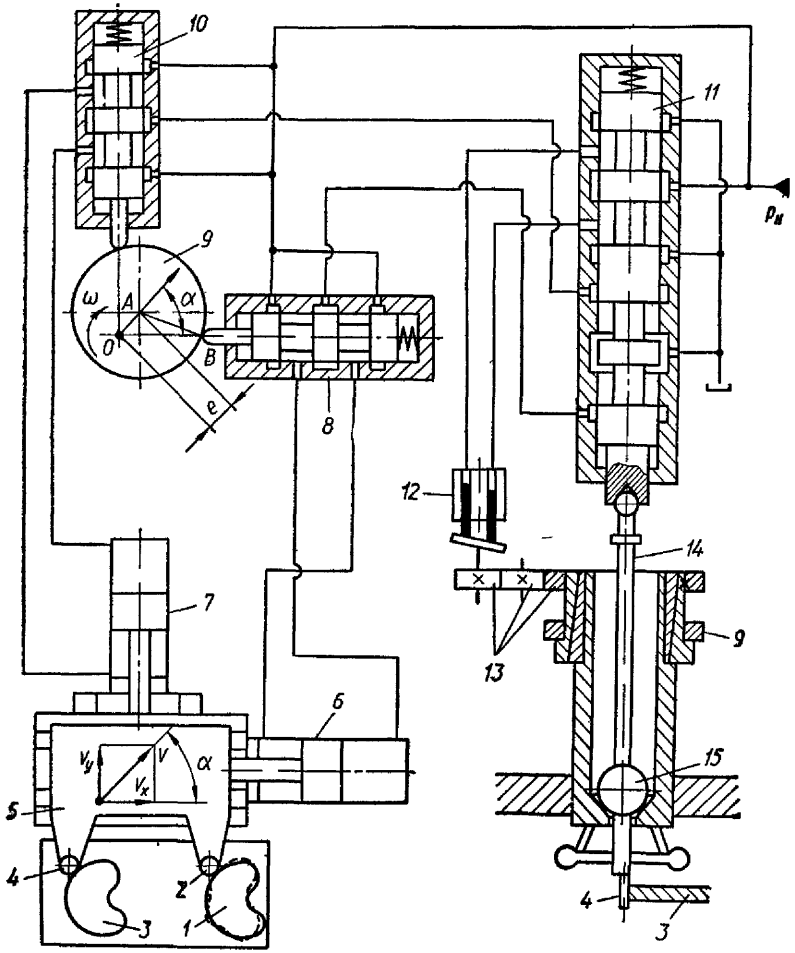


Рис. 5.45 Принципиальная схема двухкоординатного гидравлического следящего привода

расположенных под углом 90° друг к другу следящих золотников *8* и *10*, управляющих силовыми цилиндрами *6* и *7* для перемещения по двум координатам фрезерной головки *5*. Чтобы получить перемещения следящих золотников *8* и *10* пропорциональными косинусу и синусу угла поворота кулачка *9*, профиль последнего должен быть выполнен по кардиоиде:

$$\rho = r + l\cos\alpha,$$

где ρ — радиус-вектор профиля кулачка; r — средний радиус кулачка; l — наибольший ход золотника. Изготовление такого кулачка представляет значительные технологические трудности, поэтому в реальных инструкциях применяют обычные эксцентрики.

При вращении эксцентрика *9* вокруг оси *O* следящие золотники *8* и *10* получают смещения x и y, пропорциональные эксцентриситету e и приблизительно синусу и косинусу угла α поворота эксцентрика. Из треугольника OAB имеем

$$AB^2 = OA^2 + OB^2 - 2 \cdot OA \cdot OB \cdot \cos\alpha.$$

Решая это уравнение с учетом, что $OA = e$ — эксцентриситет, а $AB = r$ — радиус эксцентрика, получаем

$$OB = e\cos\alpha \pm \sqrt{e^2\cos^2\alpha + r^2 - e^2}.$$

Перемещение золотника при повороте эксцентрика на угол α будет $x = OB - r$. Для золотника *8*

$$x = e\cos\alpha \pm r\left(1 - \sqrt{1 - (e^2/r^2)\sin^2\alpha}\right)$$

и для золотника *10*

$$y = e\sin\alpha \pm r\left(1 - \sqrt{1 - (e^2/r^2)\cos^2\alpha}\right).$$

Таким образом, при замене кулачка, выполненного по кардиоиде, на эксцентрик вносится ошибка

$$\delta = \pm r\left(1 - \sqrt{1 - (e^2/r^2)\sin^2\alpha}\right).$$

При значительном радиусе r и малом эксцентриситете e (в станках $r = 50...70$ мм; $e = 1...1{,}5$ мм) ошибка составляет 1...2 % и ею можно пренебречь.

Расходы, поступающие к следящим цилиндрам *6* и *7*, а следовательно, и скорости v_x и v_y их перемещений пропорциональны смещениям x и y золотников *8* и *10*. Это приводит к тому, что результирующая скорость v перемещения любой точки фрезерной головки *5* по направлению совпадает с направлением эксцентриситета (с углом α поворота эксцентрика), а по значению пропорциональна эксцентриситету e. Следовательно, щуп *4* и фреза *2* всегда перемещаются по направлению поворота эксцентриситета (стрелка на эксцентрике).

Если в процессе обработки правильно поворачивать эксцентрик (так, чтобы стрелка на нем в каждый момент времени совпадала с направлением касательной в данной точке обработки профиля), то фреза обходит контур детали, обрабатывая заданный профиль. Такой поворот эксцентрика осуществляет механизм управления положением

синусного распределителя, который, в свою очередь, управляется датчиком рассогласования. Датчик рассогласования состоит из щупа *4* и рычага *14*, поворачивающихся относительно шаровой опоры *15*, и следящего золотника *11*, который занимает нейтральное положение при повороте щупа *4* и рычага *14* на незначительный угол (1...1,5°).

Работает привод следующим образом. В исходном положении щуп *4* не касается копира *3*, а фреза *2* — детали *1*. Это значит, что при включении привода золотник *11* находится ниже нейтрального положения и гидродвигатель *12* медленно поворачивает эксцентрик *9*. Рабочий устанавливает направление эксцентриситета так, чтобы щуп приближался к копиру, а фреза — к детали примерно по касательной к контуру обработки. Когда щуп коснется копира, движение еще будет продолжаться и копир *3* повернет щуп *4* и рычаг *14* в шаровой опоре *15*, в результате чего золотник *11* поднимается до нейтрального положения. При этом эксцентрик перестанет поворачиваться, а фреза будет перемещаться по направлению эксцентриситета. Так будет продолжаться до тех пор, пока щуп не начнет либо удаляться от копира, либо врезаться в него (согласно профилю детали). Если движение будет направлено внутрь копира (детали), то копир еще больше повернет щуп, золотник *11* поднимется выше нейтрального положения и гидродвигатель *12* начнет вращать эксцентрик *9* в противоположную сторону. Вследствие этого направление подачи вначале подойдет к направлению касательной к контуру в точке обработки, а затем перейдет через нее, так как для возвращения золотника *11* в нейтральное положение необходимо, чтобы щуп *4* отошел от копира *3*.

Таким образом, эксцентрик синусного распределителя поворачивается до тех пор, пока щуп не начинает удаляться от копира (фреза — от детали). Это приводит к тому, что давление копира на щуп уменьшается и золотник *11* опускается ниже нейтрального положения. При этом гидродвигатель *12* реверсируется и начинает вращать эксцентрик *9* снова на деталь (копир) так, что направление подачи вначале подходит к направлению касательной к контуру в точке обработки, а затем переходит через нее, и т. д.

В результате щуп совершает рыскающее движение относительно профиля копира (фреза — относительно профиля детали), которое определяется углом между касательной к профилю обработки и максимальным отклонением направления движения. При этом вместо заданного профиля получают профиль, показанный на рис. 5.45 штриховой линией. Чтобы уменьшить амплитуду рыскающего движения, увеличить точность и плавность копирования, применяют эксцентрическую установку щупа относительно оси вращения эксцентрика синусного распределителя.

Для повышения точности копирования при обработке крутых участков профиля служат нижние четыре щели золотника *11*, через которые жидкость сливается из силовых цилиндров. При возрастании погрешности и отклонении золотника *11* от нейтрального положения вверх или вниз на величину более начального открытия этих щелей слив жидкости из цилиндров затрудняется и подача копирования во время прохождения крутого участка профиля уменьшается, благодаря чему уменьшается погрешность копирования.

Двухкоординатные следящие приводы можно с успехом применять и для обработки сложных объемных поверхностей, что достигается периодической подачей на строчку по третьей координате. Эти приводы представляют собой сложные конструкции. Очевидно, что при создании трехкоординатных приводов, когда от одного щупа следящее управление осуществляется одновременно и взаимосвязанно по трем координатам перемещения, неизбежно еще большее усложнение конструкции. Поэтому такие приводы не нашли распространения в промышленности.

ГЛАВА 6

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИНХРОННЫЕ ПРИВОДЫ

6.1. Общие сведения

Ряд преимуществ гидравлических приводов обусловил их широкое применение в современных станках и машинах. Поскольку современные станки и машины представляют собой сложные автоматизированные комплексы с большим количеством исполнительных рабочих органов, приводы которых осуществляются гидродвигателями, то нередко возникает необходимость в синхронизации движений нескольких рабочих органов.

Термин «синхронизация» образован из двух слов: sin — одинаковый и chron — время. Следовательно, синхронизация движений нескольких рабочих органов заключается в обеспечении строго согласованных во времени перемещений, скоростей, ускорений и т. д. рабочих органов. Поскольку рассматриваются гидравлические приводы рабочих органов, то речь пойдет фактически о синхронизации перемещений гидродвигателей.

Согласованность перемещений (степень синхронизации) гидродвигателей зависит от целого ряда факторов: значения и характера рабочих нагрузок, внутреннего и внешнего трения в гидравлических и механических звеньях привода, длины пути и длительности перемещений, скорости и ускорения движений, сжимаемости жидкости и наличия в ней воздуха, жесткости узлов привода, температурных изменений в механических и гидравлических звеньях, вязкости рабочей жидкости, утечек, отклонения от номинальных значений и изменения размеров и характеристик исполнительных гидравлических органов и контрольно-регулирующей аппаратуры, устойчивости и колебательности движений и т. д. Задача синхронизации — обеспечить допустимые значения рассогласования. В зависимости от назначения машины, ее компоновки и допустимой степени рассогласования при работе одновременно нескольких исполнительных механизмов применяется большое количество разнообразных гидравлических устройств синхронизации.

В практике станко- и машиностроения синхронизируют перемещения рабочих органов: станков, прессов, механических ножниц,

формующих машин и т. п., валков прокатных станов и текстильных машин, аутриггеров строительных и дорожных машин, посадочных щитков и шасси самолетов, рулей управления закрылков и элеронов, стоек многоопорных грузовых платформ, гидродвигателей щитов проходческих комбайнов, механизмов подъема смонтированных вышек, механизмов подъемно-транспортных машин, элементов управления различных машин и т. д.

6.2. Сущность и классификация гидравлических синхронных приводов

Условие абсолютной синхронизации — соблюдение пропорциональности перемещений гидродвигателей (линейных перемещений или углов поворота) и всех производных от них по времени [18]. Для двух синхронизируемых гидродвигателей это условие можно записать в виде бесконечного ряда равенств

$$L_1 = kL_2;\ \frac{dL_1}{dt} = k\frac{dL_2}{dt};\ \frac{d^2L_1}{dt^2} = k\frac{d^2L_2}{dt^2};\ \frac{d^3L_1}{dt^3} = k\frac{d^3L_2}{dt^3};\ \ldots, \quad (6.1)$$

где L_1, L_2 — линейные или угловые (углы поворота) перемещения синхронизируемых гидродвигателей; k — коэффициент пропорциональности. В большинстве случаев практического применения $k = 1$. Но это не обязательно. Например, при синхронизации перемещений рабочего органа станка и индикатора измерительного прибора при больших длинах перемещений для визуального наблюдения коэффициент k можно принимать равным $k = 0{,}1$ или $k = 0{,}01$, чтобы уменьшить длину шкалы измерительного прибора. Более того, коэффициент пропорциональности k может изменяться в процессе синхронизации по любому наперед заданному (известному) закону.

Чаще всего синхронизируют однородные движения, например, линейные перемещения или повороты двух или нескольких гидродвигателей, но могут синхронизироваться и линейные перемещения одного гидродвигателя с поворотом второго и т. д., что определяется коэффициентом k. На рис. 6.1 показан пример синхронизации поступательного перемещения инструмента *1* (шлифовального круга) со скоростью v и поворота обрабатываемой детали *2* (звездочки) с угловой скоростью ω для копировальной обработки фасонной поверхности.

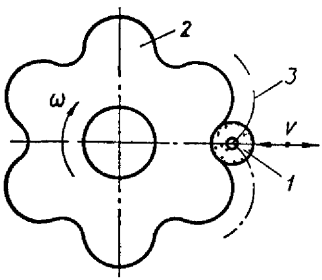


Рис. 6.1. Схема синхронизации движений шлифовальной обработки звездочки

Чтобы поддержать постоянной подачу инструмента вдоль всего обрабатываемого контура, между вращением детали и перемещением инструмента нужно обеспечить синхронизацию с переменным коэффициентом пропорциональности k:

$$v = k\omega;\quad k = \frac{R_к}{R_к \pm R_и}\sqrt{R^2 + \left(\frac{dR}{d\alpha}\right)^2},$$

где $R_к$ — радиус кривизны конкретного участка контура; $R_и$ — радиус инструмента; R — текущий радиус-вектор эквидистанты *3* центра инструмента. Очевидно,

что синхронизацию можно осуществить только при переменной угловой скорости вращения детали (согласно закону изменения k).

Не останавливаясь на конкретных методах реализации различных схем синхронизации, рассмотрим для начала характеристики этих схем, являющиеся базой для классификации всех существующих приводов синхронизации.

Любой привод синхронизации представляет собой конкретную реализацию одного из равенств ряда уравнений (6.1). Пусть конкретный привод синхронизации представляет собой реализацию первого равенства ряда уравнений (6.1). Тогда в реальной конструкции это равенство может быть осуществлено только с определенной степенью точности, с определенной ошибкой δ:

$$L_1 = kL_2 \pm \delta, \tag{6.2}$$

где δ — разность перемещений (положений) или углов поворота синхронизируемых гидродвигателей. Очевидно, что в установившемся режиме ошибка δ по положению будет постоянной величиной (большей или меньшей в зависимости от реальной конструкции):

$$\delta = |L_1 - kL_2| = \text{const}.$$

Продифференцировав многократно равенство (6.2) по времени, устанавливаем, что все последующие равенства ряда уравнений (6.1) реализуются абсолютно точно, т. е. у такого привода ошибки синхронизации по скорости, по ускорению, по третьей производной и т. д. равны нулю. Приводы синхронизации, у которых реализуется первое равенство ряда уравнений (6.1), являются *синхронными по положению* (по перемещению), или *синфазными*. Они характеризуются постоянной ошибкой по положению и нулевыми ошибками по скорости, ускорению и всем последующим производным.

Если привод синхронизации представляет собой реализацию второго равенства ряда уравнений (6.1), то он называется *синхронным по скорости*. Это равенство в реальной конструкции реализуется с ошибкой Δv:

$$dL_1/dt = k(dL_2/dt) \pm \Delta v, \tag{6.3}$$

где Δv — разность скоростей или разность угловых скоростей синхронизируемых гидродвигателей. В установившемся режиме ошибка по скорости Δv, т. е. ошибка реализации, будет постоянной величиной:

$$\Delta v = |dL_1/dt - k(dL_2/dt)| = \text{const}.$$

Продифференцировав многократно по времени равенства (6.3), можно убедиться, что все последующие равенства ряда уравнений (6.1) реализуются абсолютно точно, т. е. у такого привода ошибки по ускорению, по третьей производной и т. д. равны нулю. Проинтегрировав равенства (6.3), устанавливаем, что для таких приводов первое равенство ряда уравнений (6.1) реализуется с ошибкой, зависящей от времени процесса синхронизации:

$$\delta = \int \Delta v dt = \Delta v t + \delta_0 = f(t) = \text{var},$$

где δ_0 — ошибка синхронизации начального положения гидродвигателей; t — время процесса синхронизации (перемещения гидродви-

гателей). Синхронные по скорости приводы в установившемся режиме характеризуются постоянной ошибкой по скорости Δv. Это означает, что в течение всего времени перемещения накапливается ошибка по положению δ, т. е. она пропорциональна времени (длине) перемещения синхронизируемых гидродвигателей.

Если привод синхронизации представляет собой реализацию третьего равенства ряда уравнений (6.1), то он называется *синхронным по ускорению*. В таком приводе третье равенство ряда уравнений (6.1) реализуется с ошибкой ΔW:

$$d^2L_1/dt^2 = k\,(d^2L_2/dt^2) \pm \Delta W, \qquad (6.4)$$

где ΔW — разность линейных или угловых ускорений синхронизируемых гидродвигателей. В установившемся режиме эти приводы характеризуются постоянством ошибки по ускорению ΔW, т. е. постоянством ошибки реализации:

$$\Delta W = |\,d^2L_1/dt^2 - k\,(d^2L_2/d\,^2)\,| = \text{const}.$$

Продифференцировав равенства (6.4) по времени, устанавливаем, что для этих приводов ошибки по третьей и всем последующим производным равны нулю. Проинтегрировав равенство (6.4) один раз, устанавливаем зависимость ошибки по скорости Δv от времени перемещения:

$$\Delta v = \int \Delta W dt = \Delta W t + \Delta v_0 = f\,(t) = \text{var},$$

где Δv_0 — ошибка синхронизации начальных скоростей гидродвигателей. Проинтегрировав равенство (6.4) дважды, устанавливаем зависимость ошибки по положению δ от времени перемещения:

$$\delta = \int \Delta v dt = \int\int \Delta W dt = (1/2)\,\Delta W t^2 + \Delta v_0\, t + \delta_0 = f\,(t^2,\ t) = \text{var}.$$

Синхронные по ускорению приводы в установившемся режиме характеризуются постоянной ошибкой по ускорению. Это означает, что в течение всего времени синхронизации накапливается ошибка по скорости, т. е. она пропорциональна времени (длине) перемещения синхронизируемых гидродвигателей. А ошибка по положению таких приводов увеличивается очень быстро, так как она пропорциональна квадрату времени перемещения гидродвигателей.

Теоретически можно создать привод синхронизации реализацией любого из равенств ряда уравнений (6.1), но практически приводов с реализацией равенств далее третьего порядка нет. Классификация приводов синхронизации по характеру изменения статических ошибок приведена в табл. 1 [18].

Таблица 1

Приводы	Статическая ошибка		
	по положению δ ($\Delta\alpha$)	по скорости Δv ($\Delta\omega$)	по ускорению Δw ($\Delta\varepsilon$)
Синфазные	const	0	0
Синхронные по скорости	$f(t)$	const	0
Синхронные по ускорению	$f(t^2)$	$f(t)$	const

Необходимо отметить, что для приводов синхронизации, применяющихся в станко- и машиностроении, главной, за исключением некоторых специальных систем, является ошибка синхронизации по положению, так как она в конечном счете определяет пригодность привода к практическому использованию. В синфазных приводах ошибка синхронизации по положению является постоянной величиной (рис. 6.2, линия *1*), в синхронных по скорости она изменяется по линейному закону (прямая *2*) и в синхронных по ускорению приводах — по параболическому закону (кривая *3*). В станко- и машиностроении широко применяются синфазные и синхронные по скорости приводы, так как они позволяют получать ошибку синхронизации по положению, не выходящую за заранее определенные допустимые пределы (δ_0 — для синфазных и δ_1 — для синхронных по скорости приводов).

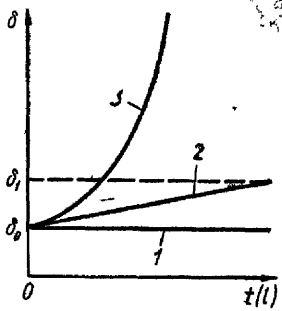


Рис. 6.2. Зависимость ошибки синхронизации от времени (длины) перемещения

6.3. Синхронные гидравлические приводы

Приводы дроссельного регулирования. В этих приводах синхронизация достигается независимым дозированием жидкости при помощи дросселей [3]. На рис. 6.3 показана схема привода, синхронизация гидродвигателей *3* и *4* в которой обеспечивается регулируемыми дросселями *1* и *2*, установленными на сливе. Регулировкой дросселей обеспечиваются примерно равные сопротивления движению гидродвигателей *3* и *4*. Действительно, расходы через дроссели *1* и *2* можно выразить как

$$Q_1 = v_1 F' = \mu S_1 \sqrt{(2/\rho)\, p_1}; \quad Q_2 = v_2 F' = \mu S_2 \sqrt{(2/\rho)\, p_2}, \qquad (6.5)$$

где S_1, S_2 — проходные сечения дросселей *1* и *2*; v_1, v_2 — скорости перемещения гидродвигателей *3* и *4*. Давления p_1 и p_2 определим из условия равновесия гидродвигателей:

$$p_1 = p_н (F/F') - (P_1/F'); \quad p_2 = p_н (F/F') - (P_2/F'). \qquad (6.6)$$

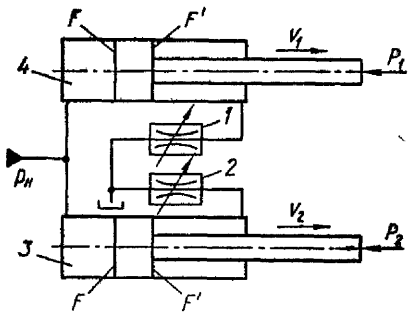


Рис. 6.3. Схема синхронизации дросселями

Подставляя значения p_1 и p_2 в уравнения (6.5) и деля их одно на другое, получаем соотношение скоростей v_1 и v_2, которое для точной синхронизации должно быть равно единице:

$$v_1/v_2 = (S_1/S_2)\sqrt{p_1/p_2} = \\ = (S_1/S_2)\sqrt{(p_н F - P_1)/(p_н F - P_2)} = \\ = 1. \qquad (6.7)$$

Отсюда получаем соотношение проходных сечений дросселей *1* и *2*:

$$S_1/S_2 = \sqrt{(p_н F - P_2)/(p_н F - P_1)}.$$

Настроенные по этому соотношению дроссели *1* и *2* позволяют получить достаточно высокую степень синхронизации, но только при постоянных нагрузках $P_1 = \text{const}$; $P_2 = \text{const}$.

При изменении нагрузок перепад давлений на дросселях изменяется, что увеличивает рассогласование. Поэтому для реальных приводов, у которых нагрузки переменны, целесообразно применять для синхронизации постоянные нерегулируемые дроссели одинакового сечения $S_1 = S_2$. При этом соотношение скоростей (степень синхронизации) будет зависеть от разности нагрузок на синхронизируемые гидродвигатели. Максимальное значение соотношения скоростей, согласно уравнению (6.7),

$$(v_1/v_2)_{\max} = \sqrt{p_{1\max}/p_{2\min}}. \qquad (6.8)$$

Максимальную разность давлений p_1 и p_2 определим, вычитая уравнения (6.6) друг из друга:

$$(p_1 - p_2)_{\max} = p_{1\max} - p_{2\min} = (P_2 - P_1)_{\max}/F'.$$

Отсюда

$$p_{1\max} = p_{2\min} + (P_2 - P_1)_{\max}/F'.$$

Подставляя значение $p_{1\max}$ в уравнение (6.8), получаем окончательно [7, 20]

$$(v_1/v_2)_{\max} = \sqrt{1 + (P_2 - P_1)_{\max}/F' p_{2\min}}.$$

Из полученного выражения видно, что наибольшая точность синхронизации обеспечивается при минимальном значении величины $(P_2 - P_1)_{\max}/F' p_{2\min}$. Для этого нужно, чтобы величина $F' p_{2\min}$ была во много раз больше величины $(P_2 - P_1)_{\max}$. Следовательно, такая схема синхронизации может применяться только при очень малых разностях нагрузок $P_2 - P_1$ и большой величине $p_{2\min}$, т. е. при очень малых открытиях дросселей, что экономически не выгодно

Для увеличения точности синхронизации вместо дросселей можно устанавливать регуляторы расхода.

Один из наиболее распространенных методов синхронизации в приводах дроссельного регулирования — деление потока жидкости на два или более (суммирование двух или более потоков жидкости) при помощи специальных устройств — делителей (сумматоров) потока. Они обеспечивают постоянство (в пределах ошибки деления) соотношения расходов и скоростей перемещений синхронизируемых гидроцилиндров независимо от действующих нагрузок.

В делителе потока (рис. 6.4) жидкость от насоса поступает на вход делителя и далее через нерегулируемые входные дроссели *1* и *5* — в торцевые камеры балансировочного золотника *3*, из которых через дросселирующие щели *2* и *4* по магистралям *I* и *II* поступает к синхронизируемым гидроцилиндрам *6* и *7*. При равенстве нагрузок: $P_{н1} = P_{н2}$ балансировочный золотник находится в нейтральном (среднем) положении, что обеспечивает равенство давлений: $p_1 = p_2$. Это приводит к равенству перепадов давлений на входных дросселях и, следовательно, к равенству расходов: $Q_1 = Q_2$. При изменении соотношения нагрузок изменяются давления $p_{н1}$ и $p_{н2}$ в цилиндрах и в первоначальный момент давления p_1 и p_2. Под действием неравных давлений $p_1 \neq$

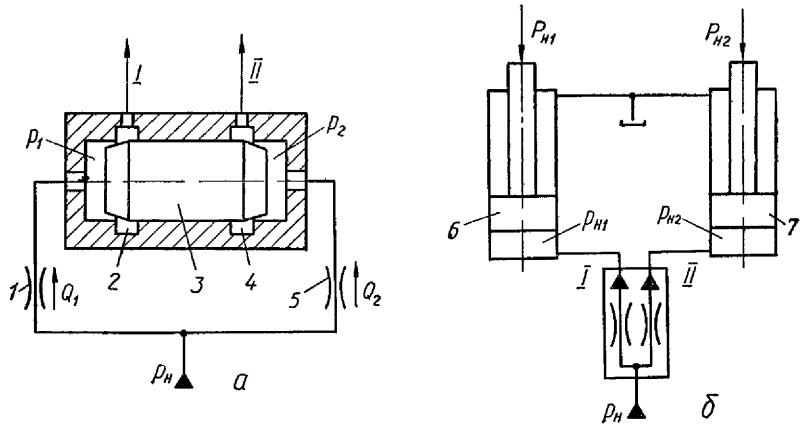


Рис. 6.4. Принципиальная схема делителя потока жидкости:
а, *б* — части схемы

$\neq p_2$ балансировочный золотник *3* перемещается, уменьшая дросселирующую щель менее нагруженного цилиндра и увеличивая — более нагруженного до тех пор, пока давления p_1 и p_2 не станут равными. Перемещение золотника *3* в результате изменения соотношения нагрузок обеспечивает равные сопротивления потокам жидкости в ветвях за счет дросселирования потока той ветви, где внешняя нагрузка меньше. Это приводит к равенству перепадов давлений на входных дросселях и к равенству расходов $Q_1 = Q_2$ в ветвях.

Рассмотрим расчет делителя (сумматора) потока в установившемся режиме [21]. Пренебрегая потерями давления в каналах и трубопроводах, уравнения потерь давления в ветвях можно представить в виде

$$p_н - p_{н1} = \Delta p_1 + \Delta p_3; \quad p_н - p_{н2} = \Delta p_2 + \Delta p_4, \tag{6.9}$$

где $\Delta p_1 = p_н - p_1$; $\Delta p_2 = p_н - p_2$; $\Delta p_3 = p_1 - p_{н1}$; $\Delta p_4 = p_2 - p_{н2}$.

На основании уравнения расхода жидкости через диафрагменные отверстия

$$Q = \mu S \sqrt{(2/\rho)\,\Delta p}$$

определяем перепады давлений Δp_1, Δp_2, Δp_3 и Δp_4. Подставляя значения этих перепадов в уравнения (6.9), получаем выражения для расходов в ветвях:

$$Q_1 = k\sqrt{\frac{p_н - p_{н1}}{1/S^2 + 1/S_1^2}}; \quad Q_2 = k\sqrt{\frac{p_н - p_{н2}}{1/S^2 + 1/S_2^2}}, \tag{6.10}$$

где S — площадь проходных сечений входных дросселей *1* и *5*; S_1, S_2 — площади дросселирующих щелей *2* и *4*; $k = \mu\sqrt{(2/\rho)}$.

Рассмотрим работу делителя потока при постоянном давлении на входе ($p_н = \text{const}$), что наиболее часто бывает на практике.

Если нагрузки синхронизируемых цилиндров равны: $P_{н1} = P_{н2}$, то золотник находится в нейтральном положении: $S_1 = S_2$ и, согласно уравнениям (6.10), расходы в ветвях также равны: $Q_1 = Q_2$. Пусть

теперь нагрузка $P_{н2}$ в менее нагруженной ветви постоянна, а в более нагруженной — переменна; $P_{н1} > P_{н2}$; $S_1 > S_2$; $P_{н1} = \text{var}$. При увеличении давления $p_{н1}$ на величину Δp золотник *3* перемещается вправо и проходное сечение дросселирующей щели *2* возрастает на величину ΔS. Тогда расход в ветвях можно представить в виде

$$Q = k\sqrt{\frac{p_н - (p_{н1} + \Delta p)}{1/S^2 + 1/(S_1 + \Delta S)^2}}.$$

Пренебрегая величиной $1/(S_1 + \Delta S)^2$, так как площадь дросселирующей щели значительно больше площади входного дросселя: $S_1 \gg S$, получаем

$$Q \approx kS\sqrt{p_н - p_{нб}}, \qquad (6.11)$$

где $p_{нб}$ — давление в более нагруженной ветви.

Построенные по уравнению (6.11) зависимости расхода в ветви от перепада давлений для трех значений площади входных дросселей представлены на рис. 6.5 линиями *1*.

В случае, когда нагрузка $P_{н1}$ в более нагруженной ветви постоянна, а в менее нагруженной переменна ($P_{н2} = \text{var}$), золотник перемещается вправо, изменяя площади дросселирующих щелей на величину ΔS. Согласно уравнению (6.10), расход жидкости в результате уменьшения давления в менее нагруженной ветви на величину Δp будет

$$Q = k\sqrt{\frac{p_н - (p_{н2} - \Delta p)}{1/S^2 + 1/(S_2 - \Delta S)^2}}. \qquad (6.12)$$

Определим изменение площади ΔS дросселирующих щелей, допуская, что давление p_1 в этом случае не меняется:

$$\Delta S = S_2\left[1 - \sqrt{\frac{p_2 - p_{н2}}{(p_2 - p_{н2}) + \Delta p}}\right]. \qquad (6.13)$$

Построенные по уравнениям (6.12) и (6.13) зависимости расхода в ветвях от перепада давлений показаны на рис. 6.5 линиями *2*.

Обобщенные расходные характеристики делителя потока (линии *1* и *2*) дают возможность судить об изменении расхода в зависимости от давления в ветвях для случая, когда нагрузка меняется произвольно. Они показывают, что делитель потока всегда обеспечивает синхронность перемещений гидродвигателей. Но если при изменении нагрузки в менее нагруженной ветви обеспечивается и синхронность перемещений и стабильность скоростей синхронизируемых гидродвигателей (расходы в ветвях не изменяются — линии *2*), то при изменении нагрузки в более нагруженной ветви обеспечивается только синхрон-

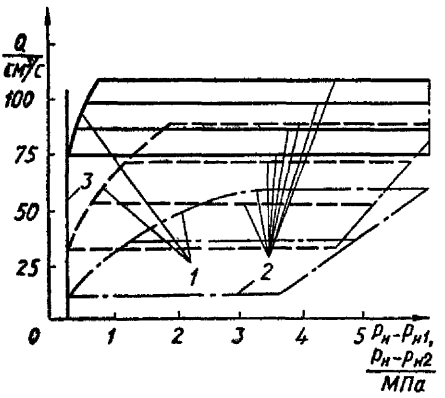


Рис. 6.5. Зависимости расхода в ветвях делителя от перепада давлений

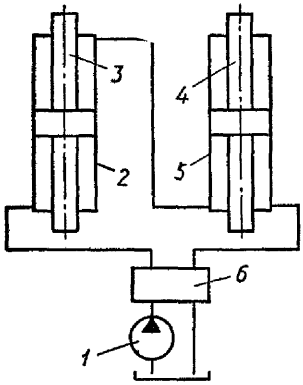


Рис. 6.6. Схема синхронизации последовательным соединением полостей гидроцилиндров

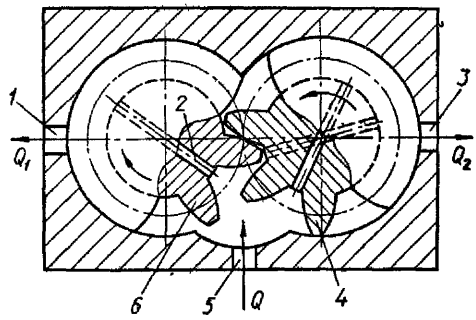


Рис. 6.7. Схема шестеренного делителя потока жидкости

ность перемещений, а скорости их изменяются в зависимости от нагрузок.

При работе делителя потока в схемах с постоянным расходом обеспечиваются синхронность и постоянство скоростей гидродвигателей независимо от их нагрузок.

Приводы объемного регулирования. В этих приводах синхронизация достигается независимым объемным дозированием жидкости.

При синхронизации последовательным соединением полостей синхронизируемых гидроцилиндров равных диаметров (рис. 6.6) [3] жидкость от насоса *1* через панель управления *6* подается в нижнюю полость цилиндра *2* (движение поршней — вверх по схеме), а из его верхней полости вытесняется в нижнюю полость цилиндра *5*, чем и обеспечивается синхронное перемещение штоков *3* и *4*. Эта простая схема имеет существенные недостатки: при равных диаметрах цилиндров они должны иметь двусторонние штоки, необходимо периодически пополнять утечки из замкнутого объема жидкости, в первом цилиндре на преодоление внешней нагрузки используется только часть давления, что приводит к увеличению размеров силовых цилиндров.

Синхронные перемещения гидродвигателей можно обеспечить также применением спаренных или эталонных насосов.

В качестве объемных дозаторов расхода могут применяться шестеренные, плунжерные и поршневые насосы.

В схеме деления потока Q на две равные части Q_1 и Q_2 с помощью шестеренного насоса (рис. 6.7) жидкость подается к входному отверстию *5* и, вращая шестерни *6* и *4* в противоположных направлениях, поступает к выходным каналам *1* и *3*. Жидкость при этом переносится в одинаковых по объему впадинах шестерен, поэтому создается равенство расходов Q_1 и Q_2. Для разгрузки подшипников шестерен их противоположные впадины соединены между собой каналами *2*. Ошибка синхронизации определяется внутренними утечками жидкости по периферии и торцу шестерен, которые зависят от нагрузок в ветвях. При неравных нагрузках утечки различны. Достоинство этого способа синхронизации — большой диапазон регулирования скоростей

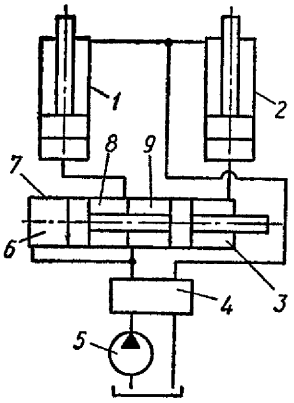


Рис. 6.8. Схема синхронизации дозатором поступательного движения

перемещения синхронизируемых гидродвигателей.

Синхронность перемещений двух и более гидродвигателей можно обеспечить также дозаторами возвратно-поступательного или вращательного движения, т. е. устройствами, которые выполняют функции и насосов и двигателей. В приводе, где синхронизация осуществляется сдвоенным дозатором возвратно-поступательного движения (рис. 6.8) [3], жидкость, нагнетаемая насосом *5*, через панель управления *4* подается в полости *6* и *9* дозатора *7* Из полостей *8* и *3* жидкость вытесняется в нижние полости синхронизируемых цилиндров *1* и *2*. На обратном ходе жидкость подается в штоковые полости цилиндров *1* и *2*, а из поршневых полостей вытесняется в дозировочный цилиндр *7*. При одинаковых размерах синхронизируемых цилиндров *1*; *2* и полостей *8*; *3* дозировочного цилиндра *7* обеспечивается синхронность перемещений. Точность синхронизации в этом приводе определяется: степенью сжатия жидкости в ветвях (нагрузками), утечками, отклонениями размеров рабочего и дозировочного цилиндров от номинальных и объемными температурными изменениями жидкости и механических звеньев. Такой способ синхронизации широко применяется в приводах подач многошпиндельных сверлильных головок агрегатных станков.

Более эффективно для получения синхронных перемещений применение дозаторов вращения (рис. 6.9). Такой способ широко применяется в агрегатных станках, прессах и других машинах. Работает привод следующим образом. Жидкость от насоса *1* (рис. 6.9, *а*) через золотник реверса *8* поступает к гидродвигателям-дозаторам *2* и *7*, валы которых соединены жесткой муфтой, а затем в нижние полости цилиндров *3* и *6*. Если удельные расходы дозаторов *2* и *7* равны, то в цилиндры *3* и *6* поступают равные расходы жидкости, в результате чего штоки *4* и *5* движутся синхронно. При одинаковых нагрузках $P_1 = P_2$ дозаторы *2* и *7* работают в одинаковых условиях и поэтому обеспечивают равные расходы в ветвях. Если же, например, $P_1 > P_2$, то дозатор *2* работает как промежуточный насос, повышающий давление $p_н$, развиваемое насосом *1*, до величины p_1, необходимой для преодоления внешней нагрузки P_1. Дозатор *7*, находящийся в линии менее нагруженного цилиндра *6*, становится дополнительным приводом промежуточного насоса-дозатора *2*. В качестве дозатора используют гидродвигатели или насосы, работающие в режиме двигателей.

Преимущества такого способа синхронизации — широкий диапазон регулирования скоростей, стабильность скоростей движения рабочих органов при изменении нагрузок, увеличение объемного КПД привода, возможность создания привода из нормализованных узлов. Существенный недостаток способа, ограничивающий его применение,— влияние утечек жидкости в дозаторах на точность синхронизации.

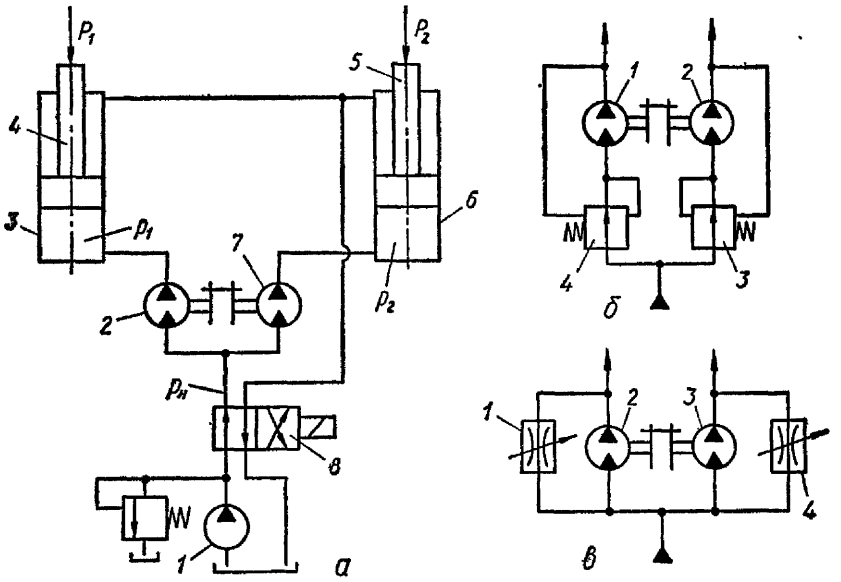


Рис. 6.9. Схема синхронизации дозатором вращения:
а — принципиальная схема; *б*, *в* — схемы увеличения точности

Для увеличения точности синхронизации параллельно дозаторам *1* и *2* подключают дифференциальные (редукционные) клапаны *3* и *4* (рис. 6 9, *б*). Клапаны поддерживают на дозаторах постоянные и равные перепады давлений, которые зависят от настройки клапанов и не зависят от внешних нагрузок. Это уравнивает утечки в дозаторах. И все-таки составляющая ошибки синхронизации, обусловленная неодинаковым сжатием и утечками жидкости в ветвях привода, не устраняется.

На рис. 6.9, *в* показано устройство, в котором точность синхронизации повышается при помощи дросселей *1* и *4*, подключенных параллельно дозаторам *2* и *3* Отклонения расходов дозаторов *2* и *3* от номинальных и неравные объемы утечек компенсируются настройкой дросселей *1* и *4*. Однако такое решение повышает точность синхронизации только в частных случаях изменения внешних нагрузок (если соотношение нагрузок при их изменении остается постоянным)

Повысить точность синхронизации дозаторами вращения можно и при помощи устройства, автоматически выравнивающего давления в полостях дозированных объемов жидкости (в рабочих полостях синхронизируемых цилиндров) при произвольном изменении внешних нагрузок.

6.4. Синфазные гидравлические приводы

В синфазных приводах синхронизация достигается дозированием жидкости, зависящим от относительного положения синхронизируемых гидродвигателей. Дозирование может осуществляться различными устройствами, реагирующими (измеряющими) на относительное положение синхронизируемых гидродвигателей.

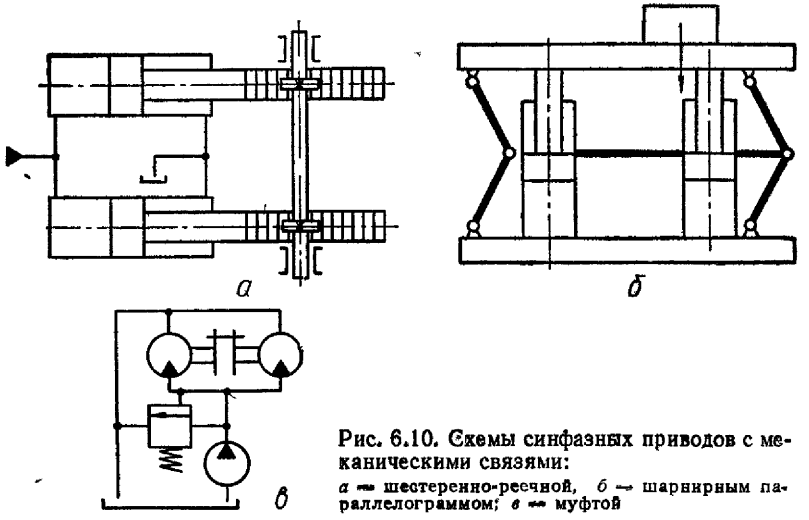


Рис. 6.10. Схемы синфазных приводов с механическими связями:
а — шестеренно-реечной, *б* — шарнирным параллелограммом; *в* — муфтой

Приводы объемного регулирования. Здесь синхронизация обеспечивается объемным дозированием жидкости. В приводах с механическими связями синхронизация выполняется механическими силовыми связями синхронизируемых гидродвигателей или перемещаемых ими рабочих органов. Эти приводы характеризуются объемным перераспределением жидкости между синхронизируемыми гидродвигателями, происходящим автоматически за счет силовых связей (рис. 6.10) [3]. Точность синхронизации таких приводов определяется деформацией звеньев системы механической связи (зубчатое зацепление, шарнирные соединения, муфты и т. д.), а также люфтами в их соединениях. Поэтому звенья механических связей должны быть рассчитаны на полную мощность привода. Недостатками приводов при сравнительной простоте их конструкций являются громоздкость, а также ограничения в расположении синхронизируемых гидродвигателей.

Синфазность перемещений может достигаться регулируемыми гидронасосами или гидромоторами, управляемыми механизмами обратной связи в зависимости от относительного положения синхронизируемых рабочих органов.

Приводы дроссельного регулирования. В этих приводах синхронизация осуществляется дозированием жидкости при помощи различных дроссельных устройств, управляемых механизмами обратной связи по относительному положению синхронизируемых гидродвигателей. Синхронизация движений гидродвигателей может достигаться дискретным дозированием жидкости в зависимости от относительного положения гидродвигателей, либо периодическим сливом жидкости из опережающего цилиндра, либо добавлением жидкости в отстающий цилиндр [3].

В станкостроении для получения синфазных приводов широко применяют следящие устройства. Например, в схеме синфазного привода рабочих головок фрезерно-центровальных полуавтоматов (рис. 6.11) [18] один из цилиндров является задающим, а другой —

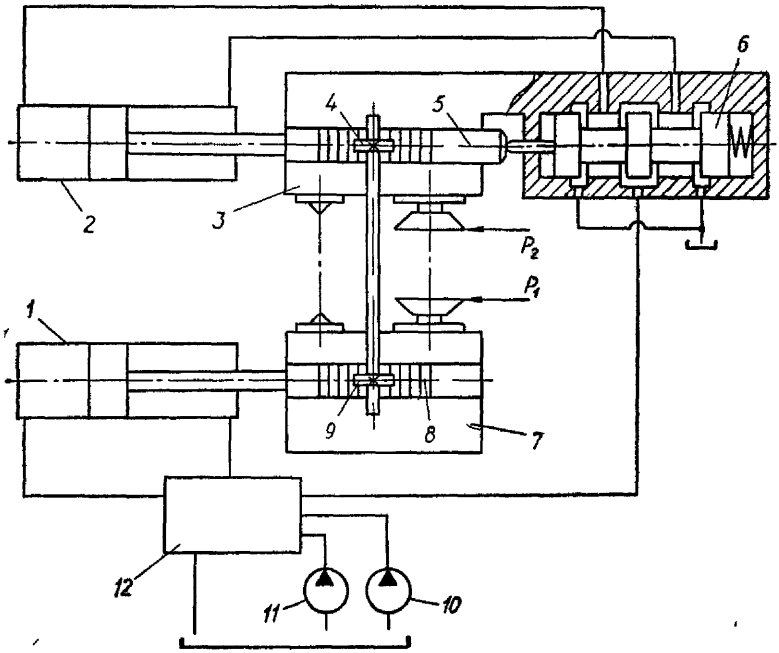


Рис. 6.11. Схема синфазного привода рабочих головок фрезерно-центровальных полуавтоматов

следящим. Привод имеет насос ускоренных перемещений *11* и рабочих подач *10*. К задающему цилиндру *1* жидкость подается через панель управления *12*, к следящему цилиндру *2* — через панель и дросселирующий гидрораспределитель с четырехкромочным золотником *6*. Перемещение ведущей головки *7* при помощи механизма обратной связи, состоящего из рейки *8*, вала с шестернями *9* и *4* и плавающей рейки *5*, передается на следящий золотник *6*, смещение которого вызывает подачу жидкости к следящему цилиндру *2* и перемещение ведомой головки *3*.

По аналогичной схеме работают приводы с использованием одно- или двухкромочного золотника или других гидроусилителей. Характерная особенность таких приводов состоит в том, что рассогласование δ в них определяется ошибкой слежения, которая зависит от скорости перемещения v и нагрузки P_2 только следящего цилиндра (головки): $\delta = f(v, P_2)$ и может быть найдена по одному из уравнений (5 31), (5.39) или (5.48). В установившемся режиме ведущая головка смещает золотник на величину статической ошибки слежения δ и только после этого начинает движение ведомая головка. Следовательно, в рассматриваемых приводах даже при одинаковых нагрузках и скоростях перемещения синхронизируемых органов, т. е. при оптимальных условиях синхронизации, рассогласование будет существенным.

Для устранения этого недостатка применяют синфазные приводы с параллельным слежением всех синхронизируемых гидродвигателей.

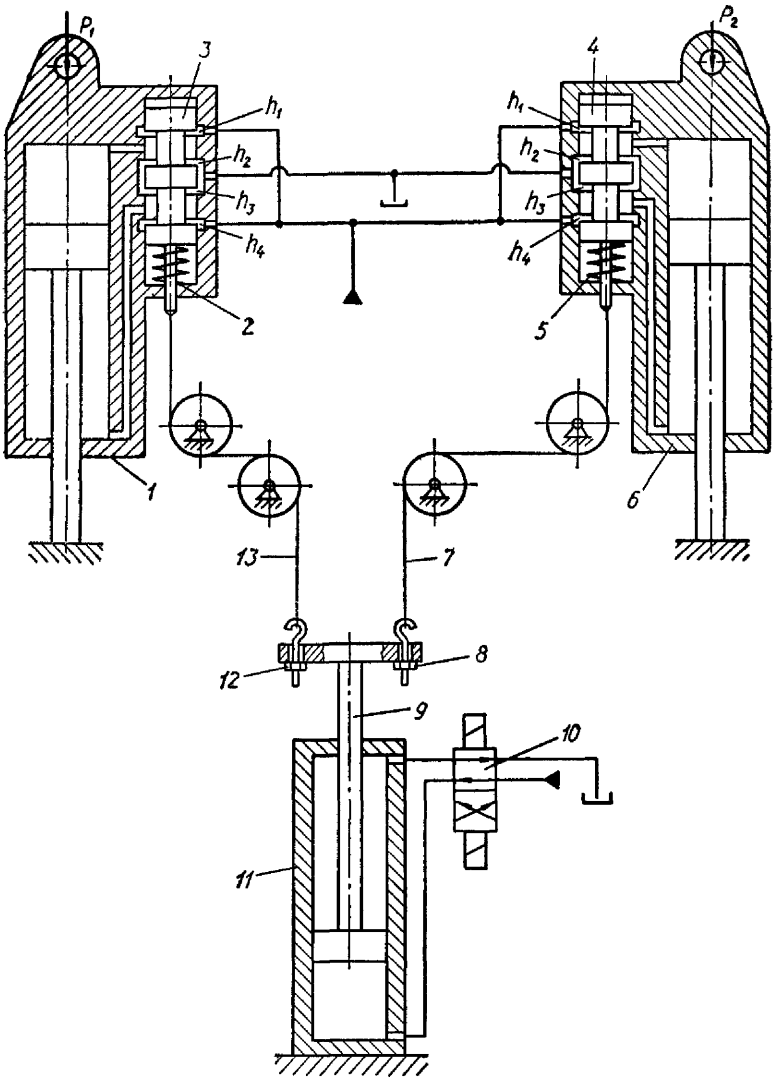


Рис 6 12 Схема синфазного привода с параллельным слежением

Схема одного из таких приводов представлена на рис. 6.12 [18]. Здесь синфазность перемещений силовых гидроцилиндров *1* и *6* обеспечивается следящими четырехкромочными золотниками *3* и *4*, которые управляются от несилового вспомогательного задающего цилиндра *11*, питающегося через распределитель *10*. При этом шток *9* задающего цилиндра связан со следящими золотниками перекинутыми через блоки гибкими элементами *13* и *7*, например тросами. Силовое замыкание, т е. натяжение тросов *13* и *7*, выполняют пружины *2* и *5*. Устройства *12* и *8* нужны для предварительной регулировки относительного положения синхронизируемых гидроцилиндров.

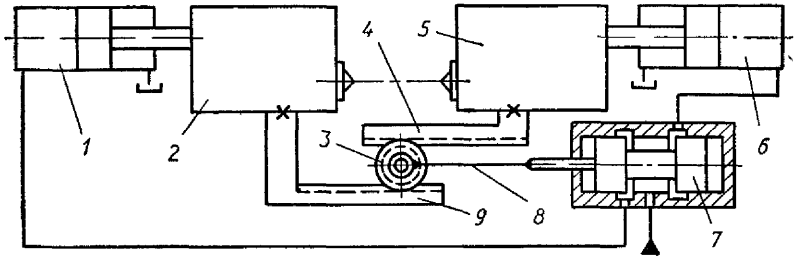


Рис. 6 13. Схема синхронизации следящим делителем (сумматором) потока жидкости

При одинаковых нагрузках $P_1 = P_2$ следящие золотники *3* и *4* смещаются задающим устройством на одинаковую величину, изменяя открытия h_1, h_2, h_3 и h_4 следящих золотников так, чтобы пропустить в цилиндры требуемые для данной скорости расходы и создать в цилиндрах давления для удержания нагрузок P_1 и P_2. При этом статические ошибки следящих цилиндров будут одинаковыми и ошибка по положению равна нулю. Если, например, $P_2 > P_1$, то для перемещения цилиндра *6* потребуется большее смещение золотника *4*, чем смещение золотника *3* для перемещения цилиндра *1*. Разность смещений золотников *3* и *4* является ошибкой синхронизации (рассогласованием) двух цилиндров.

Следовательно, рассогласование положений синхронизируемых цилиндров в этом приводе определяется разностью статических ошибок следящих систем (точнее разностью тяговых ошибок следящих систем, так как скоростные ошибки одинаковы) и зависит от разности нагрузок $P_2 - P_1$ на синхронизируемые гидроцилиндры, т. е. оно значительно меньше, чем для приводов по рис. 6. 11. Кроме того, преимущество рассматриваемого привода состоит в возможности синхронизировать любое количество гидродвигателей при любом их пространственном расположении.

Дифференциальность управления, а следовательно, и повышение быстродействия и чувствительности могут быть достигнуты в синфазных приводах с делителями (сумматорами) потоков жидкости, управляемыми в функции относительного положения синхронизируемых гидродвигателей. В приводе на рис. 6.13 синхронизация штоков гидроцилиндров обеспечивается делителем *7*, управляемым механизмом обратной связи в виде реек с планетарной шестерней. Здесь с синхронизируемыми рабочими органами *2* и *5* жестко связаны рейки *9* и *4*, между которыми расположена планетарная шестерня *3*, которая через элемент связи *8* управляет положением делителя *7*, обеспечивая деление потока жидкости на две равные части и подачу ее в цилиндры *1* и *6*. При рассогласовании перемещений рабочих органов *2* и *5* планетарная шестерня *3* смещается в сторону перемещения рабочего органа с большей скоростью и через элемент *8* перемещает делитель *7*, увеличивая дросселирующую щель для прохода жидкости к более нагруженному (отстающему) цилиндру и уменьшая щель для прохода жидкости к менее нагруженному (опережающему) цилиндру до тех пор, пока их скорости не выравняются. Недостаток таких

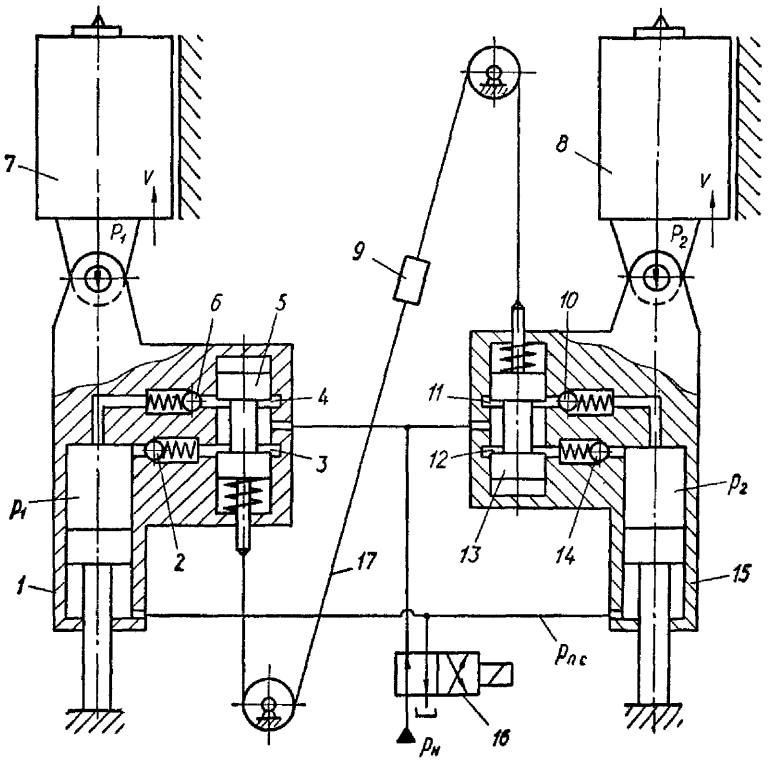


Рис. 6.14. Схема синфазного привода с разделенным делителем (сумматором) потока жидкости

синфазных приводов — сложность и громоздкость механизмов обратной связи, так как они должны обладать достаточной жесткостью и не иметь люфтов.

В этой связи представляют интерес синфазные приводы с разделенными делителями (сумматорами) потоков жидкости [18]. В одном из таких приводов (рис. 6 14) управляющий элемент состоит из двух золотников *5* и *13*, представляющих собой две части делителя (сумматора), связанные натянутым пружинами гибким элементом *17*, например тросом. При этом дросселирующие щели *4* и *11* представляют собой делитель, а *3* и *12* — сумматор потоков жидкости.

Замечательным свойством этого привода является то, что перекинутый через блоки (в частном случае, когда цилиндры расположены на одной оси друг за другом,— без блоков) гибкий элемент *17*, соединяющий две части делителя (сумматора), выполняет одновременно роль датчика (измерителя) рассогласования и механизма обратной связи для управления делителем (сумматором) потока жидкости.

Для синфазных перемещений рабочих органов *7* и *8* вверх по схеме жидкость через распределитель *16* подается к золотникам *5* и *13* и далее через дросселирующие щели *4* и *11*, образующие делитель потока, обратные клапаны *6* и *10* к поршневым полостям гидроцилинд-

ров *1* и *15*. При увеличении, например, нагрузки P_2 цилиндр *15* отстает из-за снижения перепада давлений в щели *11*. Поскольку корпуса золотников *5* и *13* жестко связаны с гидроцилиндрами *1* и *15*, а сами золотники — тросом *17*, то отставание цилиндра *15* приводит к росту открытия дросселирующей щели *11* и, благодаря наличию пружин одинаковой жесткости золотников *5* и *13*,— к одновременному уменьшению открытия щели *4*. Увеличение щели *11* для прохода жидкости к более нагруженному цилиндру *15* и уменьшение щели *4* для прохода жидкости к менее нагруженному цилиндру *1* происходит до тех пор, пока скорости гидроцилиндров *1* и *15* не выравняются. Для изменения начального положения синхронизируемых рабочих органов служит натяжное устройство *9*, при помощи которого регулируют длину троса *17*.

Реверсируются гидроцилиндры *1* и *15* реверсивным золотником *16*. При этом жидкость от насоса подается в штоковые полости гидроцилиндров *1* и *15*, а из поршневых полостей через обратные клапаны *2* и *14*, дросселирующие щели *3* и *12*, образующие сумматор потоков жидкости, вытесняется в бак. Если теперь увеличивается нагрузка на цилиндр *15*, то он отстает и через механизм обратной связи увеличивает открытие щели *12* и уменьшает открытие щели *3*. Рост открытия щели *12* снижает нагрузку более нагруженного цилиндра *15*, а уменьшение открытия щели *3* повышает нагрузку менее нагруженного цилиндра *1* до тех пор, пока скорости гидроцилиндров не выравняются.

Такое выполнение привода позволяет применять чрезвычайно простой механизм обратной связи при любом расположении синхронизируемых рабочих органов. Кроме того, в этом приводе практически до нуля сокращается длина трубопроводов между управляющими дросселирующими щелями и полостями гидроцилиндров, что улучшает динамическое качество привода.

6.5. Расчет синфазных гидроприводов

В расчете синфазного гидропривода определяют соотношение параметров привода и режимы его работы, влияние параметров на точность синхронизации и другие показатели качества в установившихся и динамических режимах работы. Как уже указывалось, рассогласование синфазных приводов, построенных на базе следящих устройств, определяется статическими и динамическими ошибками слежения. Поэтому расчеты следящих приводов в установившихся и динамических режимах полностью пригодны для расчета синфазных приводов (см. соответствующие разделы).

Рассмотрим расчет синфазных приводов с делителями (сумматорами) потоков жидкости, управляемыми в функции относительного положения синхронизируемых гидродвигателей (рис. 6.14).

Статические характеристики можно получить, совместно решая уравнения неразрывности потоков жидкости через дросселирующие щели делителя или сумматора и статического равновесия синхронизируемых гидродвигателей [18]. Пренебрегая радиальными зазорами между золотником и втулкой, расходы через дросселирующие щели

4 и *11* делителя потока можно выразить соответственно

$$Q_1 = G(1 - \delta \operatorname{sign} \delta/\delta_0)\sqrt{p_н - p_1}; \qquad (6.14)$$

$$Q_2 = G(1 + \delta \operatorname{sign} \delta/\delta_0)\sqrt{p_н - p_2},$$

где G — проводимость дросселирующей щели делителя в нейтральном положении:

$$G = \mu \pi d \delta_0 \sqrt{(2/\rho)};$$

d — диаметр золотника делителя; δ_0 — начальное открытие щели золотника; p_1, p_2 — давления в рабочих полостях цилиндров; δ — осевое смещение золотника (рассогласование).

Условиями статического равновесия гидроцилиндров *1* и *15* являются

$$p_1 F = P_1 + R_1 + p_{п.с} F'; \quad p_2 F = P_2 + R_2 + p_{п.с} F', \qquad (6.15)$$

где F, F' — эффективные площади поршневых и штоковых полостей цилиндров; P_1, P_2 — полезные нагрузки цилиндров; R_1, R_2 — силы трения, преодолеваемые гидроцилиндрами; $p_{п.с}$ — давление в штоковых полостях цилиндров (полости слива).

Совместное решение уравнений (6.14) и (6.15) с учетом равенства расходов в ветвях в установившемся режиме: $Q_1 = Q_2 = Q$ дает уравнение *статической характеристики* в неявном виде:

$$\frac{\Delta P \operatorname{sign} \Delta P}{F} = \frac{4Q^2 \delta \delta_0^3}{G^2 (\delta_0^2 - \delta^2)^2}. \qquad (6.16)$$

Статическая характеристика (6.16) привода представляет собой уравнение четвертой степени, решить которое довольно трудно. Для инженерных расчетов при малых значениях δ по сравнению с δ_0 можно пользоваться приближенным решением уравнения (6.16):

$$\delta \approx \sqrt{\left(\frac{\delta_0 F^3 v^2}{G^2 \Delta P}\right)^2 + \frac{\delta_0^2}{2}} - \frac{\delta_0 F^3 v^2}{G^2 \Delta P}, \qquad (6.17)$$

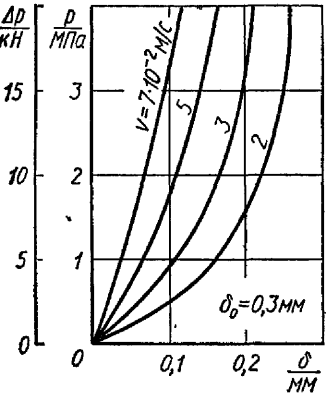


Рис. 6.15. Статические характеристики синфазного привода

где ΔP — разность нагрузок гидроцилиндров: $\Delta P = P_2 - P_1$.

Анализ построенных по уравнению (6.16) статических характеристик привода для параметров $\mu = 0{,}65$; $d = 10$ мм; $F = 5 \times 10^3$ мм^2; $\delta_0 = 0{,}3$ мм (рис. 6.15) показывает, что рассогласование δ в этих приводах растет с увеличением разности нагрузок ΔP и начальных открытий δ_0 щелей делителя (сумматора) потока жидкости и уменьшается с повышением скорости v перемещения и эффективных площадей F гидроцилиндров.

Основные факторы, влияющие на чувствительность и, следовательно, точность синхронизации,— начальный перепад давлений в дросселирующих щелях золотника-дели-

теля (сумматора), определяющийся соотношением скорости (расхода) перемещения синхронизируемых гидродвигателей и проводимости дросселирующих щелей (начального открытия), а также разность нагрузок гидродвигателей. С увеличением начального перепада давлений в дросселирующих щелях делителя (сумматора), т. е. с ростом скорости перемещения синхронизируемых гидродвигателей, повышается точность синхронизации (уменьшается ошибка δ по положению), но при этом падает КПД привода. Отсюда очевиден один из основных недостатков рассматриваемых синфазных приводов — узкий диапазон регулирования скоростей рабочих органов, так как при изменении скорости изменяется начальный перепад давлений в щелях делителя (сумматора).

Энергетические характеристики. КПД данного привода можно определить как соотношение полезной и затраченной мощностей:

$$\eta = (p_1 + p_2)\, Q/p_н Q_н = (P_1 + P_2)/2p_н F. \qquad (6.18)$$

При дросселировании на выходе (регулятор скорости установлен на выходе привода) привод работает с $p_н = \text{const}$ и $Q_н = \text{const}$, подведенное давление $p_н$ определяется максимально возможными нагрузками $P_1 = P_2 = P_{max}$. Расход через одну щель делителя в этом случае

$$Q = G\sqrt{p_н - (P_{max}/F)} = G\sqrt{\Delta p_0}.$$

Отсюда

$$p_н = (P_{max}/F) + \Delta p_0,$$

где Δp_0 — перепад давлений в щели делителя при его нейтральном положении: $\Delta p_0 = (vF/G)^2$.

Подставляя значение $p_н$ в уравнение (6.18), получаем выражение для определения КПД синфазного привода с дросселированием на выходе [18]:

$$\eta = (P_1 + P_2)/2\,(P_{max} + \Delta p_0 F). \qquad (6.19)$$

Построенные по уравнению (6.19) зависимости КПД привода от нагрузки P_2 на одном из цилиндров при различных нагрузках $P_1 = \text{const}$ на другом цилиндре показаны для принятых параметров и $P_{max} = 20$ кН на рис. 6.16, *а*. Как видим, более высоким КПД обладают приводы с нагрузками, близкими к P_{max}.

При дросселировании на входе привод работает с $Q_н = \text{const}$, подведенное давление $p_н$ является функцией нагрузок на рабочие цилиндры.

Пусть $P_2 = P_б$ и $P_1 = P_м$, где $P_б$, $P_м$ — нагрузки более и менее нагруженного цилиндров. Приравняв расходы Q_1 и Q_2 через щели делителя [уравнения (6.14)] и принимая во внимание, что в этом случае $p_1 = P_м/F$ и $p_2 = P_б/F$, получаем выражение для определения подводимого давления:

$$p_н = \frac{(\delta_0 + \delta)^2 P_б - (\delta_0 - \delta)^2 P_м}{4F\delta_0\delta}.$$

Подставляя значение $p_н$ в уравнение (6.18), получаем выражение для КПД привода с дросселированием на входе ($P_б \neq P_м$):

$$\eta = \frac{2\delta_0\delta\,(P_б + P_м)}{(\delta_0 + \delta)^2 P_б - (\delta_0 - \delta)^2 P_м}. \qquad (6.20)$$

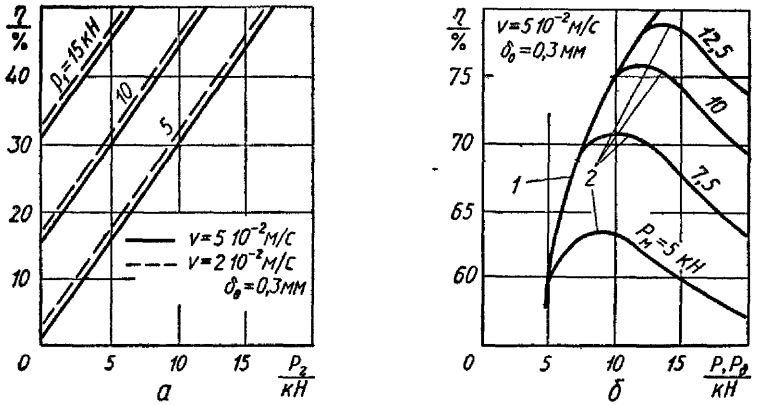


Рис. 6.16. Зависимости КПД синфазных приводов:
а — дросселирование на выходе; *б* — дросселирование на входе

Если нагрузки равны: $P_1 = P_2 = P$, подводимое давление определяется из уравнения расхода через щель делителя в его нейтральном положении:

$$Q = G\sqrt{p_н - (P/F)} = G\sqrt{\Delta p_0}.$$

Отсюда

$$p_н = (P/F) + \Delta p_0.$$

Подставляя это значение давления $p_н$ в уравнение (6.18), получаем выражение для КПД при одинаковых нагрузках на синхронизируемые цилиндры:

$$\eta = \frac{P}{(P + \Delta p_0 F)}. \qquad (6.21)$$

Зависимости КПД привода с дросселированием на входе от большей нагрузки $P_б$ при различных $P_м = \text{const}$ показаны на рис. 6.16, *б*. Здесь линия *1* построена по уравнению (6.21) для одинаковых нагрузок на оба цилиндра, а линии *2* — по уравнению (6.20) при $P_б \neq P_м$. Такой привод обладает более высоким КПД, чем привод с дросселированием на выходе, однако справедливо это только тогда, когда давление на входе привода управляется внешними нагрузками (регулируемый насос или нерегулируемый насос с регулятором скорости типа Г55-1).

Динамические характеристики. Динамика процесса регулирования определяется совместным решением уравнений расходов через дросселирующие щели делителя (сумматора) и динамического равновесия синхронизируемых гидродвигателей. Для рассматриваемого привода уравнения расходов через щели *4* и *11* имеют вид

$$Q_1 = Q' + Q'_{сж} + Q'_{ут}; \quad Q_2 = Q'' + Q''_{сж} + Q''_{ут}, \qquad (6.22)$$

где Q', Q'' — расходы гидродвигателей *1* и *15* без учета сжимаемости жидкости:

$$Q' = F(dy_1/dt); \quad Q'' = F(dy_2/dt);$$

$Q'_{сж}$, $Q''_{сж}$ — расходы, вызванные увеличением емкостей привода и сжатием жидкости:

$$Q'_{сж} = V_1\beta_{пр}(dp_1/dt); \quad Q''_{сж} = V_2\beta_{пр}(dp_2/dt);$$

$Q'_{ут}$, $Q''_{ут}$ — перетечки жидкости из одной полости цилиндров в другую:

$$Q'_{ут} = c_1(p_1 - p_{пр}); \quad Q'_{ут} = c_2(p_2 - p_{пр});$$

y_1, y_2 — перемещения цилиндров *1* и *15*; V_1, V_2 — приведенные сжимаемые объемы жидкости в цилиндрах; практически $V_1 = V_2 = V$; c_1, c_2 — коэффициенты утечек жидкости цилиндров *1* и *15*; при одинаковых уплотнениях поршней $c_1 = c_2 = c$.

Подставляя значения расходов в уравнение (6.22), получаем

$$Q_1 = F(dy_1/dt) + V\beta_{пр}(dp_1/dt) + c(p_1 - p_{пр});$$
$$Q_2 = F(dy_2/dt) + V\beta_{пр}(dp_2/dt) + c(p_2 - p_{пр}). \qquad (6.23)$$

Зависимости расходов Q_1 и Q_2 от давлений [уравнения (6.14)] нелинейны. Линеаризуя эти зависимости путем разложения их в ряд Тейлора по двум переменным, получаем

$$Q_1 = G\sqrt{\Delta p_0} - G\frac{\delta}{\delta_0}\sqrt{\Delta p_0} - \frac{G}{2\sqrt{\Delta p_0}}(p_1 - p_0);$$
$$Q_2 = G\sqrt{\Delta p_0} + G\frac{\delta}{\delta_0}\sqrt{\Delta p_0} - \frac{G}{2\sqrt{\Delta p_0}}(p_2 - p_0). \qquad (6.24)$$

Уравнения динамического равновесия цилиндров следующие:

$$p_1F - p_{пр}F' = M_1(d^2y_1/dt^2) + f(dy_1/dt) + P_1 + R_1, \qquad (6.25)$$
$$p_2F - p_{пр}F' = M_2(d^2y_2/dt^2) + f(dy_2/dt) + P_2 + R_2,$$

где M_1, M_2 — приведенные к цилиндрам массы перемещаемых частей; практически $M_1 = M_2 = M$.

Вычитая одно из другого уравнения (6.23), (6.24) и (6.25), получаем систему уравнений (в приращениях, т. е. в разностях параметров), представляющих собой математическую модель динамики процесса синхронизации:

$$\left.\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= F\frac{d\delta}{dt} + V\beta_{пр}\left(\frac{dp_1}{dt} - \frac{dp_2}{dt}\right) + c(p_1 - p_2); \\ Q_1 - Q_2 &= -2G\frac{\delta}{\delta_0}\sqrt{\Delta p_0} - \frac{G}{2\sqrt{\Delta p_0}}(p_1 - p_2); \\ p_1 - p_2 &= \frac{1}{F}\left(M\frac{d^2\delta}{dt^2} + f\frac{d\delta}{dt} - \Delta P\right), \end{aligned}\right\} \qquad (6.26)$$

где $y_1 - y_2 = \delta$; $(dy_1/dt) - (dy_2/dt) = d\delta/dt$; $(d^2y_1/dt^2) - (d^2y_2/dt^2) = d^2\delta/dt^2$.

На основании математической модели динамики процесса синхронизации (6.26) построена структурная схема привода (рис. 6.17). По этой схеме, пренебрегая величиной c из-за малости утечек при хорошем уплотнении поршней, получаем передаточную функцию замк-

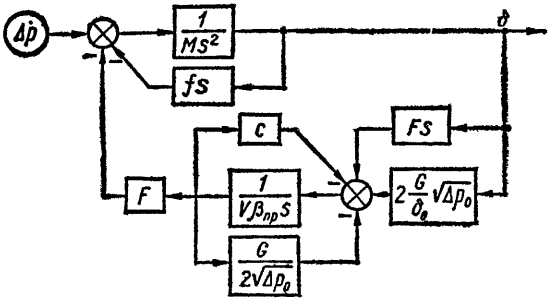


Рис. 6.17. Структурная схема синфазного привода

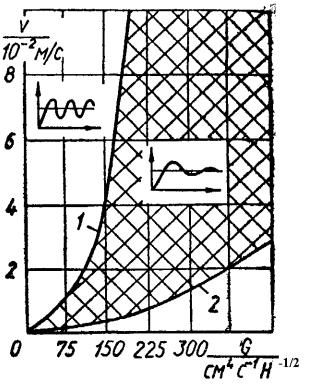


Рис. 6.18. Области устойчивой работы синфазных приводов

нутого привода синхронизации по возмущающему воздействию ΔP:

$$W(s) = \frac{\delta(s)}{\Delta P(s)} = \frac{V\beta_{пр}s + \dfrac{G}{2\sqrt{\Delta p_0}}}{(Ms^2 + fs)\left(V\beta_{пр}s + \dfrac{G}{2\sqrt{\Delta p_0}}\right) + F\left(Fs + 2\dfrac{G}{\delta_0}\sqrt{\Delta p_0}\right)}. \quad (6.27)$$

Заменяя корень характеристического уравнения s [знаменатель передаточной функции (6.27)] на $j\omega$ по методу D-разбиения и приравнивая полученное выражение к нулю, получаем уравнение верхней границы устойчивости в параметрической форме:

$$\left.\begin{aligned} v &= \frac{\delta_0}{2F^2 f} - [M(V\beta_{пр}M\omega^2 - F^2) + V\beta_{пр}f^2]\,\omega^2; \\ G &= \frac{\omega}{f}\sqrt{\frac{\delta_0}{F}(V\beta_{пр}M\omega^2 - F^2)[M(V\beta_{пр}M\omega^2 - F^2) + V\beta_{пр}f^2]}. \end{aligned}\right\} \quad (6.28)$$

Подстановкой различных значений ω в уравнения (6.28) построена верхняя граница устойчивости, которая для принятых значений параметров представлена на рис. 6.18 линией *1*. Очевидно, что верхняя колебательная граница устойчивости определяется начальным перепадом давлений в щелях делителя (сумматора), т. е. соотношением скорости перемещения гидродвигателей (расхода) и проводимости дросселирующих щелей. Повышение скорости перемещения гидродвигателей приводит к увеличению начального перепада давлений в регулирующих щелях делителя (сумматора) и, следовательно, к возрастанию чувствительности и точности синхронизации, но одновременно приближает привод к верхней границе устойчивости, за которой начинается незатухающий колебательный процесс.

С понижением скорости перемещения гидродвигателей начальный перепад давлений в щелях делителя (сумматора) уменьшается, так как проводимость щелей остается постоянной. В результате по достижении достаточно малой скорости перепад давлений становится настолько малым, что золотник делителя получает «холостой ход» (перемещение золотника в зоне насыщения по площади проходного сечения

дросселирующей щели). Наличие «холостого хода» золотника приводит к прерывистому движению синхронизируемых цилиндров из-за непостоянства сил трения при движении цилиндров. Теоретически «холостой ход» золотника, а следовательно, и прерывистость движения цилиндров должны наступать с уменьшением начального перепада давлений до значений, определяемых колебаниями сил трения при движении синхронизируемых гидродвигателей. Как показали исследования, прерывистое движение для указанных ранее параметров привода начиналось с уменьшением начального перепада давлений до $\Delta p_0' = 5 \cdot 10^{-3}$ МПа.

Аналитическое выражение нижней границы устойчивости в предположении, что прерывистое движение начинается при $\Delta p_0' = \text{const}$, получено из уравнения расхода жидкости через щели золотника

$$Q = vF = G\sqrt{\Delta p_0'};$$

$$v = (G/F)\sqrt{\Delta p_0'}. \qquad (6.29)$$

Построенная по уравнению (6.29) нижняя граница устойчивости представлена на рис. 6.18 линией *2*. Анализ исследования устойчивости рассматриваемых синфазных приводов показывает, что они устойчивы в узкой области изменения параметров (заштрихованная область между кривыми *1* и *2* на рис. 6.18). Для увеличения диапазона регулирования скоростей необходимо применять синфазные приводы с изменяющимися в зависимости от скорости проводимостями дросселирующих щелей делителя (сумматора) потоков жидкости [18].

ГЛАВА 7

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

7.1. Общая характеристика пневматических приводов

Принцип действия и структура пневматических приводов. *Пневматическими называют устройства, приводы, системы, в которых энергоносителем является воздух.* В зависимости от вида используемой энергии воздуха различают пневматические устройства динамического и объемного типа; *динамические* преобразуют кинетическую энергию потока, *объемные* — потенциальную энергию давления воздуха. В данной главе рассматриваются пневматические приводы объемного типа.

Под *объемным пневматическим приводом понимают совокупность элементов и устройств, обеспечивающих преобразование потенциальной энергии давления сжатого воздуха в механическую работу, выполняемую пневмодвигателем.*

В простейшем пневматическом приводе с возвратно-поступательным движением рабочего звена — поршня пневмоцилиндра (рис. 7.1) — сжатый воздух от источника питания *1* через фильтр-влагоотделитель *2*, редукционный клапан *3* и маслораспылитель *5* поступает на вход

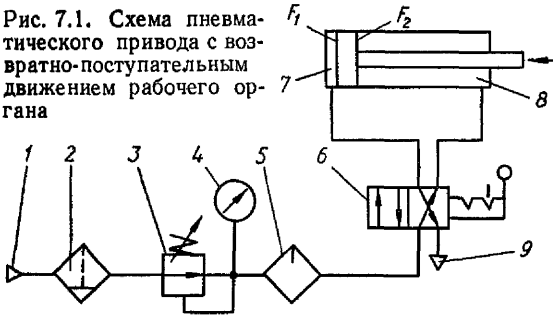


Рис. 7.1. Схема пневматического привода с возвратно-поступательным движением рабочего органа

пневмораспределителя *6*. Давление воздуха контролируется манометром *4*. Выходы пневмораспределителя связаны с полостями *7* и *8* пневмоцилиндра.

В положении на схеме полость *8* находится под давлением, а полость *7* сообщена с выходом *9* в атмосферу. Поршень пневмоцилиндра занимает крайнее левое положение. При переключении распределителя полость *7* сообщается с подводом питания и наполняется сжатым воздухом. Одновременно полость *8* сообщается с выходом в атмосферу и начинается ее опорожнение. При некотором давлении воздуха в полости *7* сила давления, создаваемая на площади F_1 поршня, становится достаточной, чтобы преодолеть силу сопротивления движению P и силу давления, действующую на площадь F_2 поршня со стороны полости *8*. В этот момент поршень начинает движение, скорость которого зависит от интенсивности подвода воздуха в рабочую полость *7* и отвода воздуха из полости выхлопа *8*. Интенсивности подвода и отвода зависят от пропускной способности соответствующих пневмолиний, определяемой размерами трубопроводов и их гидравлическими сопротивлениями. Значительно влияет на скорость движения поршня и изменение силы сопротивления P.

При неизменной позиции распределителя поршень выполнит движение и остановится в крайнем правом положении. В случае обратного переключения распределителя полости пневмоцилиндра меняются ролями и поршень возвращается в исходное положение. Управляют распределителем вручную.

В большинстве случаев практического применения управление пневматическими приводами автоматическое. Например, в пневматической системе с автоматическим управлением двумя пневмоцилиндрами (рис. 7.2) пневмоцилиндры *1* и *6* выполняют следующий замкнутый цикл движений: ход вперед поршня пневмоцилиндра *1* — ход вперед поршня пневмоцилиндра *6* — ход назад поршня пневмоцилиндра *1* — ход назад поршня пневмоцилиндра *6*. В схеме использованы двухпозиционные распределители *2* и *7* с двусторонним пневмоуправлением. Контроль выполнения требуемых по циклу движений и управление распределителями осуществляется с помощью конечных выключателей *3*, *5*, *8* и *9*.

На схеме поршни пневмоцилиндров показаны в исходном положении. Кулачки, установленные на их штоках, воздействуют на выключатели *3* и *8*, на выходах которых образуются командные сигналы. Выключатель *3* подает сигнал в правую полость управления распределителя *7*, удерживая его в переключенном влево положении. Сигнал от конечного выключателя *8* прерван пневмотумблером *4*. При кратковременном включении пневмотумблера этот сигнал переключает рас-

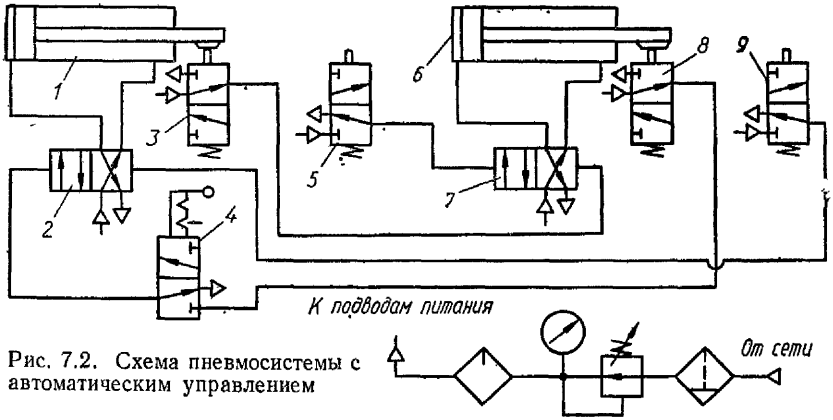


Рис. 7.2. Схема пневмосистемы с автоматическим управлением

пределитель *2* вправо. Переключение возможно, так как другая (правая) полость управления распределителя связана при этом с атмосферой через выключатель *9*. Последующее выключение пневмотумблера снова прерывает подачу командного сигнала, но распределитель остается в переключенном положении, механически его «запоминая», и поршень пневмоцилиндра *1* начинает движение вправо. В начале этого движения правая полость управления распределителя *7* сообщается через выключатель *3* с атмосферой. Выключатель *5*, контролирующий срабатывание пневмоцилиндра *1*, подает сигнал на переключение распределителя *7* вправо только в конце хода поршня пневмоцилиндра *1*. Этим блокируется подача следующей по циклу команды до выполнения предшествующей команды. В конце хода вправо поршня пневмоцилиндра *6* конечный выключатель *9* переключает распределитель *2* влево, что вызывает обратный ход пневмоцилиндра *1*. Затем выключатель *3* таким же образом включает последнее движение цикла — обратный ход пневмоцилиндра *6*. После его выполнения конечный выключатель *8* подает команду на переключение распределителя *2* и начало нового цикла, но при выключенном пневмотумблере *4* команда прерывается и система останавливается в исходном положении.

Если при пуске пневмотумблер оставить включенным, пневмосистема будет отрабатывать цикл за циклом, сохраняя заданную последовательность работы пневмоцилиндров. Выключить пневмотумблер можно в любой момент работы системы, что вызовет ее автоматическую остановку в исходном положении после выполнения всех операций текущего цикла.

Рассмотренные примеры дают представление о структуре пневматических приводов, которая включает в себя: пневмодвигатели, пневмораспределители, аппаратуру системы подготовки воздуха, аппаратуру контроля и управления, регулирующую аппаратуру, систему трубопроводов (пневмолинии). Приводы могут иметь также различные вспомогательные устройства: индикаторы, глушители шумов, защитные и предохранительные клапаны и др.

Классификация пневмодвигателей. Пневмодвигатель является главным звеном в структуре пневматического привода. От типа пневмодвигателя, его конструктивных размеров и требуемых динамических

характеристик зависят выбор схемы управления, типаж аппаратуры контроля, регулирования и управления, размеры проходных сечений пневмолиний и пневмоаппаратов.

Признаки, по которым классифицируют объемные пневмодвигатели, установлены ГОСТ 17752—81. По характеру движения выходного звена пневмодвигатели делятся на три группы: 1) пневмоцилиндры, 2) поворотные пневмодвигатели и 3) пневмомоторы.

К первой группе относятся двигатели с линейным возвратно-поступательным движением выходного звена — поршневые, плунжерные, мембранные, а также сильфонные пневмоцилиндры, которые могут быть одностороннего и двустороннего действия, двухпозиционными и многопозиционными, одноступенчатыми и телескопическими.

Ко второй группе относятся пневмодвигатели поворотного действия с ограниченным углом поворота выходного звена, которые в зависимости от типа рабочих органов могут быть шиберными, поршневыми или мембранными.

Третью группу образуют пневмодвигатели вращательного действия — пневмомоторы. Практическое применение нашли пневмомоторы шестеренные, шиберные и поршневые.

Устройство и принцип действия пневмодвигателей, применяемых в станкостроении и робототехнике, рассмотрены в конце главы.

Достоинства и недостатки пневматических приводов. Основные достоинства пневматических приводов следующие:

1) возможность питания от централизованной сети при относительной легкости транспортировки энергии сжатого воздуха на значительные расстояния; 2) высокие скорости срабатывания исполнительных устройств (пневмодвигателей и др.); 3) пожаро- и взрывобезопасность, обеспечиваемые без применения защитных средств; 4) возможность работы в широком диапазоне рабочих температур, в условиях запыленности, вибраций, радиации; 5) простота конструкции и высокая надежность пневматических устройств; 6) простота ухода и обслуживания; 7) относительно низкая стоимость и быстрая окупаемость.

К недостаткам пневматических приводов относятся: 1) сравнительно высокая стоимость энергии сжатого воздуха, что сказывается при непрерывном потреблении сжатого воздуха и больших его расходах; 2) невозможность без применения специальных устройств или конструкций обеспечить заданный закон движения выходного звена пневмодвигателя; 3) нестабильность скорости движения выходного звена пневмодвигателя особенно при переменных нагрузках; 4) плохие условия смазки трущихся поверхностей подвижных элементов пневматических устройств; 5) низкий КПД пневматических приводов; 6) необходимость защиты элементов привода от коррозии.

Применение пневмоприводов в станкостроении и робототехнике. Пневматические приводы широко используются для автоматизации и механизации производственных процессов в различных отраслях промышленности. Установившаяся область их применения — машиностроение, в том числе станкостроение.

Между пневматическими и гидравлическими объемными приводами существуют глубокие аналогии (по принципу действия, по конструкции и функциям их элементов). Принципиально отличаются только

рабочие среды — воздух, обладающий большой сжимаемостью и малой вязкостью, и вязкая, практически несжимаемая жидкость. Различие рабочих сред существенно сказывается на динамических характеристиках приводов, прежде всего на характеристиках исполнительных устройств. В отличие от гидравлических аналогов пневмодвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена являются типично дискретными устройствами. Движение поршня пневмоцилиндра (см. рис. 7.1) характеризуется малой продолжительностью, высокими и нестабильными скоростями. Поршень имеет только два фиксированных (крайних) положения, определяемых жесткими упорами. Точно остановить его в каком-либо промежуточном положении невозможно. Например, при прекращении подачи воздуха или запирании обеих полостей пневмоцилиндра движущийся поршень остановится не мгновенно из-за упругости рабочей среды и инерционности подвижных масс.

Дискретным характером работы пневмодвигателей с возвратно-поступательным движением выходного звена обусловлено их применение для механизации и автоматизации таких технологических операций, которые не требуют строго заданного закона движения и допускают нестабильность скорости подвижных элементов. Применительно к металлорежущим станкам это операции зажима, поворота, фиксации, кантования, транспортировки, загрузки-выгрузки, ориентации, установки, переключения. Несмотря на почти релейный характер срабатывания пневмоприводов, реализующих такие операции, рациональным выбором их конструктивных размеров и применением регулирующих устройств можно активно воздействовать на их динамику, добиваясь требуемых эксплуатационных характеристик. Например, дроссельным регулированием можно в широком диапазоне изменять время срабатывания, действующие скорости и ускорения, стабилизировать скорость движения рабочих органов. Применение тормозных устройств позволяет при высоких скоростях движения на основном участке хода ограничить или исключить удар в конце хода при остановке на жестком упоре. Все это расширяет функциональные возможности и область применения пневматических приводов в металлорежущих станках и автоматических станочных линиях.

Большие перспективы по применению открылись перед пневматическими приводами с развитием новой отрасли техники — роботостроения. В настоящее время свыше 50 % используемых в промышленности манипуляторов и роботов первых поколений пневматические. Разработка конструкций пневматических позиционеров, шаговых и цифровых приводов дает основание рассчитывать на конкурентоспособность пневматических приводов с электро- и гидроприводами и при создании роботов новых поколений.

Работа пневмодвигателей вращательного действия (пневмомоторов), а также пневмоприводов ударного действия связана с непрерывным и значительным расходованием сжатого воздуха. Ввиду повышенной стоимости используемой энергии, они применяются в качестве приводов ручных инструментов небольшой мощности (сверлильные, шлифовальные, полировальные и резьбонарезные машины, гайковерты, клепальные, рубильные и отбойные молотки, трамбовки и т. п.).

Более мощные пневмодвигатели этих типов используются в горном деле, что обусловлено, главным образом, их пожаро- и взрывобезопасностью. В станкостроении и роботостроении они практически не используются и поэтому здесь не рассматриваются.

В данной главе основное внимание уделено пневматичееким приводам дискретного действия: расчету и выбору их параметров, устройству и принципу действия основных элементов пневмоаппаратуры, типовым пневматическим устройствам станков, манипуляторов и роботов.

7.2. Воздух — рабочее тело пневматических систем

Источники питания. Воздух представляет собой смесь азота (78,02 %), кислорода (20,9 %), благородных газов (0,9 %), углекислого газа (0,03 %), водяного пара и случайных примесей. Процентное содержание компонентов непостоянно и зависит от географической широты местности, метеорологических условий, а также от загрязненности атмосферного воздуха, в частности, его загазованности.

Для питания сжатым воздухом пневматических систем используют компрессоры. Большинство отечественных предприятий, где используется энергия сжатого воздуха, имеют централизованные компрессорные станции с поршневыми или центробежными компрессорами, вырабатывающими сжатый воздух с избыточным давлением 0,4... 0,8 МПа, реже — до 1...1,6 МПа. В настоящее время в технике применяют пневматические устройства и системы трех уровней давления: высокого (0,25...1,0 МПа), среднего (0,1...0,25 МПа) и низкого (0,001...0,01 МПа). Поскольку экономически невыгодно сжимать воздух до высокого давления, а при потреблении уменьшать давление до значительно более низкого уровня, то практикуется создание централизованных сетей с разными уровнями давления. Иногда применяют пневматические системы с индивидуальными источниками питания. Кроме компрессора, в таких случаях обычно нужен индивидуальный воздухосборник (ресивер), который сглаживает пульсации подачи воздуха и создает (аккумулирует) его запас.

Свойства воздуха. Основные параметры, характеризующие состояние воздуха,— это давление, температура и удельный объем или плотность.

В теоретических зависимостях всегда учитывают абсолютное *давление воздуха,* равное сумме избыточного (манометрического) и атмосферного (барометрического) давлений:

$$p = p_{\text{и}} + p_{\text{а}}.$$

Для измерения *температуры* обычно используют Международную практическую температурную шкалу с температурой t в градусах Цельсия (°С). В теории пневматических устройств применяют уравнения термодинамики и учитывают термодинамическую температуру T в кельвинах (К). Связь между температурами имеет вид $T = t^\circ + 273^\circ$

Удельный объем $v = V/m$, где V — объем, занимаемый воздухом, м^3; m — масса воздуха, кг.

Отношение массы к занимаемому ею объему называется *плотностью:* $\rho = m/V$, кг/м³. Плотность воздуха представляет собой величину, обратную удельному объему: $\rho = 1/v$. Ввиду сжимаемости воздуха величины v и ρ изменяются в широких пределах, поэтому принято определять их для фиксированных условий. Для воздуха при давлении $p = 0{,}1013$ МПа (760 мм рт. ст.) и температуре $T = 293$ К ($t = 20$ °С) удельный объем $v = 0{,}83$ м³/кг; плотность $\rho = 1{,}207$ кг/м³.

Параметры состояния воздуха связаны между собой *уравнением состояния.* При рабочих давлениях до 1 МПа и диапазоне температур от —40 °С до +70 °С для сжатого воздуха с достаточной для практики точностью можно пользоваться уравнением Клапейрона — Менделеева для идеального газа:

$$pv = RT, \quad \text{или} \quad pV = mRT,$$

где R — удельная газовая постоянная, представляющая собой работу, выполняемую одним килограммом газа при изменении его температуры на один градус при постоянном давлении. Для сухого воздуха $R = 287$ Дж/(кг · К). Для влажного воздуха значение R несколько возрастает, чем обычно пренебрегают.

Из других величин, характеризующих физические свойства воздуха, отметим еще его вязкость, влажность и теплоемкость.

Вязкость воздуха характеризует силы внутреннего трения при движении воздушного потока и оценивается коэффициентами динамической $\mu_д$ или кинематической ν вязкости. Связь между коэффициентами вязкости выражается формулой $\mu_д = \nu\rho$. Вязкость воздуха существенно зависит от температуры:

$$\mu_д = \mu_{д0}(T/273)^{0{,}75},$$

где $\mu_д$ — коэффициент динамической вязкости при абсолютной температуре T; $\mu_{д0}$ — то же, при температуре 273 К: $\mu_{д0} = 17{,}2 \times 10^{-6}$ Н · с/м².

Воздух может быть сухим и влажным. *Влажный воздух* содержит в себе водяной пар. Количество водяного пара в воздухе ограничено и зависит от температуры. Например, при температуре 0 °С и атмосферном давлении 1 м³ воздуха может содержать до 4,8 г водяного пара; при 30 °С — до 30,4 г; при 100 °С — до 597,7 г. Отношение количества водяного пара, содержащегося в 1 м³ воздуха при данной температуре, к максимально возможному его количеству при этой температуре называют *относительной влажностью.* При понижении температуры смесь воздуха с водяным паром становится пересыщенной и избыток пара конденсируется в виде росы. Этим пользуются, осушая воздух.

Удельная теплоемкость есть количество тепла, необходимое для нагревания единицы массы воздуха на один градус. Различают удельные теплоемкости при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v. В диапазоне температур —40 °С ...+100 °С удельные теплоемкости для воздуха практически постоянны и имеют значения: $c_p = 1{,}01 \cdot 10^3$ Дж/(кг · К); $c_v = 0{,}72 \cdot 10^3$ Дж/(кг · К). Удельные теплоемкости связаны между собой зависимостью $c_p = c_v + R$, а их отношение представляет собой показатель степени адиабатического процесса: $k = c_p/c_v = 1{,}4$.

Таблица 2

Процесс	Связь между параметрами	Уравнение первого закона термодинамики	Теплота	Внешняя работа	Показатель политропы
Изохорический	$p_1/p_2 = T_1/T_2$	$dq = du$	$q = c_v(T_2 - T_1)$	$l = 0$	$n = \pm\infty$
Изобарический	$v_1/v_2 = T_1/T_2$	$dq = du + dl$	$q = c_p(T_2 - T_1)$	$l = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$	$n = 0$
Изотермический	$p_1v_1 = p_2v_2$	$dq = dl$	$q = l$	$l = RT \ln (p_1/p_2)$	$n = 1$
Адиабатический	$p_1v_1^k = p_2v_2^k$	$du = -dl$	$q = 0$	$l = \frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$	$n = k$

Термодинамические процессы при постоянном количестве воздуха. Параметры воздуха при переходе его от одного состояния к другому изменяются. Такой переход называется *термодинамическим процессом*. В ограниченном диапазоне давлений и температур, который имеет место при работе большинства пневматических устройств, пользуясь уравнением состояния для идеального газа, можно установить связь между параметрами для двух разных состояний 1 кг воздуха:

$$p_1v_1/T_1 = p_2v_2/T_2.$$

Энергетическая сторона перехода из состояния в состояние описывается уравнением первого закона термодинамики: $dq = du + dl$ — приращение подводимого извне тепла dq расходуется на изменение внутренней энергии du и выполнение внешней работы dl.

Как частные случаи возможны следующие простейшие термодинамические процессы при постоянном количестве воздуха: 1) *изохорический* (v = const) — процесс при постоянном объеме; 2) *изобарический* (p = const) — процесс при постоянном давлении; 3) *изотермический* (T = const) — процесс при постоянной температуре; 4) *адиабатический* ($dq = 0$) — процесс без внешнего теплообмена. Основные характеристики этих процессов приведены в табл. 2 [19].

Наиболее общим является термодинамический процесс при постоянной теплоемкости c, называемый *политропным*. Его уравнение pv^n = const, где $n = (c_p - c)/(c_v - c)$ — показатель политропы, который может принимать различные численные значения, но в каждом конкретном процессе остается постоянной величиной.

Легко убедиться, что простейшие термодинамические процессы являются частными случаями политропного. Для этого в уравнение политропы pv^n = const достаточно подставить соответствующие значения показателя политропы n, приведенные в табл. 2.

Термодинамические процессы при переменном количестве воздуха. Работа пневматических приводов связана с периодическим наполне-

нием сжатым воздухом и последующим опорожнением полостей постоянного и переменного объема. Массовое количество воздуха в полостях непрерывно меняется. В этих условиях закономерности, связывающие между собой параметры состояния воздуха (табл. 2), в ходе термодинамических процессов нарушаются. Например, всякое изменение давления в полости постоянного объема при постоянном количестве воздуха вызывает пропорциональное изменение температуры (изохорический процесс). Но если изменение давления в этой полости вызвано поступлением в нее дополнительного количества воздуха, температура в полости может возрастать, оставаться постоянной или уменьшаться, что зависит не только от изменения давления, но и от температуры притекающего воздуха, интенсивности его притока и соотношения между первоначальным количеством воздуха в полости и количеством притекающего воздуха. Из приведенного примера следует, что для процессов с переменным количеством газа необходимо учитывать фактор времени (так как процессы наполнения или опорожнения проходят во времени) и фактическую массу газа в каждый момент времени.

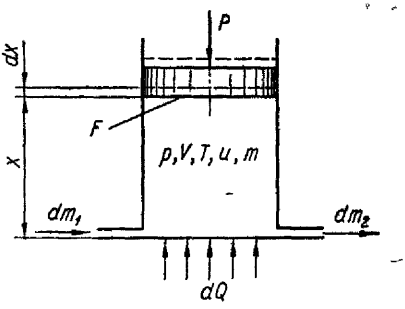


Рис. 7.3. Схема к выводу уравнения энергетического баланса

Рассмотрим схему, представленную на рис. 7.3. К полости цилиндра, где содержится газ с массой m, давлением p и температурой T, за время dt подводится тепловая энергия dQ, дополнительное количество газа dm_1 с энтальпией (теплосодержанием) i_1 и отводится некоторое количество dm_2 газа. Начальный объем полости $V = Fx$, где F — площадь поршня, а x — его координата. Газ в полости имеет удельную внутреннюю энергию u и энтальпию i. Поршень цилиндра, нагруженный силой P, совершает за время dt внешнюю работу dL.

Уравнение энергетического баланса (уравнение сохранения энергии) для приведенных условий имеет вид

$$dQ + i_1 dm_1 = dU + dL + i dm_2,$$

т. е. подведенная тепловая энергия и энергия вновь поступающих порций газа расходуются на изменение внутренней энергии газа dU, выполнение внешней работы и частично отводится с уходящими порциями газа.

Для пневматической полости переменного объема при ее наполнении сжатым воздухом, поступающим из ресивера или магистрали ($dm_1 = dm_м$ и $i_1 = i_м$), пренебрегая теплообменом с окружающей средой ввиду кратковременности процесса наполнения ($dQ \approx 0$) и утечками ($dm_2 \approx 0$), которые могут быть устранены качественными уплотнениями, получим $i_м dm_м = dU + dL$.

Преобразуем найденное уравнение, подставляя значения входящих в него величин. Энтальпию $i_м$ подводимого из магистрали воздуха можно выразить через его температуру $T_м$ и удельную теплоемкость c_p так: $i_м = c_p T_м$. Внутренняя энергия воздуха, находящегося в

полости цилиндра, $U = um$ и $dU = udm + mdu$. Удельная внутренняя энергия выражается через удельную теплоемкость c_v и температуру: $u = c_vT$ и $du = c_vdT$. Тогда $dU = c_vTdm + c_vmdT$. Из уравнения состояния $pV = mRT$, дифференцируя его, найдем $Tdm = (1/R) \times \times (pdV + Vdp) - mdT$ и подставим в выражение для dU:

$$dU = (c_v/R)(pdV + Vdp) + (c_v - 1)mdT.$$

Внешняя работа $dL = pFdx = pdV$.

После подстановки в исходное выражение и преобразований с учетом, что $c_p = c_v + R$ и $c_p/c_v = k$, находим в окончательном виде уравнение энергетического баланса для наполняющейся полости переменного объема [4]:

$$kRT_м dm_м = kpdV + Vdp. \tag{7.1}$$

Для полости постоянного объема ($V = \text{const}$ и $dV = 0$) уравнение упрощается:

$$kRT_м dm_м = Vdp. \tag{7.2}$$

При опорожнении полости переменного объема (выхлопе) уравнение энергетического баланса принимает вид [4]

$$-kRT_в dm_в = kp_в dV_в + V_в dp_в. \tag{7.3}$$

Индексы «в» в уравнении отнесены к переменным параметрам полости выхлопа. Для опоражнивающейся полости постоянного объема

$$-kRT_в dm_в = V_в dp_в. \tag{7 4}$$

Уравнения (7.1) ... (7.4) являются базовыми при динамических расчетах пневматических приводов. Их анализ показывает, что при переменном количестве воздуха термодинамические процессы в том виде, как это имеет место при постоянном его количестве, невозможны. Например, в случае наполнения полости термодинамический процесс является политропным, но с переменным показателем политропы. В случае опорожнения полостей связь между параметрами воздуха в полости соответствует уравнению адиабаты $pv^k = \text{const}$, но неправильно будет утверждать, что это процесс без теплообмена.

Таким образом, при переменном количестве воздуха, называя процесс политропным, адиабатным или изотермическим, имеют в виду только возможность пользоваться формой записи соответствующего уравнения, связывающего между собой параметры состояния, но не энергетическую сторону процесса, которая не соответствует ни одному из простейших термодинамических процессов.

7.3. Течение воздуха в трубопроводах и пневмолиниях

Основные закономерности течения воздуха. Движение воздуха может быть установившимся и неустановившимся. *Установившимся* называют такое движение, при котором скорость воздуха и давление в каждой точке потока являются функциями координат выбранной точки и не зависят от времени. Установившееся движение воздуха характерно для магистральных трубопроводов, а также для пневмолиний пневматических приводов и систем с непрерывным и стабиль-

ным расходом воздуха. В пневмолиниях пневматических приводов дискретного действия движение воздуха *неустановившееся.*

Основные законы и уравнения, характеризующие движение воздуха, установлены для случая равномерного установившегося течения. По уравнению непрерывности потока массовый расход G при таком течении одинаков для всех сечений потока воздуха:

$$G = \rho w f, \tag{7.5}$$

где ρ — плотность воздуха в рассматриваемом сечении; w — скорость воздуха в сечении; f — площадь сечения.

Для любых двух сечений потока воздуха при установившемся его движении справедливо уравнение Бернулли:

$$z_1 + p_1/\rho_1 g + w_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho_2 g + w_2^2/2g + h,$$

т. е. сумма геометрического (z), пьезометрического ($p/\rho g$) и скоростного ($w^2/2g$) напоров с учетом потерь напора (h) на участке между рассматриваемыми сечениями остается постоянной. Поскольку плотность воздуха мала, геометрическими напорами обычно пренебрегают. В дифференциальной форме уравнение Бернулли (уравнение движения) имеет вид

$$d[w_1^2/2g] + dp/\rho g + dh = 0. \tag{7,6}$$

Потери напора рассчитывают по тем же формулам, что и в гидравлических системах:

$$h = h_l + h_м = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} \sum_{i=1}^{n} \zeta_{мi},$$

где h_l — потери напора по длине трубопровода; $h_м$ — потери напора в местных сопротивлениях; λ — коэффициент трения (принимается в расчетах $\lambda = 0{,}02...0{,}03$ или определяется по такой же методике, как и в гидравлических системах); $\zeta_м$ — коэффициент потерь в местных сопротивлениях пневмолинии; l, d — длина и диаметр трубопровода.

В расчетах пневмолиний потери напора чаще учитывают коэффициентом суммарных потерь ζ, который является функцией показателя политропы n при политропном течении воздуха [4]:

$$\zeta = \frac{k - n}{n - 1} \frac{1}{k}. \tag{7.7}$$

Обычно коэффициент ζ определяют по формуле [4]

$$\zeta = (1/2)\,\lambda\,(l_э/d), \tag{7.8}$$

где $l_э = l + \sum_{i=1}^{n} l_{эi}$ — эквивалентная длина пневмолинии, определяемая как сумма реальной длины трубопровода l и эквивалентных длин трубопровода того же диаметра d, которыми заменяются местные сопротивления. В этом случае потери напора

$$h = \zeta\,(w^2/2g). \tag{7.9}$$

Вид термодинамического процесса при установившемся движении воздуха в трубопроводе зависит от скорости потока, длины трубопро-

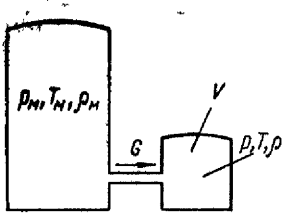


Рис. 7.4. Схема истечения из ресивера через короткий патрубок в объем V

вода, его гидравлического сопротивления и т. п. Принято считать, что при медленном течении воздуха по длинному трубопроводу с большим сопротивлением процесс близок к изотермическому, при быстром течении через короткий трубопровод — к адиабатическому.

При неустановившемся движении все процессы в пневмолиниях усложняются из-за влияния упругих сил и сил инерции. Для упрощения расчетов в этом случае тоже используют закономерности установившегося движения, в частности уравнение Бернулли. В то же время принимают во внимание влияние упругих сил, которое особенно сильно проявляется в начальной фазе истечения воздуха: при открытии распределителя подведенный к нему сжатый воздух поступает в выходную пневмолинию только после прохождения волны давления, которая образует перепады давлений между входным и всеми последующими ее сечениями. Скорость волны давления является функцией упругости среды. Для воздуха она определяется по формуле $a \approx 20\sqrt{T}$, где T — абсолютная температура воздуха.

Уравнения скорости и расхода. Чтобы установить зависимость между параметрами состояния воздуха и скоростью его движения по трубопроводу с известным гидравлическим сопротивлением, рассмотрим случай истечения из ресивера через короткий трубопровод в ограниченный объем V (рис. 7.4). Параметры воздуха в ресивере постоянны ($p_м$, $T_м$, $\rho_м$). Текущие значения параметров на выходе трубопровода в присоединенном объеме — p, T, ρ.

Запишем уравнение движения (7.6), выражая потери напора dh через коэффициент потерь ζ [см. (7.9)]:

$$d(w^2/2g) + dp/\rho g + \zeta d(w^2/2g) = 0.$$

Полагая процесс истечения политропным, заменим ζ выражением (7.7) и после преобразований проинтегрируем уравнение:

$$\int_{w_м}^{w} w dw = -\frac{k(n-1)}{n(k-1)} \int_{p_м}^{p} \frac{dp}{\rho}; \quad \frac{w^2 - w_м^2}{2} = -\frac{k(n-1)}{n(k-1)} \int_{p_м}^{p} \frac{dp}{\rho}.$$

Значение интеграла $\int_{p_м}^{p} dp/\rho$ найдем, воспользовавшись уравнением политропы $p/\rho^n = p_м/\rho_м^n$ и уравнением состояния $p_м/\rho_м = RT_м$:

$$\int_{p_м}^{p} dp/\rho = -\frac{n}{n-1} RT_м \left[1 - \left(\frac{p}{p_м}\right)^{\frac{(n-1)}{n}}\right].$$

После подстановки найденного значения решаем уравнение относительно w:

$$w = \sqrt{w_м^2 + \frac{2k}{k-1} RT_м \left[1 - \left(\frac{p}{p_м}\right)^{(n-1)/n}\right]}.$$

Обозначив $p/p_м = \sigma$ и принимая $w_м \approx 0$ (скорость в сечении ресивера), находим окончательное выражение для скорости воздуха в трубопроводе:

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_м (1 - \sigma^{(n-1)/n})}. \qquad (7.10)$$

Уравнение массового расхода можно получить, подставив значение скорости (7.10) и значение плотности

$$\rho = \frac{p_м}{RT_м}\left(\frac{p}{p_м}\right)^{1/n} = \frac{p_м}{RT_м}\sigma^{1/n}$$

(из уравнений состояния и политропы) в уравнение непрерывности потока (7.5):

$$G = \rho w f = f p_м \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{1}{RT_м}(\sigma^{2/n} - \sigma^{(n+1)/n})}.$$

В полученном выражении показатель политропы n заменяют показателем адиабаты k, компенсируя погрешности вводом коэффициента μ, называемого коэффициентом расхода. Уравнение расхода, которым пользуются при расчетах (уравнение Сен-Венана и Ванцеля), принимает вид

$$G = \mu f p_м \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{1}{RT_м}(\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k})}. \qquad (7.11)$$

График зависимости расхода от отношения давлений на выходе и входе трубопровода (рис. 7.5) показывает, что максимальный расход соответствует значению $\sigma = \sigma_*$, называемому *критическим*. Величину σ_* находят как экстремум функции $G = f(\sigma)$ [4]:

$$\sigma_* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = 0{,}5282 \text{ (при } k = 1{,}4).$$

Левая ветвь графика, показанная штриховой линией, не соответствует действительности и противоречит физическому смыслу явления. Уменьшение σ от σ_* до $\sigma = 0$ означает увеличение разности давлений на входе и выходе трубопровода, что могло бы вызвать только увеличение расхода, а не его уменьшение. В действительности в этом диапазоне изменения σ расход остается постоянным и равным его максимальному (критическому) значению G_*. Постоянство расхода объясняется тем, что при истечении воздуха в среду с низким давлением p в устье трубопровода устанавливается критическое давление $p_* = p_м\sigma_* > p$, которое не может понизиться до более низкого уровня из-за звукового барьера: процесс разрежения воздуха волновой, а скорость волны разрежения ограничена скоростью звука в воздухе. Таким образом, в диапазоне $\sigma = 0 \ldots \sigma_*$ перепад давлений на трубопроводе $\Delta p = p_м - p_*$ остается постоянным и независимым от давления среды, в которую происходит истечение. Режим истечения при постоянном расходе называется *надкритическим*.

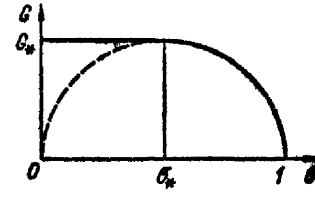


Рис. 7.5. Зависимость расхода воздуха в трубопроводе от отношения давлений на его выходе и входе

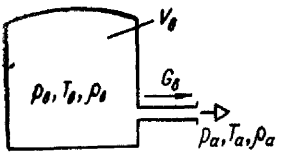


Рис. 7.6. Схема истечения воздуха из ограниченного объема

Если давление среды, в которую происходит истечение, больше критического, то в устье трубопровода устанавливается равное ему давление, т. е. в меру нарастания давления среды перепад давлений на трубопроводе уменьшается и становится нулевым при $p = p_м$. Расход воздуха при этом также уменьшается и при $\sigma = 1$ становится равным нулю. Режим истечения при переменном расходе в диапазоне $\sigma = \sigma_*...1$ называется *подкритическим*.

Уравнение расхода (7.11) можно привести к более удобному виду, если обозначить

$$\sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}} = \varphi(\sigma) \tag{7.12}$$

(функцию $\varphi(\sigma)$ называют функцией расхода) и подставить значения $k = 1{,}4$ и $R = 287$ Дж/(кг · К):

$$G = 0{,}156\mu f (p_м/\sqrt{T_м})\,\varphi(\sigma). \tag{7.13}$$

При надкритическом режиме истечения

$$G_* = 0{,}156\mu f (p_м/\sqrt{T_м})\,\varphi(\sigma_*) = 0{,}0404\mu f (p_м/\sqrt{T_м}), \tag{7.14}$$

где $\varphi(\sigma_*) = \sqrt{\sigma_*^{2/k} - \sigma_*^{(k+1)/k}} = 0{,}2588$ при $k = 1{,}4$ и $\sigma_* = 0{,}5282$.

При истечении воздуха из ограниченного объема $V_в$ (рис. 7.6) с параметрами $p_в$, $T_в$ и $\rho_в$ в атмосферу с постоянными параметрами $p_а$, $T_а$ и $\rho_а$ расход воздуха, проходящий через воздухопровод, можно определять также по уравнению (7.11), которое принимает вид

$$G_в = \mu_в f_в p_в \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{1}{RT_в}(\sigma_в^{2/k} - \sigma_в^{(k+1)/k})}. \tag{7.15}$$

Здесь, в отличие от выше рассмотренного случая истечения, значения $p_в$ и $T_в$ переменны. Отношение давлений на выходе и входе трубопровода

$$\sigma_в = p_а/p_в \tag{7.16}$$

при истечении изменяется аналогично σ в уравнении (7.11).

При $p_в \geqslant p_{в*} = p_а/\sigma_{в*} = 0{,}1/0{,}5282 = 0{,}189$ МПа режим истечения будет надкритическим, однако в этом случае расход $G_{в*} \neq$ $\neq$ const из-за изменения величин $p_в$ и $T_в$. По той же причине имеет другой характер и изменение расхода $G_в$ при подкритическом режиме истечения в диапазоне значений $\sigma_в$ от $\sigma_{в*} = 0{,}5282$ до $\sigma_в = 1$.

Подобно уравнению (7.11) выражение (7.15) можно привести к более удобному для расчетов виду:

$$G_в = 0{,}156\mu_в f_в (p_м/\sqrt{T_м})\,\sigma_в^{(k+1)/2k}\varphi_1(\sigma_в), \tag{7.17}$$

где $\sigma_в = p_а/p_м$;

$$\varphi_1(\sigma_в) = \frac{\varphi(\sigma_в)}{\sigma_в^{(k+1)/2k}} = \frac{\sqrt{\sigma_в^{2/k} - \sigma_в^{(k+1)/k}}}{\sigma_в^{(k+1)/2k}}; \tag{7.18}$$

$p_м$, $T_м$ — начальные значения давления и температуры воздуха в ограниченном объеме, соответствующие параметрам воздуха в магистрали, из которой этот объем был предварительно наполнен.

Определение пропускной способности пневмолиний. Пропускную способность пневмолинии характеризует эффективная площадь ее проходного сечения $f_э$ (или $f_{в.э}$), представляющая собой произведение коэффициента расхода и действительной площади проходного сечения:

$$f_э = \mu f \quad \text{или} \quad f_{в\,э} = \mu_в f_в.$$

Поскольку пневмолинии пневматических приводов обычно состоят из нескольких участков трубопровода, связывающих между собой элементы пневмоаппаратуры, а их проходные сечения могут отличаться как по размеру, так и по форме, то эффективная площадь сечения обычно является приведенной величиной.

Коэффициент расхода μ ($\mu_в$) представляет собой отношение действительного расхода через данную пневмолинию к расходу идеальному, который имел бы место при отсутствии всех видов потерь. Следовательно, μ учитывает гидравлические потери, теплообмен с окружающей средой, сжатие струи при входе в трубопровод и другие факторы, вызывающие снижение действительного расхода воздуха. Расчетным путем учесть все эти факторы не представляется возможным, поэтому коэффициент расхода определяют экспериментально [4]. Однако и экспериментальная величина μ неточна, так как коэффициент существенно зависит от давления [28].

В расчетах обычно пользуются средним значением коэффициента расхода в пределах данного диапазона изменения давлений, которое для пневмолиний с типовой пневмоаппаратурой определяют расчетным путем с использованием опытных данных по пропускной способности отдельных пневмоаппаратов. Эти данные приводятся в технической характеристике пневмоаппаратов [19] в виде длины эквивалентного трубопровода либо коэффициента K_v, называемого *проливочной характеристикой.*

В первом случае для пневмолинии определяют полную эквивалентную длину $l_э$ и рассчитывают по формуле (7.8) коэффициент суммарных потерь ζ. Затем по графику (рис. 7.7) находят величину μ и рассчитывают эффективную площадь $f_э = \mu f$, где f — площадь сечения эквивалентного трубопровода.

График на рис. 7.7 построен по зависимости

$$\mu = \sqrt{\frac{1+\sigma}{1+\sigma+4\,(\zeta - \ln\sigma)\,\sigma}}$$

для среднего значения $\sigma = 0{,}6$ в диапазоне изменения давлений 0,1...0,5 МПа (т. е. от $\sigma = p_а/p_м = 0{,}1/0{,}5 = 0{,}2$ до $\sigma = p_м/p_м = 1$).

Если пневмолиния состоит из нескольких участков с разными проходными сечениями, внутренний диаметр одного из них принимают за эквивалентный и при расчете полной эквивалентной длины $l_э$

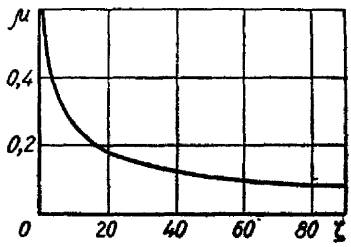


Рис. 7.7. График для определения коэффициента расхода

учитывают фактическую длину этого участка, а длины остальных заменяют приведенными значениями. Приведенную длину определяют из условия, что пропускная способность участка, т. е. эффективная площадь его сечения, остается неизменной. При этом используют формулу (7.8) и график $\mu = \varphi(\zeta)$ (рис. 7.7). Например, участок трубопровода с внутренним диаметром d_1 и длиной l_1 требуется привести к диаметру d_2, принятому за эквивалентный. Определяют $\zeta_1 = (1/2)\,\lambda\,(l_1/d_1)$ и по графику находят значение μ_1. Так как $\mu_1\,(\pi d_1^2/4) = \mu_{пр}\,(\pi d_2^2/4)$, то $\mu_{пр} = \mu_1\,(d_1/d_2)^2$. По графику для $\mu_{пр}$ находят соответствующее значение $\zeta_{пр}$ и определяют приведенную длину:

$$l_{пр} = 2\zeta_{пр} d_2/\lambda.$$

Участки эквивалентного трубопровода, которыми при определении эффективной площади пневмолинии заменяют установленные на ней пневмоаппараты, приводят по такой же методике к диаметру реального трубопровода, если условные проходы пневмоаппаратов и трубопровода не совпадают.

Если в технической характеристике пневмоаппарата вместо длины эквивалентного трубопровода приведен коэффициент K_v, численное значение которого выражает расход воды в кубических метрах в час ($м^3/ч$) через пневмоаппарат при разности давлений на входе и выходе 0,098 МПа, то для определения μ или $f_э$ используют зависимости [19]

$$\mu = K_v/f \cdot 5 \cdot 10^4; \quad f_э = K_v/5 \cdot 10^4.$$

Для ряда последовательно установленных пневмоаппаратов с коэффициентами K_{v1}, K_{v2}, ..., K_{vi} можно определить общий коэффициент K_v по формуле

$$1/K_v^2 = 1/K_{v1}^2 + 1/K_{v2}^2 + \cdots + 1/K_{vi}^2.$$

При параллельной установке пневмоаппаратов

$$K_v = K_{v1} + K_{v2} + \cdots + K_{vi}.$$

Такого же вида выражения используют, определяя эффективную площадь проходного сечения сложной пневмолинии по известным эффективным площадям $f_{э1}$, $f_{э2}$, ..., $f_{эi}$ ее элементов и участков при их последовательном соединении:

$$1/f_э^2 = 1/f_{э1}^2 + 1/f_{э2}^2 + \cdots + 1/f_{эi}^2 \qquad (7.19)$$

и при их параллельном соединении:

$$f_э = f_{э1} + f_{э2} + \cdots + f_{эi}.$$

Аналогичные выражения можно записать и для коэффициента расхода сложной пневмолинии при условии, что все ее элементы имеют одинаковые проходные сечения.

Определение времени наполнения пневмоемкости постоянного объема. Работа пневматических приводов дискретного действия связана с периодическим наполнением сжатым воздухом полостей пневмодвигателей и других устройств и их последующим опорожнением. Определить время наполнения и опорожнения пневмоемкости через пневмолинию с известной пропускной способностью — одна из главных задач в динамическом расчете пневматических приводов.

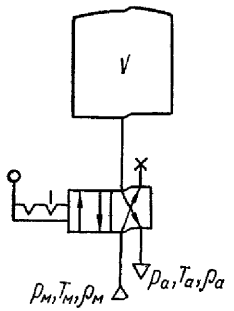


Рис. 7.8. Схема для определения времени наполнения (опорожнения) пневмоемкости

Пусть требуется определить время нарастания давления в пневмоемкости постоянного объема (рис. 7.8) от начального давления $p_1 = p_a$ до некоторого его значения p_2 при наполнении пневмоемкости сжатым воздухом через пневмолинию с эффективной площадью проходного сечения $f_э$. В исходном положении пневмоемкость через канал распределителя связана с атмосферой, а на вход распределителя подан сжатый воздух со стабильными параметрами: $p_м$, $T_м$ и $\rho_м$.

Процесс наполнения начинается после переключения распределителя и прохождения волны давления по трубопроводу от распределителя до пневмоемкости. Процесс описывается уравнением энергетического баланса (7.2), которое после замены $dm_м = G_м dt$ принимает вид

$$kRT_м G_м dt = V_р dp. \qquad (7.20)$$

Здесь $V_р$ — расчетный объем наполняемой пневмоемкости; $G_м$ — расход воздуха, поступающий из магистрали в пневмоемкость и определяемый по уравнению расхода (7.11); dt — элементарное время процесса наполнения. Интегрирование уравнения (7.20) дает следующие зависимости времени нарастания давления в пневмоемкости:

$$t = \frac{V_р(\sigma_2 - \sigma_1)}{k\mu f \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_м \varphi(\sigma_*)}} -$$

для надкритического режима ($\sigma_1 = p_1/p_м < \sigma_*$ и $\sigma_2 = p_2/p_м \leqslant \sigma_*$) и

$$t = \frac{2V_р}{(k-1)\mu f \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_м}} \left(\sqrt{1-\sigma_1^{(k-1)/k}} - \sqrt{1-\sigma_2^{(k-1)/k}}\right) \qquad (7.21)$$

для подкритического режима истечения ($\sigma_1 = p_1/p_м > \sigma_*$; $\sigma_2 = p_2/p_м > \sigma_*$).

Для упрощения расчетов оба выражения заменяют одним, которое при $k = 1{,}4$; $R = 287$ Дж/(кг · К) и $T_м \approx T_a = 290$ К с учетом, что $\mu f = f_э$, имеет вид [4]

$$t = 3{,}62 \cdot 10^{-3} (V_р/f_э) \times \\ \times [\psi_1(\sigma_2) - \psi_1(\sigma_1)]. \qquad (7.22)$$

Здесь введенная функция $\psi_1(\sigma) = \sigma$ при $0 < \sigma \leqslant \sigma_*$ и $\psi_1(\sigma) = \frac{2k\varphi(\sigma_*)}{k-1} \times$ $\times \left(\sqrt{1-\sigma_*^{(k-1)/k}} - \sqrt{1-\sigma^{(k-1)/k}}\right)$ при $\sigma_* < \sigma \leqslant 1$. Значения $\psi_1(\sigma)$ можно находить так же по таблицам [27] или по графику (рис. 7.9).

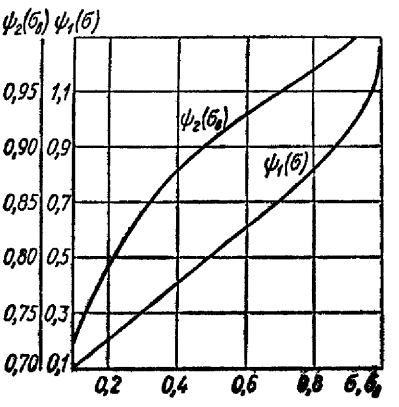


Рис. 7.9. Графики функций $\psi_1(\sigma)$ и $\psi_2(\sigma_2)$

Определение времени опорожнения пневмоемкости постоянного объема. Пусть пневмоемкость (рис. 7.8) при включенной подаче воздуха наполнена сжатым воздухом с параметрами $p_м$, $T_м$ и $\rho_м$. Переключив воздухораспределитель, сообщим пневмоемкость с выходом в атмосферу. При этом в линии выхлопа проходит волна давления, вслед за которой начинается процесс истечения воздуха (опорожнение пневмоемкости). Процесс описывается уравнением энергетического баланса (7.4), которое после замены $dm_в = G_в dt$ принимает вид

$$-kRT_в G_в dt = V_{в\,р} dp_в,$$

где $V_{в\,р}$ — расчетный объем опоражнивающейся полости. Подставляя в уравнение значение $G_в$ по уравнению (7.15) расхода при истечении воздуха из ограниченного объема, интегрированием получают две формулы для определения времени падения давления в пневмоемкости от значения $p_{в1}$ до $p_{в2}$ (или от $\sigma_{в1}$ до $\sigma_{в2}$ соответственно) при надкритическом и подкритическом режимах истечения, которые на практике заменяют одним выражением [4]:

$$t = 2{,}53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{в\,р}}{f_{в.э}\sigma_a^{(k-1)/2k}} [\psi_2(\sigma_{в2}) - \psi_2(\sigma_{в1})], \qquad (7.23)$$

где $f_{в.э}$ — эффективная площадь проходного сечения линии выхлопа; $\sigma_a = p_a/p_м$; $\sigma_{в1} = p_в/p_{в1}$; $\sigma_{в2} = p_a/p_{в2}$; $\psi_2(\sigma_в) = \sigma_в^{(k-1)/2k}$ при $0 < \sigma_в \leqslant \sigma_{в*}$;

$$\psi_2(\sigma_в) = \sigma_{в*}^{(k-1)/2k} + \frac{k-1}{2k} \varphi(\sigma_{в*}) \int_{\sigma_{в1}}^{\sigma_{в2}} \frac{d\sigma_в}{\sigma_в^{(k+1)/2k} \varphi(\sigma_в)} \quad \text{при} \quad \sigma_{в*} < \sigma_в \leqslant 1.$$

Значения функции $\psi_2(\sigma_в)$ можно найти по графику (рис. 7.9) или по таблицам [27].

Определение времени наполнения и опорожнения пневмоемкостей по экспоненциальным зависимостям. Расчетные зависимости (7.22) и (7.23), полученные из уравнений энергетического баланса, неточны в силу допущений, принятых при выводе исходных уравнений и из-за использования средних значений эффективных площадей сечений соответствующих пневматических линий. Более высокую точность можно получить, используя для расчета экспоненциальные зависимости [17, 27].

Пневмоемкость с присоединенной к ней пневмолинией в пневмоавтоматике обычно рассматривают как апериодическое (инерционное) звено, динамика которого для случая наполнения описывается уравнением

$$(V_р/RT_м\alpha_п)(dp_и/dt) + p_и = p_{м\,и}, \qquad (7.24)$$

где $\alpha_п$ — проводимость подводящей пневмолинии, выражающая зависимость массового расхода воздуха от перепада давлений между магистралью и емкостью; $p_и$, $p_{м\,и}$ — избыточные давления воздуха в емкости и в магистрали. Решение этого уравнения дает зависимость

$$p_и = p_{м.и}(1 - e^{-t/\tau}), \qquad (7.25)$$

которая представляет собой уравнение экспоненты. Здесь

$$\tau = V_р/RT_м\alpha_п —$$

постоянная времени инерционного звена.

Аналогично можно получить уравнение экспоненты, характеризующее изменение избыточного давления $p_{в\,и}$ в опоражнивающейся емкости:

$$p_{в\,и} = p_{м\,и}e^{-t/\tau_в}. \qquad (7.26)$$

Исследования процессов наполнения и опорожнения пневмоемкостей [17] показали, что графики изменения давления в емкости, построенные по уравнениям (7.22) и (7.25) при наполнении и (7.23), (7.26) при опорожнении, не совпадают с экспериментальными.

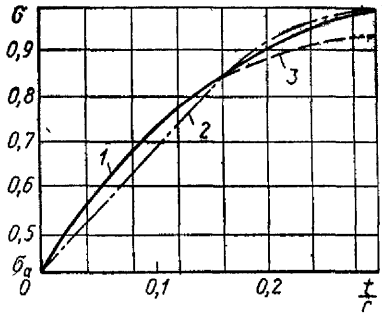


Рис. 7.10. Графики изменения давления в наполняемой пневмоемкости:

1 — экспериментальный и по уравнению корректированной экспоненты; *2* — по уравнению энергетического баланса, *3* — по уравнению некорректированной экспоненты

В качестве примера на рис. 7.10 такие графики показаны для случая наполнения пневмоемкости. Причины расхождения экспериментальной кривой *1* и кривой *2*, рассчитанной по уравнению (7.22), уже указаны. Отклонение кривой *3*, построенной по уравнению (7.25), от экспериментальной объясняется тем, что уравнение экспоненты справедливо только для стационарных процессов. Вначале, когда емкость наполняется в надкритическом режиме ($\sigma_a \leqslant \sigma \leqslant \sigma_*$), характеризующемся постоянством массового расхода и скорости воздуха в линии подвода, процесс стационарен, поэтому экспонента совпадает с экспериментальной кривой. Но в области подкритического режима ($\sigma_* < \sigma \leqslant 1$) процесс становится нестационарным, причем отклонение от стационарности усиливается по мере удаления от области надкритического режима истечения. Соответственно этому нарастает и расхождение между экспонентой и экспериментальной кривой, достигая максимума в конце процесса при $\sigma = 1$.

Чтобы использовать уравнение экспоненты в качестве математической модели процесса наполнения пневмоемкости, в формулу ввели [27] коэффициент коррекции, учитывающий степень отклонения реального процесса от стационарного во всем диапазоне изменения давления. Для коррекции использовали функцию $\psi_1(\sigma)$ (см. с. 227 и рис. 7.9), которая для стационарного процесса наполнения повторяет значения σ, т. е. $\psi_1(\sigma) = \sigma$. Коэффициент коррекции $\delta_1(\sigma)$ представляет собой отношение действительного значения функции для данного безразмерного давления к ее значению, соответствующему стационарному процессу:

$$\delta_1(\sigma) = \psi_1(\sigma)/\sigma.$$

Легко убедиться, что при надкритическом режиме истечения $\delta_1(\sigma) = 1$, а при подкритическом $\delta_1(\sigma) > 1$ и увеличивается с ростом σ.

Обозначим через $p_{и.нк}$ избыточное давление в наполняющейся

полости, найденное по уравнению (7.25) некорректированной экспоненты:

$$p_{\text{и.нк}} = p_{\text{м.и}}\,(1 - e^{-t/\tau}). \qquad (7.27)$$

Тогда действительное (корректированное) избыточное давление

$$p_{\text{и}} = p_{\text{м.и}}\,(1 - e^{-t/\tau})\,\psi_1\,(\sigma_{\text{нк}})/\sigma_{\text{нк}}, \qquad (7.28)$$

где $\sigma_{\text{нк}} = (p_{\text{и.нк}} + p_{\text{а}})/p_{\text{м}}$ — безразмерное давление по некорректированной экспоненте.

Для удобства расчетов в уравнениях (7.27) и (7.28) путем несложных преобразований перейдем от действительных давлений к безразмерным:

$$\sigma_{\text{нк}} = 1 - e^{-t/\tau}\,(1 - \sigma_{\text{а}}); \qquad (7.29)$$

$$\sigma = (\sigma_{\text{нк}} - \sigma_{\text{а}})\,\psi_1\,(\sigma_{\text{нк}})/\sigma_{\text{нк}} + \sigma_{\text{а}}. \qquad (7.30)$$

Аналогично получены уравнения некорректированной и корректированной экспонент для процесса опорожнения пневмоемкости. Учитывая, что значение избыточного давления в опоражнивающейся емкости, найденное по уравнению (7.26), является некорректированным, присвоим ему соответствующий индекс:

$$p_{\text{в.и.нк}} = p_{\text{м.и}} e^{-t/\tau_{\text{в}}}. \qquad (7.31)$$

Действительное (корректированное) избыточное давление

$$p_{\text{в.и}} = p_{\text{м.и}} e^{-t/\tau_{\text{в}}} \frac{\psi_2\,(\sigma_{\text{в нк}})}{\sigma_{\text{в.нк}}^{(k-1)/2k}}, \qquad (7.32)$$

где $\dfrac{\psi_2\,(\sigma_{\text{в.нк}})}{\sigma_{\text{в.нк}}^{(k-1)/2k}}$ — коэффициент коррекции; $\sigma_{\text{в.нк}} = p_{\text{а}}/p_{\text{в.нк}} = p_{\text{а}}/(p_{\text{в.и.нк}} + p_{\text{а}})$ — безразмерное некорректированное давление в опоражнивающейся полости; $\psi_2\,(\sigma_{\text{в.нк}})$ — функция, определяемая по графику (рис. 7.9) или по таблицам [27]; $\sigma_{\text{в.нк}}^{(k-1)/2k}$ — значение функции $\psi_2\,(\sigma_{\text{в.нк}})$ для стационарного процесса истечения.

После перехода к безразмерным давлениям уравнения принимают вид

$$\sigma_{\text{в.нк}} = \frac{\sigma_{\text{а}}}{(1 - \sigma_{\text{а}})\,e^{-t/\tau_{\text{в}}} + \sigma_{\text{а}}}; \qquad (7.33)$$

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{\sigma_{\text{а}}\sigma_{\text{в.нк}}^{(3k-1)/2k}}{\sigma_{\text{в нк}}^{(3k-1)/2k} - (\sigma_{\text{в.нк}} - \sigma_{\text{а}})\,\psi_2\,(\sigma_{\text{в.нк}})}. \qquad (7.34)$$

Исследования показали, что расчеты процессов наполнения и опорожнения пневмоемкостей по экспоненциальным зависимостям отличаются повышенной точностью и дают результаты, практически совпадающие с экспериментальными. Но при этом необходимо достаточно точно определять постоянные времени τ и $\tau_{\text{в}}$ — экспериментально [27] или расчетным путем. Поскольку величины τ и $\tau_{\text{в}}$ пропорциональны объемам наполняющейся или опоражнивающейся емкостей, удобнее пользоваться значениями

$$\tau_0 = \tau/V_{\text{р}} \quad \text{и} \quad \tau_{0\text{в}} = \tau_{\text{в}}/V_{\text{в.р}},$$

где $V_р$ и $V_{в.р}$ — расчетные объемы емкостей; τ_0 и $\tau_{0в}$ — постоянные времени наполнения и опорожнения единичного объема, характеризующие пропускную способность соответствующих пневмолиний. В проектных расчетах, когда эксперимент по определению τ_0 и $\tau_{0в}$ невозможен, их значения можно найти из уравнений (7.22) и (7.23) по предварительно рассчитанным средним значениям эффективных площадей $f_э$ и $f_{в.э}$.

Обозначим через $\sigma_{нкт}$ безразмерное давление в уравнении (7.29), которое соответствует времени наполнения $t = \tau$. Тогда

$$\sigma_{нкт} = 1 - e^{-1}(1 - \sigma_а) = 1 - 0{,}368\,(1 - \sigma_а) = 0{,}632 + 0{,}368\sigma_а.$$

По уравнению (7.30) находим соответствующее скорректированное безразмерное давление $\sigma_т$. Время наполнения расчетного объема $V_р$ от $\sigma_а$ до $\sigma_т$, определяемое по уравнению (7.22), и будет искомой величиной τ. Учитывая, что $\tau = \tau_0 V_р$, получаем расчетную зависимость

$$\tau_0 = 3{,}62 \cdot 10^{-3}\,(1/f_э)\,[\psi_1(\sigma_т) - \psi_1(\sigma_а)]. \qquad (7.35)$$

Для постоянной времени опорожнения единичного объема, используя уравнение (7.23), по аналогии с τ_0 находим

$$\tau_{0в} = 2{,}53 \cdot 10^{-2}\,[1/(f_{в.э}\sigma_а^{(k-1)/2k})]\,[\psi_2(\sigma_{вт}) - \psi_2(\sigma_а)]. \qquad (7.36)$$

Здесь $\sigma_{вт}$ — безразмерное корректированное давление, определяемое по уравнению (7.34) для значения $\sigma_{в.нкт}$, которое соответствует времени опорожнения $t = \tau_в$ в уравнении (7.33):

$$\sigma_{в.нкт} = \frac{\sigma_а}{(1 - \sigma_а)\,e^{-1} + \sigma_а} = \frac{\sigma_а}{0{,}368 + 0{,}632\sigma_а}.$$

Преимущество постоянных времени τ_0, $\tau_{0в}$ как характеристик пропускной способности подводящей и выхлопной пневмолиний по сравнению с эффективными площадями проходных сечений этих пневмолиний $f_э$, $f_{в.э}$ состоит в том, что расчет времени наполнения или опорожнения по ним достаточно точен во всем диапазоне изменения давления, в то время как аналогичный расчет по уравнению (7.22) или (7.23) точен только в диапазоне, для которого найдено среднее значение эффективной площади проходного сечения пневмолинии, но дает значительные погрешности внутри или вне этого диапазона. Это хорошо видно при сравнении кривых *1* и *2* на рис. 7.10. Таким образом, τ_0 и $\tau_{0в}$ — более стабильные характеристики пропускной способности пневмолиний, чем $f_э$ и $f_{в.э}$.

Постоянство величин τ_0 и $\tau_{0в}$ относительно. В действительности, как и эффективные площади проходных сечений, они являются функциями не только гидравлического сопротивления пневмолиний, но и давления, а при расчетах в качестве постоянных используются их средние значения, найденные экспериментально или расчетным путем. Однако по сравнению с $f_э$ и $f_{в.э}$ зависимость τ_0 и $\tau_{0в}$ от давления менее существенна. Постоянные времени хотя и меняются, но в узком диапазоне, т. е. это достаточно стабильные величины.

Экспоненциальные зависимости с коррекцией можно использовать

для динамического расчета пневмоемкостей переменного объема. В частности, в сочетании с уравнением движения они образуют систему уравнений, описывающих динамику объемных пневмодвигателей дискретного действия, например поршневых пневмоцилиндров. Точность расчета при решении указанных задач возрастает, однако расчет более трудоемок, чем в случае использования уравнений энергетического баланса вместо экспоненциальных зависимостей.

Учет объема трубопровода при расчете времени наполнения (опорожнения) пневмоемкостей. В уравнения (7.22) и (7.23), в выражения (7.29) и (7.33) входят расчетные объемы $V_р$ и $V_{в\,р}$. Фактически наполняемый или опоражниваемый объем равен сумме сосредоточенного объема V пневмоемкости (см рис. 7 8) и внутреннего объема трубопровода, который связывает пневмоемкость с распределителем. При этом объем трубопровода не сосредоточен, а равномерно распределен по длине трубопровода. Однако использование в расчете фактического объема вызывает погрешности, которые тем существеннее, чем больше доля объема трубопровода в общем фактическом объеме. Это связано с тем, что условия наполнения или опорожнения сосредоточенного и распределенного объемов существенно различаются и не эквивалентны по затратам времени и энергии. Например, при наполнении сосредоточенной емкости поступающий в нее воздух при движении испытывает полное сопротивление подводящей пневмолинии, в то время как частицы воздуха, наполняющие участок этой пневмолинии от распределителя до пневмоемкости, испытывают только часть ее сопротивления и тем меньшую, чем ближе к началу этого участка они окажутся в момент окончания процесса. Очевидно, что распределенная емкость наполняется быстрее и с меньшими потерями, чем равная ей по объему сосредоточенная. Аналогичный вывод можно сделать и для опорожнения.

Таким образом, распределенный объем трубопровода в расчете следует заменять условным сосредоточенным объемом, эквивалентным по затратам времени на наполнение или опорожнение. Тогда расчетный объем пневмоемкости, связанной трубопроводом с распределителем,

$$V_р = V + k_V V_т,$$

где V — фактический объем пневмоемкости; $V_т$ — объем трубопровода на участке от распределителя до пневмоемкости; k_V — коэффициент приведения распределенного объема к сосредоточенному

Рассмотрим методику определения коэффициента k_V [27]. Время наполнения распределенного объема $V_т$ трубопровода можно подсчитать по уравнению (7.22) двумя путями:

1) подставляя в уравнение расчетный объем трубопровода $V_{р\,т} = k_V V_т$, который рассматривают как сосредоточенный объем, расположенный на выходе трубопровода, и эффективную площадь сечения $f_э$ подводящей пневмолинии;

2) подставляя в уравнение действительный объем трубопровода $V_т$, который рассматривают как сосредоточенный объем, расположенный посредине наполняемой части трубопровода, и эффективную площадь сечения $f_э'$ участка подводящей пневмолинии до места условного

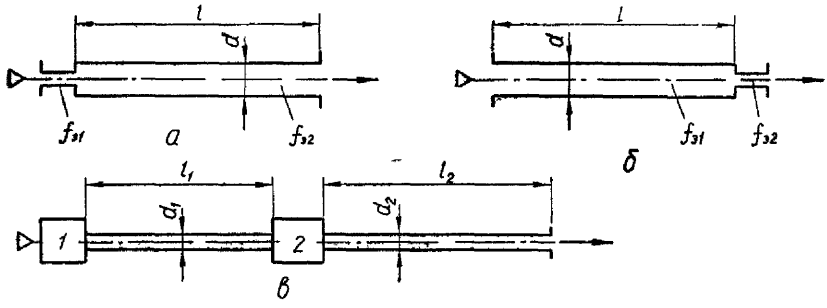


Рис. 7.11 Схемы трубопроводов:
а — с местным сопротивлением на входе; *б* — с местным сопротивлением на выходе, *в* — с несколькими местными сопротивлениями *1*, *2*

расположения объема $V_т$. При этом учитывают линейную зависимость гидравлического сопротивления трубопровода от его длины и то, что воздух, заполняющий распределенный объем, испытывает при своем движении только половину гидравлического сопротивления наполняемой части трубопровода.

Поскольку время наполнения в обоих вариантах расчета должно быть одинаковым, то $k_V V_т / f_э = V_т / f'_э$, откуда

$$k_V = f_э / f'_э. \tag{7.37}$$

С учетом того, что $f_э = \mu f$ и $f'_э = \mu' f$, $k_V = \mu/\mu'$, где μ — коэффициент расхода подводящей пневмолинии; μ' — коэффициент расхода участка подводящей пневмолинии от ее начала до середины наполняемой части трубопровода, для которой определяют расчетный объем Поскольку сопротивление участка пневмолинии всегда меньше ее полного сопротивления, то $f'_э > f_э$, $\mu' > \mu$ и коэффициент $k_V < 1$, т. е. расчетный объем трубопровода всегда меньше фактического

Коэффициент k_V в большой мере зависит от наличия местных сопротивлений на пневмолинии и места их расположения по отношению к участку трубопровода, для которого определяют расчетный объем. Рассмотрим эту зависимость на примере двух частных случаев.

1. Пусть требуется определить расчетный объем трубопровода, на входе которого установлено сужающее устройство с известной пропускной способностью $f_{э1}$ (рис. 7.11, *а*). Действительный объем трубопровода $V_т = (\pi d^2/4)\, l$ (объемом сужения пренебрегаем). Коэффициент k_V определим из выражения (7.37). Эффективную площадь $f_э$ находим по формуле (7.19) для последовательного соединения двух участков пневмолинии с эффективными площадями сечений $f_{э1}$ и $f_{э2}$ Значение $f_{э2}$ определяем, зная коэффициент потерь $\zeta = (1/2) \times \lambda\, (l/d)$ По графику $\mu = \varphi(\zeta)$ (см рис 7.7) находим коэффициент расхода μ и рассчитываем эффективную площадь $f_{э2} = \mu\, (\pi d^2/4)$. Тогда

$$1/f_э^2 = 1/f_{э1}^2 + 1/f_{э2}^2, \text{ откуда } f_э = f_{э1} f_{э2} / \sqrt{f_{э1}^2 + f_{э2}^2}.$$

Так же определяем эффективную площадь $f'_э$ для участка пневмолинии, который включает сужающее устройство и трубопровод длиной

($^1/_2$) l (до места условного расположения сосредоточенного объема $V_т$):

$$f'_э = f_{э1}f'_{э2}/\sqrt{f^2_{э1} + (f'_{э2})^2}.$$

Здесь $f'_{э2} = \mu' (\pi d^2/4)$, причем μ' определяется по графику рис. 7.7 для $\zeta' = \lambda l/4d$. По $f_э$ и $f'_э$ находим коэффициент $k_V = f_э/f'_э$ и требуемый расчетный объем трубопровода $V_{рт} = k_V V_т$.

Анализируя выражения для $f_э$ и $f'_э$, нетрудно убедиться в том, что с уменьшением длины трубопровода и увеличением его внутреннего диаметра разность между $f_э$ и $f'_э$ уменьшается, коэффициент $k_V \to 1$, а расчетный объем трубопровода приближается к фактическому. Такой же эффект достигается и с уменьшением пропускной способности сужающего устройства, расположенного на входе трубопровода. Из этого следует практический вывод: если на подводящем трубопроводе установлен дроссель со значительной степенью дросселирования, объем трубопровода после дросселя можно учитывать в расчете без коррекции.

2. Сужающее устройство с эффективной площадью $f_{э2}$ установлено на выходе подводящего трубопровода (рис. 7.11, *б*). В этом случае порядок определения расчетного объема трубопровода остается прежним — находим $f_{э1}$ для трубопровода, эффективную площадь $f_э$ подводящей пневмолинии:

$$f_э = f_{э1}f_{э2}/\sqrt{f^2_{э1} + f^2_{э2}}$$

и эффективную площадь $f'_э$, которая в данном случае характеризует пропускную способность половины участка трубопровода.

При малой пропускной способности сужающего устройства $f'_э \gg f_э$ и коэффициент $k_V \to 0$. Следовательно, при наличии на подводящем трубопроводе дросселя со значительной степенью дросселирования влияние объема трубопровода перед дросселем на скорость процесса наполнения присоединенной к трубопроводу сосредоточенной пневмоемкости незначительно и может не учитываться.

К рассмотренным двум случаям можно свести определение расчетного объема любого по сложности трубопровода. Например, для трубопровода с несколькими местными сопротивлениями (рис. 7.11, *в*)

$$V_{рт} = k_{V1}(\pi d_1^2/4)\, l_1 + k_{V2}(\pi d_2^2/4)\, l_2,$$

где $k_{V1} = f_э/f'_{э1}$ и $k_{V2} = f_э/f'_{э2}$. Эффективные площади проходных сечений определяются по общей методике: $f_э$ — для всей пневмолинии; $f'_{э1}$ — для соединенных последовательно местного сопротивления *1* и первого участка трубопровода длиной ($^1/_2$) l_1; $f'_{э2}$ — для соединенных последовательно местного сопротивления *1*, первого участка трубопровода длиной l_1, местного сопротивления *2* и части второго участка трубопровода длиной ($^1/_2$) l_2.

Расчетный объем трубопровода выхлопной пневмолинии, учитываемый при определении времени опорожнения пневмоемкости, определяют по аналогичной методике. Коэффициент приведения распределенного объема трубопровода к сосредоточенному находят по такой

же формуле, как и для подводящего трубопровода, но с учетом эффективных площадей проходных сечений при выхлопе:

$$k_{V\text{в}} = f_{\text{в.э}}/f'_{\text{в э}}.$$

Для выхлопного трубопровода значение $f'_{\text{в э}}$ находят как функцию гидравлического сопротивления половины длины участка трубопровода, для которого находят расчетный объем, и всех последующих в направлении потока воздуха сопротивлений пневмолинии выхлопа. В связи с этим на величине $k_{V\text{в}}$ по иному, нежели для подводящего трубопровода, сказывается влияние расположения местных сопротивлений на трубопроводе. Так, дроссель, установленный в начале линии выхлопа, не увеличивает, как для подводящей пневмолинии, а уменьшает коэффициент приведения $k_{V\text{в}}$ и расчетный объем трубопровода. Дросселирование на выходе пневмолинии выхлопа, наоборот, увеличивает коэффициент $k_{V\text{в}}$, т. е. усиливает влияние объема выхлопного трубопровода на скорость процесса опорожнения присоединенной к трубопроводу пневмоемкости.

Правильно учитывать объем трубопровода особенно важно в расчетах пневматических устройств управления, отличающихся небольшими размерами и малыми объемами полостей, наполняющихся и опоражнивающихся при работе этих устройств через коммуникационные линии значительной протяженности. При этом фактические объемы коммуникационных линий могут оказаться соизмеримыми (или бóльшими) с сосредоточенными объемами полостей. Механическое суммирование объемов и учет их в таком виде ведут к грубым погрешностям расчета.

7.4. Элементы пневмоаппаратуры высокого давления

Аппаратура подготовки воздуха. Для нормальной работы пневматических приводов сжатый воздух должен быть очищен от механических включений и влаги, попадающих в магистраль из окружающей среды. Кроме того, необходимо обеспечить требуемый уровень давления питания, а также подачу масла в распыленном виде для смазки подвижных элементов пневматических двигателей и других устройств. Эти функции выполняет группа пневмоаппаратов, образующих узел подготовки воздуха. Он включает в себя (см. рис. 7.1) фильтр-влагоотделитель, редукционный клапан и маслораспылитель. Такие пневмоаппараты устанавливают в указанной последовательности на линии подвода питания.

В серийно выпускаемом фильтре-влагоотделителе В41-1 (рис. 7.12) [31] сжатый воздух подводится к отверстию *1* корпуса и, обтекая винтовые лопатки направляющего аппарата *2*, поступает в виде вращающегося потока внутрь стакана *4*. Мелкие частицы воды и масла, находящиеся в потоке воздуха во взвешенном состоянии, под действием центробежных сил отбрасываются на стенки стакана, собираются в капли и стекают вниз в зону, защищенную от вихревого движения воздуха отражателем *6*. Далее воздушный поток проходит через металлокерамический фильтр *5*, очищается от механических примесей и поступает на выход *3* фильтра-влагоотделителя. Накапливаю-

щийся конденсат и механические частицы, задержанные фильтром, периодически удаляют из аппарата через шариковый клапан 7, открываемый вручную. Стакан 4 прозрачен, что позволяет следить за уровнем конденсата и своевременно его выпускать. Металлокерамический фильтр задерживает механические частицы размером более 0,05 мм. Средний коэффициент влагоотделения составляет 85 %. Монтируют аппарат непосредственно на воздухопроводе в вертикальном положении.

Давление сжатого воздуха, питающего пневматические приводы, регулируют редукционные пневмоклапаны. Потребность в регулировании вызвана значительными колебаниями давления в пневмосетях промышленных предприятий с большим числом потребителей. Проектируя пневматические приводы, исходят из минимального давления сжатого воздуха в пневмосети, которое принимают за расчетное. Редукционный пневмоклапан настраивается на это давление и поддерживает его на постоянном уровне независимо от колебаний давления в пневмосети.

Давление сжатого воздуха на выходе 9 редукционного пневмоклапана В57-1 [31] (рис. 7.13) устанавливают, регулируя усилие поджима пружины 5 винтом 6. Пружина прогибает мембрану 3 и через шток 4 отжимает от седла клапан 2. Предварительно очищенный в фильтре-влагоотделителе воздух с магистральным давлением подводится на вход 1 пневмоклапана. При открытом клапане 2 воздух проходит на выход 9 и поступает к потребителю. Выходной канал через отверстие 8 связан с камерой 7 обратной связи. При нарастании давления на выходе пневмоклапана увеличивается давление и в камере 7, которое, действуя на мембрану, создает усилие, компенсирующее действие пружины 5. Прогиб мембраны вверх сопровождается

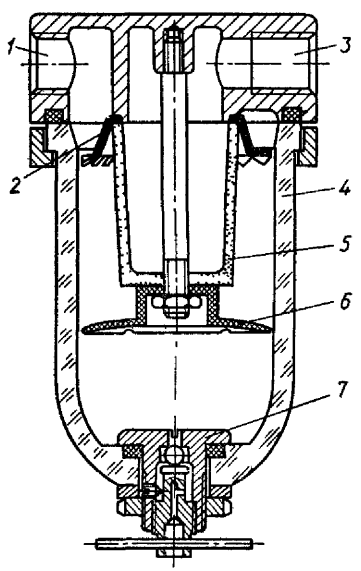


Рис. 7.12. Конструкция фильтра-влагоотделителя В41-1

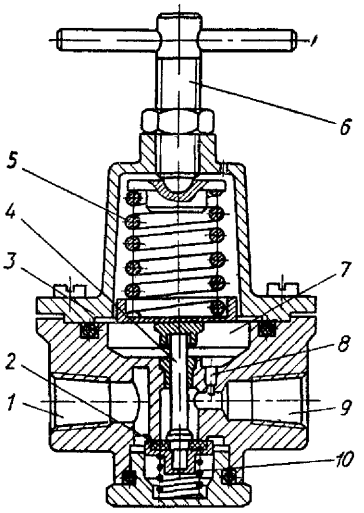


Рис. 7.13 Конструкция редукционного пневмоклапана В57-1

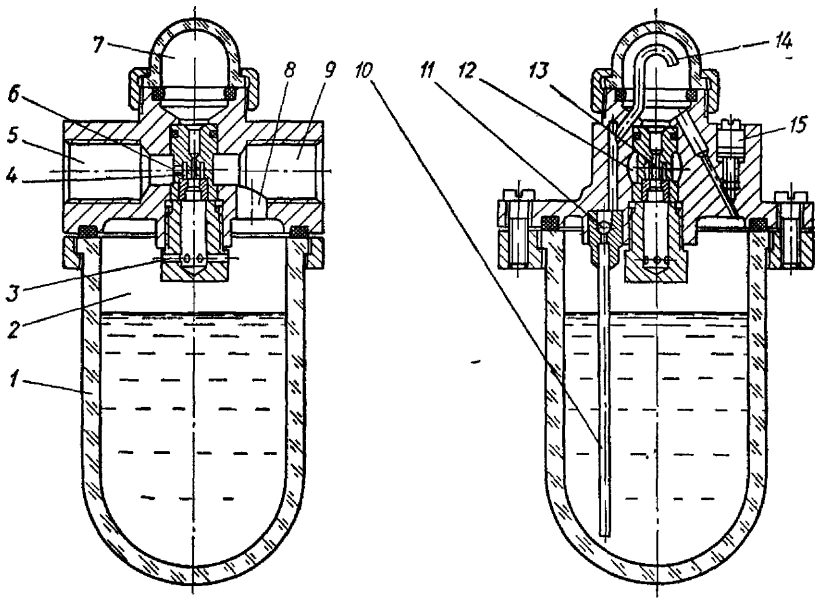


Рис. 7.14. Конструкция маслораспылителя В44-2.

перемещением клапана *2* под действием пружины *10* и уменьшением проходного сечения для воздуха. В отсутствии расхода воздуха клапан *2* полностью закрывается. Каждому расходу соответствует определенное открытие клапана *2*. Стабильность давления на выходе обеспечивается обратной связью. Например, с увеличением расхода в узкой части выходного канала из-за повышения скорости потока происходит местное падение давления, передаваемое в камеру *7*, что приводит к увеличению проходного сечения клапана и более интенсивному подводу воздуха.

Третий аппарат узла подготовки воздуха — м а с л о р а с п ы л и т е л ь — предназначен для насыщения потока воздуха мелкораспыленным маслом и подачи таким образом смазки к трущимся поверхностям пневматических устройств. На рис. 7.14 показана конструкция маслораспылителя В44-2 с двукратным распылением смазочного материала. Если давление питания подведено, а потребления нет, в полостях маслораспылителя устанавливаются равные давления. Аппарат при этом не работает.

С появлением расхода воздуха в маслораспылителе образуются два воздушных потока. Основной поток со входа *5* через окна *12* поступает непосредственно на выход *9* аппарата. Вспомогательный воздушный поток через отверстие *6*, кольцевую щель *4* и каналы *3* проходит в полость *2* и через отверстие *8* благодаря подсасывающему действию основного потока также поступает на выход *9*. Проходя через кольцевую щель *4*, вспомогательный поток обтекает сопло *13* и подсасывает через него воздух из полости *7*, понижая в ней давление. Под действием более высокого давления полости *2* масло из стакана *1* поднимается по трубке *10*, проходит через обратный клапан *11* и с

выхода трубки *14* каплями падает на коническую поверхность полости *7*. Частота падения капель при определенном расходе воздуха через маслораспылитель регулируется дросселем *15*, установленным на линии связи между полостями *2* и *7*. Последняя представляет собой проточную камеру, в которую воздух подводится через дроссель и отводится через сопло *13*. Чем выше степень дросселирования, тем больше перепад давлений между полостями *2* и *7* и интенсивнее подача масла. При конкретной настройке дросселя частота падения капель зависит также от расхода воздуха, проходящего через маслораспылитель. Увеличение расхода вызывает рост перепада давлений между полостями *2* и *7* за счет более интенсивного отвода воздуха через сопло *13*. Капли масла вместе с отводимым через сопло воздухом вносятся во вспомогательный воздушный поток, где происходит их первичное распыление. В полости *2* более крупные фракции масла выпадают в осадок, а мелкие уносятся вспомогательным потоком на выход аппарата, где происходит вторичное их распыление основным потоком. Если расхода воздуха через маслораспылитель нет, шариковый обратный клапан *11* препятствует понижению уровня масла в трубках *10* и *14* из-за выравнивания давлений в полостях *2* и *7*. Поэтому подача масла на распыление начинается сразу же после возобновления расхода.

Монтируют маслораспылитель непосредственно на трубопроводе в вертикальном положении. Рекомендуется устанавливать его в непосредственной близости к смазываемым устройствам. Наличие местных сопротивлений на пути воздушного потока с распыленным маслом снижает эффективность смазки из-за частичной конденсации масла.

В качестве смазочного материала применяют очищенное минеральное масло с вязкостью 0,2...0,3 см²/с.

Направляющая (распределительная) аппаратура. Пневмораспределители необходимы для изменения направления, включения и выключения подачи воздуха в присоединенных к ним пневматических линиях. В зависимости от конструкции распределительного элемента пневмораспределители могут быть золотниковыми (с плоским или цилиндрическим золотником) и клапанными. По виду управляющего воздействия на распределительный элемент различают распределители с ручным, механическим, пневматическим и электропневматическим управлением.

Управление может быть одно- и двусторонним. В первом случае внешнее управляющее воздействие вызывает переключение распределительного элемента только в одном направлении, а после снятия воздействия обратное переключение происходит под действием механической или пневматической пружины. Во втором случае для прямого и обратного переключений распределительного элемента нужно изменять направление управляющего воздействия, т. е. требуются два противоположных по действию управляющих сигнала.

В зависимости от числа фиксированных положений распределительного элемента различают двух-, трех- и многопозиционные пневмораспределители. В большинстве случаев в пневматических приводах используют двухпозиционные распределители, что соответствует дискретному характеру работы применяемых пневмодвигателей и других устройств.

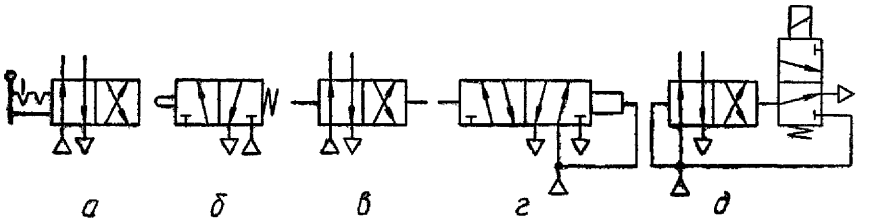


Рис. 7.15. Условные обозначения типовых пневмораспределителей:
а — двухпозиционного четырехканального с ручным управлением и механической фиксацией положений распределительного элемента; *б* — двухпозиционного трехлинейного с механическим управлением и пружинным возвратом; *в* — двухпозиционного четырехлинейного с двусторонним пневмоуправлением; *г* — двухпозиционного четырехканального с односторонним электропневмоуправлением; *д* — двухпозиционного пятилинейного с односторонним пневмоуправлением

По числу внешних линий, связанных с распределителем, определяется его линейность. При этом и выходы в атмосферу рассматриваются как внешние линии. В пневматических приводах чаще всего применяют трех- и четырехлинейные распределители, реже — двух- и пятилинейные.

На схемах пневмораспределители показывают условными обозначениями (рис. 7.15). В обозначении отражаются количество позиций, линейность, вид связей между линиями в каждой позиции и вид управления. Количество позиций определяется числом квадратов в обозначении. Внешние линии связи показывают в основной позиции, которую занимает распределитель без управляющего воздействия. В сложных пневматических схемах за основные принимают позиции, которые распределители занимают в исходном положении исполнительных устройств пневмосистем.

В распределителе В63-1 с двусторонним пневмоуправлением (рис. 7.16) [31] распределительным элементом является плоский золотник *5*, который прижат к зеркалу основания *1* пружиной *6* и давлением воздуха питания, подводимого через канал *12* основания в полость *7* корпуса *2*. В плите основания выполнены и остальные каналы распределителя: *13* и *14* — его выходы; *11* — канал связи с атмосфе-

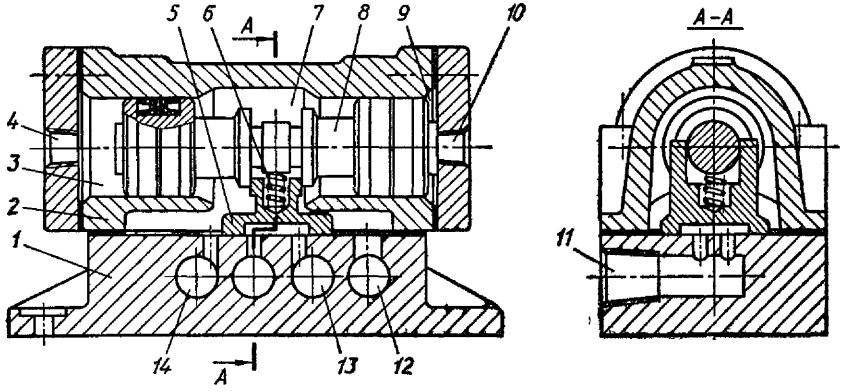


Рис. 7.16. Конструкция распределителя В63-1

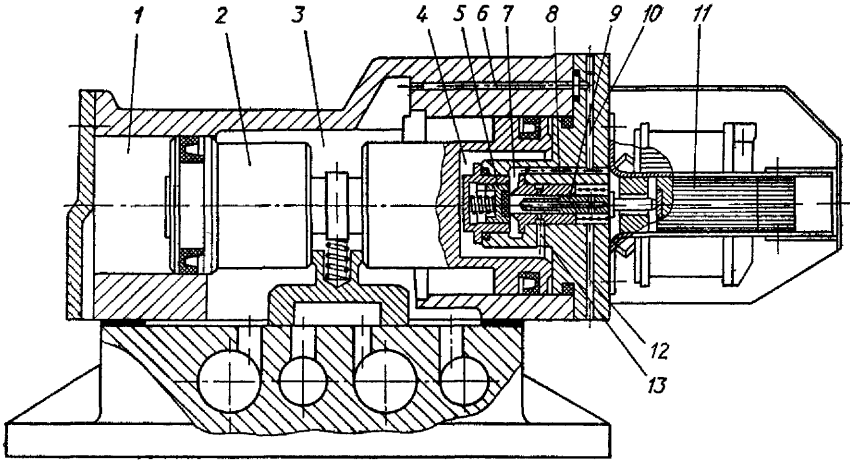


Рис. 7.17. Конструкция распределителя В64-2

рой. Каждый из них выведен на зеркало основания с помощью сверлений. В положении на рисунке выход *13* через камеру в основании плоского золотника и канал *11* связан с атмосферой, а выход *14* через полость *7* — с подводом питания. Во второй позиции плоского золотника (при перемещении его влево) выход *14* через камеру золотника и канал *11* сообщается с атмосферой, а выход *13* — с подводом питания. Золотник перемещается из одной позиции в другую поршнем *8* при поочередной подаче пневматических управляющих сигналов в полости управления *3* и *9* через отверстия *4* и *10* в крышках, к которым присоединяются линии управления.

Фиксация распределителя в переключенном положении достигается либо поддержанием давления в соответствующей полости управления, либо (при импульсном управлении) за счет сил трения. В последнем случае пневмораспределитель требуется монтировать в горизонтальном положении. Однако при наличии ударов, вибраций такая фиксация ненадежна и возможно самопроизвольное переключение золотника.

На рис. 7.15, *в* показана схема пневмораспределителя типа В63-1, а на рис. 7.2 — пример его применения.

Распределитель В64-2 с односторонним электропневмоуправлением (рис. 7.17) [31] в распределительной части аналогичен описанному В63-1. Отличие составляет только управляющая часть. Поршень *2*, перемещающий плоский золотник, дифференциальный, и давление питания, действующее в полости *3*, создает на нем за счет разности площадей постоянно действующую силу, направленную вправо. Поэтому в отсутствии давления в полости управления *4* поршень занимает крайнее правое положение. Полость *1* постоянно связана с атмосферой. При подводе сжатого воздуха в полость *4* результирующее усилие на дифференциальном поршне перемещает его влево, переключая распределитель. При сбросе давления в полости управления произойдет обратное переключение.

Подвод сжатого воздуха в полость управления и сброс давления из нее осуществляются с помощью встроенного в крышку пневмоклапана с управлением от электромагнита. Если электромагнит *11* выключен, клапан *5* усилием пружины прижат к седлу. Камера *7*, в которую из полости *3* через систему отверстий *6*, *10*, *8* подведено давление питания, изолирована. Полость управления *4* при этом через отверстие *13*, центральный канал в толкателе *9* и отверстие *12* связана с атмосферой. При включении электромагнита его якорь перемещает толкатель *9* влево и тот отжимает клапан *5*. При этом резиновый вкладыш клапана перекрывает центральный канал толкателя, отсекая полость управления от выхода в атмосферу, а через открывшийся клапан сжатый воздух из камеры *7*, обтекая толкатель, через отверстие *13* поступает в полость управления.

На схемах распределители типа В64-2 обозначают так, как на рис. 7.15, *г*.

Пневмораспределители с плоскими золотниками применяют для управления мощными потоками воздуха, питающими пневматические двигатели. Их распределительные элементы не имеют упругих уплотнений. Герметичность достигается за счет точной обработки контактирующих плоских поверхностей и обеспечения соответствующих прижимающих усилий. В отличие от гидравлических объемных приводов, где используются, главным образом, распределители с цилиндрическими золотниками, в пневмоприводах такие конструкции до недавнего времени применялись редко. Подвижный цилиндрический золотник должен быть установлен в охватывающей его втулке или корпусе распределителя с гарантированным зазором. Поэтому утечки или перетечки рабочей среды здесь неизбежны. Но при значительной вязкости жидкости они незначительны и вполне допустимы. Для воздуха же ввиду малой его вязкости потери из-за утечек резко возрастают. Герметизация же цилиндрического золотника с помощью упругих уплотнений была значительно затруднена. Однако в последние годы в СССР разработана и запущена в серийное производство новая гамма пневмораспределителей с цилиндрическими золотниками, в которой для герметизации распределительных элементов используются специальные Т-образные уплотнения. Новые распределители отличаются технологичностью, высокой надежностью и достаточной долговечностью.

Конструкция двухпозиционного пятилинейного распределителя новой гаммы (тип 4152501100) показана на рис. 7.18 [19]. В расточке корпуса *3*, закрытой с двух сторон крышками *2* и *8*, установлен подвижный цилиндрический золотник *4* с проточками. Направление для золотника образуется набором втулок *7*, которые одновременно служат и для установки эластичных Т-образных уплотнений *5* золотника и уплотнений *6* стыков втулок. Полости распределителя имеют выходы на притычную плоскость корпуса, которой он устанавливается на монтажную плиту *1*. В плите есть соответствующие приемные каналы, которые связаны с резьбовыми отверстиями для присоединения внешних линий. Отверстие *12* служит для подвода сжатого воздуха, отверстия *11* и *14* сообщаются с полостями исполнительных устройств, а отверстия *10* и *13* являются выходами в атмосферу. Комму-

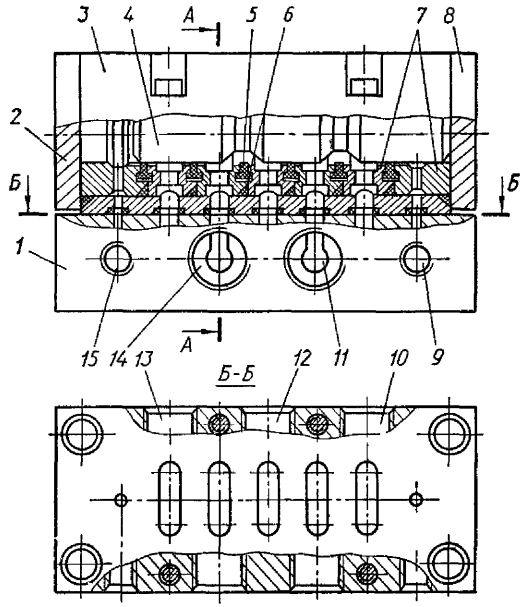


Рис. 7.18. Конструкция распределителя 4152501100

никационные каналы в разъеме корпуса и монтажной плиты уплотняются упругими уплотнениями. Пневмораспределитель имеет две полости управления по торцам золотника. Пневматические сигналы управления подводятся к отверстиям *9* и *15* монтажной плиты, каждое из которых связано с соответствующей полостью управления.

Один из вариантов пневмораспределителей клапанного типа В76-21 с механическим управлением, показанный на рис. 7.19, имеет три внешние линии: отверстие *5* — подвод сжатого воздуха, отверстие *4* — выход к потребителю и отверстие *9* — выход в атмосферу. Если нет механического воздействия на ролик *1*, клапан *7* прижат к седлу пружиной *6* и давлением сжатого воздуха. Выход *4* при этом сообщен с атмосферой через канал *3* толкателя *2* и отверстие *9*. При нажатии на ролик *1* толкатель, сжимая пружины *8* и *6*, открывает клапан *7*. Контакт толкателя с резиновым вкладышем клапана отсекает выход в атмосферу и после открытия клапана на выход *4* поступает сжатый воздух. Такие распределители рассчитаны на небольшие расходы и обычно используются для подачи управляющих сигналов. Условное обозначение на схемах распределителя типа В76-21 соответствует рис. 7.15, *б*; пример его применения — рис. 7.2.

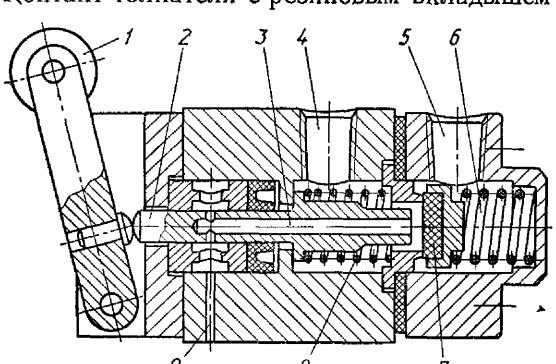


Рис. 7.19. Конструкция распределителя В76-21

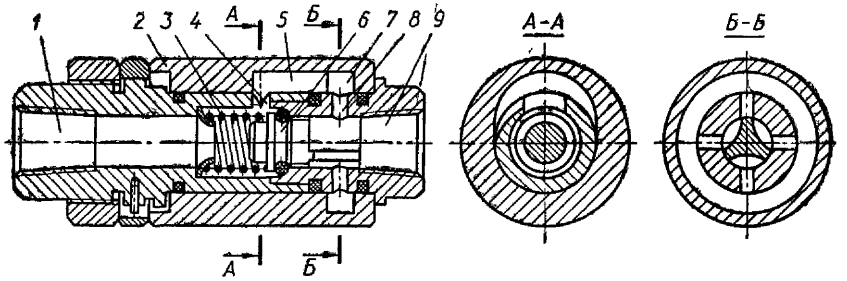


Рис. 7.20. Конструкция дросселя В77-1 с обратным клапаном

Регулирующая аппаратура. К этой группе аппаратов относятся редукционные пневмоклапаны и пневмодроссели. Конструкция и принцип действия редукционного клапана рассмотрены ранее (см. с. 236).

Дроссели применяют в пневматических приводах для регулирования скорости движения подвижных элементов исполнительных устройств путем изменения расхода сжатого воздуха, подводимого в рабочие полости или отводимого из полостей выхлопа в атмосферу. Дросселированием добиваются также большей стабильности скорости движения подвижных элементов, осуществляют их торможение для безударной остановки в конце движения.

Пневматические дроссели типа В77-1 с обратным клапаном (рис. 7.20) устанавливаются непосредственно на пневмолинии и обеспечивают свободный проход потока воздуха в одном направлении и дросселирование его при движении в обратном направлении, причем степень дросселирования можно регулировать. При подводе сжатого воздуха к отверстию *9* клапан *6*, поджатый слабой пружиной *3* к коническому седлу, открывается и практически свободно пропускает воздушный поток к выходному отверстию *1*. При обратном направлении потока клапан закрыт и от входного отверстия *1* к выходу *9* воздух может пройти только через щель *4*, эксцентрическую расточку *5*, кольцевую камеру *7* и радиальные отверстия *8*. Площадь проходного сечения для воздуха можно регулировать поворотом муфты *2*, изменяя положение расточки *5* относительно щели *4*. С ее уменьшением ограничивается расход воздуха.

В отличие от гидроприводов, где применяются несколько методов регулирования скорости поршня и существует значительное разнообразие схем регулирования и используемой для этого аппаратуры, для пневматических приводов дроссельное регулирование — практически единственный метод, который применяется в двух вариантах — с установкой дросселя на входе и на выходе.

В схеме с дросселем на входе (рис. 7.21, *а*) скорость движения поршня регулируется изменением расхода воздуха, подводимого в рабочую полость пневмоцилиндра. При подаче сжатого воздуха в полость *3* скорость движения поршня вправо зависит от настройки дросселя *2*. Обратный клапан *1* при этом закрыт. Воздух из полости *4* поступает на выход в атмосферу через обратный клапан *6*. Скорость движения поршня на обратном ходе регулируется дросселем *5*, уста-

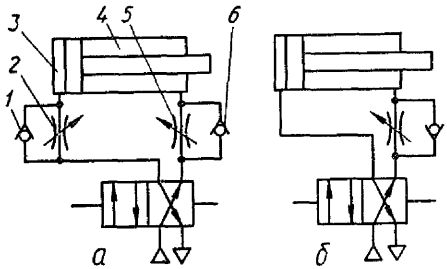


Рис. 7.21. Схемы дроссельного регулирования скорости поршня с дросселем:
а — на входе, *б* — на выходе

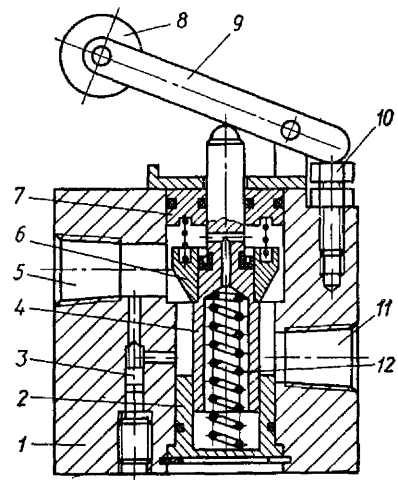


Рис. 7.22. Тормозной дроссель П-ДТ

новленным на входе в полость *4*, которая становится рабочей Благодаря обратному клапану *1* исключается влияние настройки дросселя *2* на скорость обратного хода, т. е. в схеме обеспечивается независимое регулирование скорости в каждом направлении

В схеме рис. 7.21, *б* дроссель установлен на выходе из полости выхлопа. При движении поршня вправо в штоковой полости пневмоцилиндра создается подпор давления, уровень которого зависит от степени дросселирования. Чем выше степень дросселирования, тем больше подпор и ниже скорость движения поршня.

Схемы регулирования скорости с дросселем на входе и на выходе применяют и в гидравлических приводах, причем там они практически эквивалентны. В пневматических приводах такой эквивалентности нет Выбор места установки дросселя влияет на процесс регулирования скорости как в количественном, так и в качественном отношении. Так, дросселирование на входе обеспечивает значительный диапазон регулирования средней скорости и времени движения, но не стабилизирует скорость. Дросселирование на выходе, наоборот, стабилизирует движение за счет усиления демпфирующего воздействия подпора давления в полости выхлопа, но оказывается менее действенным по отношению к скорости и времени движения. Это необходимо учитывать, выбирая схему регулирования.

Высокие скорости срабатывания пневмодвигателей дискретного действия создают опасность удара при остановке их подвижных элементов в конце хода Безударность остановки обеспечивается торможением. Один из методов торможения — резкое дросселирование на выходе в конце хода пневмодвигателя. При этом в полости противодавления изолируется некоторый объем воздуха На его сжатие и вытеснение через малое проходное сечение дросселя расходуется кинетическая энергия подвижных масс, чем и обеспечивается плавное уменьшение скорости

Конструкция тормозного дросселя П-ДТ [31] показана на рис. 7.22. В направляющих втулках *2* и *7*, расположенных в расточке корпуса *1*, установлен плунжер *4*. Если воздействия на ролик *8* нет, плунжер

под действием пружины *12* выдвинут до упора в рычаг *9*, поворот которого ограничен регулируемым упором *10*. На плунжере установлена подпружиненная втулка *6* с конической поверхностью. Втулка выполняет роль запорного элемента обратного клапана. Кроме того, при ненажатом плунжере между конической поверхностью втулки и кромкой отверстия корпуса образуется кольцевой зазор, сечение которого регулируется упором *10*. Сжатый воздух, подведенный к входному отверстию *5*, поступает на выход *11* аппарата через кольцевой зазор, дросселирующий проходящий поток. При воздействии на ролик *8* плунжер со втулкой *6* перемещается вниз, перекрывая основной проход для воздуха. Воздух может поступать на выход *11* только через игольчатый дроссель *3* с сильно ограниченной пропускной способностью. При реверсе потока воздуха и нажатом ролике втулка *6* обратного клапана отжимается от седла и поток воздуха проходит от отверстия *11* к отверстию *5*. После освобождения ролика втулка *6* удерживается в отведенном от седла положении плунжером.

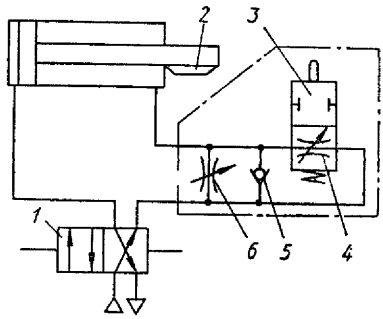


Рис. 7.23. Схема подключения тормозного дросселя

Условное обозначение тормозного дросселя на схемах и способ его подключения показаны на рис. 7.23. При движении поршня пневмоцилиндра вправо (распределитель *1* должен быть переключен) воздух из штоковой полости поступает на выход в атмосферу через дроссель *4* и канал распределителя. Настройкой дросселя *4* устанавливают скорость движения поршня на основном участке его хода. Незадолго до конца хода кулачок *2* переключает распределитель *3*, перекрывая основной проход для воздуха. Выход воздуха из полости пневмоцилиндра в атмосферу теперь возможен только через дроссель *6* с малым проходным сечением, благодаря чему давление в полости по мере перемещения поршня возрастает, создавая тормозной эффект. Продолжительность и плавность торможения зависят от длины и профиля кулачка *2*, места установки тормозного дросселя на пути движения кулачка и от регулировки дросселя *6*.

При обратном переключении распределителя *1* воздух в штоковую полость пневмоцилиндра подводится через обратный клапан *5*, так как распределитель *3* остается перекрытым до тех пор, пока не будет освобожден от воздействия кулачка *2*.

Аппаратура контроля и управления. Автоматическое управление дискретными пневматическими приводами осуществляется аппаратами, которые контролируют работу исполнительных устройств и образуют командные сигналы, управляющие распределителями пневматических приводов

В зависимости от условий работы исполнительных устройств и особенностей выполняемых с их участием технологических операций в автоматизированных системах используются различные методы контроля выполнения команд. Факт выполнения данной команды, данной

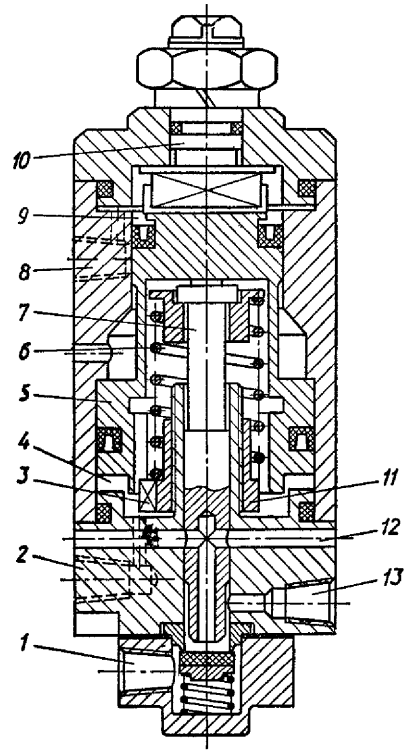


Рис. 7.24. Конструкция пневмоклапана последовательности В62-21

технологической операции может быть установлен в одних случаях по положению рабочего органа, достигнутому при его движении, в других — по усилию, создаваемому приводом, в третьих — по истечению времени, отведенного на выполнение операции. В зависимости от этого различают следующие виды автоматического управления: с путевым контролем, с контролем по давлению (усилию), с временны́м контролем.

Если в пневмосистеме используются распределители с электроуправлением, то контроль выполнения команд и подача управляющих сигналов осуществляются средствами электроавтоматики. В системах с пневмоуправлением аналогичные функции выполняют соответствующие пневмоаппараты. В таких системах не нужны специальные преобразующие устройства — электропневматические и пневмоэлектрические преобразователи. Эти системы отличаются более высокой надежностью, простотой и безопасностью эксплуатации и обслуживания.

В пневматических системах высокого давления путевой контроль выполнения команд реализуется с помощью распределителей с механическим управлением (например, см. рис. 7.2). Конструкция используемого для путевого контроля распределителя типа В76-21 (см. рис. 7.19) и принцип его действия рассмотрены ранее.

Управление с контролем по давлению (усилию) реализуется с помощью клапана последовательности типа В62-21 (рис. 7.24). Клапан обеспечивает подачу пневматического сигнала управления при достижении заданного контролируемого давления или контролируемой разности давлений в полостях пневматических устройств. В расточке корпуса установлен дифференциальный поршень *5*, поджатый до упора усилием пружины *6*, которое передается через толкатель *7*. Расточка закрыта с двух сторон крышками, образующими по торцам поршня полости управления *4* и *9*. Полости имеют выходы *2* и *8*, к которым подключаются линии управления. В верхней крышке расположен валик *10* с торцевым выступом, входящим в паз на торце поршня. Поворот валика через поршень и скользящую шпонку *3* передается гайке *11*, вызывая ее осевое перемещение по резьбе, чем регулируется усилие поджима пружины *6*. В нижней крышке смонтирован трехлинейный пневмоклапан, на вход *1* которого подводится давление питания, а на его выходе *13* образуется сигнал управления. Пневмоклапан нормально закрыт, т. е. если нет входного воз-

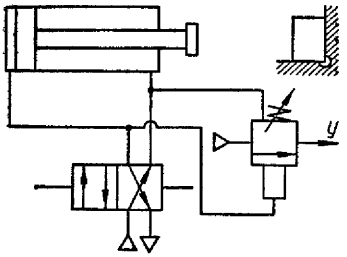


Рис. 7.25. Схема подключения клапана последовательности

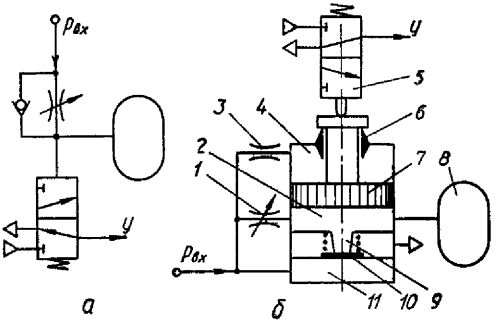


Рис. 7.26. Пневмоклапан выдержки времени: *а* — обозначение на схемах; *б* — принципиальная схема пневмоклапана типа В61-21

действия (толкатель *7* поднят), питание перекрыто, а выход *13* связан с атмосферным каналом *12*.

Если клапан последовательности используется для подачи управляющего сигнала по давлению, контролируемое давление подводится в полость *9*, а пружина *6* регулируется на требуемый его уровень. Когда заданный уровень достигнут, поршень *5* перемещается вниз и толкатель *7* открывает подачу сжатого воздуха на выход *13*, отсекая предварительно связь выхода с атмосферой. Если контролируется разность двух давлений (перепад), то меньшее из них подводится в полость *4*, большее — в полость *9*. Когда разность давлений достигнет уровня, при котором результирующее усилие на дифференциальном поршне превысит силу пружины, клапан срабатывает и подает управляющий сигнал.

Схема подключения клапана последовательности показана на рис. 7.25. Сигнал управления *y* должен появиться только тогда, когда пневмоцилиндр зажмет деталь и усилие зажима достигнет требуемого уровня. Контролируется усилие зажима по перепаду давлений в полостях пневмоцилиндра. Если же контролировать только давление в рабочей полости, то может образоваться ложный сигнал при незажатой детали. При значительной длине хода зажимного пневмоцилиндра в исходном положении поршня объемы полостей цилиндра резко различаются. После переключения распределителя небольшой объем рабочей полости быстро наполняется, однако начало движения поршня задерживается из-за медленного опорожнения большой по объему полости выхлопа Следовательно, давление в рабочей полости может достигнуть своего максимального значения до начала движения поршня, что и вызовет появление ложного сигнала

У п р а в л е н и е в ф у н к ц и и в р е м е н и реализуют с помощью устройств выдержки времени (рис. 7.26, *а*), принцип действия которых основан на измерении времени наполнения сжатым воздухом пневмоемкости. При подводе давления питания на вход устройства выходной сигнал *y* появляется не сразу, а с некоторой задержкой, которая определяется временем наполнения полости управления пневмоклапана до давления, достаточного для его переключения. Это время можно регулировать, настраивая дроссель и подключая к

полости пневмоклапана дополнительную емкость. Однако прямое следование приведенной схеме не обеспечивает релейного характера переключения пневмоклапана и четкого образования выходного сигнала. Реальные устройства для выдержки времени сложнее. В качестве примера на рис. 7.26, *б* представлена принципиальная схема пневмоклапана выдержки времени типа В61-21, в которой четкость образования выходного сигнала достигается за счет применения в управляющей части специального пневмоцилиндра «стреляющего» типа.

Пневмоклапан выдержки времени включается в работу подачей входного сигнала $p_{вх}$. Под действием давления в камере *11* мембрана *10* перекрывает сопло *9*, отсекая рабочую полость *2* пневмоцилиндра от выхода в атмосферу. Начинается наполнение рабочей полости и присоединенной к ней пневмоемкости *8* через регулируемый дроссель *1*. Одновременно сжатый воздух через постоянный дроссель *3* поступает в полость противодавления *4*, создавая дополнительное сопротивление движению поршня. По истечении времени, определяемого настройкой дросселя *1* и размером наполняемого объема, давление в рабочей полости создает на поршне *7* усилие, достаточное для преодоления сил сопротивления. В момент страгивания поршня заслонка на его штоке открывает сопло *6*, через которое происходит быстрое опорожнение полости *4*. При этом сила сопротивления движению поршня резко падает и поршень «выстреливает», выполняя перемещение с большой скоростью. Клапан *5* четко переключается, и на его выходе образуется командный сигнал *y*. В конце хода поршень перекрывает сдвоенное сопло *6*, изолируя полость *4* от выхода в атмосферу.

Для подготовки пневмоклапана к повторному срабатыванию достаточно снять давление на его входе. При падении давления в полости *11* открывается сопло *9* и полость *2* быстро опоражнивается. Усилием пружины клапана *5* и давлением в полости *4* поршень возвращается в исходное положение.

Сигналы от распределителей, осуществляющих путевой контроль, от пневмоклапанов последовательности и выдержки времени поступают непосредственно в полости управления главных распределителей, управляющих работой пневмодвигателей, только в самых простых схемах. В большинстве же случаев они являются только входными сигналами для логической части системы управления. В логической части, которая состоит из набора логических операторов, в зависимости от комбинаций поступающих входных сигналов, а также предшествующих им комбинаций образуются сигналы управления главными распределителями (выходные сигналы). В качестве логических операторов (логических элементов) в пневмосистемах высокого давления используют обычные и специальные пневмоклапаны с пневмоуправлением, отличающиеся малыми размерами и небольшой пропускной способностью. Примерами могут быть пневмоклапан МВ76-21, пневмораспределитель В63-11, пневмоклапаны В67-21, В67-11, П-КИ-4/10 и др. Пневмоклапан МВ76-21 является модификацией клапана В76-21 (см. рис. 7.19). Переключается клапан не от механического воздействия на толкатель, а подачей пневматического сигнала в полость встроенного пневмоцилиндра, поршень которого и перемещает толкатель. Распределитель В63-11 с плоским золотником имеет небольшие размеры

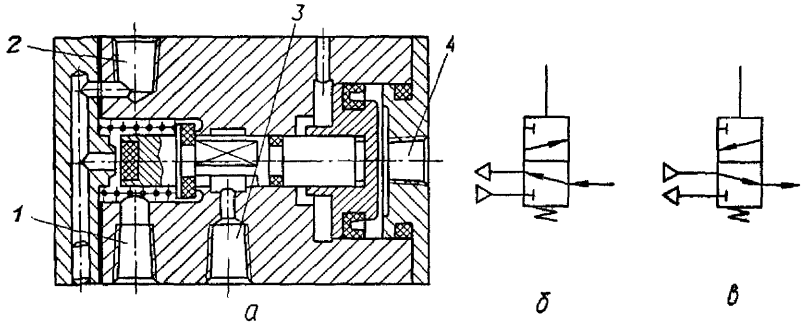


Рис. 7.27. Пневмоклапан В67-21:
а — конструкция; *б*, *в* — схемы подключения

и малый условный проход (d_y = 4 мм). В логической части используется как элемент памяти (триггер).

Конструкция пневмоклапана В67-21 с пневмоуправлением показана на рис. 7.27, *а*, обозначение на схемах и варианты подключения — на рис. 7.27, *б*, *в*. Особенностью пневмоклапана является возможность подводить питание на один из двух входов *2* и *3*. Если питание подведено на вход *3*, выход *1* пневмоклапана в случае отсутствия сигнала управления на управляющем входе *4* связан с атмосферой через отверстие *2*, т. е. клапан является нормально закрытым (рис. 7.27, *б*). При подаче управляющего сигнала связь с атмосферой прерывается, а выход *1* сообщается с подводом питания. Если питание подводится к отверстию *2*, а отверстие *3* связано с атмосферой, клапан является нормально открытым (рис. 7.27, *в*).

Пневмоклапан В67-11 (рис. 7.28) выполняет операцию логического сложения двух сигналов (операцию ИЛИ) [31]. Сигнал на выходе *2* пневмоклапана появляется при наличии хотя бы одного из двух входных сигналов, подводимых на входы *1* и *3*. Если нет входных сигналов, выход связан с атмосферой через один из входов. Разделяются входы плавающим поршнем.

Пневмоклапан П-КИ-4/10 (рис. 7.29) выполняет логическую операцию И умножения двух входных сигналов. Сигнал на выходе *2* появляется только при наличии обоих входных сигналов, подводимых на входы *1* и *3*. Сдвоенный клапанный узел выполнен так, что оба клапана одновременно закрыться не могут.

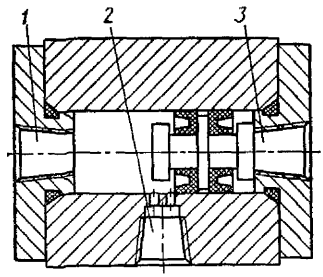


Рис. 7.28. Конструкция пневмоклапана «ИЛИ» типа В67-11

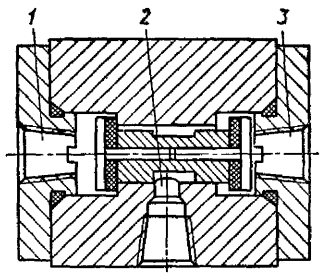


Рис. 7.29. Конструкция пневмоклапана «И» типа П-КИ-4/10

В последнее время для построения пневматических систем управления разработан комплекс устройств миниаппаратуры высокого давления [19]. Базу комплекса образуют распределители типов П-РОЗ и П-Р515 с условными проходами $d_y = 2{,}5$ мм.

Характер взаимосвязей между входными и выходными сигналами логической части дискретной системы управления и методы определения структуры такой системы рассматриваются в гл. 9.

7.5. Типовые пневмодвигатели дискретного действия и их расчет

Пневматические цилиндры — наиболее распространенные в станкостроении и роботостроении пневматические исполнительные механизмы. По конструкции и рабочим параметрам пневмоцилиндры весьма разнообразны. Принято делить их на два типа — одно- и двустороннего действия. В пневмоцилиндрах первого типа подвижный элемент — поршень со штоком — перемещается под действием усилия, создаваемого давлением сжатого воздуха, только в одном направлении, а возврат его в исходное положение осуществляется механически или под действием собственного веса. В пневмоцилиндрах второго типа прямой и обратный ход поршня обеспечиваются подачей сжатого воздуха.

В механизмах станков, роботов и манипуляторов обычно применяют пневмоцилиндры одностороннего действия с односторонним штоком и возвратной пружиной (механизмы зажима, фиксации, ориентации, периодической подачи) и пневмоцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком (механизмы транспортировки, подачи, погрузки, переключения и т. п.). Пневмоцилиндры с возвратной пружиной имеют ограничение по ходу (1...1,5) D, где D — диаметр поршня. Максимальный ход пневмоцилиндров двустороннего действия не превышает (8...10) D. Диаметры поршня, по ГОСТ 15608—81Е, составляют 25... 400 мм.

Типовая конструкция пневмоцилиндра двустороннего действия показана на рис. 7.30. В гильзе, закрытой с двух сторон крышками *1* и *14*, расположен поршень *8*, закрепленный на штоке *7*. Крышки стягиваются шпильками *3*. Удлиненные шпильки используются для крепления пневмоцилиндра при его установке. Стандарт предусматривает

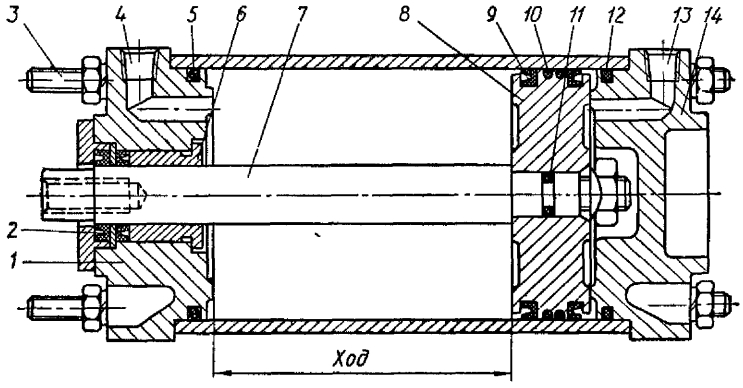


Рис. 7.30. Конструкция поршневого пневмоцилиндра двустороннего действия

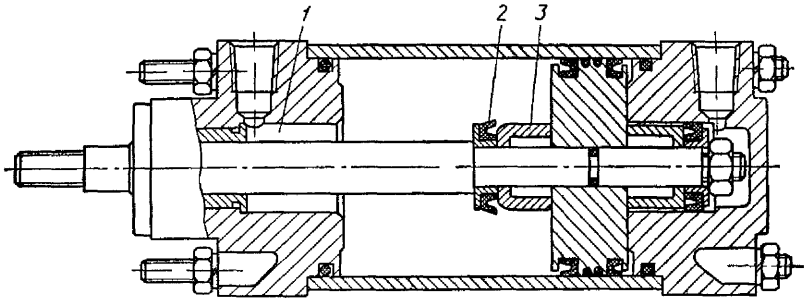


Рис. 7.31. Конструкция пневмоцилиндра с торможением в конце хода

и другие виды крепления: на лапах, на переднем или заднем фланце, на проушине, на цапфах. Сообразно виду крепления меняется и конфигурация крышек.

В крышках выполнены резьбовые отверстия *4* и *13* для присоединения воздухопроводов. Отверстия имеют выходы в полости пневмоцилиндра. В передней крышке запрессована направляющая втулка *6* для штока и установлены манжетные уплотнения *2*, герметизирующие полость цилиндра и защищающие ее от попадания загрязнений из внешней среды. Неподвижные соединения крышка-гильза и поршень-шток уплотнены резиновыми кольцами *5*, *11*, *12* круглого сечения. Соединения поршень-гильза уплотняются манжетами *9* *U*-образного сечения со встречным расположением Центрирующий поясок поршня имеет капроновую наплавку *10*. Исключение металлического контакта между поршнем и зеркалом гильзы повышает механический КПД и увеличивает срок службы пневмоцилиндра. Неметаллическая наплавка способствует также быстрой приработке центрирующего пояска при возможных погрешностях изготовления гильзы.

В конструкциях пневмоцилиндров со значительными длинами ходов и высокими скоростями движения поршня предусматривают встроенные тормозные устройства, останавливающие подвижные массы в конце хода. Это особенно важно, когда в рабочей зоне привода невозможно установить тормозные дроссели (см. рис. 7.23). На основном участке хода поршня воздух из полости противодавления свободно поступает в выходное отверстие через расточку *1* в крышке (рис. 7.31) В конце хода расточка перекрывается тормозной втулкой *3* с уплотнительной манжетой *2* и в полости по мере перемещения поршня и сокращения ее объема нарастает давление. Сжатый воздух отводится в линию выхлопа через встроенный в крышку игольчатый дроссель с малой пропускной способностью (на рисунке не показан). При реверсе, пока тормозная втулка не выйдет из расточки крышки, подводимый воздух проходит в полость цилиндра, отгибая лепестки манжеты, которая выполняет, таким образом, роль обратного клапана. В конце обратного хода торможение поршня происходит аналогично. Длина тормозного пути составляет 30...50 мм.

При проектировании пневмоцилиндров проводят статический расчет силовых исполнительных устройств, при котором определяют их конструктивные размеры. Для пневмоцилиндров рассчитывают и

выбирают диаметр цилиндра D, диаметр штока d и диаметр d_y условного прохода присоединительных отверстий и воздухопроводов. Исходными данными для расчета служат: подводимое абсолютное давление сжатого воздуха $p_м$, технологическая (полезная) нагрузка P_2, длина хода s, масса присоединенных к пневмоцилиндру подвижных частей m_1, пространственное расположение пневмоцилиндра при работе, требуемое (или допустимое) время срабатывания или средняя скорость движения. Они могут дополняться данными о температурных условиях работы, которые учитывают, выбирая тип уплотнений и конструкционных материалов, о габаритных ограничениях и т. п.

Для пневмоцилиндров зажимных устройств, развивающих технологическое усилие в конце рабочего хода,

$$D = 1{,}13\sqrt{(P_2 \pm mg)/(0{,}9p_м - p_а)}. \qquad (7.38)$$

Здесь m — масса всех подвижных элементов, связанных с поршнем. На стадии проектного расчета массу поршня со штоком определяют приближенно. Вес подвижных частей $\pm mg$ учитывают при вертикальном или наклонном расположении пневмоцилиндра. В последнем случае в расчет принимают только его вертикальную составляющую. Знак «+» ставят тогда, когда вес уменьшает зажимное усилие. В расчетной формуле принято, что требуемое усилие зажима создается при давлении 0,9 $p_м$, чем обеспечивается некоторый его запас.

Для зажимных пневмоцилиндров одностороннего действия с возвратной пружиной

$$D = 1{,}13\sqrt{\frac{P_2 \pm mg + P_0 + cs}{0{,}9p_м - p_а}}, \qquad (7.39)$$

где P_0 — усилие предварительного натяжения пружины; c — жесткость пружины.

Для пневмоцилиндров транспортирующих, переключающих и других устройств, у которых технологическая нагрузка приложена по всей длине хода или на значительной его части, диаметр цилиндра определяют по расчетному значению безразмерного параметра нагрузки $\chi_р$ при косвенном учете силы трения с помощью коэффициента $k_т$:

$$D = 1{,}13\sqrt{\frac{P_2 \pm mg}{p_м\chi_р(1 \mp k_т)}}. \qquad (7.40)$$

Значение $\chi_р$ выбирают в зависимости от уровня подводимого давления сжатого воздуха (табл. 3). Меньшие величины $\chi_р$ рекомендуемого диапазона соответствуют бóльшим диаметрам цилиндра и более высокому быстродействию привода из-за недогрузки.

Коэффициент $k_т$ для пневмоцилиндров с манжетными уплотнениями поршня выбирают в зависимости от технологического усилия P_2 (табл. 4). Приведенные значения $k_т$ справедливы для диапазона дав-

Таблица 3

$p_м$, МПа	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7 и более
$\chi_р$	0,25...0,6	0,3...0,65	0,35...0,7	0,4...0,75	0,45...0,80

Таблица 4

P_2, кН	до 0,6	0,6...6	6...25	25...60
$k_т$	0,5...0,2	0,2...0,12	0,12...0,08	0,08...0,05

лений $p_м = 0{,}5...0{,}6$ МПа. Для других давлений нужно корректировать коэффициенты, взятые по таблице. При этом предполагается, что $k_т$ изменяется пропорционально давлению. Знак «+» перед $k_т$ в расчетной формуле принимают, когда сила трения дополняет усилие, создаваемое давлением воздуха, например, в случае опускания груза с пневматическим торможением.

Найденное значение D округляют до ближайшего из нормального ряда диаметров цилиндров по ГОСТ 6540—68: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 360, 400 мм.

Диаметр штока определяют из соотношения

$$d = (0{,}25 \ldots 0{,}32)\ D$$

и округляют до ближайшего значения, взятого из ряда 10, 12, 16, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 90 мм.

При значительной длине хода поршня шток проверяют на устойчивость с учетом способа его соединения с внешними подвижными элементами, к которым приложена нагрузка.

Условный проход присоединительных отверстий пневмоцилиндра рекомендуется принимать из соотношения $d_у = 0{,}1D$. Обычно такой же условный проход имеют присоединяемые воздухопроводы и установленные на них элементы пневмоаппаратуры. Однако, выбирая величину $d_у$, необходимо также учитывать длину хода поршня и требуемое быстродействие привода. При малых длинах ходов условный проход уменьшают. Если при проектировании задано ожидаемое время срабатывания пневмоцилиндра $t_{ож}$, то

$$d_у \approx D\sqrt{s/w_{ср}t_{ож}},$$

где $w_{ср} = 17$ м/с — средняя скорость потока сжатого воздуха в подводящей линии при наполнении рабочего объема пневмоцилиндра. Действительное время срабатывания определяется при динамическом расчете.

Мембранные пневмоцилиндры относятся к пневмодвигателям дискретного действия с возвратно-поступательным движением выходного звена. По сравнению с поршневыми пневмоцилиндрами они менее трудоемки в изготовлении, имеют высокую герметичность рабочей камеры, не требуют смазки и качественной очистки сжатого воздуха, но имеют ограниченную величину хода, непостоянство развиваемого усилия по ходу и меньшую долговечность.

В основном распространены мембранные пневмоцилиндры одностороннего действия с возвратной пружиной. Их применяют как приводы устройств, которые выполняют технологические операции, связанные со значительными усилиями при малых перемещениях (зажим, фиксация, переключение, торможение и т. п.).

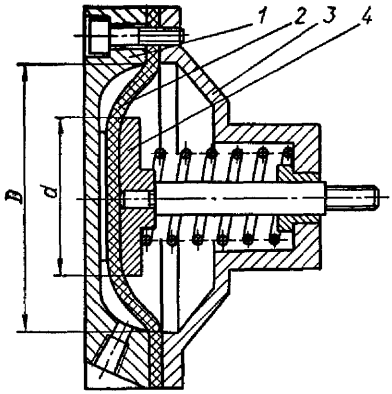


Рис. 7.32. Конструкция мембранного пневмоцилиндра

Мембраны изготавливают из резинотканевых или синтетических материалов, эластичных и достаточно прочных. Они могут быть плоскими и фигурными. Плоскими считаются мембраны, которые в процессе работы не имеют изгибов сечений, достигающих 180°.

В пневмоцилиндре одностороннего действия с плоской мембраной (рис. 7.32) мембрана *2* защемлена по контуру между корпусом *3* и крышкой *1*. Внутренний диаметр защемления D называют диаметром заделки мембраны. При подводе сжатого воздуха в рабочую полость его давление, действуя на поверхность мембраны, создает усилие, часть которого передается через опорный диск *4* выходному штоку, а другая часть воспринимается заделкой, вызывая в ней соответствующую реакцию. Таким образом, выходное усилие на штоке мембранного пневмоцилиндра с диаметром заделки мембраны D меньше усилия, развиваемого поршневым пневмоцилиндром с поршнем такого же диаметра при равных давлениях воздуха. Кроме того, оно зависит от диаметра d опорного диска, а при значительной длине хода является функцией прогиба мембраны. Поэтому выходное усилие рассчитывают не по фактической площади мембраны, а по ее эффективной площади $F_э$. Это площадь условного поршня с диаметром $D_э$, на котором создается такое же усилие при данном давлении сжатого воздуха, как и на реальной мембране. При малых прогибах мембраны

$$F_э = (\pi/12)(D^2 + Dd + d^2) = (\pi D^2/12)(1 + \beta + \beta^2), \qquad (7.41)$$

где $\beta = d/D$. Анализ выражения (7.41) показывает, что с ростом d увеличивается и $F_э$. В пределе, когда $d = D$, $F_э = \pi D^2/4$, т. е. мембрана заменена поршнем, который защемлен и не может перемещаться. Если $d \to 0$, то $F_э \to \pi D^2/12$, но мембрана может давать значительный прогиб. При проектировании рекомендуется принимать $\beta = 0{,}6...0{,}8$.

При больших прогибах мембраны ее эффективную площадь определяют по формуле Ликтана [4]:

$$F_э = \frac{\pi D^2}{12}\left[1 + \beta + \beta^2 - \frac{x(1-\beta)\sqrt{4 + 7\beta + 4\beta^2}}{\sqrt{5x_{max}^2 - 5x^2}}\right], \qquad (7.42)$$

где x — прогиб (ход) мембраны; x_{max} — фиктивный прогиб мембраны, при котором ее образующая становится прямолинейной, а сама мембрана принимает форму усеченного конуса. Величина x_{max} зависит от конструктивных размеров и механических свойств материала мембраны, косвенно учитываемых статической характеристикой $x_{ст}$:

$$x_{max} = x_{ст}\frac{\sqrt{5}(1 + \beta + \beta^2) + (1-\beta)(4 + 7\beta + 4\beta^2)}{(1 + \beta + \beta^2)\sqrt{5}}.$$

Статическая характеристика мембраны представляет собой ее свободный прогиб под действием данного давления (рис. 7.33). Определяется $x_{ст}$ обычно экспериментально. Предварительно мембрана должна быть несколько раз нагружена, чтобы стабилизировалась неизбежная ее вытяжка $x_н$.

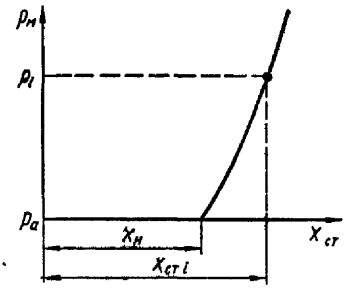


Рис. 7.33. Статическая характеристика мембраны

Выражение (7.41) — частный случай формулы Ликтана, соответствующий нулевому прогибу мембраны $x = 0$. Применение (7.41) для расчета эффективной площади мембраны допускается, если рабочий ход s штока мембранной камеры не превышает $(1/2)\ x_{ст}$ (с учетом вытяжки мембраны).

В статическом расчете мембранного привода определяют диаметр $D_э$ условного поршня по тем же формулам, что и для поршневых пневмоцилиндров. Например, для мембранного пневмоцилиндра одностороннего действия с возвратной пружиной

$$D_э = 1{,}13\sqrt{\frac{P_2 \pm mg + P_0 + cs}{0{,}9p_м - p_a}}.$$

Если нагрузка приложена на всей длине хода,

$$D_э = 1{,}13\sqrt{(P_2 \pm mg)/p_м\chi_р}.$$

Последнее выражение, в отличие от формулы (7.40) для поршневых пневмоцилиндров, не учитывает сил трения, отсутствие которых — одно из преимуществ мембранных исполнительных устройств.

Найдя значение $D_э$, определяют эффективную площадь мембраны $F_э = \pi D_э^2/4$, по которой, задавшись величиной β, получают диаметр заделки D и диаметр опорного диска d, используя выражения (7.41) или (7.42).

Ход s штока мембранного привода рекомендуется выбирать [19] для диапазона давления $p_м = 0{,}4...0{,}8$ МПа из соотношения $s = (0{,}08...0{,}15)\ D$. Бóльшие значения числового коэффициента соответствуют более высоким давлениям. Для плоских мембран с гофром длина хода увеличивается: $s = (0{,}20...0{,}25)\ D$.

Динамический расчет пневмодвигателей дискретного действия, в первую очередь, определяет время срабатывания пневмодвигателя. Кроме того, могут решаться и другие задачи: определение действующих скоростей и ускорений при движении рабочих органов, закона движения, характера изменения давлений в полостях пневмодвигателя и т. п.

Методика динамического расчета дискретных пневматических устройств разработана в Институте машиноведения АН СССР и изложена в целом ряде работ [4, 19]. Сущность динамического расчета рассмотрим на примере расчета пневмоцилиндра двустороннего действия (рис. 7.34). На схеме поршень пневмоцилиндра показан в момент движения вправо. Его положение определяется текущей координатой x, отсчитываемой от условного нуля. В исходном положении поршня

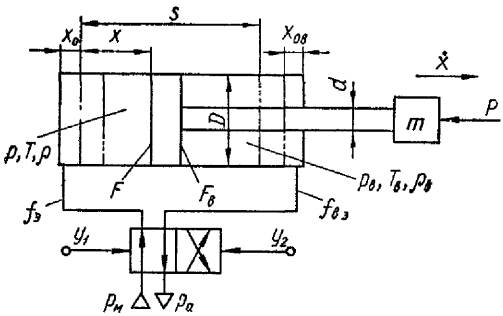


Рис. 7.34. Расчетная схема пневмоцилиндра двустороннего действия

$x = 0$, но между поршнем и крышкой цилиндра имеется некоторый небольшой объем V_0, называемый *вредным объемом цилиндра*. На расчетной схеме показана фиктивная координата x_0, которая характеризует минимальный объем V_{min} рабочей полости пневмоцилиндра. Кроме вредного объема V_0 в V_{min} нужно учитывать объем трубопровода от рабочей полости до распределителя. Рассчитывая процессы наполнения (опорожнения), фактический объем трубопровода заменяют расчетным (см. с. 232). Поэтому координату x_0 определяют по расчетному минимальному объему рабочей полости:

$$x_0 = V_{pmin}/F = (V_0 + V_{тр})/F, \qquad (7.43)$$

где $V_{тр} = k_V V_т = k_V (\pi d_т^2/4) l_т$ — расчетный объем трубопровода; k_V — коэффициент приведения распределенного объема к сосредоточенному; $d_т$ и $l_т$ — внутренний диаметр и длина трубопровода на участке от рабочей полости до распределителя; F — площадь поршня со стороны рабочей полости.

Аналогично определяют координату $x_{0в}$, характеризующую минимальный расчетный объем полости выхлопа:

$$x_{0в} = (V_{0в} + V_{тр.в})/F_в, \qquad (7.44)$$

где $V_{0в}$ — вредный объем цилиндра со стороны полости выхлопа; $V_{тр.в}$ — расчетный объем выхлопного трубопровода; $F_в$ — площадь поршня со стороны полости выхлопа.

Поршень пневмоцилиндра с приведенной к штоку массой подвижных частей m движется со скоростью $x = dx/dt$ (мгновенное значение), преодолевая силу сопротивления движению P. Каждому моменту движения соответствует определенное состояние воздуха в полостях цилиндра, характеризуемое параметрами p и $p_в$, T и $T_в$, ρ и $\rho_в$. Рабочая полость во время движения поршня связана с источником питания пневмолинией подвода с эффективной площадью сечения $f_э$, а полость выхлопа — с атмосферой через пневмолинию выхлопа с эффективной площадью сечения $f_{в.э}$. На схеме указаны также диаметр поршня D, диаметр штока d, длина хода s и сигналы переключения распределителя y_1 и y_2.

На диаграмме работы пневмоцилиндра (рис. 7.35) представлены три взаимосвязанных графика: перемещения поршня $x = f(t)$, изменения давления в левой полости пневмоцилиндра $p_л = f(t)$ и в правой полости $p_п = f(t)$. В исходном положении поршня правая полость пневмоцилиндра связана с источником питания, а левая — с атмосферой. Началом работы считается момент подачи сигнала на переключение распределителя; при этом поршень совершает прямой ход (время $t_{п.х}$). После возможного выстоя (технологическое время $t_т$) следует

обратный ход поршня (время $t_{о.х}$). Время полного рабочего цикла $t_ц = t_{п.х} + t_т + t_{о.х}$.

При прямом и обратном ходе принято различать три периода: подготовительный $t_п$, период движения $t_д$ и заключительный $t_{зак}$ (для обратного хода соответственно $t'_п$, $t'_д$ и $t'_{зак}$).

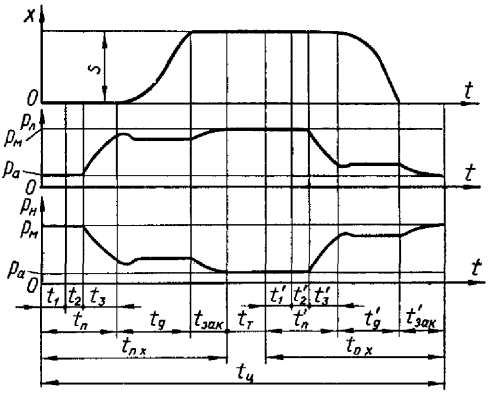


Рис. 7.35. Диаграмма работы пневмоцилиндра двустороннего действия

Подготовительный период — интервал времени от момента подачи сигнала на переключение распределителя до начала движения поршня. Для упрощения задачи по определению времени $t_п$ полагают, что процессы наполнения рабочей полости и опорожнения полости выхлопа начинаются после полного переключения распределителя и прохождения волны давления по соответствующим пневмолиниям. Тогда $t_п = t_1 + t_2 + t_3$, где t_1 — время переключения распределителя; t_2 — время распространения волны давления; t_3 — время изменения давлений в полостях пневмоцилиндра до момента страгивания поршня с места. Время переключения распределителя можно получить экспериментально или расчетным путем. Для серийной пневмоаппаратуры время t_1 приводится в технической характеристике.

Время t_2 распространения волны давления от распределителя до рабочей полости пневмоцилиндра (или от полости выхлопа до распределителя)

$$t_2 = l_т/a,$$

где $l_т$ — длина трубопровода; a — скорость звука в воздухе. При малых длинах трубопроводов этим временем обычно пренебрегают.

Для определения времени t_3 используют зависимости (7.22) и (7.23). По (7.22) находят время наполнения рабочей полости цилиндра от атмосферного давления $p_а$ до давления $p_д$, при котором поршень начинает движение. Этим двум давлениям соответствуют безразмерные значения $\sigma_а = p_а/p_м$ и $\sigma_д = p_д/p_м$. Расчетная зависимость принимает вид

$$t_{3н} = 3{,}62 \cdot 10^{-3} (V_{р\,min}/f_э) [\psi_1(\sigma_д) - \psi_1(\sigma_а)]. \qquad (7.45)$$

По зависимости (7.23) находят время опорожнения полости выхлопа от начального давления $p_м$ до давления движения $p_{в\,д}$, которым соответствуют безразмерные значения $\sigma_в = p_а/p_м = \sigma_а$ и $\sigma_{в.д} = p_а/p_{в.д}$. Объем полости выхлопа в исходном положении поршня

$$V_{в.р} = V_{0в} + V_{т.р.в} + F_в s.$$

Таким образом,

$$t_{3о} = 2{,}53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{в.р}}{f_{в\,э}\sigma_а^{(k-1)/2k}} [\psi_2(\sigma_{в\,д}) - \psi_2(\sigma_а)]. \qquad (7.46)$$

Если $t_{3н} \neq t_{3о}$, в расчет принимают большее из них. Необходимые для расчета значения давлений движения находят из условия равновесия

сил, действующих на поршень в момент начала движения:

$$p_д F - p_{в.д} F_в - P = 0. \qquad (7.47)$$

Здесь $P = P_1 + P_2 \pm P_3 + p_а (F - F_в)$ — сила сопротивления движению, которая включает в себя силу трения P_1, полезную нагрузку P_2, вес подвижных частей P_3, учитываемый с соответствующим знаком при вертикальном положении цилиндра, а также поправку $p_а (F - F_в)$, вызванную тем, что в уравнении (7.47) учитываются не избыточные, а абсолютные давления.

Поскольку в уравнении (7.47) два неизвестных, то оно имеет множество решений, из которых только одно верное. Чтобы его найти, используют метод подбора. Одному из неизвестных, например $p_д$, дают некоторое значение и определяют соответствующее ему (по уравнению) значение $p_{в.д}$. Затем рассчитывают время $t_{зн}$ и $t_{зо}$. Если оказалось, что $t_{зн} < t_{зо}$, то следует задаваемое значение $p_д$ увеличить и вновь повторить вычисления. За несколько попыток удается либо уравнять время наполнения и время опорожнения (тогда подбор закончен), либо убедиться в том, что один из двух процессов лимитирующий. В последнем случае задача определения давлений движения решается просто: для нелимитирующего процесса давление движения принимают предельным ($p_д = p_м$ или $p_{в\,д} = p_а$), а соответствующее давление движения для лимитирующего процесса находят из уравнения (7.47). Поскольку начало движения обычно лимитируется опорожнением полости выхлопа из-за бо́льшей ее вместимости, то рекомендуется в первой попытке принять $p_д = p_м$. Если при этом $t_{зн} \leqslant t_{зо}$, то подбор правильный, а время подготовительного периода определяют с учетом времени $t_{зо}$.

Период движения поршня наиболее сложен как по характеру протекающих процессов, так и по расчету. Процесс движения описывается системой дифференциальных уравнений, в которую входят уравнение движения поршня и два уравнения энергетического баланса (7.1), (7.3), характеризующие изменения давлений в полостях цилиндра во время движения:

$$\left.\begin{aligned} &m(d^2x/dt^2) = pF - p_в F_в - P; \\ &kRT_м dm_м = kpdV + Vdp; \\ &-kRT_в dm_в = kp_в dV_в + V_в dp_в. \end{aligned}\right\}$$

Здесь V и $V_в$ — переменные расчетные объемы рабочей и выхлопной полостей. Преобразуем эту систему уравнений и приведем ее к виду, удобному для интегрирования. Для этого в уравнения энергетического баланса подставим значения

$dm_м = G_м dt$; $dm_в = G_в dt$; $G_м = f_э (Kp_м/\sqrt{RT_м})\,\varphi(\sigma)$ из уравнения расхода (7.11), где $f_э = \mu f$, $K = \sqrt{2k/(k-1)}$;

$$G_в = f_{в\,э} (Kp_в/\sqrt{RT_в})\,\varphi(\sigma_в)$$

из уравнения (7.15), где $f_{в.э} = \mu_в f_в$ и $K = \sqrt{2k/(k-1)}$;

$$T_в = T_м (p_в/p_м)^{(k-1)/k}$$

для адиабатического процесса в полости выхлопа; $V = F(x + x_0)$; $dV = Fdx$; $V_в = F_в (s + x_{0в} - x)$; $dV_в = -F_в dx$.

После преобразований система уравнений принимает вид

$$\left.\begin{aligned}
\frac{d^2x}{dt^2} &= \frac{1}{m}(pF - p_в F_в - P);\\
\frac{dp}{dt} &= \frac{k}{x + x_0}\left[\frac{f_э K p_м \sqrt{RT_м}\,\varphi(\sigma)}{F} - p\frac{dx}{dt}\right];\\
\frac{dp_в}{dt} &= \frac{k}{s + x_{0в} - x}\left[p_в\frac{dx}{dt} - \frac{f_{в.э} K p_в^{(3k-1)/2k}\sqrt{RT_м}\,\varphi(\sigma_в)}{F_в p_м^{(k-1)/2k}}\right].
\end{aligned}\right\} \quad (7.48)$$

В общем виде система уравнений (7.48) решения не имеет. Ее можно решить только численным интегрированием. Применение ЭВМ позволяет при небольших затратах времени получить решение с требуемой точностью. Для используемых методов численного интегрирования (Рунге — Кутта, Адамса, Эйлера) разработаны стандартные программы. Начальными параметрами при интегрировании являются $x_н = 0$; $(dx/dt)_н = \dot{x}_н = 0$; $(d^2x/dt^2)_н = \ddot{x}_н = 0$; $p_н = p_д$; $\sigma_н = p_д/p_м = \sigma_д$; $p_{в\,н} = p_{в\,д}$; $\sigma_{в.н} = p_в/p_{в.д} = \sigma_{в.д}$. Интегрирование ведут до тех пор, пока не будет получена конечная координата поршня $x_к \geqslant s$. Вывод на печать значений x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$, p, $p_в$ и t позволяет получить таблицу результатов, по которым можно построить графики $x = f(t)$, $\dot{x} = f(t)$, $\ddot{x} = f(t)$, $p = f(t)$ и $p_в = f(t)$, дающие полное представление о процессе движения поршня.

Динамические расчеты пневматических приводов обычно ведут в безразмерных параметрах. Переход от действительных величин к безразмерным позволяет несколько упростить уравнения и делает более удобным решение задачи на ЭЦВМ, но самое главное, дает возможность за счет ввода обобщенных параметров, которым нет аналогов среди действительных, распространять решение задачи на широкий круг динамически подобных устройств.

Основными безразмерными величинами являются: текущая координата поршня $\xi = x/s$; время $\tau = t\frac{f_э\sqrt{2kRT_м/(k-1)}}{Fs}$; давление в рабочей полости $\sigma = p/p_м$; давление в полости выхлопа $\sigma_в = p_в/p_в$; нагрузка $\chi = P/(p_м F)$; отношение пропускных способностей линий выхлопа и подвода $\omega = \mu_в f_в/\mu f$; отношение площадей поршня в полостях цилиндра $\alpha = F/F_в$; конструктивный (обобщенный) параметр

$$N = \frac{f_э}{F}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{mRT_м g}{p_м F s}} \approx 352\frac{f_э}{D^3}\sqrt{\frac{mg}{p_м s}};$$

скорость поршня $\dot{\xi} = d\xi/d\tau$; ускорение $\ddot{\xi} = d^2\xi/d\tau^2$; начальные объемы полостей $\xi_0 = x_0/s$ и $\xi_{0в} = \chi_{0в}/s$. Система уравнений (7.48) после перехода от действительных величин к безразмерным принимает вид

$$\left.\begin{aligned}
\ddot{\xi} &= \frac{1}{N^2}\left(\sigma - \frac{\sigma_a}{\alpha\sigma_в} - \chi\right);\\
\frac{d\sigma}{d\tau} &= \frac{k}{\xi_0 + \xi}[\varphi(\sigma) - \sigma\dot{\xi}];\\
\frac{d\sigma_н}{d\tau} &= \frac{k}{\xi_{0в} + 1 - \xi}[\alpha\omega\sigma_a^{(k-1)/2k}\sigma_в^{(k+1)/2k}\varphi(\sigma_в) - \sigma_в\dot{\xi}].
\end{aligned}\right\} \quad (7.49)$$

Начальные параметры при численном интегрировании $\xi_н = 0$; $\dot{\xi}_н = 0$; $\ddot{\xi}_н = 0$; $\sigma_в = \sigma_д$; $\sigma_{в.н} = \sigma_{в.д}$. Интегрирование ведут до получения на последнем шаге значения $\xi_к \geqslant 1$. Сумма интервалов безразмерного времени на всех шагах численного интегрирования в пределах изменения ξ от 0 до 1 дает безразмерное время движения поршня τ_s, которое переводят в действительное по формуле

$$t_д = 1{,}03 \cdot 10^{-3} s D^2 \tau_s / f_э.$$

Для определения других действительных параметров по безразмерным используют соотношения $x = s\xi$; $x = 974\,(f_э/D^2)\,\xi$; $\ddot{x} = 9{,}48 \times 10^5\,(f_э^2/sD^4)\,\ddot{\xi}$; $p = p_м\sigma$; $p_в = p_а/\sigma_в$.

Заключительный период $t_{зак}$ — интервал времени, в течение которого давления в полостях пневмоцилиндра после остановки поршня в конце движения стабилизируются: в рабочей полости до магистрального, а в полости выхлопа — до атмосферного. Время определяют аналогично времени $t_з$ подготовительного периода — по расчетным зависимостям (7.22) и (7.23), в которых следует принять $V_р = V_{р\,min} + Fs$; $V_{в.р} = V_{0в} + V_{т.р.в}$; $\sigma_2 = 1$; $\sigma_1 = \sigma_к$; $\sigma_{в1} = 1$; $\sigma_{в2} = \sigma_{в.к}$. Здесь $\sigma_к$ и $\sigma_{в.к}$ — безразмерные давления в полостях пневмоцилиндра в момент остановки поршня в конце движения. Если время движения определялось численным интегрированием системы дифференциальных уравнений, то значения $\sigma_к$ и $\sigma_{в.к}$ берут на последнем шаге интегрирования. Если время движения определялось другими методами (см. далее), значения $\sigma_к$ и $\sigma_{в.к}$ находят приближенно, например, принимают равными установившимся безразмерным давлениям в полостях пневмоцилиндра. Из двух найденных величин большее принимают за $t_{зак}$.

В зависимости от назначения, условий работы и параметров пневмоцилиндра каждый из рассмотренных периодов может оказаться наиболее важным. Например, для зажимных приводов основным является время заключительного периода, для приводов транспортирующих устройств — время движения,а время $t_{зак}$ вообще можно не учитывать.

Методика определения времени $t_{о.х}$ обратного хода аналогична рассмотренной.

Упрощенные методы динамического расчета. При определенном соотношении параметров пневмоцилиндра двустороннего действия движение его поршня может приближаться к равноускоренному или к равномерному.

Равноускоренное движение имеет место при значительной массе подвижных частей и большой пропускной способности линии подвода и выхлопа. Из-за инерционности разгон подвижных частей происходит медленно и длится на протяжении всего хода поршня. На поршне устанавливается максимальный перепад давлений, так как процессы наполнения и опорожнения полостей протекают быстрее, чем изменение их объемов. Поэтому при движении поршня в рабочей полости поддерживается давление $p_м$, а в полости выхлопа $p_а$. Для таких условий уравнения, характеризующие изменение давлений, теряют смысл и при динамическом расчете рассматривается только уравнение движения

поршня, в котором $\sigma = 1$ и $\sigma_в = 1$:

$$\ddot{\xi} = \frac{1}{N^2}\left(1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi\right).$$

После двукратного интегрирования (постоянные интегрирования определяют при начальных условиях, т. е. при $\tau_н = 0$, $\dot{\xi}_н = 0$, $\xi_н = 0$) имеем

$$\xi = \frac{1}{N^2}\left(1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi\right)\frac{\tau^2}{2}.$$

Безразмерное время полного хода τ_s находим при $\xi = 1$:

$$\tau_s = N\sqrt{\frac{2}{1 - \sigma_a/\alpha - \chi}}. \qquad (7.50)$$

При малой массе подвижных частей поршень разгоняется на коротком участке пути, а затем его скорость стабилизируется. Бóльшую часть хода он проходит с установившейся скоростью. В этом случае движение поршня можно считать близким к равномерному, а его скорость постоянной и равной установившемуся значению $\dot{\xi}_у$.

Характерный признак движения с установившейся скоростью — постоянство давлений в полостях пневмоцилиндра. Эти давления также называют установившимися и обозначают $\sigma_у$ и $\sigma_{в.у}$. Следует иметь в виду, что $\sigma_у < 1$ и $\sigma_{в.у} < 1$, т. е. давления в полостях не являются предельными, как это имело место при равноускоренном движении. Поскольку при равномерном движении ускорение поршня $\ddot{\xi} = 0$ и при $\sigma_у = \text{const}$, $\sigma_{в\,у} = \text{const}$ производные $d\sigma_у/d\tau = 0$, $d\sigma_{в\,у}/d\tau = 0$, исходная система дифференциальных уравнений (7.49) после подстановки этих значений приводится к системе обычных уравнений с тремя неизвестными $\dot{\xi}_у$, $\sigma_у$ и $\sigma_{в.у}$:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_у - \sigma_a/\alpha\sigma_{в.у} - \chi = 0;\\ &\varphi(\sigma_у) - \sigma_у\dot{\xi}_у = 0;\\ &\alpha\omega\sigma_a^{(k-1)/2k}\sigma_{в.у}^{(k+1)/2k}\varphi(\sigma_{в.у}) - \sigma_{в.у}\dot{\xi}_у = 0. \end{aligned}\right\}$$

Из-за степенных показателей при неизвестных $\sigma_у$ и $\sigma_{в.у}$ система решается только графически. Результаты решения приводят в виде таблиц [4, 19]. Время движения с установившейся скоростью $\tau = \xi/\dot{\xi}_у$, при $\xi = 1$

$$\tau_s = 1/\dot{\xi}_у. \qquad (7.51)$$

Склонность привода к равноускоренному или равномерному движению и возможность применить для расчета времени движения упрощенные формулы оцениваются по конструктивному параметру N. Его сравнивают со значением N^*, полученным из выражения

$$N^* = \frac{1}{\dot{\xi}_у}\sqrt{\frac{1 - \sigma_a/\alpha - \chi}{2}}.$$

Если для пневмоцилиндра $N \ll N^*$, то рассчитывают его время движения по установившейся скорости. При $N \gg N^*$ поршень пневмоцилиндра движется равноускоренно и время движения определяют

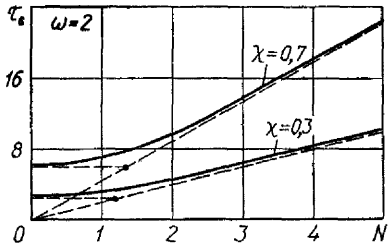


Рис. 7.36. График зависимости $\tau_s = f(N, \chi)$

по формуле (7.50). Погрешности расчетов тем меньше, чем больше различие между N и N^*.

В Институте машиноведения разработана методика определения времени движения поршня по графикам, полученным в результате решения на ЭВМ системы уравнений (7.49) для широкого диапазона значений основных параметров. В качестве примера на рис. 7.36 показан вид одного из графиков. Расчетные кривые (сплошные линии) построены для следующих условий: $\omega = 2$; $\alpha = 1$; $\xi_0 = \xi_{0в} = 0{,}15$; $\sigma_а = 0{,}2$. Безразмерное время движения поршня τ_s определяется в зависимости от конструктивного параметра N и безразмерной нагрузки χ. Графиком можно пользоваться в диапазоне значений $\alpha = 0{,}95...1{,}05$; $\xi_0 = 0{,}05...0{,}30$; $\sigma_а = 0{,}1...0{,}3$.

Расчетные кривые на графике асимптотически приближаются к штриховым линиям. Штриховые лучи, выходящие из начала координат, построены по уравнению (7.50) для случая равноускоренного движения поршня. Горизонтальные штриховые линии построены по уравнению (7.51) для равномерного движения поршня. Точка пересечения штриховых линий соответствует значению N^*. График дает представление о величине погрешностей при расчете времени движения по упрощенным формулам.

Частные случаи динамического расчета пневмодвигателей. Динамический расчет пневмоцилиндра двустороннего действия — наиболее общая задача для типовых пневмодвигателей дискретного действия. Динамические расчеты поршневых и мембранных пневмоцилиндров одностороннего действия можно рассматривать как частные случаи ее решения. Рассмотрим основные из них.

Пример 1. *Пневматический поршневой подъемник* представляет собой пневмоцилиндр одностороннего действия с вертикальным расположением, у которого возврат поршня в исходное положение происходит под действием веса подвижных частей, а рабочий ход — под действием подводимого в рабочую полость давления сжатого воздуха.

Для подъемника в динамическом расчете определяют те же три периода, что и для пневмоцилиндра двустороннего действия. Расчет времени $t_п$ подготовительного периода отличается тем, что составляющая $t_з$ определяется только временем наполнения рабочей полости до давления движения $\sigma_д$. Значение $\sigma_д$ находят из уравнения движения при начальных условиях. При этом нет необходимости прибегать к методу подбора.

Систему дифференциальных уравнений, описывающих движение поршня подъемника при рабочем ходе, можно получить из общей системы уравнений (7.49) с учетом отсутствия влияния полости выхлопа ($\sigma_в = 1 = \text{const}$, $\alpha = 1$):

$$\left.\begin{aligned} \ddot{\xi} &= (\sigma - \sigma_а - \chi)/N^2; \\ d\sigma/d\tau &= k[\varphi(\sigma) - \sigma\dot{\xi}]/(\xi_0 + \xi). \end{aligned}\right\} \qquad (7.52)$$

Здесь $\chi = P/p_м F = (P_1 + P_2 + P_3)/p_м F$. Начальные параметры при численном интегрировании системы (7.52) $\xi_н = 0$, $\xi_н = 0$; $\ddot{\xi}_н = 0$, $\sigma_н = \sigma_д = \sigma_а + \chi$ (из уравнения движения при $\xi_н = 0$).

Время движения $t_д$ определяют численным интегрированием, по графикам или приближенно по формулам для равноускоренного или равномерного движения поршня. При $N > 2$ движение поршня близко к равноускоренному, $\sigma = 1 = \text{const}$, $d\sigma/d\tau = 0$ и $\tau_з = N\sqrt{2/(1 - \sigma_а - \chi)}$. При $N < 0{,}2$ поршень движется с установившейся скоростью. Так как $\dot{\xi} = 0$, $\sigma_у = \text{const}$ и $d\sigma_у/d\tau = 0$, то система уравнений (7.52) принимает вид

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_у - \sigma_а - \chi = 0; \\ &\varphi(\sigma_у) - \sigma_у \dot{\xi}_у = 0. \end{aligned}\right\}$$

Из первого уравнения находят $\sigma_у = \sigma_а + \chi$, из второго $\dot{\xi}_у = \varphi(\sigma_у)/\sigma_у$. Тогда $\tau_з = 1/\dot{\xi}_у = \sigma_у/\varphi(\sigma_у)$.

Время заключительного периода прямого хода определяют по уравнению (7.22), где $V_р = V_{р\,min} + Fs$; $\sigma_2 = 1$; $\sigma_1 = \sigma_к$ (давление в момент остановки поршня в конце движения).

При обратном ходе подъемника составляющая $t_з'$ времени подготовительного периода определяется временем опорожнения полости выхлопа до давления движения. Система уравнений динамики получается из общей системы уравнений (7.49) с учетом отсутствия наполняющейся полости и $\alpha = 1$; $\omega = 1$; $\xi_{0в} = \xi_0$:

$$\left.\begin{aligned} &\ddot{\xi} = \frac{1}{N_в^2}\left(\sigma_а - \frac{\sigma_а}{\sigma_в} - \chi_в\right); \\ &\frac{d\sigma_в}{d\tau} = \frac{k}{\xi_0 + 1 - \xi}\left[\sigma_а^{(k-1)/2k}\sigma_в^{(k+1)/2k}\varphi(\sigma_в) - \sigma_в\dot{\xi}\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (7.53)$$

Здесь $\chi_в = (P_1 - P_з)/p_м F$. Условие движения поршня $P_з > P_1$, поэтому безразмерная нагрузка $\chi_в$ имеет отрицательный знак. Время заключительного периода определяют по уравнению (7.23), где $V_{в\,р} = V_{р\,min}$; $\sigma_{в2} = 1$; $\sigma_{в1} = \sigma_{в.к}$ (давление в момент остановки поршня в конце хода).

Пример 2. *Поршневой пневмоцилиндр одностороннего действия с возвратной пружиной.* В этом случае время подготовительного и заключительного периодов определяется аналогично примеру 1. Система уравнений, описывающих движение поршня при рабочем ходе, имеет вид

$$\left.\begin{aligned} &\ddot{\xi} = (1/N^2)(\sigma - \sigma_а - \chi - \nu_п\dot{\xi}); \\ &d\sigma/d\tau = k[\varphi(\sigma) - \sigma\dot{\xi}]/(\xi_0 + \xi). \end{aligned}\right\} \qquad (7.54)$$

Она отличается от системы уравнений (7.52) тем, что в уравнении движения учтена дополнительная составляющая сил сопротивления $\nu_п\dot{\xi}$, которая характеризует увеличение натяжения пружины при перемещении поршня. Величина $\nu_п = cs/p_м F$ представляет собой безразмерную жесткость пружины, c — жесткость пружины. Кроме того, параметр χ в уравнении движения учитывает усилие P_0 предварительного натяжения пружины:

$$\chi = (P_1 + P_2 \pm P_з + P_0)/p_м F.$$

Как и в предыдущих случаях, система уравнений динамики решается методами численного интегрирования. Практический интерес представляет возможность ее решения в общем виде при $N = 0$ и $\sigma \leqslant \sigma_*$. Такие условия характерны для приводов важимных устройств, имеющих незначительную массу подвижных частей и малую нагрузку на основном участке рабочего хода, благодаря чему давление в рабочей полости не превышает критического и наполнение полости при движении поршня идет в надкритическом режиме. В этом случае уравнение движения принимает вид $\sigma = \sigma_а - \chi - \nu_п\dot{\xi} = 0$. Определяя $\sigma = \nu_п\dot{\xi} + \sigma_а + \chi$ и $d\sigma = \nu_п d\dot{\xi}$ и подставляя их значения во второе уравнение системы (7.54), находим после интегрирования

$$\tau = \frac{1}{\varphi(\sigma_*)}\left[\frac{k+1}{2k}\nu_п\dot{\xi}^2 + \frac{1}{k}(\nu_п\dot{\xi}_0 + k\sigma_а + k\chi)\,\dot{\xi}\right],$$

где $\varphi(\sigma) = \varphi(\sigma_*) = \text{const}$, так как $\sigma \leqslant \sigma_*$.

При $\xi = 1$

$$\tau_s = \frac{1}{\varphi(\sigma_*)}\left[\nu_п\left(\frac{k+1}{2k} + \frac{\xi_0}{k}\right) + \sigma_а + \chi\right]. \qquad (7.55)$$

Время движения при обратном ходе находят численным интегрированием следующей системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \dot{\xi} &= \frac{1}{N_в^2}\left[\sigma_а - \frac{\sigma_а}{\sigma_в} + \chi_в + \nu_п(1-\xi)\right]; \\ \frac{d\sigma_в}{d\tau} &= \frac{k}{\xi_0 + 1 - \xi}\left[\sigma_а^{(k-1)/2k}\sigma_в^{(k+1)/2k}\varphi(\sigma_в) - \sigma_в\dot{\xi}\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (7.56)$$

Здесь $\chi_в = (P_0 - P_1 - P_2 \mp P_3)/p_м F$.

Пример 3. *Мембранный привод одностороннего действия с возвратной пружиной.* Методика определения времени срабатывания полностью соответствует примеру 2. Справедливы и системы уравнений (7.54), (7.56), а также формула (7.55) для частного случая движения. Но при значительной жесткости мембраны в расчетных зависимостях вместо безразмерной жесткости пружины $\nu_п$ фигурирует приведенная жесткость мембраны и пружины. Следует иметь в виду, что, определяя безразмерные параметры мембранного привода, учитывают в качестве площади F не фактическую площадь мембраны, найденную по диаметру заделки D, а ее эффективную площадь $F_э$. Исключения в методике составляют выражения: для конструктивного параметра

$$N = \frac{f_э}{F}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{mRT_м}{p_м F s}\,g} \approx 352\frac{f_э}{D^2 D_в}\sqrt{\frac{mg}{p_м s}}$$

и перехода от безразмерного времени к действительному

$$t_д = 1{,}03 \cdot 10^{-3}\,(sD^2/f_э)\,\tau_s.$$

Это связано с определением объема рабочей полости мембранной камеры. Для вялых мембран, которые в большинстве случаев и применяются, расчетный объем

$$V_{p\,max} \approx F(s + x_0),$$

что несколько превышает действительное ее значение. Замена $F_э$ на F или $D_э$ на D в указанных выражениях имеет целью компенсировать вызванные этим погрешности.

7.6. Специальные пневмодвигатели металлорежущих станков, промышленных роботов и манипуляторов

Вращающиеся пневмоцилиндры применяют в качестве привода кулачковых и цанговых патронов, зажимающих штучные заготовки или прутки при обработке на токарных, токарно-револьверных и других станках. Они могут быть со сплошными и полыми штоками, одно- и двустороннего действия.

Вариант конструкции вращающегося пневмоцилиндра П-ЦВ (разработка ВНИИ гидропривода) показан на рис. 7.37. Пневмоцилиндр устанавливают на заднем конце шпинделя станка, и он вращается вместе со шпинделем. Сжатый воздух подводят через специальную муфту. Корпус *2* муфты и крышка *1*, в которых выполнены присоединительные отверстия для воздухопроводов, неподвижны при вращении цилиндра. Усилие, создаваемое на поршне *4* давлением воздуха, подведенного в одну из полостей *3* или *5*, передается зажимному патрону через шток *6* и вворачиваемую в его резьбовое отверстие штангу. В зависимости от конструкции патрона усилие при зажиме может быть тянущим или толкающим. Разжим происходит на обратном ходе поршня пневмоцилиндра.

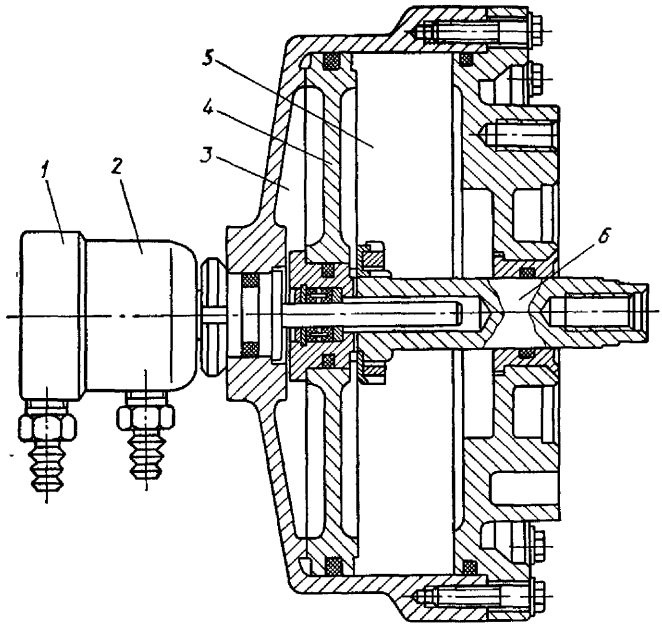


Рис. 7.37. Конструкция вращающегося пневмоцилиндра П-ЦВ

Многопозиционные пневмодвигатели дискретного действия можно использовать в качестве позиционеров, если число фиксированных позиций рабочего органа небольшое. Для получения трех-четырех фиксированных положений используют схемы с обычными двухпозиционными пневмоцилиндрами или специальные конструкции. Схема трехпозиционного привода, скомпонованного на базе обычных пневмоцилиндров, штоки которых связаны при помощи кулисы, показана на рис. 7.38, *а*. Средняя точка кулисы шарнирно соединена с перемещаемым звеном. При последовательном срабатывании пневмоцилиндров она занимает положения *I*, *II*, *III* Схема телескопического позицио-

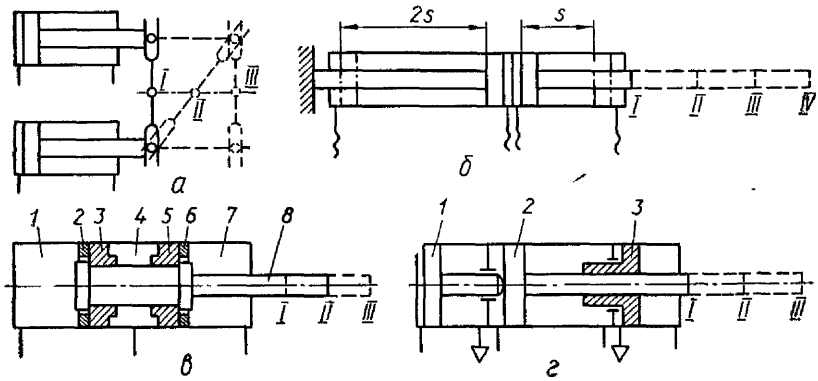


Рис. 7.38. Схемы пневматических позиционеров:
а, *в*, *г* — трехпозиционного; *б* — телескопического

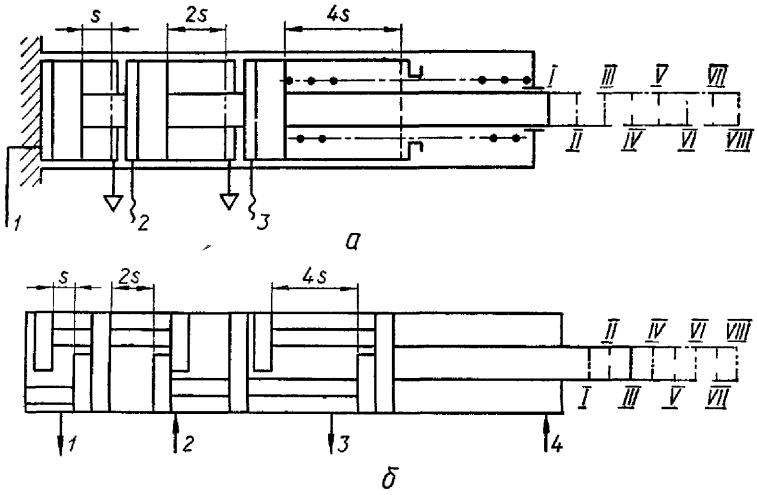


Рис. 7.39. Схемы цифровых приводов:
а — двоичного трехразрядного; *б* — одноцилиндрового с плавающими поршнями

нера (рис. 7.38, *б*), который состоит из двух соосных пневмоцилиндров с различными длинами ходов, обеспечивает четыре фиксированных положения выходного звена. Специальный трехпозиционный пневмоцилиндр (рис. 7.38, *в*) имеет три полости *1*, *4*, *7*, разделенные двумя поршнями *3* и *5*. Поршни подвижны не только относительно цилиндра, но и относительно штока *8*. Их перемещение в цилиндре ограничено упорами *2* и *6*. Место посадки поршней на штоке имеет увеличенный диаметр и образует дополнительный поршень, ход которого относительно поршней *3* и *5* ограничен буртиками. При подводе сжатого воздуха в полость *7* шток занимает положение *I*. Если под давлением находится полость *4*, шток устанавливается в средней позиции *II*. Крайнее выдвинутое его положение *III* соответствует подаче сжатого воздуха в полость *1*. Еще один вариант трехпозиционного пневмоцилиндра показан на рис. 7.38, *г*. Основной поршень *2* имеет два крайних фиксированных положения *1* и *III*. Его установка и фиксация в средней позиции *II* обеспечиваются поршнями *1* и *3*.

Разновидность позиционеров — пневматические цифровые приводы, позволяющие получать большое число фиксированных позиций выходного звена. Так, на базе двухпозиционных пневмоцилиндров построена схема двоичного трехразрядного цифрового привода (рис. 7.39, *а*) В нем пневмоцилиндры установлены последовательно и так, что шток каждого предыдущего перемещает корпус последующего. Корпус первого в этом ряду пневмоцилиндра закреплен. Ход поршня каждого последующего пневмоцилиндра вдвое больше хода предшествующего. Количество пневмоцилиндров определяет разрядность цифрового привода. Число фиксированных позиций $k = 2^n$, где n — число разрядов. Для рассматриваемой схемы $n = 3$ и $k = 2^3 = 8$. Таким образом, привод обеспечивает восемь фиксированных положений выходного звена в пределах полного хода $7s$. Ходом s младшего разряда опреде-

ляется дискретность цифрового привода. Для управления им достаточно подавать сжатый воздух на входы *1*, *2* и *3* в различных комбинациях. Например, подача воздуха на вход *1* вызывает перемещение штока на выходе на величину s. Если же одновременно подать сжатый воздух и на вход *3*, то перемещение будет $s + 4s = 5s$. В отсутствии питания привод занимает исходное положение под действием возвратной пружины. Недостаток схемы — затрудненный подвод воздуха к полостям подвижных пневмоцилиндров, требующий применения гибких воздухопроводов.

Указанный недостаток устранен в одноцилиндровом цифровом приводе с набором свободно плавающих поршней, связанных ограничителями хода (рис. 7.39, *б*). В примере набор состоит из трех поршней. Крайний справа поршень соединен с выходным штоком. В штоковую полость через канал *4* постоянно подводится сжатый воздух, давление которого создает на поршне силу, стремящуюся переместить его в крайнее левое положение и сжать весь пакет поршней. Плавающие поршни образуют три замкнутые полости с выходами *1*, *2* и *3*, которые могут быть соединены с линией подвода сжатого воздуха или с атмосферой. На схеме поршни показаны в положении, когда входы *1* и *3* связаны с атмосферой, а вход *2* — с подводом воздуха. При этом поршни, ограничивающие полость подвода, раздвинуты до упоров, что соответствует смещению выходного штока на величину $2s$ от исходного положения. Ход каждого из поршней выбирается кратным s и отличается от хода соседнего поршня вдвое. Комбинируя подачу воздуха на входы *1*, *2* и *3*, можно получить восемь фиксированных положений выходного штока с дискретностью s.

Поворотные пневмодвигатели. Поворотное движение выходного звена с ограниченным углом поворота можно получить с помощью специальных шиберных (пластинчатых) пневмодвигателей либо пневмодвигателей с линейным перемещением выходного звена в сочетании с передаточными механизмами реечного, рычажного или винтового типа.

Шиберный поворотный пневмодвигатель (рис. 7.40, *а*) состоит из короткого цилиндра, закрытого крышками, которые образуют опоры для вала с закрепленной на нем пластиной. Между крышками расположена неподвижная перегородка, ограничивающая поворот вала с пластиной и разделяющая внутренний объем цилиндра на две полости. Разделение полостей обеспечивается уплотнениями перегородки и уплотнением по всему контуру пластины. Если в одну из полостей подводится сжатый воздух, на пластину действует усилие

$$P = (p_м - p_а)\,[(D - d)/2)]\,b\eta_{мех},$$

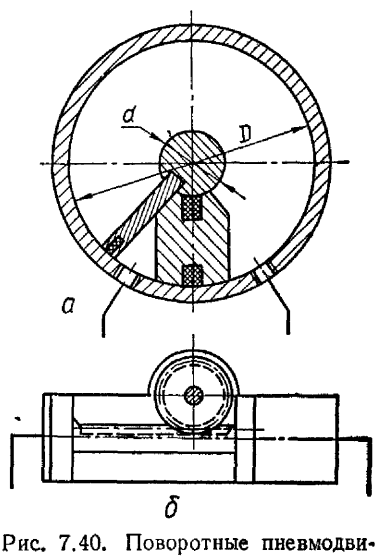


Рис. 7.40. Поворотные пневмодвигатели:
а — шиберный, *б* — с зубчато-реечной передачей

которое создает на выходном валу крутящий момент

$$M_к = Pa = [(p_м - p_а)\, b/8]\,(D^2 - d^2)\,\eta_{мех}.$$

Здесь b — ширина пластины; $\eta_{мех}$ —механический КПД пневмодвигателя; $a = (D - d)/4 + d/2 = (D + d)/4$ — плечо приложения силы P. Для увеличения крутящего момента применяют пневмодвигатели с двумя диаметрально расположенными пластинами, но угол поворота вала при этом уменьшается вдвое.

В пневмодвигателе с зубчато-реечной передачей (рис. 7.40, *б*) поворотное движение вала-шестерни осуществляется поочередной подачей сжатого воздуха в поршневые полости пневмоцилиндра со сдвоенным поршнем. Выбором параметров зубчатого зацепления и длины хода поршня можно получить требуемый угол поворота. Обычно он не превышает 360°, но в особых случаях может соответствовать и нескольким оборотам вала.

Замена двухпозиционного пневмоцилиндра многопозиционным позволяет получить в пределах угла поворота несколько фиксированных положений выходного вала.

Шаговые пневмодвигатели используются как приводы шаговых командоаппаратов, коммутаторов, считывающих устройств, а также в роли позиционеров. Периодическое линейное или круговое перемещение на величину, кратную шагу, достигается комбинированием обычных поршневых или мембранных пневмодвигателей с механическими устройствами типа храповых, мальтийских или клиновых механизмов, а также с помощью специальных конструкций и схем.

Наиболее распространены шаговые устройства храпового типа. Конструктивно их оформляют в виде храпового колеса или рейки с фиксирующей и подающей собачками. Подающая собачка приводится в движение поршневым или мембранным пневмодвигателем, при рабочем ходе которого осуществляется перемещение на шаг, а при обратном — собачка «набирает» очередной зуб. Во время «набора» колесо или рейка удерживаются от перемещения фиксирующей собачкой.

Шаговые пневмодвигатели клинового типа конструктивно более сложны. По аналогии с гидравлическими их оформляют в виде радиально- или аксиально-поршневых трех- или многофазных двигателей поворотного действия. Примером может служить трехфазный шаговый двигатель, статор которого образуют три цилиндра с толкателями (рис. 7.41), взаимодействующими с клиновыми рабочими поверхностями ротора, представляющими собой в развертке зубчатую гребенку. Толкатели смещены по фазе относительно друг друга на одну треть шага гребенки, которая равна шагу двигателя. При последовательном подводе сжатого воздуха в рабочие полости цилиндров ротор проворачивается относительно статора шаг за шагом. Из-

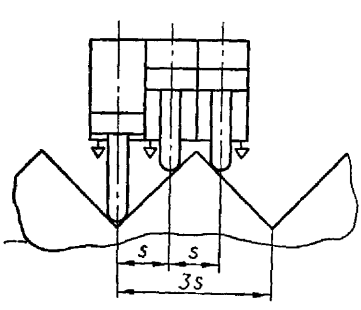


Рис. 7.41. Схема получения шагового движения ротора пневмодвигателя клинового типа

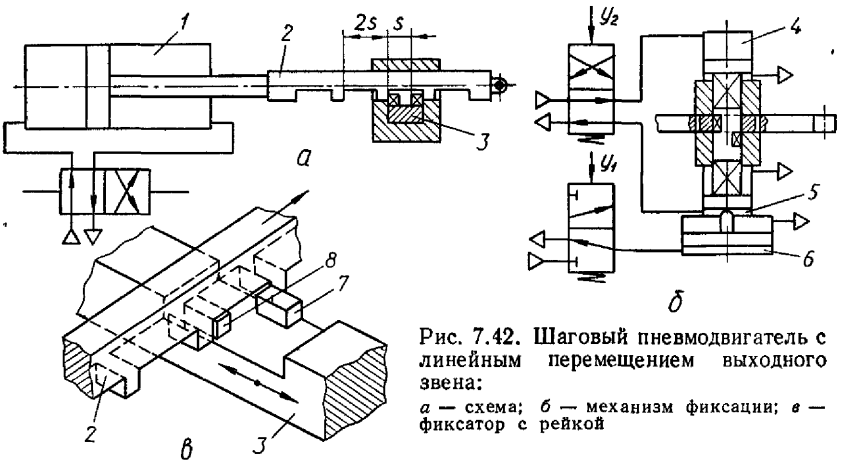


Рис. 7.42. Шаговый пневмодвигатель с линейным перемещением выходного звена:
а — схема; *б* — механизм фиксации; *в* — фиксатор с рейкой

менив последовательность срабатывания цилиндров, обеспечивают реверс шагового двигателя.

Шаговый пневмодвигатель «стреляющего» типа с линейным перемещением выходного звена (рис. 7.42) [27] состоит из пневмоцилиндра *1*, зубчатой рейки *2*, связанной со штоком цилиндра, фиксатора *3*, подвижного в перпендикулярном к оси цилиндра направлении, трехпозиционного привода фиксатора с полостями *4*, *5*, *6* и трех пневмораспределителей. Рейка имеет зубья прямоугольного профиля, поочередно фиксируемые выступами *7* и *8* фиксатора. Выступы смещены один относительно другого на шаг *s*, равный половине шага зубьев рейки, в направлении оси рейки и примерно на толщину рейки в перпендикулярном к ней направлении.

В положении, показанном на схеме, в поршневой полости пневмоцилиндра *1* устанавливается давление $p_м$ сжатого воздуха, а в штоковой полости — атмосферное давление, т. е. на поршне создается максимальный перепад давлений. При подаче сигнала y_1 сжатый воздух поступает в полость *6* цилиндра фиксатора, вызывая его перемещение. При этом фиксирующий зуб *8* скользит по зубу рейки, удерживая ее от движения, а выступ *7* входит в зону движения зубьев рейки. В момент расфиксации рейки выступом *8* выступ *7* занимает положение фиксации, но так как он смещен вдоль оси рейки на шаг *s*, то рейка получает возможность двигаться. Движение начинается при максимальном ускорении с резким нарастанием скорости («стреляющий» эффект). В момент фиксации происходит удар, который, однако, при правильном выборе параметров устройства ограничен и не нарушает работы шагового устройства. Если снять сигнал y_1, то под действием давления в полости *4* фиксатор возвращается в исходное положение, причем смена фиксации зубьев рейки его выступами сопровождается перемещением рейки еще на шаг. Так же рейка может перемещаться шаг за шагом и в обратном направлении при реверсе пневмоцилиндра *1*.

В любой момент работы шагового пневмодвигателя его выходное звено можно установить в одно из крайних положений. Для этого достаточно подать сигнал y_2. Под действием давления в полости *5*

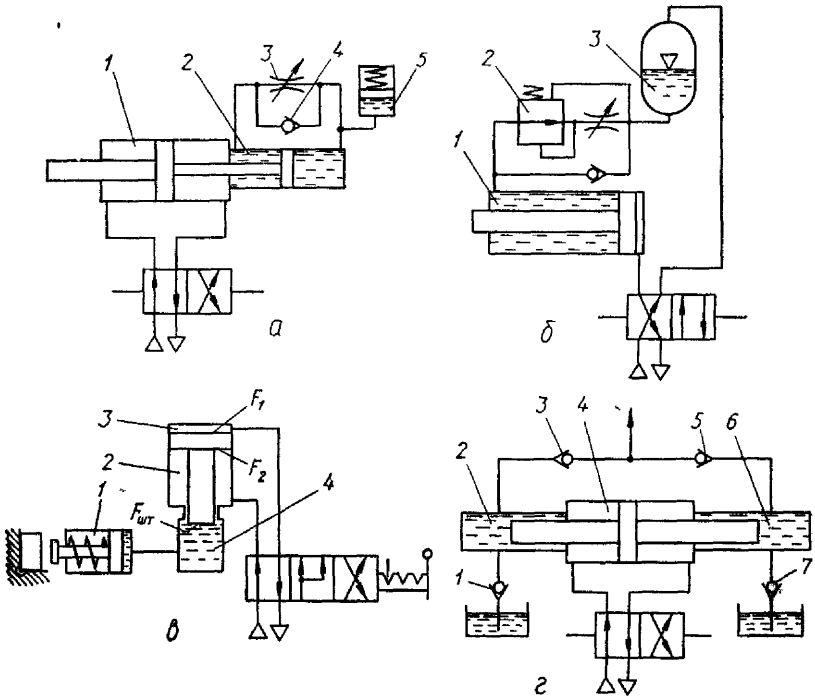


Рис. 7.43. Схемы пневмогидравлических приводов:
а — с разделенными цилиндрами; *б* — с совмещенным цилиндром; *в* — с преобразователем; *г* — насоса

фиксатор перемещается так, что оба его выступа освобождают зону фиксации и поршень пневмоцилиндра *1* вместе с рейкой движется до конца хода без промежуточных остановок.

Рассмотренный принцип получения периодического перемещения на шаг используется и в шаговых пневмодвигателях с круговым движением выходного звена [27].

Пневмогидравлические приводы — приводы, в которых сочетаются пневматические и гидравлические устройства, причем энергоносителем является сжатый воздух, а гидравлическая часть обеспечивает стабильность скоростей движения рабочих органов. Такие приводы используют в механизмах подач агрегатных, сверлильных и фрезерных станков. Их преимущества перед гидроприводами следующие: нет громоздкой насосной установки, высока стабильность режимов движения благодаря постоянству рабочих температур и вязкости жидкости, нет пульсации подачи жидкости. Среди основных недостатков пневмогидравлических приводов следует указать сложность их конструкции, низкий уровень рабочих давлений и связанные с этим значительные размеры исполнительных устройств даже при небольших нагрузках, низкий КПД.

Типовые схемы пневмогидравлических приводов приведены на рис. 7.43. Схема с разделенными цилиндрами (рис. 7.43, *а*) обеспечивает стабильную скорость движения штока пневмоцилинд-

ра *1* влево за счет ведомого гидроцилиндра *2*, поршень которого вытесняет жидкость из штоковой полости в поршневую через дроссель *3*. Настройкой дросселя устанавливают требуемую скорость. Поскольку объемы полостей гидроцилиндра разные, в схеме предусмотрен компенсатор *5*. Скорость обратного хода не регулируется и определяется скоростью движения поршня пневмоцилиндра Жидкость при этом свободно перетекает из поршневой полости в штоковую через обратный клапан *4*. Ее избыток поступает в компенсатор. Диаметр гидроцилиндра выбирают из условия удовлетворительной работы дросселя при минимально допустимом для него расходе жидкости.

Схема с совмещенным цилиндром и пневмогидравлическим вытеснителем показана на рис. 7.43, *б*. В штоковой полости совмещенного цилиндра *1* находится жидкость, в поршневой — воздух. При движении поршня влево его скорость регулируется дросселем с регулятором *2*, что обеспечивает стабильность скорости в условиях действия переменной силы сопротивления P. При обратном ходе сжатый воздух подается в пневмогидровытеснитель *3*, который служит для преобразования давления воздуха в равное по величине давление жидкости. Под действием этого давления поршень возвращается в исходное положение.

В пневмогидравлических приводах применяются три типа вытеснителей: без разделителя, с поршневым и мембранным разделителями. Первый тип наиболее простой, но из-за непосредственного контакта жидкости с воздухом она окисляется и частично выбрасывается в атмосферу при выхлопе. Кроме того, воздух частично растворяется в жидкости с последующим образованием воздушной «подушки» в гидравлической полости, что нарушает плавность движения. Второй тип представляет собой цилиндр с плавающим поршнем, который разделяет воздух и жидкость, но КПД вытеснителя снижается из-за трения в уплотнениях поршня. Лучшие характеристики имеют вытеснители с разделительной мембраной. Применение тонких эластичных фигурных мембран практически исключает потери при преобразовании давлений.

На рис. 7.43, *в* показана схема с пневмогидравлическим преобразователем, который трансформирует низкое давление воздуха в высокое давление жидкости. Особенность схемы состоит в том, что преобразователь может работать в ней и в режиме вытеснителя. В средней позиции пневмораспределителя воздух с избыточным давлением $p_{\text{и}}$ подводится в полости *2* и *3* цилиндра преобразователя, создавая на его поршне усилие $p_{\text{и}}(F_1 - F_2) = p_{\text{и}} F_{\text{шт}}$. Если пренебречь потерями на трение, то жидкость будет вытесняться из полости *4* с давлением $p_{\text{ж1}} = p_{\text{и}}$, т. е. без усиления. Зажимной цилиндр *1* осуществляет при этом предварительный зажим заготовки. Если давление воздуха подводится только в полость *3*, жидкость будет вытесняться с максимальным давлением $p_{\text{ж2}} = p_{\text{и}}(F_1/F_{\text{шт}})$, которое создает требуемое зажимное усилие.

Пневмогидравлический насос (рис. 7.43, *г*) состоит из пневмоцилиндра *4* с двусторонним штоком и двух рабочих камер *2* и *6* со всасывающими *1* и *7* и нагнетательными *3* и *5* клапанами. При движении поршня пневмоцилиндра жидкость вытесняется в

напорную линию (с усилением давления) из одной камеры и одновременно всасывается из бака в другую. Схемы, в которых используются такие насосы, по существу гидравлические, но перед обычными гидросхемами имеют перечисленные выше преимущества.

ГЛАВА 8

ПНЕВМОАВТОМАТИКА

8.1. Применение средств пневмоавтоматики для автоматизации производственных процессов

За последние годы широко распространилась новая область автоматического управления производственными процессами — пневмоавтоматика. Ее сравнительно быстрое развитие объясняется рядом преимуществ пневматических приборов — простотой конструкции, высокой эффективностью, надежностью, экономичностью, пожаро- и взрывобезопасностью.

В начале 50-х годов в Советском Союзе была разработана агрегатная унифицированная система контроля и управления (АУС), предназначенная, главным образом, для автоматизации и управления непрерывными процессами на энергетических, нефтеперерабатывающих, химических предприятиях и предприятиях пищевой промышленности. Управляющие и вычислительные приборы этой системы представляют собой единое целое в функциональном и конструктивном отношениях. Каждый блок системы — это конструктивно вполне законченный прибор, выполняющий определенные операции.

АУС, обладая широкими возможностями по управлению (и регулированию) непрерывным процессом, не содержала релейных элементов и, следовательно, не могла быть применена для создания релейных схем управления. Такое построение системы не удовлетворяло потребностей практики автоматического управления производственными процессами, так как с развитием техники усложняются схемы автоматического управления и растут предъявляемые к ним требования, возникают новые технические задачи, в частности, в машиностроении, для решения которых необходимо располагать как аналоговой, так и дискретной техникой, средствами для реализации логических функций.

В связи с этим в конце 50-х годов в СССР был разработан элементный принцип построения приборов и схем пневмоавтоматики, в соответствии с которым все регулирующие и управляющие приборы строятся не в виде единой неразборной конструкции, а из отдельных типовых звеньев, выполняющих элементарные математические и логические операции.

Наиболее полно идея поэлементного построения пневматических управляющих приборов была претворена в Советском Союзе, где разработали универсальную систему элементов промышленной пневмоавтоматики — УСЭППА [30], построенную на базе пневмоэлементов универсального назначения: пневмоусилителей, пневмореле, пневмосопротивлений, пневмоемкостей и других аналогов электрической и

электронной аппаратуры. Все элементы системы выполняют лишь простейшие функции и не содержат внутренних коммуникаций, поэтому они легко отлаживаются и имеют малые размеры. Входы и выходы у них унифицированы, приборы монтируются посредством набора монтажных плат, на которых печатным способом нанесены коммуникационные каналы.

Набор элементов УСЭППА позволяет создавать одно- и многотактные релейные схемы любой сложности, непрерывные и дискретные регулирующие устройства со сложными законами регулирования, системы автоматической оптимизации и другие схемы комплексной автоматизации производственных процессов. Это позволило широко использовать УСЭППА для автоматизации производственных процессов в различных отраслях машиностроения, горной, деревообрабатывающей, текстильной и других отраслях промышленности.

Пневматические приборы и элементы, из которых состоят АУС и УСЭППА, содержат упругие элементы и подвижные детали и являются представителями *мембранной техники*.

На базе УСЭППА были созданы и в настоящее время широко применяются в промышленности комплексы типовых приборов контроля и управления технологическими процессами — СТАРТ и ЦЕНТР, которые вошли в Государственную систему приборов (ГСП).

В конце 50-х ... начале 60-х годов был разработан новый способ построения пневматических элементов на основе использования явлений, возникающих при взаимодействии струйных потоков и взаимодействии струи со стенкой (эффект Коанда). С учетом явлений, возникающих при этих взаимодействиях, оказалось возможным создать пропорциональные усилители и элементы релейного действия, элементы памяти, триггеры и другие аналоги электронной аппаратуры, причем для них характерно отсутствие упругих и подвижных частей [9, 11]. Соединяя эти элементы в схемы, можно построить разнообразные приборы непрерывной и дискретной техники. Струйные элементы работают в килогерцовом диапазоне частот, позволяют выполнять сотни операций в секунду, т. е. обладают быстродействием, ранее совершенно недоступным пневмоавтоматике. Эти элементы весьма надежны, так как не содержат подвижных, быстро изнашивающихся частей. Они могут работать в условиях высоких и низких температур, вибраций и радиационных воздействий. Выполнить приборы можно в виде печатных схем, что позволяет получать малогабаритные и очень дешевые пневматические приборы, содержащие десятки и сотни элементов. Наиболее полно *струйная техника* автоматического управления представлена системой модулей струйной техники (СМСТ) и системой ВОЛГА.

Разработка пневматической мембранной и струйной релейной техники привела к созданию комплекса пневматических средств дискретной автоматики ЦИКЛ, предназначенного для управления циклическими и периодическими процессами. Элементной базой этого комплекса являются струйные логические модули и мембранные усилители (струйно-мембранная релейная техника). Этот комплекс позволяет построить дискретную цикловую систему управления любой сложности.

С разработкой средств дискретной техники началось широкое внедрение пневмоавтоматики в различные отрасли машиностроения и

приборостроения. Появилась возможность создавать пневматические программные задающие и считывающие устройства, дискретные цикловые системы автоматического управления технологическими машинами и технологическими комплексами. К таким машинам относятся, в первую очередь, металлорежущие станки и прессы различного назначения, промышленные роботы, манипуляторы и автоматические линии, работающие по замкнутым технологическим циклам. При этом наиболее оптимально, как показала практика, во многих случаях сочетание пневматической системы управления с гидравлическими исполнительными механизмами, т. е. создание пневмогидравлических систем автоматического управления.

Все большее значение начинает приобретать пневмоавтоматика при создании гибких автоматизированных производств в машиностроении, позволяющих быстро переналаживать оборудование на различные технологические циклы и успешно решать задачи автоматизации оборудования, работающего в условиях серийного, мелкосерийного и индивидуального производств. Высокая надежность и экономичность систем пневмоавтоматики, их широкие технические возможности ставят пневмоавтоматику, наряду с электроникой, в ряд важнейших средств автоматизации производственных процессов в машиностроении.

Поскольку в машиностроении преимущественно применяется дискретная автоматика, в настоящей главе рассмотрены, главным образом, элементы и устройства дискретной пневмоавтоматики.

8.2. Элементы пневмоавтоматики

К числу простейших элементов, из которых состоит любая система пневмоавтоматики, относятся пневматические сопротивления, упругие элементы, пневматические емкости (камеры), линии связи. Из этих же простейших элементов строятся и более сложные функциональные пневматические устройства — пневматические усилители и преобразователи, элементы дискретной техники, элементы памяти и т. д., состоящие из нескольких простейших элементов, соединенных соответствующим образом.

Пневматические сопротивления (дроссели) предназначены для создания сопротивления течению газа и перепада давлений, т. е. они выполняют функции, аналогичные функциям электрических сопротивлений в электрических системах управления. Потери давления на дросселе в общем случае пропорциональны квадрату скорости течения газа:

$$\Delta p = \zeta \rho v^2/2, \qquad (8.1)$$

где ζ — коэффициент сопротивления дросселя; ρ — плотность газа; v — средняя скорость газа после сопротивления.

По назначению дроссели разделяют на постоянные, регулируемые и переменные [6]. В п о с т о я н н ы х дросселях пневматическое сопротивление в процессе работы не изменяется. К постоянным (рис. 8.1) относятся дроссели типа капилляр, жиклер, щелевые. В р е г у л и р у е м ы х дросселях сопротивление можно установить вручную в пределах, обусловленных конструкцией дросселя и его проходным сечением. К регулируемым (рис. 8.2) относятся дроссели типа конус—

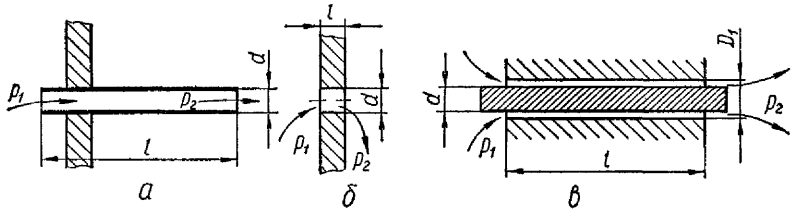


Рис. 8.1. Постоянные дроссели:
а — капилляр; *б* — жиклер; *в* — щелевой

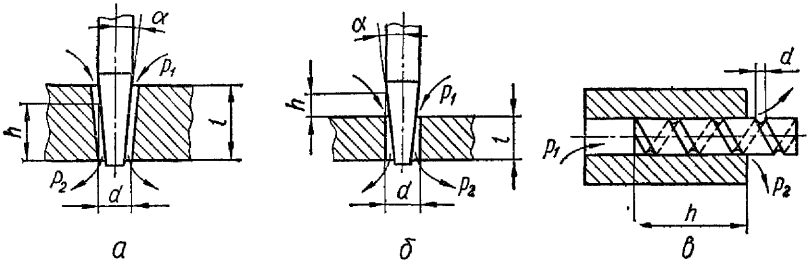


Рис. 8.2. Регулируемые дроссели:
а — конус — конус, *б* — конус — цилиндр; *в* — винтовой

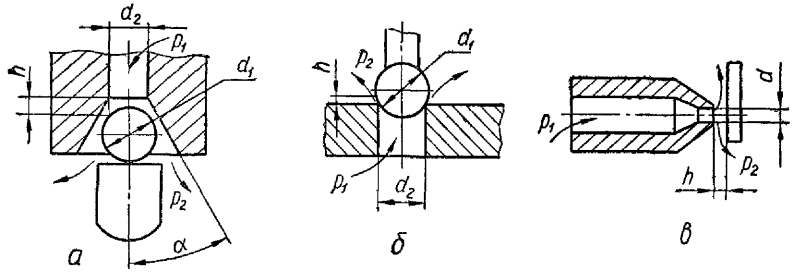


Рис. 8.3. Переменные дроссели:
а — шарик — конус; *б* — шарик — цилиндр; *в* — сопло — заслонка

конус, конус — цилиндр, винтовые дроссели с переменной длиной канала. В переменных дросселях сопротивление изменяется в процессе работы пневматического устройства. К переменным (рис. 8.3) относятся дроссели типа шарик — конус, шарик — цилиндр, сопло — заслонка.

По характеру течения газа в каналах дросселей их разделяют на турбулентные и ламинарные. Само название говорит о том, что режим течения газа через дроссель в первом случае — турбулентный, во втором — ламинарный. Турбулентные дроссели характеризуются малым отношением длины канала l дросселя к его диаметру d ($l/d \leqslant 10$), вследствие чего поток газа через дроссель при больших скоростях течения не успевает стабилизироваться. По этой же причине (малая длина канала и большие скорости течения) протекающий по каналу газ не успевает обменяться теплотой со стенками и процесс истечения через дроссель условно считают адиабатным, а режим течения может быть как докритическим, так и надкритическим.

В ламинарных дросселях отношение длины канала дросселя к его диаметру $l/d \geqslant 10$. При этом в узких и длинных каналах формируется ламинарное течение газа, а режим течения может быть только докритическим [6]. Поскольку при течении по длинным каналам газ успевает обменяться теплотой со стенками канала, термодинамический процесс изменения состояния газа в ламинарном дросселе изотермический.

К турбулентным можно отнести дроссели типа сопло — заслонка, конус—цилиндр, шарик—конус, жиклер, шарик—цилиндр, к ламинарным — дроссели типа конус — конус, капилляр, щелевой дроссель и дроссель с переменной длиной канала Следует отметить, что разделение дросселей на турбулентные и ламинарные довольно условно.

По виду расходной характеристики дроссели делят на линейные и нелинейные. Если массовый расход газа через дроссель линейно зависит от перепада давлений на нем, то такой дроссель называют *линейным*. В этом случае зависимость между массовым расходом газа и перепадом давлений на дросселе выражается уравнением

$$G = \alpha (p_1 - p_2), \tag{8.2}$$

где α — проводимость дросселя; p_1, p_2 — давления соответственно на входе и выходе дросселя. Линейную зависимость расхода от перепада давлений можно реализовать только при ламинарном течении воздуха через дроссель, поэтому ламинарные дроссели в то же время и линейные.

Если зависимость массового расхода газа через дроссель нелинейно зависит от перепада давлений на нем, такой дроссель называют *нелинейным*. Зависимость между массовым расходом газа и перепадом давлений на дросселе в этом случае квадратична:

$$G = \beta \sqrt{p_1 - p_2}, \tag{8.3}$$

где β — постоянный коэффициент. Течение газа через такой дроссель носит турбулентный характер, при котором потери происходят вследствие динамических явлений (сжатие и расширение струи на входе и выходе дросселя), в то время как в ламинарных они определяются, главным образом, трением потока о стенки канала. Потери давления при протекании газа через турбулентные дроссели в общем случае учитывают в расчетах коэффициентом расхода μ, который представляет собой отношение действительного расхода через дроссель $G_д$ к теоретическому $G_т$:

$$\mu = G_д/G_т. \tag{8.4}$$

В большинстве случаев для практических расчетов коэффициент расхода определяют экспериментально, хотя для некоторых задач можно определить его и аналитически. Например, для дросселя типа жиклер со скругленной входной кромкой или фаской на входе в канал коэффициент расхода [6]

$$\mu = 1/\sqrt{1 + \zeta_{вх}}, \tag{8.5}$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления на входе, зависящий от условий входа потока в жиклер.

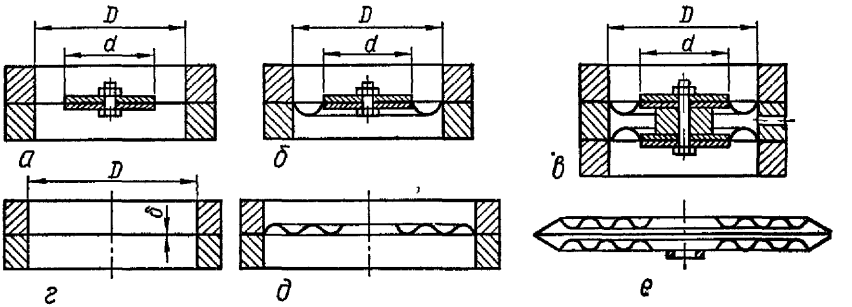


Рис. 8.4. Эластичные (*а—в*) и упругие (*г—е*) мембраны:
а, г — плоские; *б, д* — гофрированные, *в* — сдвоенная гофрированная; *е* — в виде мембранной коробки

Упругие элементы (чувствительные органы) в устройствах пневмоавтоматики предназначены для восприятия изменений контролируемых или регулируемых величин и преобразования их в механические перемещения или усилия. В качестве таких элементов широко распространены плоские и гофрированные эластичные мембраны, плоские и гофрированные упругие мембраны, трубчатые пружины, сильфоны.

Основные чувствительные элементы пневматических устройств, действие которых основано на принципе компенсации сил,— мембраны. В пневматических устройствах наиболее распространены эластичные мембраны. Они представляют собой зажатые между фланцами плоские или гофрированные диски, выполненные из прорезиненной ткани, капроновой пленки, резины и др. Материал мембраны должен обладать высокой механической прочностью, хорошей эластичностью, устойчивостью против воздействия агрессивных паров и газов.

Эластичные мембраны (рис. 8.4, *а...в*) бывают плоскими и гофрированными. Предназначены они для создания достаточных усилий при сравнительно небольших перемещениях. Усилие, развиваемое эластичной мембраной, зависит от ее эффективной площади. Для увеличения усилия применяют жесткий центр, представляющий собой металлический диск, закрепленный на мембране. Эффективная площадь эластичной мембраны зависит от ее конструктивных размеров и прогиба и определяется по формуле Ликтана [6]. Однако поскольку прогибы мембран, применяемых в пневматических устройствах, составляют сотые доли миллиметра, расчет эффективной площади можно вести по упрощенной формуле Ликтана, принимая прогиб равным нулю:

$$F_э = (\pi/12)\,(D^2 + Dd + d^2). \qquad (8.6)$$

Чаще всего в приборах пневмоавтоматики применяют мембраны с полукруглым гофром (рис. 8.4, *б*), что обусловлено необходимостью сохранить постоянство эффективной площади мембраны при большом перемещении ее жесткого центра. Однако при знакопеременной нагрузке она «прохлопывает», а это резко изменяет объем мембранной камеры и эффективную площадь. Для устранения этого недостатка применяют

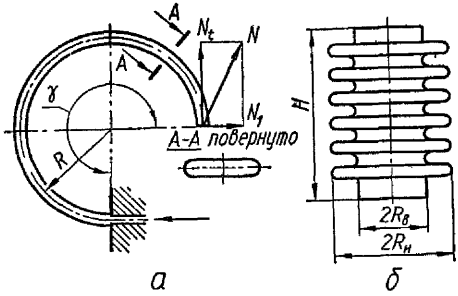


Рис. 8.5. Упругие элементы:
а — трубчатая пружина; *б* — сильфон

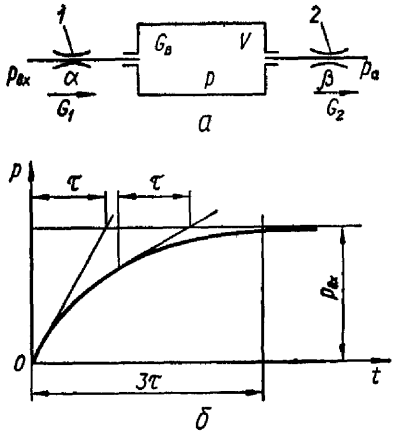


Рис. 8.6. Схема (*а*) и временна́я характеристика (*б*) пневматической проточной емкости

сдвоенные гофрированные мембраны (рис. 8.4, *в*) с гофром внутрь, а полость, ограниченную мембранами, соединяют с атмосферой.

Упругие металлические мембраны в пневматических регулирующих и вычислительных приборах, как правило, не применяют. Их используют в пневматических измерительных устройствах для преобразования измеряемых величин (разности давлений над и под мембраной) в пропорциональные перемещения их центров. Для изготовления упругих мембран применяют различные марки стали, бронз, латуней и др. Они могут быть плоскими и гофрированными (рис. 8.4, *г*, *д*) или выполняться в виде мембранных коробок (рис. 8.4, *е*), состоящих из двух сваренных по периферии гофрированных дисков.

В качестве чувствительных элементов в пневматических измерительных устройствах широко распространены трубчатые пружины (манометрические трубки) и сильфоны (гармониковые мембраны). Трубчатая пружина (рис. 8.5, *а*) преобразует измеряемое давление, поданное внутрь ее, в пропорциональное перемещение свободного конца. Для трубчатых пружин применяют те же материалы, что и для упругих мембран. В зависимости от конструктивного исполнения трубчатые пружины могут быть одно- и многовитковые (винтовые и спиральные), *S*-образные и др. Наиболее распространены одновитковые трубчатые пружины, применяемые в манометрах для измерения давления газа или жидкости. При этом один конец трубчатой пружины жестко связан с корпусом манометра, а другой (свободно перемещающийся) — со стрелкой прибора.

Сильфоны (гармониковые мембраны) также преобразуют давление газа (внешнее или внутреннее) в пропорциональное ему перемещение дна сильфона. Это цилиндрические тонкостенные сосуды, на боковой поверхности которых выдавлены глубокие параллельные гофры (рис. 8.5, *б*). Для изготовления сильфонов применяют бронзу различных марок, углеродистую и нержавеющую стали, алюминиевые сплавы. Жесткость сильфона определяется отношением действующей на сильфон силы к вызванной ею деформации. В пределах линейной статической характеристики сильфона (зависимость «усилие —

ход») жесткость сильфона постоянна. Для увеличения его жесткости (при необходимости) внутрь сильфона помещают пружину. Одна из важных характеристик сильфона — его эффективная площадь, которую можно определить по эмпирической формуле

$$F_э = (\pi/4)(R_в + R_н)^2, \tag{8.7}$$

где $R_н$ и $R_в$ — соответственно наружный и внутренний радиусы сильфона.

Пневматические емкости широко применяются в пневмоавтоматике. Они представляют собой пневматические камеры с дросселями на входе и выходе или с дросселем только на входе. В первом случае, если емкость содержит два (и более) дросселя, через один из которых воздух поступает в камеру, а через другой — вытекает из нее, она называется *проточной*. Если емкость имеет один дроссель, через который происходит ее наполнение и опорожнение, она называется *глухой*. Пневматические проточные и глухие емкости широко используются в пневматических приборах и регуляторах как усилители типа сопло — заслонка, при построении пневматических дифференцирующих и интегрирующих звеньев, пневмоклапанов выдержки времени и т. д. Дроссели, установленные на выходе и входе пневматических емкостей, могут быть как ламинарные (линейные), так и турбулентные, регулируемые и нерегулируемые, а сами емкости могут быть как постоянного, так и переменного объема. Изменяя сопротивление дросселей и объем емкостей, можно существенно изменить ее статические и динамические характеристики.

Рассмотрим работу пневматической проточной емкости, содержащей линейные дроссели *1*, *2* на входе и выходе (рис. 8.6, *а*) соответственно с проводимостями α и β.

Через дроссель *1* в емкость с постоянным объемом V воздух поступает под давлением $p_{вх}$. Одновременно через дроссель *2* воздух вытекает из емкости. Если проводимость дросселя *1* больше проводимости дросселя *2* ($\alpha > \beta$), давление p в емкости возрастает — происходит процесс ее наполнения. Если проводимости $\alpha < \beta$, давление p в емкости уменьшается и происходит ее опорожнение. Из уравнения состояния газов

$$pV = GRT,$$

где G — масса воздуха в объеме V; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура,

$$G = p(V/RT). \tag{8.8}$$

Дифференцирование этого выражения по времени дает зависимость

$$dG/dt = (V/RT)(dp/dt). \tag{8.9}$$

Приращение массы воздуха в емкости за единицу времени (секундное) G_c равно разности массовых секундных расходов воздуха G_1 и G_2 через дроссели *1* и *2*:

$$G_c = G_1 - G_2. \tag{8.10}$$

Тогда $(V/RT)(dp/dt) = G_1 - G_2$. Поскольку дроссели на входе и выходе в емкость линейные, массовые расходы воздуха G_1 и G_2 определяются

зависимостями

$$G_1 = \alpha (p_{вх} - p); \quad G_2 = \beta (p - p_a). \tag{8.11}$$

Подставив значения G_1 и G_2 в уравнение (8.10), после некоторых преобразований получим зависимость [8]

$$\frac{V}{RT(\alpha + \beta)} \frac{dp}{dt} + p = \frac{\alpha}{\alpha + \beta} p_{вх} + \frac{\beta}{\alpha + \beta} p_a, \tag{8.12}$$

представляющую собой *уравнение динамики пневматической емкости с линейными дросселями на входе и выходе.*

Зависимость (8.12) представляет собой уравнение пневматического апериодического (инерционного) звена, а постоянная емкость с линейными сопротивлениями на входе и выходе является пневматическим апериодическим звеном, у которого каждому значению входной величины (давлению $p_{вх}$) соответствует свое, строго определенное значение выходной величины (давления p в емкости). По этой причине апериодические звенья часто называют *статическими.*

Обозначив $V/RT(\alpha + \beta) = \tau$, $\alpha/(\alpha + \beta) = k_1$ и $\beta/(\alpha + \beta) = k_2$, уравнение (8.12) можно записать в виде

$$\tau (dp/dt) + p = k_1 p_{вх} + k_2 p_a, \tag{8.13}$$

где τ — постоянная времени апериодического звена; k_1, k_2 — коэффициенты усиления апериодического звена.

Если проводимость дросселя на выходе $\beta = 0$, то уравнение (8.13) превращается в уравнение наполнения глухой камеры через линейный дроссель:

$$\tau (dp/dt) + p = p_{вх}. \tag{8.14}$$

Глухие камеры весьма широко применяются в приборах пневмоавтоматики.

При подаче на вход апериодического звена возмущающего воздействия в виде единичного скачка $p_{взм} = p_{вх}$ решение уравнения (8.14) примет вид

$$p = p_{вх} (1 - e^{-t/\tau}), \tag{8.15}$$

где e — основание натуральных логарифмов. Кривая, описываемая уравнением (8.15), является экспонентой и представляет собой временную характеристику апериодического звена (рис. 8.6, *б*) Постоянную времени апериодического звена можно определить по временной характеристике как проекцию касательной на линию установившегося значения $p_{вх} = p_{взм}$. Характерная особенность экспоненты состоит в том, что во всех точках кривой проекции касательных одинаковы. Согласно уравнению (8.15), кривая асимптотически приближается к значению $p_{вх}$, т е. $p = p_{вх}$ только при $t = \infty$. Однако практически за время $t = 3\tau$ кривая почти достигает значения $p_{вх}$.

Если в уравнении (8.15) примем $t = \tau$, получим

$$p = p_{вх} (1 - e^{-1}) = 0{,}63 p_{вх}.$$

Отсюда следует, что за время $t = \tau$ выходной сигнал, изменяясь по экспоненте, достигнет 63 % своего потенциального значения

Приведенные зависимости выражают динамические свойства пневматических емкостей с линейными сопротивлениями.

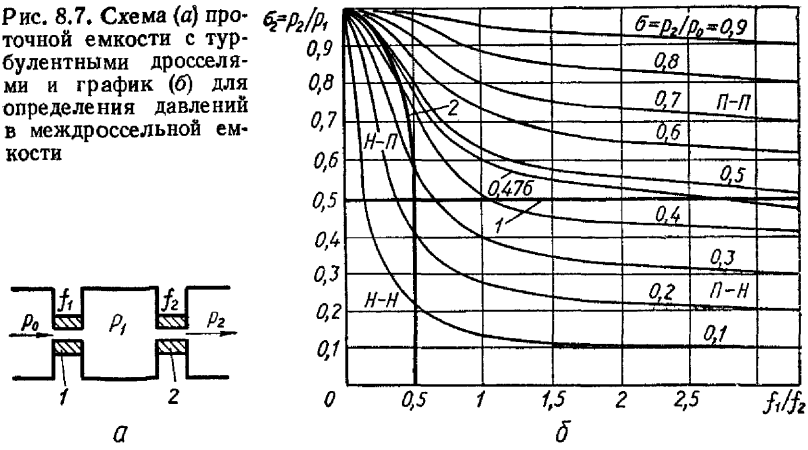


Рис. 8.7. Схема (*а*) проточной емкости с турбулентными дросселями и график (*б*) для определения давлений в междроссельной емкости

Широко распространены в пневмоавтоматике проточные емкости с двумя турбулентными дросселями (рис 8.7, *а*) В таких емкостях возможны четыре различных сочетания режимов истечения через дроссели *1* и *2* [6]: 1) подкритическое истечение через дроссели *1* и *2* (режим П — П); 2) надкритическое истечение через дроссель *1* и подкритическое истечение через дроссель *2* (режим Н — П); 3) подкритическое истечение через дроссель *1* и надкритическое через дроссель *2* (режим П — Н); 4) надкритическое истечение через оба дросселя *1* и *2* (режим Н — Н). Рассчитать процессы наполнения и опорожнения таких емкостей весьма сложно, так как часто заранее не известны сочетания режимов истечения через первый и второй дроссели. Однако задачу можно упростить, если воспользоваться графиками, построенными по уравнениям статики проточной емкости.

График (рис. 8.7, *б*) [6] разделен на четыре зоны, каждая из которых соответствует одному из возможных сочетаний режимов истечения через дроссели проточной емкости. Границы между зонами обозначены прямой линией *1* ($\sigma_2 = 0{,}5$) и кривой *2*, построенной по зависимости $f_1/f_2 = 0{,}5$ и $f_1/f_2 = \sigma_2(1 - \sigma_2)$, где $\sigma_2 = p_2/p_1$ — относительное давление Пользуясь графиком, можно определить давление p_1 в междроссельной емкости, если известны эффективные площади дросселей f_1 и f_2 и давления на входе и выходе p_0 и p_2 Одновременно определяется и сочетание режимов истечения через каждый из дросселей.

Пневматические линии связи в схемах автоматического управления соединяют отдельные элементы схемы, функциональные блоки, приборы, исполнительные механизмы, регистрирующие и показывающие приборы В связи с этим они могут быть как небольшими по длине ($l/d \leqslant 10$), так и значительной протяженности ($l/d \geqslant 10$).

В качестве коммуникационных каналов в устройствах пневмоавтоматики применяют пневмолинии, представляющие собой пластмассовые трубки диаметром 1...8 мм либо каналы прямоугольного сечения, выполненные в коммутационных платах. Для соединения элементов пневматических приборов и устройств применяют, в основном, трубки диаметром 1...3 или каналы в коммутационных платах шириной 1... 3 мм. Для более длинных линий связи, соединяющих измерительные

преобразователи (датчики), регуляторы и исполнительные механизмы применяют пневмолинии диаметром 4...8 мм.

Динамика пневматической системы определяется динамическими характеристиками всех ее звеньев — пневматических элементов и линий связи, а быстродействие системы — временем срабатывания функциональных элементов и временем передачи сигнала по пневматическим линиям связи. При этом время передачи сигнала во многих случаях значительно превышает время выполнения операций элементами системы управления, и следовательно, определяет быстродействие системы управления. Пневмолинии можно рассматривать как сочетание пневмосопротивления и пневмоемкости [9]. Причем в отличие от пневматических емкостей сосредоточенного объема с пневмосопротивлениями пневматические линии связи рассматривают как устройства с распределенными параметрами.

При передаче пневматических сигналов по коммуникационным каналам имеет место сочетание двух процессов — процесса разгона массы среды и волновых явлений [6]. Ввиду сложности учета этих факторов в практических расчетах коммуникационный канал представляют как последовательное соединение звена чистого запаздывания и апериодического звена, причем время передачи пневматического сигнала определяют как сумму постоянных времени апериодического звена τ и времени чистого запаздывания:

$$T = \tau + t_з.$$

Время чистого запаздывания

$$t_з = \eta\,(l/a),$$

где l — длина канала; a — скорость звука в воздухе; η — экспериментальный коэффициент пропорциональности. В этих расчетах сопротивление воздухопровода заменяют эквивалентным ему по сопротивлению и пропускной способности соплом, а внутренний объем воздухопровода рассматривают как сосредоточенный объем пневматической емкости апериодического звена. Однако такие расчеты весьма приближенны и требуют экспериментальной проверки. Несоответствие времени наполнения одинаковых по величине сосредоточенного объема (емкости) и распределенного объема (трубопровода) вызвано неэквивалентностью гидравлических потерь и различием термодинамических процессов при их наполнении. В первом случае имеет место политропный процесс, во втором — процесс изотермический, при котором происходит не только конвективный теплообмен между слоями газа, но и интенсивный теплообмен между газом и стенками трубопровода, а при значительной длине трубопровода — полный теплообмен между сжатым воздухом и стенками трубопровода.

Существуют различные методы учета влияния пневматических линий связи на динамику и быстродействие пневматических емкостей. Наиболее точны расчеты, основанные на использовании так называемых «расчетных объемов» (см. гл. 7).

8.3. Пневматические усилители и преобразователи

Пневмоусилители и преобразователи непрерывного действия, применяемые в приборах и устройствах пневмоавтоматики, выполняют по двум принципиально различным схемам: компенсации перемещения и компенсации усилия. В первом случае входной сигнал — перемещение чувствительного органа, а во втором случае — усилие, прилагаемое к чувствительному органу, в пневмопреобразователях преобразуются в пропорциональные этим величинам давления сжатого воздуха.

По схеме компенсации перемещения построен пневмоусилитель типа сопло—заслонка (рис. 8.8, *а*). В нем сжатый воздух постоянного давления p_1 от источника питания через постоянный дроссель *1* поступает в междроссельную камеру *2*. Из нее через сопло *5*, прикрываемое заслонкой *4*, воздух вытекает в атмосферу. Сопло *5* с заслонкой *4* образуют управляемый дроссель *3*. Входным сигналом является перемещение x заслонки *4* относительно сопла *5*. При перемещении заслонки изменяется расстояние h между соплом и заслонкой и, следовательно, изменяется сопротивление управляемого дросселя *3*. Это, в свою очередь, изменяет давление p_2 в междроссельной камере *2*, которое и является выходным сигналом усилителя. По линии связи давление p_2 передается в глухую камеру *6* измерительного прибора или другого пневматического устройства.

Статическая характеристика усилителя (рис. 8.8, *б*) представляет собой зависимость выходного сигнала (давления p_2) от изменения входного сигнала (зазора h между соплом и заслонкой). Как видим, достаточно незначительного перемещения заслонки относительно сопла (около 0,05 мм), чтобы выходное давление p_2 изменилось на 90—95 % его полного диапазона. Статическая характеристика усилителя типа сопло — заслонка по рисунку нелинейна. На практике такие усилители работают не на всем диапазоне изменения давления, а лишь на участке с линейной частью характеристики.

Поскольку в состав усилителя входит пневматическая проточная камера с управляемым дросселем на выходе, расчет ее статической характеристики довольно сложен. Для этого расчета можно воспользоваться графиками (см. рис. 8.7, *б*), как и для проточной камеры с турбулентными дросселями.

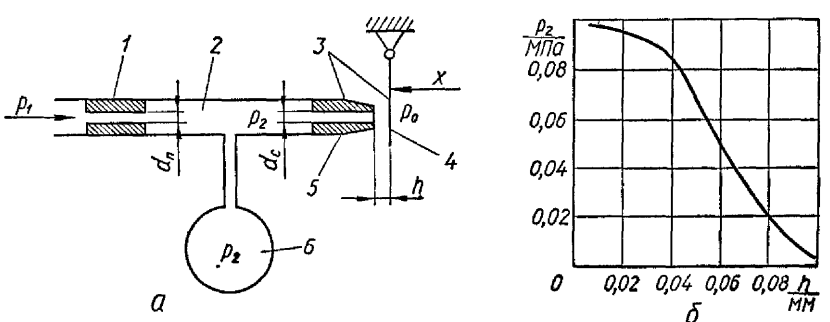


Рис. 8.8. Пневмоусилитель типа сопло — заслонка:
а — схема; *б* — статическая характеристика

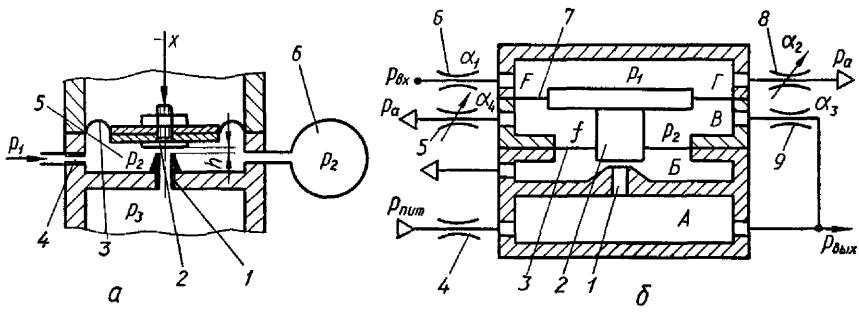


Рис. 8.9. Пневмопреобразователь (*а*), работающий по схеме компенсации усилия, и пневмоусилитель непрерывного действия (*б*)

Пневмопреобразователь, работающий по схеме компенсации усилия (рис. 8.9, *а*), состоит из постоянного дросселя *4*, через который сжатый воздух под давлением p_1 поступает в междроссельную камеру *5*, и управляемого дросселя, образованного соплом *1* и заслонкой *2*. В качестве заслонки *2* служит торец жесткого центра эластичной мембраны *3*. Входным сигналом преобразователя является усилие x, приложенное к жесткому центру мембраны. Принцип компенсации усилия в этой схеме состоит в том, что изменение выходного давления p_2 в междроссельной камере *5*, вызванное изменением входного сигнала (усилия) x, продолжается до тех пор, пока усилие, создаваемое давлением на мембране *3*, не становится равным усилию входного сигнала x. Давление p_2 в междроссельной камере *5* изменяется вследствие изменения зазора h между соплом *1* и заслонкой *2*, вызванного изменением входного сигнала x. Изменение выходного давления p_2 в междроссельной камере *5* по линии связи передается в глухую камеру *6* измерительного прибора или пневматического регулятора для отработки управляющего воздействия.

В этом преобразователе сопло и заслонка находятся внутри проточной камеры, а воздух из междроссельной проточной камеры *5* вытекает не в атмосферу, а в другую камеру прибора с давлением p_3. Такие пневмопреобразователи называют *пневмопреобразователями с закрытым соплом*, в отличие от преобразователей с открытым соплом, где сжатый воздух через сопло вытекает в атмосферу (см. рис. 8.8, *а*). Примерный вид статической характеристики для пневмопреобразователя с закрытым соплом тот же, что и для преобразователя с открытым соплом (см рис. 8.8, *б*). Поскольку пневмопреобразователи непрерывного действия представляют собой проточные камеры с постоянным сопротивлением на входе и регулируемым — на выходе, их динамические свойства и динамические характеристики, определяющие функциональную зависимость изменения выходного сигнала во времени от изменения входного сигнала, выражаются теми же дифференциальными уравнениями, что и динамические характеристики пневматической проточной камеры (см. разд. «Пневматические емкости»), а временна́я характеристика аналогична характеристике, представленной на рис. 8.6, *б*.

Рассмотренные пневмопреобразователи непрерывного действия одновременно являются и пневматическими усилителями.

В качестве примера пневматического усилителя непрерывного действия рассмотрим усилитель, принципиальная схема которого показана на рис. 8.9, *б* [6]. Усилитель состоит из пневмопреобразователя типа сопло—заслонка, включающего в себя постоянный дроссель *4*, проточную камеру *А* и управляемый дроссель с соплом *1*, и мембранного блока с мембранами *3* и *7*, соединенными жестким центром *2*, с эффективными площадями f и F, причем $F > f$. Торец жесткого центра *2* служит одновременно заслонкой сопла *1*. Усилитель имеет две проточные камеры: камеру *Г* с постоянным дросселем *6* на входе и регулируемым дросселем *8* на выходе и камеру *В* с постоянным дросселем *9* на входе и регулируемым дросселем *5* на выходе. Проводимости дросселей *6*, *8*, *9* и *5* соответственно α_1, α_2, α_3 и α_4. Пневматические проточные камеры *Г* и *В* с постоянными дросселями на входе и регулируемыми на выходе представляют собой пневматические делители давления. Давление в камерах определяется настройкой регулируемых дросселей *5* и *8* Наличие двух регулируемых дросселей позволяет изменять коэффициент усиления в широких пределах.

Работает усилитель следующим образом. Давление питания из магистрали через постоянный дроссель *4* подводится к междроссельной камере *А*, а из нее через сопло *1* и камеру *Б* сжатый воздух выходит в атмосферу. Давление $p_{вых}$ междроссельной камеры *А* зависит от проводимости управляемого дросселя (положения заслонки относительно сопла *1*). Из междроссельной камеры *А* сжатый воздух поступает на выход усилителя и по линии отрицательной обратной связи через дроссель *9* — в проточную камеру *В*, а из нее через регулируемый дроссель *5* уходит в атмосферу. Давление p_2 в этой камере и усилие, действующее на мембранный блок вверх ($F > f$), зависит от проводимости (настройки) регулируемого дросселя *5*.

Пневматический сигнал $p_{вх}$, который требуется усилить, подается через постоянный дроссель *6* в проточную камеру *Г* пневматического делителя. Давление p_1 в этой камере, а значит, и усилие, действующее вниз на мембранный блок, зависит от настройки регулируемого дросселя *8*.

Усилию, создаваемому давлением p_1 на мембранном блоке, противодействует усилие, создаваемое на мембранном блоке давлением p_2 со стороны проточной камеры *В*. При увеличении, например, давления p_1 (вследствие возрастания давления $p_{вх}$) мембранный блок перемещается вниз. В результате этого заслонка приближается к соплу и давление $p_{вых}$ в междроссельной камере *А* увеличивается. Соответственно повышается и давление перед дросселем *9* и в проточной камере *В*. Это увеличение происходит до тех пор, пока усилие, действующее на мембранный блок вверх со стороны камеры *В*, не уравновесит усилие, действующее на этот же блок вниз со стороны камеры *Г*.

Таким образом, необходимая пропорциональная зависимость $p_{вых}$ от $p_{вх}$ обеспечивается отрицательной обратной связью: чем выше давление $p_{вх}$ (а значит, и p_1), тем выше давление p_2 (а значит, и $p_{вых}$), и наоборот.

Уравнение усилителя в статическом режиме можно получить, решив систему уравнений, два из которых являются уравнениями расходов проточных камер *Г* и *В*, а третье выражает равенство сил на

мембранном блоке [6]:

$$\alpha_1 (p_{вх} - p_1) = \alpha_2 p_1;$$
$$\alpha_3 (p_{вых} - p_2) = \alpha_4 p_2; \quad p_1 F = p_2 (F - f). \tag{8.16}$$

Решая эту систему уравнений (исключая из уравнений p_1 и p_2), получаем

$$p_{вых} = K_p p_{вх}. \tag{8.17}$$

Здесь K_p — коэффициент усиления усилителя:

$$K_p = \frac{F\alpha_1 (\alpha_3 + \alpha_4)}{(F - f)\alpha_3 (\alpha_1 + \alpha_2)}. \tag{8.18}$$

Анализируя зависимость (8.18), легко заметить, что наличие двух регулируемых дросселей с проводимостями α_2 и α_4 позволяет в широких пределах ($1 > K_p > 1$) изменять коэффициент усиления K_p. Из зависимости (8.17) следует, что рассмотренный усилитель осуществляет пропорциональный закон усиления входного сигнала.

Пневмоусилители и преобразователи дискретного действия. Необходимость в пневмопреобразователях дискретного действия возникла в связи с развитием пневматических дискретных систем автоматического управления, где непрерывная форма пневматических сигналов оказалась неприемлемой.

Преобразователи дискретного действия разделяются на шифраторы и дешифраторы. Шифраторы преобразуют непрерывный входной сигнал в дискретные выходные сигналы, зашифрованные в соответствующий код. В основе построения таких шифраторов лежит использование пространственных носителей кода, создающих на различных участках своей поверхности резко различающиеся сопротивления истечению сжатого воздуха из выходного сопла в атмосферу. Простейшие носители кода — кодирующие диски или барабаны с различными радиусами наружной поверхности на разных участках, перфокарты или перфоленты.

Простейший дискретный пневмопреобразователь (рис. 8.10, *а*) состоит из кодирующего диска *1*, выходного сопла *2* и постоянного дросселя *4*. Поверхность кодирующего диска и сопло образуют управляемый дроссель, а пространство между соплом и постоянным дросселем образует проточную камеру *3*, давление в которой зависит от расстояния между соплом и поверхностью кодирующего диска (радиусов r_1 и r_2). Давление питания в преобразователь подается через постоянный дроссель *4*. Поверхность кодирующего диска выполнена таким образом, что ее участки либо прикрывают сопло (поверхность радиуса r_1), либо оставляют его свободным (поверхность радиуса r_2). В первом случае в междроссельной камере создается максимальное давление, условно принятое за «1» ($p_{вых} = 1$), во втором — резко падает и достигает значения, обозначаемого условно «0» ($p_{вых} = 0$). Та-

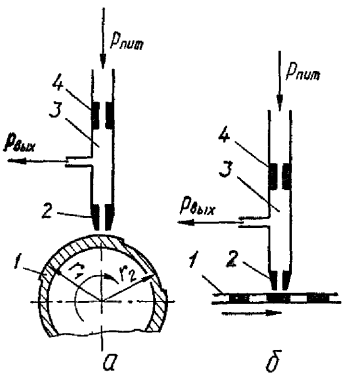


Рис. 8.10. Дискретные пневмопреобразователи:
а — с кодирующим диском; *б* — с перфокартой (перфолентой)

ким образом, на выходе преобразователя получаем комбинацию выходных дискретных сигналов «0» и «1», закодированных в соответствии с профилем наружной поверхности кодирующего диска *1*. Входным сигналом преобразователя служит непрерывное или шаговое вращение кодирующего диска.

Пневмопреобразователь, изображенный на схеме 8.10, *б*, отличается от рассмотренного тем, что в качестве пространственного носителя кода применена перфокарта (перфолента), получающая непрерывное или шаговое поступательное перемещение. Работает преобразователь аналогично рассмотренному ранее. В момент времени, когда напротив сопла *2* оказывается непробитая часть перфокарты (перфоленты) и сопротивление истечению воздуха из камеры *3* через сопло *2* максимально, давление в камере *3* максимально и на выход поступает сигнал $p_{вых} = 1$. Если же напротив сопла *2* оказывается отверстие в перфокарте (перфоленте), давление в камере *3* минимально и на выход поступает сигнал $p_{вых} = 0$.

Такие преобразователи используют для осуществления струйного способа считывания сигналов, применяемого в пневматических программных задающих устройствах (более подробно см. далее).

Показанные на рис. 8.10 пневмопреобразователи одноразрядные. В системах пневмоавтоматики, как правило, применяют многоразрядные дискретные преобразователи, которые состоят из нескольких одноразрядных. В этих случаях в качестве пространственного носителя кода используют не кодирующие диски, а кодирующие барабаны, на поверхности которых нанесено необходимое количество шифровальных дорожек, вдоль которых расположены выступы в соответствии с принятым кодом и разрядностью пневмопреобразователя. Каждый из одноразрядных преобразователей, входящих в состав многоразрядного, считывает информацию со своей шифровальной дорожки кодирующего барабана.

Поскольку питание рассмотренных усилителей осуществляется через постоянные дроссели *4*, ограничивающие расход сжатого воздуха, который поступает в междроссельную камеру *3*, мощность их выходного сигнала незначительна и требует усиления. В качестве усилителей мощности выходного сигнала в дискретных пневмопреобразователях обычно применяют мембранные усилители релейного типа.

Усилитель (рис. 8.11, *а*) состоит из камер *А*, *Б* и *В*, разделенных эластичными мембранами *4* и *2* с эффективными площадями F и f, причем $F > f$, что позволяет сделать камеру *Б* управляющей Жесткие центры мембран связаны между собой втулкой *3* и являются одновременно заслонками сопел *1* и *6*. В камере *В* расположена пружина *5*, прижимающая в отсутствии входного сигнала мембранный блок к соплу *1*. Настраивают усилитель на определенный порог срабатывания (чувствительности), который зависит от жесткости и натяжения пружины *5* и соотношения эффективных площадей мембран.

Давление питания $p_{пит}$ подводится к соплу *1*. Входной дискретный сигнал $p_{вх}$, мощность которого подлежит усилению, подводится в камеру *Б*. Выходная линия усилителя через сопло *6* и камеру *В* связана с атмосферой.

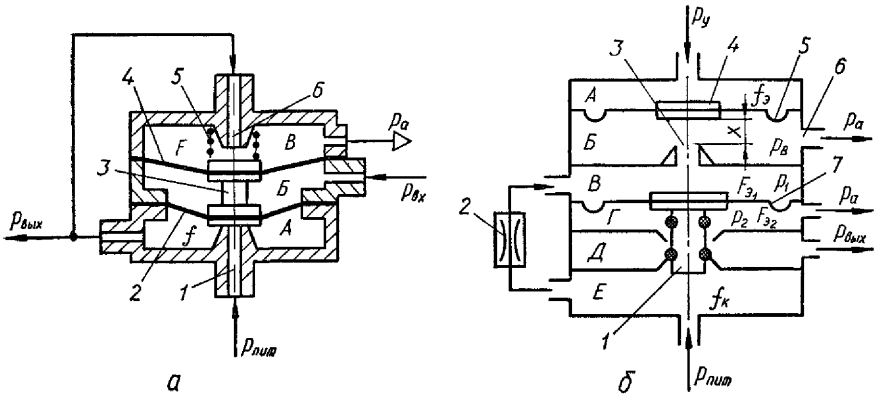


Рис. 8.11. Дискретные пневмоусилители:
а — мембранный релейного типа, *б* — струйных сигналов двухкаскадный

В нормальном положении, когда входного сигнала $p_{вх}$ нет ($p_{вх} = 0$), мембранный блок пружиной *5* прижат к соплу *1*. При этом сопло *1* закрыто, выходная линия отсоединена от линии питания и через сопло *6* и камеру *В* сообщается с атмосферой Давление на выходе $p_{вых} = 0$. При подаче в камеру *Б* входного сигнала $p_{вх}$, превышающего порог срабатывания, усилие на мембранном блоке, направленное вверх ($F > f$), превысит усилие пружины *5* и мембранный блок переместится вверх, открывая сопло *1* и закрывая сопло *6*. При этом выходная линия усилителя отсоединится от камеры *В* и атмосферы и через сопло *1* соединится с линией питания. На выходе усилителя установится давление $p_{вых} = p_{пит}$, условно принятое за «1»: $p_{вых} = 1$. При снятии давления $p_{вх}$ мембранный блок под действием пружины *5* возвращается в исходное положение. При этом сопло *1* закрывается, а выходная линия через сопло *6* и камеру *В* вновь сообщается с атмосферой. Выходной сигнал вновь становится равным «0» ($p_{вых} = p_{вх} = 0$).

Таким образом, при подаче на вход усилителя дискретных сигналов «0» и «1» на выходе получаем также дискретные сигналы соответственно «0» и «1», усиленные по мощности. Коэффициент усиления может быть весьма большим и зависит только от размеров мембран, их жестких центров и давления $p_{пит}$.

В качестве примера рассмотрим еще один усилитель (ПФ67-21), предназначенный для усиления дискретных пневматических сигналов (по давлению и расходу) в системах управления, построенных на струйных элементах. Усилитель содержит два каскада усиления (рис. 8.11, *б*): 1) давления; 2) расхода. Первый каскад состоит из глухой камеры *А* и проточной камеры *Б* с постоянным дросселем *6* на выходе. Второй каскад состоит из управляющей камеры *В*, проточной камеры *Г*, камеры выхода *Д*, камеры питания *Е* и клапанного узла *1*, связанного с жестким центром мембраны *7*.

Давление питания усилителя подводится в камеру *Е*. Через дроссель *2* сжатый воздух поступает в управляющую камеру *В* и через сопло *3*, камеру *Б* и дроссель *6* выходит в атмосферу. Под действием давления питания в камере *Е* клапанный узел *1* приподнимается. При этом вы-

ходная камера *Д* отсекается от камеры питания *Е* и через камеру *Г* соединяется с атмосферой. На выходе усилителя устанавливается давление $p_{вых}$, равное атмосферному давлению $p_а$, а в камерах *Б* и *В* — давление, определяемое сопротивлениями дросселей *2*, *6* и сопла *3*.

При поступлении управляющего сигнала $p_у$ в камеру *А* мембрана *5* под действием усилия давления и силы тяжести центра перемещается вниз. При этом заслонка *4* перекрывает сопло *3*. Управляющая камера *В* становится глухой, и вследствие поступления сжатого воздуха через дроссель *2* давление в ней возрастает, достигая значения, достаточного для перемещения клапанного узла *1* вниз. При этом выходная камера *Д* отсекается от камеры *Г* и соединяется с камерой питания *Е*. На выходе усилителя устанавливается давление, равное $p_{пит}$.

Усилитель струйных сигналов обеспечивает широкий диапазон изменения выходного давления $p_{вых} = 0{,}14...0{,}63$ МПа, что дает возможность использовать струйные системы управления в сочетании с аппаратурой среднего и высокого давления. Входное давление усилителя также изменяется в широких пределах: $p_у = 0{,}6...5$ кПа.

Коэффициент усиления первого каскада усилителя струйных сигналов определяется отношением эффективных площадей мембраны *5* и сопла *3*:

$$K_p = F_э/f_с, \tag{8.19}$$

где $F_э = (\pi/12)\,(D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2)$; $f_с = \pi d_с^2/4$; D_1, d_1 — диаметры соответственно заделки и жесткого центра мембраны; $d_с$ — диаметр сопла. Например, для усилителя ПФ67-21 максимальный коэффициент усиления $K_p = 870$. Однако для надежной работы усилителя рекомендуется коэффициент $K_p = 300...400$.

При подаче управляющего сигнала $p_у$ на мембрану *5* со стороны камеры *А* действует усилие

$$P_у = F_э p_у + G_ц, \tag{8.20}$$

где $G_ц$ — сила тяжести жесткого центра мембраны. Со стороны камеры *Б* на нее действуют давление p_B и реакция струи, вытекающей из сопла *3*. В результате [6]

$$P_B = F_э p_B + G^2/\pi r_с^2 \rho_с + \pi r_с^2 p_1, \tag{8.21}$$

где G — массовый расход воздуха через сопло; $r_с$ — радиус сопла; $\rho_с$ — плотность воздуха на срезе сопла.

При $p_у > p_B$ мембрана с заслонкой перемещаются вниз, перекрывая сопло *3*, что вызывает нарастание давления p_1 в камере *В*. Момент переключения клапанного узла определяется из условия равновесия сил на мембране *7*. Со стороны камеры *В* на мембрану действует усилие

$$P_1 = F_{э1} p_1 + G_к, \tag{8.22}$$

где $F_{э1} = (\pi/12)\,(D_1^2 + D_1 d_2 + d_2^2)$ — эффективная площадь мембраны *7*; $G_к$ — сила тяжести клапанного узла; d_2 — диаметр жесткого центра мембраны. Снизу на клапанный узел действует усилие

$$P_2 = f_к p_{пит} + F_{э2} p_2, \tag{8.23}$$

где $f_к = \pi d_к^2/4$ — площадь клапана; $F_{э2} = F_{э1} - f_к$ — эффективная площадь мембраны 7 со стороны камеры *Г*. Надежное переключение клапанного узла обеспечивается при $P_1 \gg P_2$.

8.4. Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА)

Функциональное назначение элементов УСЭППА. По функциональному назначению набор элементов УСЭППА можно разделить на три группы: 1) элементы непрерывного действия; 2) релейного действия; 3) вспомогательные элементы.

Набор элементов УСЭППА функционально полон. Он включает элементы, необходимые для построения любого управляющего устройства непрерывного действия, любой релейной схемы и любого управляющего устройства непрерывно-дискретного действия.

Элементы системы унифицированы. Один и тот же элемент можно многократно применять в одной схеме и использовать в схемах самых различных приборов. Элементы представляют собой завершенные конструкции, каждый из них выполняет определенную элементарную функцию и имеет определенную характеристику, поэтому при включении в схему никакой дополнительной отладки не требует. Особенность УСЭППА состоит в том, что в ее элементах предельно унифицированы отдельные детали, в частности, все элементы имеют одни и те же монтажные детали. Монтаж элементов в схемы ведут на специальных пластинах-платах, внутри которых проходят все коммутационные каналы [30].

1. В группу элементов непрерывного действия входят пневмоемкости, пневмосопротивления, усилители, повторители.

Пневмоемкости применяют в двух вариантах — нерегулируемые и регулируемые. Нерегулируемая (постоянная) емкость представляет собой полый цилиндр (рис. 8.12, *а*), ограничивающий объем $V = 40$; 50 см^3; регулируемая емкость (рис. 8.12, *б*) содержит сильфон, объем которого изменяется вручную в пределах 15...40 см^3.

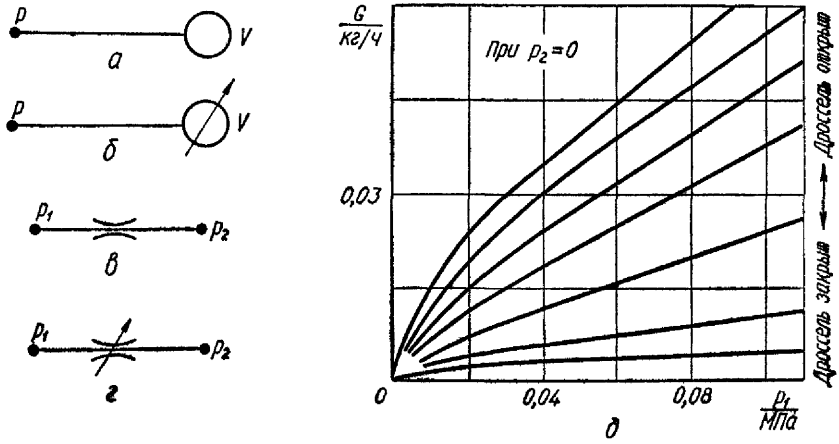


Рис. 8.12. Пневмоемкости (*а*, *б*) и пневмосопротивления (*в*, *г*). Расходные характеристики пневмосопротивлений (*д*)

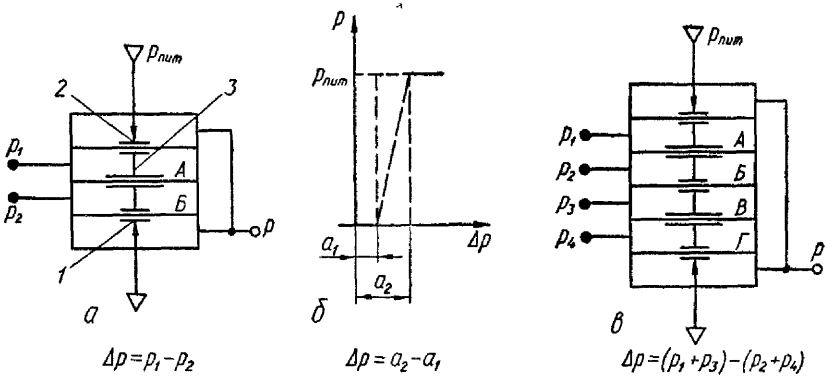


Рис. 8.13. Пневмоусилители УСЭППА:
а — с двумя входами; *б* — статическая характеристика; *в* — с четырьмя входами

Сопротивления нерегулируемые (рис. 8.12, *в*) (постоянные дроссели) представляют собой капилляр диаметром 0,32 или 0,18 мм Они изготовляются как с фильтром, так и без него. Регулируемые сопротивления (рис. 8.12, *г*) (переменные дроссели) — это специальная конструкция, содержащая рабочую пару конус — конус, что позволяет вручную изменять (настраивать) сопротивление. Расходные характеристики пневмосопротивлений (рис. 8.12, *д*) в полном рабочем диапазоне давлений нелинейны, однако в узком диапазоне их можно рассматривать как линейные [30].

Пневмоусилители (элементы сравнения) предназначены для сравнения непрерывных пневматических сигналов и получения дискретных выходных сигналов при их рассогласовании. Они выпускаются двух модификаций — с двумя и четырьмя входами.

Пневмоусилитель с двумя входами (рис. 8.13, *а*) состоит из двух узлов сопло—заслонка *1*, *2* и мембранного блока из трех мембран, жесткие центры которых связаны между собой общим штоком *3*. Эффективная площадь средней мембраны больше эффективной площади крайних мембран (на схеме условно показан больший диаметр жесткого центра). Вместе с корпусом мембраны образуют две глухие камеры *А* и *Б*, в которые подаются входные сигналы p_1 и p_2. Узел *1* сопло—заслонка связан с атмосферой, узел *2* — с линией питания. В качестве стандартного в УСЭППА принято $p_{пит} = 0{,}14$ МПа. Как видно из схемы, узлы сопло—заслонка включены последовательно, образуя два переменных сопротивления в линии питание — атмосфера, от соотношения которых зависит уровень выходного сигнала — давление p в линии, связывающей оба сопротивления.

Поскольку торцы мембранного блока используются в качестве заслонок, сопротивление узлов сопло — заслонка зависит от положения мембранного блока, т. е. от уровня входных сигналов p_1 и p_2 (их рассогласования Δp). В связи с тем что эффективная площадь средней мембраны больше эффективной площади крайних мембран, превышение входного сигнала p_2 над сигналом p_1 приводит к увеличению усилия, действующего на мембранный блок вверх, а значит, к росту сопротивления управляемого дросселя *2* и одновременно к снижению сопротивле-

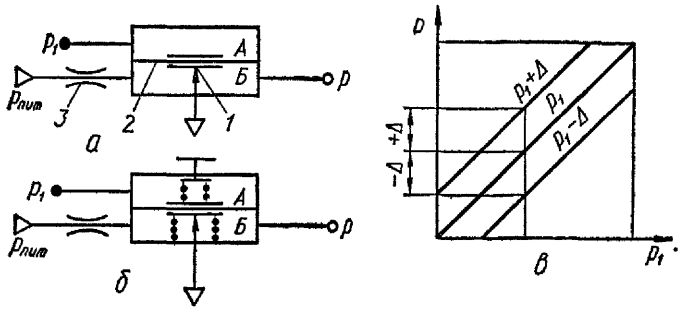


Рис. 8.14. Пневмоповторители УСЭППА:
а — без сдвига, *б* — со сдвигом *в* — статическая характеристика

ния дросселя *1*. В результате этого мембранный блок перемещается вверх, прикрывая сопло *2*, связывающее выход с линией питания, и открывая сопло *1*, соединяющее выход усилителя с атмосферой. На выходе устанавливается давление «0». Превышение входного сигнала p_1 над сигналом p_2 приводит к перемещению мембранного блока вниз. При этом закрывается сопло *1* и открывается сопло *2*. Выход усилителя соединяется с линией питания. На выходе устанавливается давление $p_{вых} = p_{пит}$, условно принятое за «1». Так в усилителе устанавливается однозначное соответствие между выходным давлением p и значениями входных давлений p_1 и p_2.

Статическая характеристика усилителя показана на рис. 8.13, *б*.

Пневмоусилитель с четырьмя входами (рис. 8.13, *в*) работает аналогично. В отличие от рассмотренного, он имеет мембранный блок, состоящий из пяти мембран, образующих вместе с корпусом четыре глухие камеры *А*, *Б*, *В* и *Г*, в которые подаются входные сигналы p_1, p_2, p_3 и p_4.

Пневмоповторители выдают пневматический сигнал, равный или близкий по давлению входному. Применяют их в четырех вариантах — маломощные повторители без сдвига и со сдвигом, грубый и точный мощные повторители

Маломощные повторители (рис. 8.14, *а*, *б*) состоят из двух камер *А* и *Б*, отделенных друг от друга гибкой мембраной *2*. Жесткий центр мембраны служит заслонкой сопла *1*, имеющего выход в атмосферу. Входной сигнал p_1 подается в глухую камеру *А*. Давление питания подводится через постоянный дроссель *3* в проточную камеру *Б*. При изменении входного сигнала p_1 равновесие мембраны нарушается, мембрана перемещается относительно сопла *1*, изменяя его сопротивление, что увеличивает или уменьшает выход сжатого воздуха из проточной камеры *Б* в атмосферу, в результате чего изменяется давление в камере *Б*. Это происходит до тех пор, пока давление в камере *Б* не становится равным давлению в камере *А*. Такой элемент выполняет операцию $p = p_1$ с погрешностью 0,25 %. Статическая характеристика повторителя представлена на рис. 8 14, *в*.

Чтобы получить статическую характеристику со сдвигом на величину Δ, в схему повторителя вводят две пружины, одна из которых регулируемая (рис. 8.14, *б*). В этом случае элемент выполняет операцию

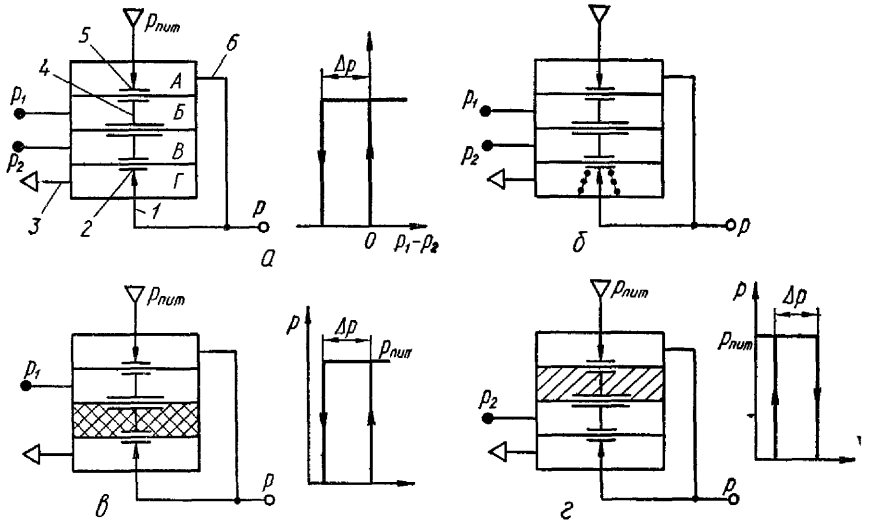


Рис. 8.15 Схемы трехмембранных реле УСЭППА с характеристиками:
а — основного, *б* — с пружиной *в* — с 70 %-м подпором, *г* — с 30 %-м подпором

$p = p_1 \pm \Delta$, причем, если усилие верхней (регулируемой) пружины больше, чем усилие нижней, выполняется операция $p = p_1 + \Delta$, в обратном случае — операция $p = p_1 - \Delta$ в соответствии со статической характеристикой (рис 8.14, *в*).

Мощные повторители предназначены для усиления мощности выходных сигналов при их передаче по длинным линиям связи [30].

2. В группу элементов релейного действия входят пневматические реле и пневматические сдвоенные обратные клапаны. Эти элементы выполняют элементарные логические операции с дискретными сигналами в системах автоматического управления

Схема пневмореле совпадает со схемой рассмотренного ранее двухвходового усилителя, однако эти элементы существенно различаются конструктивно, а также способом включения в схемы и статическими характеристиками Если статическая характеристика усилителя (см. рис. 8.13, *б*) имеет ограничения по ширине зоны срабатывания Δp и ее расположению относительно начала координат, то для пневмореле таких ограничений нет. Зато обязательно петлеобразное протекание процесса срабатывания реле (петлеобразная характеристика), недопустимы выходные давления, заметно отличные от нуля или давления питания. Для удовлетворения этих условий в пневмореле (рис 8.15, *а*) организуют положительную обратную связь, объединяя выводы *1* и *6* в общую линию и сообщая камеру *Г* с атмосферой через вывод *3*.

Как и усилитель на два входа, пневмореле состоит из двух узлов *2* и *5* типа сопло—заслонка и трехмембранного блока, причем эффективная площадь средней мембраны больше эффективных площадей крайних. Жесткие центры мембран соединены общим штоком *4*, а торцы жестких центров крайних мембран служат одновременно и заслонками сопел. Мембранный блок вместе с корпусом образует четыре пневматические

камеры, две из которых (*А* и *Г*) — проточные, а две (камеры *Б* и *В*) — глухие. Камера *Г* через выход *3* может сообщаться с атмосферой, а камера *А* через сопло — с линией питания. Дискретные пневматические сигналы p_1 и p_2 подводятся к глухим камерам *Б* и *В*, которые, благодаря разности эффективных площадей мембран, являются управляющими. Если поданный дискретный управляющий сигнал $p_1 > p_2$, суммарное усилие на мембранном блоке будет направлено вниз, что приведет к закрытию сопла *2* и открытию сопла *5*. При этом линия выхода отсоединится от атмосферы и через выход *6*, камеру *А* и сопло *5* соединится с линией питания. На выход реле поступит сигнал $p = p_{пит}$, условно принятый за «1», т. е. на выходе будет дискретный сигнал $p = 1$. Если же подать дискретный управляющий сигнал $p_2 > p_1$, суммарное усилие на мембранном блоке будет направлено вверх. Блок переместится вверх и закроет сопло *5*, выход реле отключится от линии питания и через сопло *2*, камеру *Г* и выходную линию *3* соединится с атмосферой. На выходе реле появится дискретный сигнал $p = 0$.

Равенство входных дискретных сигналов привело бы к неработоспособной схеме, так как при $p_1 = p_2$ рассогласование $\Delta p = 0$, а ему по статической характеристике соответствует неопределенное значение выходной дискретной переменной p. Чтобы избежать этого явления, в реальных схемах входную дискретную переменную подводят лишь к одной из глухих камер — *Б* или *В*. Во вторую камеру подводят подпор 0,3 или 0,7 $p_{пит}$ в зависимости от схемы включения реле. Если действием подпора перекрывается сопло *5*, соединяющее выходную линию реле с линией питания, подпор выбирают равным $0{,}7p_{пит}$ и на схемах условно обозначают двойной штриховкой (рис. 8.15, *в*). Если под действием подпора перекрывается сопло *2*, соединяющее выходную линию реле с атмосферой, подпор выбирают равным $0{,}3p_{пит}$ и на схемах обозначают одинарной штриховкой (рис. 8.15, *г*).

Функции подпора может выполнять и пружина (рис. 8.15, *б*). В таком пневмореле оба вывода из глухих камер можно использовать для коммутации с источниками дискретных сигналов. Релейная характеристика пневмореле с пружиной аналогична характеристике пневмореле с 70 %-м подпором.

Как уже отмечалось, в группу элементов релейного действия, кроме пневмореле, входят сдвоенные обратные пневмоклапаны. Их выполняют в четырех модификациях — с закрепленной и свободнолежащей мембранами, с шариком и с двумя закрепленными мембранами — и применяют в схемах как самостоятельные элементы. Из приведенных схем сдвоенных обратных пневмоклапанов

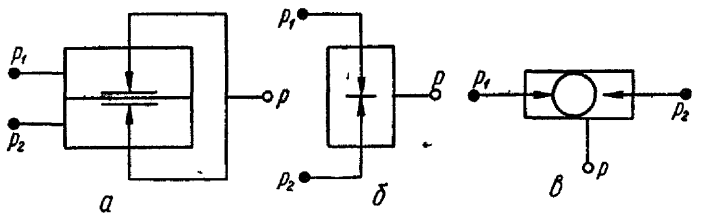


Рис. 8.16. Пневматические сдвоенные обратные клапаны:
а — с закрепленной мембраной; *б* — со свободнолежащей мембраной; *в* — с шариком

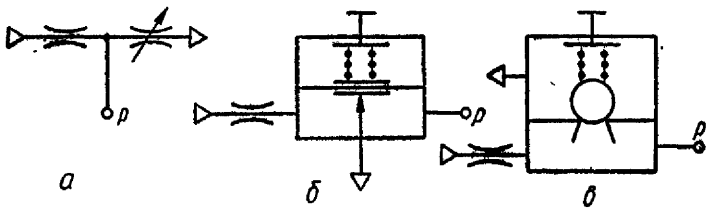


Рис. 8.17. Пневматические задатчики:
а — дроссельный; *б* — мембранный; *в* — шариковый

(рис. 8.16) нетрудно увидеть, что они выполняют логическую операцию ИЛИ, так как при подаче хотя бы на один из входов клапана единичного дискретного сигнала p_1 или p_2 на его выходе получают также единичный дискретный сигнал p.

3. К группе вспомогательных элементов УСЭППА относятся элементы органов управления, преобразователи, элементы исполнительных органов.

Органами управления в УСЭППА являются задатчики, пневмокнопки и пневмотумблеры.

Задатчики формируют сигналы определенного уровня. Они бывают трех типов — дроссельные, мембранные и шариковые (рис. 8.17).

Дроссельный задатчик (рис. 8.17, *а*) представляет собой по существу пневматическую проточную камеру с постоянным сопротивлением на входе и регулируемым — на выходе. Уровень выходного сигнала p определяется соотношением проводимостей входного и выходного дросселей и зависит от настройки регулируемого дросселя, имеющего выход в атмосферу.

Мембранный задатчик (рис. 8.17, *б*) состоит из двух камер, разделенных гибкой мембраной, жесткий центр которой служит заслонкой выпускного сопла, имеющего выход в атмосферу. Задатчик имеет также проточную камеру, на входе которой установлен постоянный дроссель; выход из нее осуществляется через управляемый дроссель типа сопло — заслонка. Устанавливают задание настроечным винтом, вращая который, изменяют натяжение пружины, действующей на жесткий центр мембраны. С увеличением натяжения пружины заслонка приближается к соплу, что приводит к повышению сопротивления управляемого дросселя и, следовательно, к росту давления в проточной камере и на выходе задатчика. Работает задатчик по принципу компенсации усилия, и равновесие мембраны наступает только тогда, когда усилие давления сжатого воздуха, действующее со стороны проточной камеры, уравновесит усилие натяжения пружины. Таким образом, проточная камера является следящей.

По этому же принципу работает и шариковый задатчик (рис. 8.17, *в*). В отличие от мембранного задатчика роль регулируемого дросселя здесь выполняет шариковый элемент. Прижимается шарик к седлу пружиной, усилие которой регулируется винтом. Как и в рассмотренных случаях, выходное давление p здесь зависит от соотношения сопротивлений постоянного дросселя, установленного на входе, и регулируемого дросселя, установленного на выходе в атмосферу.

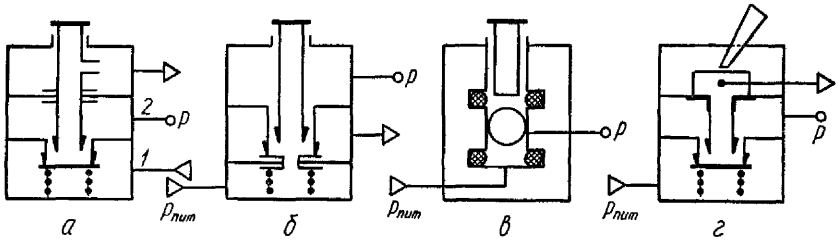


Рис. 8.18. Пневмокнопки (*а* — *в*) и пневмотумблер (*г*)

Все эти задатчики имеют малую выходную мощность и применяются внутри схем, в частности, для подачи питания в глухие камеры (создания подпора). Погрешность таких задатчиков не превышает $\pm 0{,}5$ %. Чтобы получить мощные выходные сигналы, используют задатчики типа П23Д.4, устанавливающие любой стабильный пневматический сигнал в диапазоне 0,02...0,1 МПа [30].

Пневмокнопки и пневмотумблеры (рис. 8.18) предназначены для ручной подачи командных сигналов в схемах пневмоавтоматики и выполняются двух видов — разомкнутыми и замкнутыми. Разомкнутая пневмокнопка (рис. 8.18, *а*) кратковременно подает давление питания в схему после кнопки. Давление питания подведено через штуцер *1* в камеру, закрытую пневмоконтактом типа сопло — заслонка. В нормальном состоянии (при ненажатой кнопке) линия выхода *2* через отверстие внутри стержня сообщается с атмосферой и на выходе кнопки давление $p = 0$. Когда кнопку нажимают, стержень опускается, открывает пневмоконтакт сопло—заслонка и линия питания *1* сообщается с линией выхода *2*. На выходе кнопки появляется выходной сигнал $p = p_{пит}$.

Нормально замкнутые кнопки (рис. 8. 18, *б*, *в*) в свободном состоянии (при ненажатой кнопке) дают на выходе давление $p = p_{пит}$, а при нажатой кнопке — атмосферное давление.

Принцип действия пневмотумблера (рис. 8.18, *г*) аналогичен принципу действия нормально разомкнутой пневмокнопки (рис. 8.18, *а*).

Преобразователи в УСЭППА применяют трех видов — пневмоэлектрические, электропневматические и механопневматические.

Пневмоэлектрические преобразователи (рис. 8.19, *а*) превращают пневматический дискретный сигнал в электрический. Состоит преобразователь из двух секций: мембраны и переключателя. Дискретный пневматический сигнал p_1, подаваемый на вход преобразователя, перемещает вверх подпружиненную мембрану, которая с помощью толкателя размыкает нормально замкнутый контакт и замыкает нормально разомкнутый

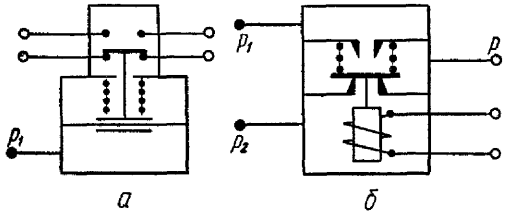


Рис. 8.19. Преобразователи:
а — пневмоэлектрический; *б* — электропневматический

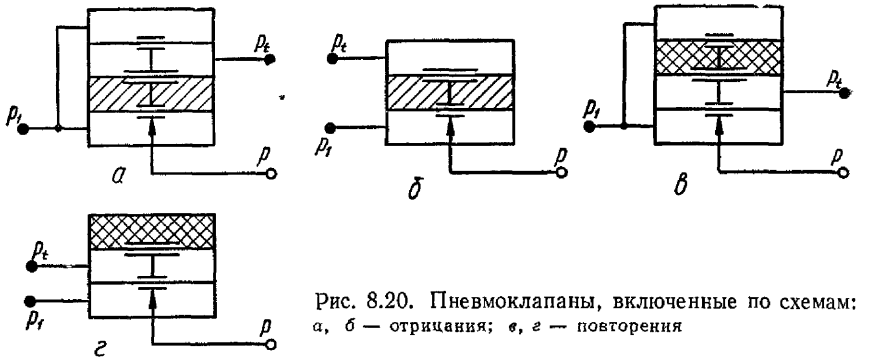


Рис. 8.20. Пневмоклапаны, включенные по схемам: *а*, *б* — отрицания; *в*, *г* — повторения

контакт переключателя. Когда дискретный сигнал p_1 снят, пружина отводит мембрану и возвращает контактную пластину переключателя в исходное положение.

Электропневматический преобразователь (рис. 8.19, *б*) преобразует электрический дискретный сигнал постоянного тока в пневматический. Состоит преобразователь из двухконтактного клапана и электромагнита, якорь которого связан с заслонкой. При подаче напряжения на катушку электромагнита заслонка перемещается между двумя соплами, открывая одно из них и закрывая другое, таким образом, соединяя или отключая выходную линию преобразователя от линий дискретных входных сигналов p_1 или p_2.

Механопневматический дискретный преобразователь (конечный выключатель) представляет собой сочетание двухконтактного узла (пневмокнопки) и механического толкателя [30].

Элементы исполнительных органов УСЭППА — это мембранные клапаны (рис. 8.20), предназначенные для замыкания и размыкания пневматических линий. Роль пневмоконтакта в клапанах выполняет узел сопло—заслонка. Замыкание и размыкание пневмоконтакта происходят при подаче дискретного управляющего сигнала p_t. В зависимости от необходимости клапаны могут быть включены по схемам отрицания (рис. 8.20, *а*, *б*) или повторения (рис. 8.20, *в*, *г*) управляющего сигнала p_t, т. е. реализовать операции $p = \bar{p}_t$ или $p = p_t$. В первом случае на выходе клапана появляется сигнал $p = 1$ при подаче управляющего сигнала $p_t = 0$, во втором — при $p_t = 1$.

В самом деле, в клапанах, включенных по схеме отрицания (рис. 8.20, *а*, *б*), при управляющем сигнале $p_t = 0$ мембранный блок под действием давления подпора находится в верхнем (по схеме) положении, сопло пневмоконтакта, связанное с выходной линией клапана, открыто и на выход поступает сигнал $p = p_1 = 1$. При подаче в глухую управляющую камеру управляющего сигнала $p_t = 1$ мембранный блок переместится вниз, сопло контакта, связанное с выходной линией клапана, перекроется жестким центром мембранного блока и линия выхода отсоединится от линии входного сигнала p_1.

В клапанах, включенных по схемам повторения (рис. 8.20, *в*, *г*), камеры подпора и управляющие камеры меняются местами, что приводит к обратному их срабатыванию, т. е. при $p_t = 1$ мембранный блок перемещается вверх и на выход поступает сигнал $p = p_1 = 1$; при $p_t =$

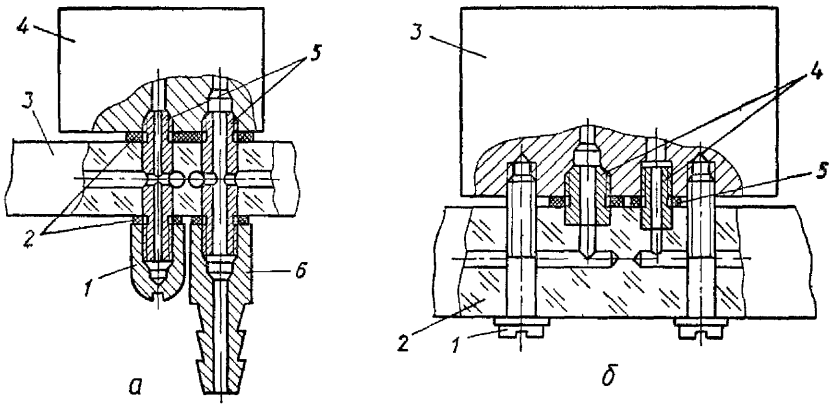


Рис. 8.21. Монтаж элементов УСЭППА на плате:
а — первый способ, *б* — второй способ

= 0 под действием подпора мембранный блок переме ается вниз, перекрывая сопло выходной линии и отсоединяя выходную линию клапана от линии входного сигнала p_1.

Кроме рассмотренных элементов, в УСЭППА входят: фильтр для местной очистки воздуха, подаваемого в приборы питания; вентиль для ручного замыкания и размыкания мощной линии связи; индикаторы для контроля наличия или отсутствия пневмосигналов, которые устанавливают на панелях щитов или пультов управления.

Как уже отмечалось, элементы УСЭППА монтируют на специальных платах, внутри которых проходят все межэлементные коммуникации. Плата одновременно служит и панелью для элементов. Такой способ монтажа элементов близок к печатному монтажу, применяемому в электронике. Он стал возможен благодаря тому, что все выводы элементов УСЭППА находятся со стороны, которой элемент примыкает к плате.

Применяют два способа присоединения элементов к плате. При первом способе (рис. 8.21, *а*) в качестве крепежных элементов используют полые трубки *5* с радиальными отверстиями и заглушки *1*. Полые трубки *5* ввинчивают в гнезда элемента *4*. Проходя через сверления в плате *3*, они своими радиальными отверстиями соединяют соответствующие камеры элемента с коммуникационными каналами платы. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми прокладками *2*. Такой способ монтажа удобен, если необходимо периодически контролировать давления в точках схемы. Для этого достаточно заглушку *1* заменить штуцером *6* и подсоединить к нему манометр. Если такой необходимости нет, применяют второй способ монтажа (рис. 8.21, *б*), в соответствии с которым монтажную плату *2* соединяют с элементом *3* винтами *1*, а для коммутации элемента с платой используют короткие трубки *4*, которые имеют значительно меньшее сопротивление, чем длинные трубки, используемые в описанном ранее способе монтажа. Как и в первом случае, герметичность соединения здесь обеспечивается резиновыми уплотнениями *5* Платы изготовляют из оргстекла, а коммуникационные каналы выполняют либо фрезерованием, либо штамповкой, травлением или фотоспособом (в крупносерийном и мас-

совом производствах), т. е. печатным способом. Это облегчает сборку и создает удобства в эксплуатации, повышает надежность и экономичность приборов.

Типовые узлы дискретного действия. Выполнение логических операций на пневмореле. Из аппаратуры УСЭППА можно создать типовые узлы непрерывного, дискретного и непрерывно-дискретного действия, которые часто встречаются в пневматических схемах разной сложности.

Узлы непрерывного действия осуществляют алгебраические и временные операции, генерируют непрерывные линейные пневматические сигналы К алгебраическим операциям, которые можно выполнить на аппаратуре УСЭППА, относятся суммирование и умножение входной величины на постоянный коэффициент, изменяющийся в широких пределах. Временные операции, выполняемые устройствами непрерывного действия, реализуются на специально организованных инерционных звеньях, включающих в себя пневмоемкость и пневмосопротивления. К временным операциям относятся интегрирование и дифференцирование пневматических сигналов, операции предвращения, генерирования непрерывного линейно-нарастающего и линейно-убывающего сигналов. С принципиальными схемами и работой этих узлов можно подробно ознакомиться в литературе [30].

Узлы дискретного действия осуществляют логические операции и решают задачи релейной техники. Независимо от способа реализации устройств дискретного действия их работа описывается в соответствии с положениями математической логики и теории конечных автоматов. В дискретных устройствах применяются двузначные логические функции, аргументы и функции которых имеют лишь два значения: 0 и 1, причем нулю в УСЭППА соответствует нулевое давление, а единице — давление 0,08...0,14 МПа.

Основной элемент релейной техники в УСЭППА — это трехмембранное пневматическое реле. За счет применения различных схем его включения реализуют основные логические операции: отрицание (НЕ), дизъюнкцию (ИЛИ) и конъюнкцию (И). Набор логических операторов, реализующих эти логические операции, функционально полный. На его базе можно построить релейные схемы любой сложности. Возможности пневмореле этим не исчерпываются; на нем можно реализовать операции «повторение», «запрет», «импликация», «равнозначность» и «неравнозначность», «отрицание дизъюнкции» (стрелка Пирса), «отрицание конъюнкции» (штрих Шеффера), можно создавать элементы запоминания и задержки пневматических дискретных сигналов, триггеры со счетным и раздельными входами и другие элементы, позволяющие строить самые разнообразные одно- и многотактные релейные схемы.

Рассмотрим схемы реализации некоторых логических операций на пневмореле с подпором.

Операция отрицания (НЕ) представляет собой такую логическую функцию, при которой выходной дискретный сигнал p всегда противоположен входному сигналу p_1, т. е. $p = \overline{p_1}$. Принципиальная схема реализации этой операции на пневмореле и таблица состояний показаны на рис. 8 22, *а*. Входной дискретный сигнал p_1 подводится в камеру *В* трехмембранного реле. Подпор $0{,}3p_{пит}$ заведен в

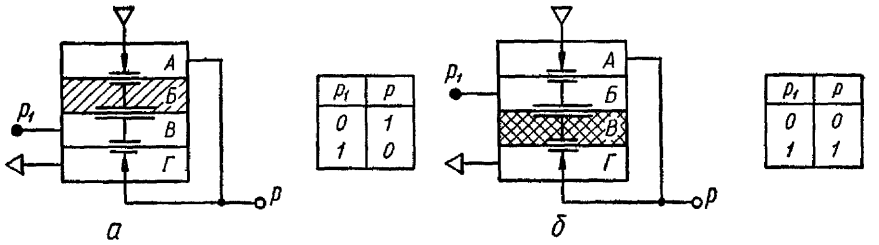


Рис. 8.22. Схемы реализации операций:
а — отрицания (НЕ); *б* — повторения (ДА)

камеру *Б*. Выходная линия реле связана с камерой *А* и через нижнее сопло — с камерой *Г*. Если входной сигнал $p_1 = 0$, то, поскольку эффективная площадь средней мембраны больше эффективных площадей крайних мембран, усилие давления подпора на мембранном блоке направлено вниз. В результате этого мембранный блок перемещается в том же направлении и торец жесткого центра, являющийся заслонкой, перекрывает нижнее сопло. Выход реле отсоединяется от атмосферы. Одновременно открывается верхнее сопло, и сжатый воздух из линии питания через верхнее сопло, камеру *А* и линию обратной связи поступает на выход, где устанавливается выходной сигнал $p = 1$. Если входной сигнал $p_1 = 1$, то его действие на мембраны, направленное вверх, превышает действие подпора, в результате чего мембранный блок поднимается вверх, закрывает верхнее и открывает нижнее сопло. При этом линия выхода отсоединяется от линии питания и через нижнее сопло и камеру *Г* сообщается с атмосферой. а выходе реле устанавливается дискретный сигнал $p = 0$.

Для реализации схемы повторения (ДА) камеры подпора и входного сигнала p_1 на трехмембранном реле меняют местами (рис. 8.22, *б*). Если входной сигнал $p_1 = 0$, действием подпора в камере *В* реле мембранный блок перемещается вверх, закрывая верхнее сопло и отсоединяя выход реле от линии питания. Одновременно открывается нижнее сопло, и выходная линия реле через это сопло и камеру *Г* сообщается с атмосферой. На выходе реле уст навливается дискретный сигнал $p = 0$. При значении входного сигнала $p_1 = 1$ под действием давления, создаваемого этим сигналом в камере *Б*, мембранный блок перемещается вниз, преодолевая усилие, создаваемое подпором. Линия выхода отсоединяется от атмосферы и через верхнее сопло сообщается с линией питания На выходе устанавливается дискретный пневматический сигнал $p = 1$. Таким образом, выходной сигнал всегда повторяет значение входного, т. е. схема реализует операцию $p = p_1$, что и представлено на рис. 8.22, *б* таблицей состояний.

Рассмотренные логические операции представляют собой функции одной независимой дискретной переменной и реализуются одновходовыми схемами.

Логические операции «конъюнкция», «дизъюнкция», «запрет», «импликация» и другие представляют собой функции двух независимых дискретных переменных и реализуются двухвходовыми схемами на одном или двух пневмореле с подпором.

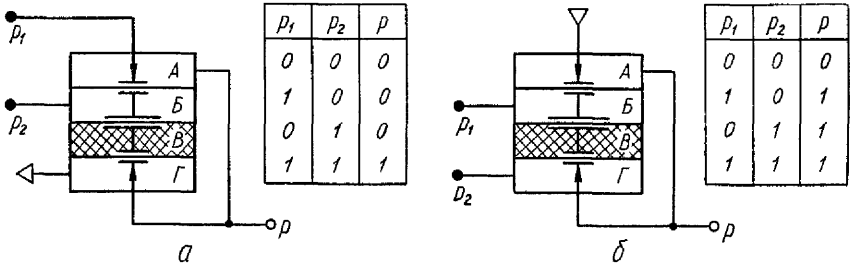


Рис. 8.23. Схемы реализации операций:
а — «И» (конъюнкция); *б* — ИЛИ (дизъюнкция)

Конъюнкция, или логическая операция И, представляет собой такую логическую функцию двух независимых дискретных входных сигналов p_1 и p_2, которая в результате дает выходной дискретный сигнал $p = 1$ только в том случае, если каждый из сигналов p_1 и p_2 равен единице. Во всех остальных сочетаниях значений этих сигналов выходной сигнал p равен нулю. Конъюнкцию называют операцией логического умножения и записывают в виде равенства $p = p_1 \cdot p_2$ или $p = p_1 \wedge p_2$.

Реализуется эта операция (рис. 8.23, *а*) следующим образом. При значении входных сигналов $p_1 = p_2 = 0$ под действием подпора, заведенного в камеру B реле, мембранный блок, благодаря разности эффективных площадей средней и нижней мембран, перемещается вверх, закрывая верхнее и открывая нижнее сопло. При этом выходная линия реле через нижнее сопло и камеру $Г$ сообщается с атмосферой и на выходе формируется сигнал $p = 0$.

Если сигнал $p_1 = 1$, а сигнал $p_2 = 0$, состояние выхода p не меняется, так как мембранный блок остается в верхнем положении и выходная линия реле сообщена с атмосферой, а сигнал $p_1 = 1$ не может поступить на выход ввиду того, что верхнее сопло остается закрытым. При сочетании входных сигналов $p_1 = 0$ и $p_2 = 1$ под действием давления p_2, заведенного в камеру $Б$, мембранный блок перемещается вниз, закрывая нижнее и открывая верхнее сопло. При этом выходная линия реле отсоединяется от атмосферы и через камеру A и верхнее сопло сообщается с линией входного сигнала p_1. Но так как сигнал $p_1 = 0$, то и на выходе реле выходной сигнал $p = 0$.

Если же входные сигналы $p_1 = p_2 = 1$, мембранный блок под действием давления p_2 удерживается в нижнем положении, а сигнал $p_1 = 1$ через открытое верхнее сопло и камеру A проходит на выход, формируя выходной сигнал $p = 1$.

Рассмотренная схема операции «конъюнкция» пассивна, так как выходной сигнал здесь формируется за счет входных сигналов, а не за счет давления воздуха, поступающего из линии питания.

Дизъюнкция, или логическая операция ИЛИ, представляет собой такую логическую функцию двух независимых дискретных входных сигналов p_1 и p_2, которая в результате дает выходной сигнал $p = 1$, когда хотя бы один из входных сигналов (или оба) равен единице. Когда оба входных сигнала равны нулю, выходной сигнал p также равен нулю.

Схема (рис. 8.23, *б*) действует следующим образом. При значениях входных сигналов $p_1 = p_2 = 0$ мембранный блок реле под действием подпора, заведенного в камеру *В*, находится в верхнем положении. При этом верхнее сопло закрыто, нижнее — открыто. Выходная линия реле через нижнее сопло и камеру *Г* сообщена с линией входного сигнала p_2, а так как $p_2 = 0$, то и на выходе реле формируется выходной сигнал $p = 0$.

При сочетании входных сигналов $p_1 = 1$, $p_2 = 0$ мембранный блок под действием давления сигнала p_1, заведенного в камеру *Б*, перемещается вниз, преодолевая усилие подпора. При этом открывается верхнее и закрывается нижнее сопло. Выходная линия реле сообщается через камеру *А* и верхнее сопло с линией питания, и на выходе формируется сигнал $p = 1$.

При сочетании входных сигналов $p_1 = 0$, $p_2 = 1$ мембранный блок под действием давления подпора перемещается вверх, закрывая верхнее и открывая нижнее сопло. Выходная линия через нижнее сопло и камеру *Г* сообщается с линией входного сигнала p_2, а так как $p_2 = 1$, то и на выходе формируется сигнал $p = 1$.

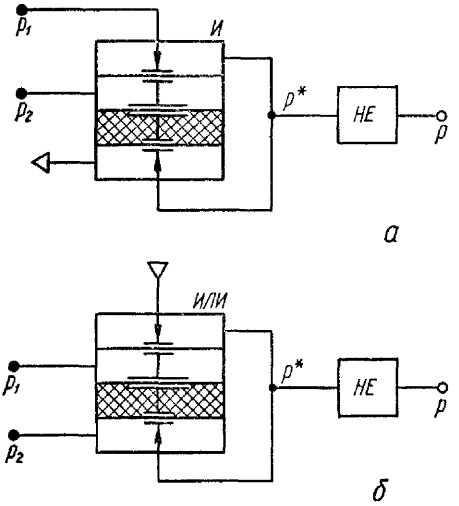
Если оба входных сигнала $p_1 = p_2 = 1$, мембранный блок находится в нижнем положении, верхнее сопло открыто, а выходная линия реле сообщается с линией питания. На выходе за счет давления питания формируется сигнал $p = 1$.

Дизъюнкцию двух независимых переменных можно выполнить и полностью пассивным способом, при котором уровни выходного сигнала (0 и 1) формируются за счет коммутации линии выхода с одной из линий входа. С этой целью применяют сдвоенные обратные клапаны — элементы ИЛИ (см рис. 8.16). Операцию «дизъюнкция» называют операцией логического сложения и записывают в виде равенства $p = p_1 + p_2$ или $p = p_1 \vee p_2$.

При создании релейных схем часто возникает необходимость в операторах, реализующих операции «отрицание конъюнкции» (НЕ И) (штрих Шеффера) и «отрицание дизъюнкции» (НЕ ИЛИ) (стрелка Пирса). Эти операции также реализуются на трехмембранном реле с подпором. Принципиальные схемы реализации логических операций НЕ И (отрицание конъюнкции) и НЕ ИЛИ (отрицание дизъюнкции) и таблицы состояний представлены на рис. 8 24, *а*, *б*. Из этих схем и таблиц состояний видно, что если выход элементов, реализующих операции И и ИЛИ, завести в качестве входа в инвертор (элемент НЕ, реализующий операцию отрицания входного сигнала), то на выходе схемы получается выходной сигнал p, противоположный (инверсный) сигналу — p^*, получаемому на выходе элементов И и ИЛИ. Таким образом, представленные схемы реализуют логические операции НЕ И ($p = \overline{p_1 \cdot p_2}$) и НЕ ИЛИ ($p = \overline{p_1 + p_2}$), т. е. «отрицание конъюнкции» и «отрицание дизъюнкции».

Со схемами, реализующими логические функции двух независимых переменных «запрет», «импликация», «равнозначность», «неравнозначность» и др., читатели могут ознакомиться в литературе [30].

Кроме двухвходовых схем, реализующих логические функции двух независимых переменных, на пневмореле с подпором можно по-



p_1	p_2	p^*	p
0	0	0	1
1	0	0	1
0	1	0	1
1	1	1	0

p_1	p_2	p^*	p
0	0	0	1
1	0	1	0
0	1	1	0
1	1	1	0

Рис. 8 24. Схема реализации операций:
а — НЕ И (отрицание конъюнкции); *б* — НЕ ИЛИ (отрицание дизъюнкции)

строить многовходовые схемы. Увеличивая число реле и соединяя их соответствующим образом, можно получать схемы, реализующие различные логические операции для n переменных. В качестве примера на рис. 8.25 приведена схема реализации многовходовой операции И (конъюнкция). Аналогично можно построить схемы для реализации многовходовых логических операций ИЛИ, НЕ И, НЕ ИЛИ и др.

Рассмотренные релейные схемы однотактные. Они широко применяются в машиностроении и приборостроении. На их базе строят различные комбинационные релейные схемы: шифраторы, дешифраторы, разряды двоичного сумматора и др. [30], а также релейные схемы цикловых систем управления рабочими органами металлорежущих станков, прессов, промышленных роботов, манипуляторов и других технологических машин.

Многотактные релейные схемы состоят из логических операторов и временных устройств. Строят их с применением естественных и принудительных (двоичных) задержек сигналов во времени.

Естественную задержку сигнала осуществляют с помощью инерционного звена (пневмосопротивления и емкости), устанавливаемого на входе в логический элемент. Параметрами инерционного звена определяется собственное время задержки τ. Основные временные устройства, применяемые в многотактных релейных схемах,— это импульсаторы, генераторы импульсных сигналов, триггеры с раздельными и счетным входами, дискретные ячейки памяти и др.

Импульсаторы деформируют (смещают) пневматические дискретные сигналы. Строят импульсаторы, исполь-

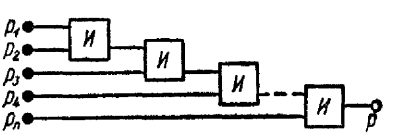


Рис. 8 25. Схема реализации многовходовой операции И

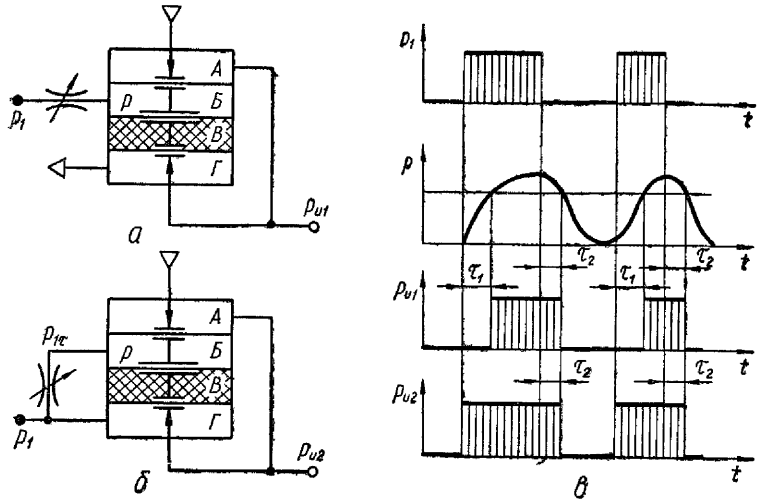


Рис. 8.26. Принципиальные схемы импульсаторов:
а — одновходовая; *б* — двухвходовая, *в* — график работы

зуя естественные задержки. Простейшие импульсаторы создают на одном пневмореле с включением на входе в какую-либо одну из его глухих камер инерционного звена. Смещение дискретного сигнала зависит как от времени задержки τ, так и от подпора. Пневмореле может быть включено как по одновходовой схеме повторения или отрицания входного сигнала, задержанного на время τ, так и по двухвходовым схемам. В качестве примеров на рис. 8.26 приведены схемы импульсаторов, построенных по одновходовой схеме повторения входного сигнала (рис. 8.26, *а*) и по двухвходовой схеме дизъюнкции (рис. 8.26, *б*), причем во второй схеме одним входным сигналом является сигнал p_1, а вторым — тот же сигнал, задержанный на время τ. График работы импульсатора показан на рис. 8.26, *в*.

Рассмотрим работу импульсатора, показанного на схеме 8.26, *а*. Входной дискретный сигнал p_1 через регулируемый дроссель заведен в камеру *Б* трехмембранного реле. В камеру *В* подведено давление подпора, а камеры *А* и *Г* соединены с выходной линией импульсатора и через верхнее и нижнее сопла сообщаются соответственно с линией питания и атмосферой. Регулируемый дроссель и глухая камера *Б* реле образуют пневматическое инерционное звено, осуществляющее естественную задержку пневматического сигнала на время τ.

При подаче дискретного сигнала p_1 давление p в камере *Б*, благодаря наличию дросселя со значительным сопротивлением, возрастает не скачкообразно, а непрерывно (рис. 8.26, *в*). Когда уровень этого давления достигнет значения, достаточного для преодоления давления подпора, действующего вверх, мембранный блок перемещается вниз, закрывает нижнее сопло, отсоединяя линию выхода от атмосферы и открывая верхнее сопло. При этом выход импульсатора через камеру *А* и верхнее сопло сообщается с линией питания и на выходе импульсатора появляется дискретный сигнал $p_{и1} = 1$, смещенный по перед-

нему фронту на величину τ_1 по отношению к дискретному сигналу p_1 (рис. 8.26, *в*). При последующей подаче входного сигнала $p_1 = 0$ опорожнение камеры *Б* и изменение давления p в ней, благодаря наличию дросселя, происходят с некоторой задержкой. Вследствие этого переключение мембранного блока под действием давления подпора также происходит с задержкой на время τ_2. Когда давление p в камере *Б* станет меньше давления подпора в камере *В*, мембранный блок перемещается вверх, закрывая верхнее сопло, отсоединяя выходную линию импульсатора от линии питания и соединяя ее с атмосферой. На выходе импульсатора появляется дискретный сигнал $p_{и1} = 0$, смещенный на время τ_2 по заднему фронту по отношению к дискретному сигналу p_1.

Импульсатор, представленный на рис. 8.26, *б*, работает аналогично и отличается от рассмотренного тем, что обеспечивает смещение выходного дискретного сигнала $p_{и2}$ по сравнению с сигналом p_1 на время τ_2 только по заднему фронту. Время задержки τ настраивают, регулируя пневмосопротивление. Если необходимо увеличить время задержки, в схему можно ввести дополнительную пневмоемкость.

Генераторы импульсных сигналов также строят с использованием естественной задержки. Простейший генератор реализуют на пневмореле, включенном по схеме отрицания и введенном в режим автоколебаний с помощью обратной связи, в цепь которой помещено инерционное звено [30].

Генераторы пневматических импульсов, как и импульсаторы, относятся к пневматическим временным устройствам, которые формируют дискретные пневматические сигналы требуемой длительности. В принципе действия этих устройств лежит зависимость между длительностью (временем) и диапазоном изменения давления от одного ($p_а$) до другого ($p_в$) фиксированного значения.

Основные узлы генератора импульсных сигналов — пневматическое апериодическое звено, устанавливающее однозначную функциональную связь между временем и диапазоном изменения давления, и реле с дискретным выходом, меняющее свой выход на противоположный при достижении заданных пределов изменения давления.

Длительность выхода реле (1 и 0) равна времени соответственно набора давления в емкости от $p_а$ до $p_в$ и сброса давления от $p_в$ до $p_а$ (рис. 8.27). Время, в течение которого давление в емкости апериодического звена увеличивается от $p_а$ до $p_в$ при входном давлении p, определяется зависимостью

$$T_1 = \tau \ln [(p - p_а)/(p - p_в)]. \qquad (8.24)$$

Время, в течение которого давление в емкости падает от $p_в$ до $p_а$ при сообщении емкости с атмосферой ($p = 0$), определяется зависимостью

$$T_2 = \tau \ln (p_в/p_а), \qquad (8.25)$$

где τ — постоянная времени апериодического звена, зависящая от объема емкости и проводимости пневмосопротивления. Отсюда следует, что длительность T

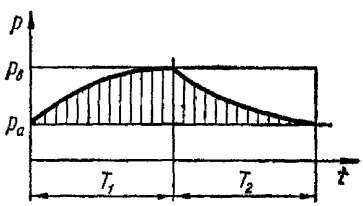


Рис. 8.27. Изменение давления в емкости апериодического звена

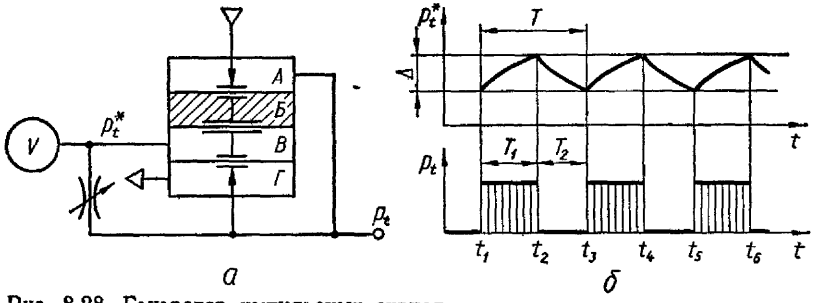


Рис. 8.28. Генератор импульсных сигналов:
а — схема, *б* — график работы

тактов генератора импульсных сигналов определяется инерционностью, управляемой при постоянном объеме емкости апериодического звена изменением проводимости пневмосопротивления.

Работает генератор следующим образом. Под действием подпора, заведенного в камеру *Б* (рис. 8.28, *а*), мембранный блок перемещен в крайнее нижнее положение. При этом нижнее сопло, сообщающее выход генератора p_t через камеру *Г* с атмосферой, закрыто, а верхнее сопло, сообщающее выход генератора с линией питания через камеру *А*,— открыто. При подаче давления питания в момент времени t_1 на выходе генератора появляется дискретный сигнал $p_t = 1$ (рис. 8.28, *б*). Линия выхода генератора сообщена линией обратной связи через нижнее сопло с камерой *Г* и через регулируемый дроссель — с камерой *В* и дополнительной емкостью *V*, которые и образуют пневматическое апериодическое звено.

Одновременно с поступлением сигнала $p_t = 1$ на выход генератора сжатый воздух по линии обратной связи через регулируемый дроссель наполняет емкость *V* и камеру *В*. Давление воздуха p_t^* в них начинает возрастать (рис. 8.28, *б*). Возрастание происходит до тех пор, пока усилие от давления p_t^* в камере *В*, направленное вверх, не превысит усилие на мембранном блоке от давления подпора, направленное вниз. При этом мембранный блок переключается в верхнее положение, перекрывает верхнее и открывает нижнее сопло. Выход генератора отсоединяется от линии питания и через нижнее сопло и камеру *Г* сообщается с атмосферой. На выходе появляется сигнал $p_t = 0$ (момент времени t_2). Одновременно через это же сопло и камеру *Г* начинается опорожнение емкости *V* и камеры *В*. Процесс опорожнения продолжается до тех пор, пока усилие от давления подпора в камере *Б* не превысит усилие давления p_t^* в камере *В* настолько, что станет достаточным для переключения мембранного блока в нижнее крайнее положение (момент времени t_3). При этом вновь закроется нижнее и откроется верхнее сопло, на выходе генератора появится сигнал $p_t = 1$ и начнется наполнение емкости *V* и камеры *В* (рис. 8.28, *б*).

Таким образом, при наличии питания генератор постоянно работает в режиме автоколебаний. Следует отметить, что на длительность такта *T* и на соотношение полутактов T_1 и T_2 влияет значение подпора, что ясно из рассмотрения принципа работы генератора. Обычно такие ге-

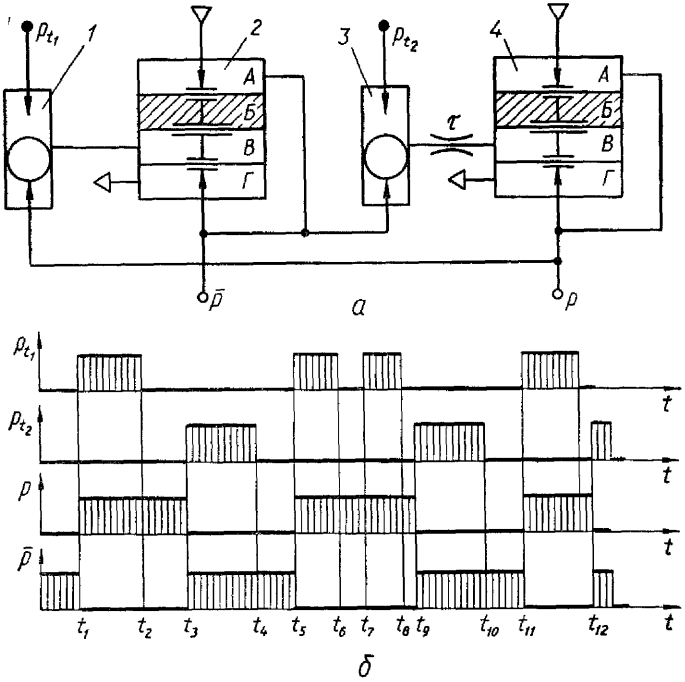


Рис. 8.29. Триггер с раздельными входами:
а — схема; *б* — график работы

нераторы используют как отметчики времени, в которых полутакты не используются. Если необходима регулировка времени полутактов и их соотношения, применяют более сложные схемы [30].

В системах управления как выходные устройства широко применяются *триггеры с раздельными входами*, которые могут быть реализованы на элементах УСЭППА. Строят триггеры на двух операторах стрелки Пирса, работающих со смещением на время τ. Переключается триггер только при поочередном появлении единичных сигналов p_{t1} и p_{t2} на его независимых входах. Повторное появление единичного сигнала на том же входе не меняет состояния триггера. Естественная задержка τ обеспечивает нормальную работу триггера, устраняя угрозу соревнования в работе обеих половин триггера.

Как уже отмечено, триггер с раздельными входами (рис. 8.29, *а*) строится на двух операторах НЕ ИЛИ (стрелка Пирса), каждый из которых состоит из оператора ИЛИ и элемента НЕ, реализующего логическую операцию отрицания. Причем операторы ИЛИ (*1* и *3*) могут быть реализованы либо на трехмембранных реле, либо на сдвоенных обратных клапанах, как показано на схеме. Операторы НЕ реализуются на трехмембранном реле *2* и *4*. Триггер имеет прямой выход p и инверсный $\bar{p}$, причем оба выхода активные.

Рассмотрим работу триггера. Пусть начальное положение триггера таково, что на инверсном выходе $\bar{p}$ имеет место единичный сигнал, а на прямом выходе p — нулевой (рис. 8.29, *б*). Это значит, что дей-

ствием подпора в камере *Б* реле *2* мембранный блок перемещен вниз, линия выхода реле *2* через камеру *А* сообщена с линией питания и на инверсном выходе сформировался сигнал $\bar{p} = 1$. Этот же единичный сигнал по линии связи заведен на один из входов элемента *3* ИЛИ и через постоянный дроссель поступил в камеру *В* реле *4*. Вследствие этого мембранный блок реле *4* сместился в верхнее положение, перекрыл верхнее сопло, связывающее прямой выход p с линией питания, и открыл нижнее сопло реле *4*, связывающее выход p через камеру *Г* с атмосферой. На выходе p сформирован сигнал $p = 0$. Это состояние триггера будет в том случае, если на вход p_{t2} подать единичный сигнал.

Если теперь в момент времени t_1 подать на вход триггера p_{t1} сигнал $p_{t1} = 1$ (рис. 8.29, *б*), который через элемент ИЛИ поступит в камеру *В* реле *2*, мембранный блок реле переместится в крайнее верхнее положение, закроет верхнее и откроет нижнее сопло реле *2*. Выход $\bar{p}$ реле *2* отсоединится от линии питания и через камеру *Г* соединится с атмосферой. На инверсном выходе триггера появится сигнал $\bar{p} = 0$. Одновременно камера *В* реле *4* через дроссель, элемент *3* ИЛИ, линию связи и камеру *Г* реле *2* сообщается с атмосферой и под действием подпора в камере *Б* реле *4* мембранный блок переместится вниз, закроет нижнее сопло реле *4* и откроет верхнее. На прямом выходе p триггера сформируется сигнал $p = 1$. Если теперь в момент времени t_2 снять сигнал $p_{t1} = 1$, состояние триггера не изменится, так как единичный сигнал с выхода p реле *4*, заведенный по линии связи через элемент *1* ИЛИ в камеру *В* реле *2*, будет удерживать мембранный блок реле *2* в верхнем положении. Триггер «запомнил» предыдущее значение входного сигнала p_{t1} и будет сохранять состояние выхода неизменным до появления сигнала, снимающего первый входной сигнал. Таким сигналом является сигнал $p_{t2} = 1$, подаваемый на второй вход триггера в момент времени t_3.

Сигнал $p_{t2} = 1$ через постоянный дроссель поступает в камеру *В* реле *4*, переключает мембранный блок реле вверх и сообщает прямой выход p триггера через нижнее сопло реле *4* и камеру *Г* с атмосферой. На прямом выходе триггера появляется сигнал $p = 0$. Одновременно камера *В* реле *2* через элемент *1* ИЛИ, линию связи и камеру *Г* реле *4* также сообщается с атмосферой, давление воздуха в камере *В* реле *2* падает, что приводит к переключению мембранного блока реле *2* под действием подпора вниз и к сообщению инверсного выхода триггера $\bar{p}$ с линией питания. На инверсном выходе появляется сигнал $\bar{p} = 1$. Одновременно этот сигнал через элемент *3* ИЛИ и дроссель заводится в камеру *В* реле *4*, создавая усилие, поддерживающее мембранный блок этого реле в верхнем положении, т. е. обеспечивая «запоминание» предыдущего входного сигнала $p_{t2} = 1$. Если теперь в момент времени t_4 снять сигнал $p_{t2} = 1$, состояние выходов триггера не изменится.

Для изменения выходов триггера нужно в момент времени t_5 вновь подать сигнал $p_{t1} = 1$ на первый вход триггера При этом на прямом выходе триггера вновь сформируется сигнал $p = 1$, а на инверсном $\bar{p} = 0$, которые сохранятся до подачи нового единичного сигнала на вход p_{t2} (момент времени t_9). Если на один и тот же вход подавать

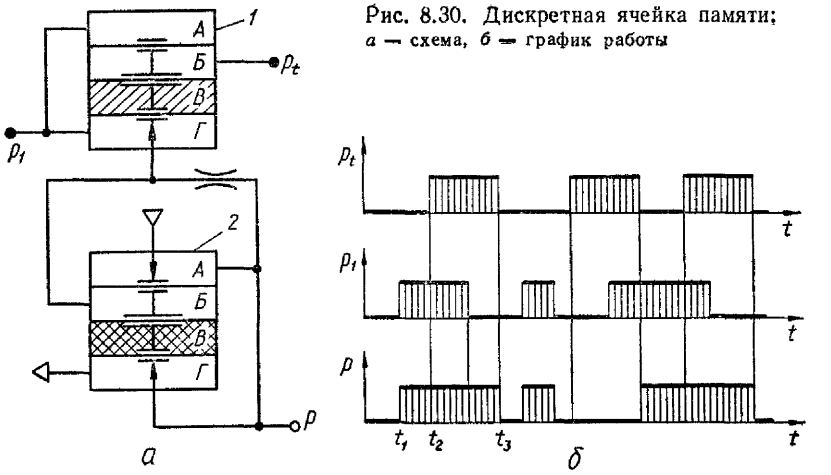


Рис. 8.30. Дискретная ячейка памяти: *а* — схема, *б* — график работы

повторные единичные сигналы, например вновь подать сигнал $p_{t1} = 1$ в момент времени t_7, это не изменит состояния триггера.

В машиностроительных схемах, как правило, вход p_{t1} используют для возврата триггера в исходное положение, а вход p_{t2} — для его переключения. Для взведения триггера в исходное состояние часто бывает нужен дополнительный вход $p_{в3}$, который через элемент ИЛИ коммутируют с одним из входов, например со входом p_{t2}.

Все схемы триггеров с раздельными входами, построенные на пневмореле с подпором, имеют общее свойство — не сохранять свое состояние с потерей давления и устанавливаться в безразличное положение, так как при потере давления снимается не только питание, но и подпоры. Поэтому перед включением в работу схемы, содержащей такие триггеры, необходимо взвести (выставить) триггеры в исходное положение. В этом плане лучшие качества имеет триггер с раздельными входами, построенный на пневмореле с пружиной. При потере давления он всегда устанавливается пружиной в одно и то же положение, принимаемое за исходное [30].

На базе элементов УСЭППА создают еще одно важное устройство многотактных релейных схем — *дискретную ячейку памяти*. Она состоит из пневмоклапана *1* и пневмореле *2*, включенных по схеме повторения (рис. 8.30, *а*). К пневмоклапану *1* подведено два пневматических сигнала: тактовый сигнал p_t (последовательность сигналов 0 и 1), от которого зависит разбиение физического времени на такты, т. е. на единицы условного времени, и дискретный сигнал p_1, заведенный в камеры *Г* и *А*. При тактовом сигнале $p_t = 0$ выход p повторяет значение дискретного сигнала p_1 (рис. 8.30, *б*); при подаче тактового сигнала $p_t = 1$ ячейка «запоминает» то значение сигнала p_1, которое было в момент подачи сигнала $p_t = 1$, и удерживает на выходе p это значение до окончания такта $p_t = 1$ несмотря на то, что за это время значение сигнала p_1 может измениться.

Осуществляется это следующим образом. При подаче тактового сигнала $p_t = 0$ в камеру *Б* клапана *1* мембранный блок клапана под действием подпора, заведенного в камеру *В*, перемещается вверх,

открывая сопло клапана в камере *Г*. При этом дискретный сигнал p_1 через камеру *Г* клапана *1* поступает в камеру *Б* реле *2* и через дроссель и линию связи — на выход дискретной ячейки памяти. Если в этом случае $p_1 = 0$, мембранный блок реле *2* под действием подпора, заведенного в его камеру *В*, смещен в крайнее верхнее положение и выход ячейки памяти через камеру *Г* реле *2* и его нижнее сопло соединен с атмосферой. На выходе формируется сигнал $p = p_1 = 0$. Если же во время такта $p_t = 0$ дискретный сигнал p_1 изменит свое значение на противоположное (момент времени t_1), т. е. станет равным *1*, мембранный блок реле *2* под действием давления сигнала $p_1 = 1$, заведенного в камеру *Б* реле, переключится в крайнее нижнее положение, закроет нижнее и откроет верхнее сопло реле *2*, сообщая выход ячейки памяти через камеру *А* и верхнее сопло реле с линией питания. На выходе формируется сигнал $p = p_1 = 1$. Таким образом, при тактовом сигнале $p_t = 0$ выход ячейки памяти повторяет входной дискретный сигнал p_1.

При подаче тактового сигнала $p_t = 1$ (момент времени t_2) мембранный блок клапана *1* перемещается вниз и закрывает сопло клапана. Камера *Г* клапана *1* и камера *Б* реле *2* в этом случае представляют собой замкнутые пневматические камеры, где сохраняется то давление p_1 (0 или 1), которое было в этих камерах в момент подачи сигнала $p_t = 1$ (произошло «запоминание» сигнала в глухой камере). Поскольку камера *Г* клапана *1* в этом случае закрыта для прохождения независимого дискретного сигнала p_1, его изменение не может вызвать переключения мембранного блока реле *2*, а значит, и изменения выходного сигнала p ячейки памяти. На выходе ячейки сохранится тот сигнал p, который был на нем во время подачи импульса $p_t = 1$. Иначе говоря, ячейка «запомнила» дискретный сигнал (а следовательно, и значение выхода p), который был в момент подачи импульса $p_t = 1$, и будет удерживать его до окончания импульса (момент времени t_3), как бы за это время ни изменился сигнал p_1.

Дискретную ячейку памяти можно построить и так, что «запоминание» сигнала будет происходить при подаче импульса $p_t = 0$, а повторение — при подаче импульса $p_t = 1$. Для этого камеры подпора и сигнала p_t в клапане *1* следует поменять местами.

Схемы запоминания дискретного сигнала (дискретная память) широко применяются при построении систем управления. На базе двух дискретных ячеек памяти создают такие важные устройства многотактных релейных схем, как двоичная задержка дискретного сигнала на такт с запоминанием в глухой камере, а также триггеры со счетным входом. Триггер (рис. 8.31) выполняет операцию деления пополам частоты импульса командного сигнала p_t. Он имеет два выхода p^* и p, на которых сигналы смещены на половину такта. Выходы различаются тем, что при использовании выхода p^* перекладка триггера происходит по заднему фронту сигнала p_t (с 1 на 0), а при использовании выхода p — по переднему фронту (с 0 на 1). Используя это свойство триггера, легко составлять цепочки из любого числа триггеров (так называемые пересчетные схемы), причем строить их как в нормальном, так и в прогрессивном двоичном коде. Пересчетная многоразрядная схема в сочетании с дешифратором, представляющим

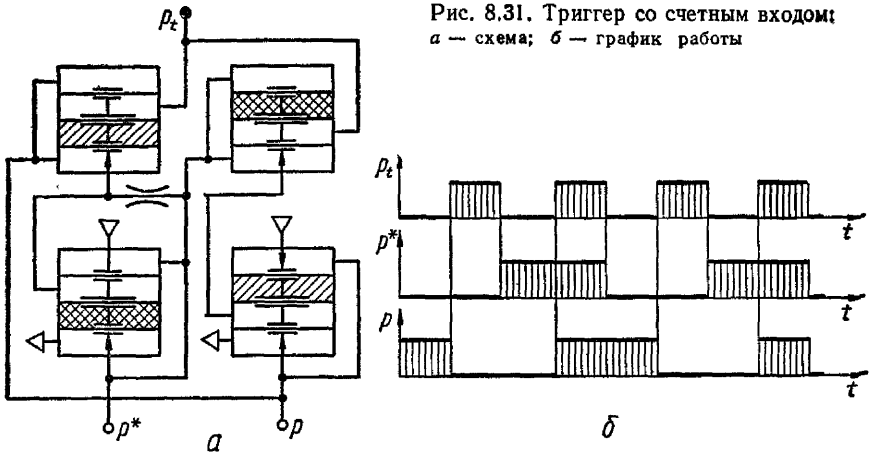


Рис. 8.31. Триггер со счетным входом:
а — схема; *б* — график работы

собой однотактную разветвленную схему, выполненную на пневмореле, позволяет создавать принципиально новые устройства управления, такие, например, как различные обегающие устройства, командные аппараты и др. [30]. Сам триггер можно применять как счетчик входных и выходных импульсов. Триггеры со счетным входом, построенные на принудительной задержке, являются простейшими узлами с памятью.

Кроме узлов непрерывного и дискретного действия на элементах УСЭППА можно построить узлы непрерывно-дискретного действия, входной и выходной сигналы которых принимают любое значение из рабочего диапазона давлений, но изменение сигнала на выходе происходит по тактовому входному сигналу только в дискретные моменты времени. Математически действия этих узлов описываются дифференциальными и конечно-разностными уравнениями. Узлы непрерывно-дискретного действия осуществляют непрерывно-дискретные преобразования, алгебраические и временные операции с использованием узлов памяти. На их базе строят непрерывно-дискретные преобразователи, задержки и узлы умножения на постоянный коэффициент, выполняют операции непрерывно-дискретного интегрирования и дифференцирования, деления частоты и генерирования нарастающего и убывающего дискретных сигналов, генерирование симметричных и несимметричных пилообразных сигналов, строят отметчики времени и широтно-импульсные модуляторы, узлы запоминания максимального и минимального значения сигналов, дроссельные сумматоры и линейные инерционные и интегрирующие звенья, интеграторы-осреднители и др. С принципиальными схемами и работой этих узлов можно ознакомиться в литературе [30].

8.5. Струйная пневмоавтоматика

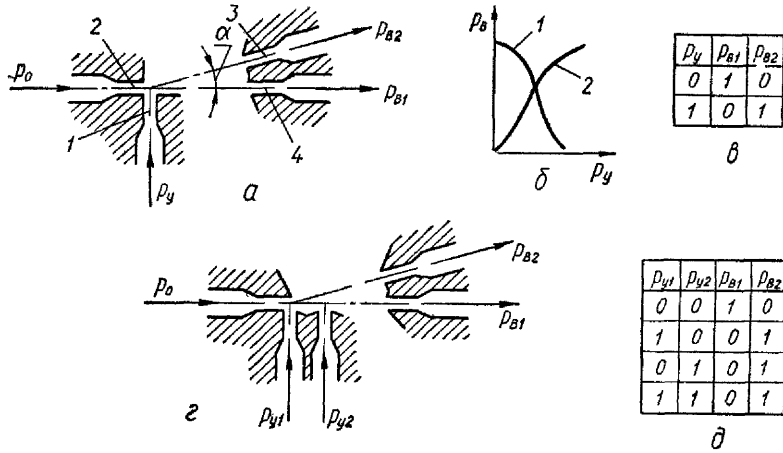
Принципы построения струйных логических элементов дискретного действия. В настоящее время в промышленности, и в частности в машиностроении, для решения задач автоматизации производственных

процессов широко применяют струйную пневмоавтоматику. Исследования, проведенные в Институте проблем управления АН СССР, позволили создать новое направление в технике построения приборов пневмоавтоматики. Было показано, что принципиально возможно, используя принцип взаимодействия струй и свойства пристеночных истечений (без использования каких-либо механических подвижных частей), выполнять не только простейшие, но и сложные логические операции, получать однозначные и петлевые релейные характеристики, осуществлять операции запоминания сигналов и генерировать сигналы наперед заданной частоты и амплитуды, необходимые для построения современных приборов и устройств контроля и управления. Исследования показали также, что при использовании гидроаэродинамического принципа построения элементов как сами элементы, так и построенные на них приборы можно изготовлять методом печатных схем, аналогичным методу печатных схем, принятому в электронике. Эти особенности струйной пневмоавтоматики, а также то, что она имеет весьма широкие технические возможности и может решать задачи, ранее доступные только электронике, привели к тому, что по аналогии с электроникой струйную пневмоавтоматику часто называют *пневмоникой*.

Элементной базой струйной пневмоавтоматики являются струйные элементы непрерывного и дискретного действия, имеющие выходные характеристики, аналогичные характеристикам электронных элементов.

В настоящее время известны несколько типов струйных логических элементов дискретного действия, построенных на различных принципах: струйные логические элементы, работа которых основана на взаимодействии турбулентных струй; элементы дискретного действия, работа которых основана на взаимодействии потока со стенкой; логические элементы с турбулизацией течения (турбулентные усилители); вихревые элементы, действие которых основано на образовании вихревого движения в специальной камере [11].

Наиболее распространены в машиностроении два типа струйных элементов, основанные на принципе взаимодействия струй. Простейший струйный элемент (рис. 8.32, *а*) состоит из питающего сопла *2*, к которому подводится давление питания p_0, канала управления *1* и двух каналов *3* и *4*, один из которых расположен соосно с каналом питания, а другой — под углом α к нему Струя жидкости или газа, подаваемая под давлением p_0 к соплу питания *2*, вытекает из него и попадает в соосно расположенный с ним приемный канал *4*, формируя выходной сигнал $p_{в1}$ определенного уровня. Если теперь в канал управления *1* подавать непрерывно нарастающий сигнал управления $p_у$, то под действием этой струи основной поток газа или жидкости, вытекающий из сопла питания, отклоняется, в результате чего давление на выходе $p_{в1}$ уменьшается по мере усиления сигнала $p_у$ (рис. 8.32, *б*, кривая *1*) Одновременно с уменьшением сигнала $p_{в1}$ увеличивается давление $p_{в2}$ на втором выходе элемента (кривая *2*). Этот элемент представляет собой струйный усилитель с одним входом. Он имеет прямую (кривая *2*) и инверсную (кривая *1*) статические характеристики соответственно двум его выходам — прямому $p_{в2}$ и ин-



p_y	$p_{в1}$	$p_{в2}$
0	1	0
1	0	1

в

p_{y1}	p_{y2}	$p_{в1}$	$p_{в2}$
0	0	1	0
1	0	0	1
0	1	0	1
1	1	0	1

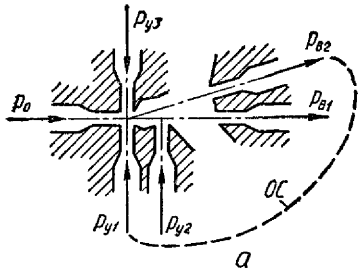
д

Рис. 8 32. Струйный элемент с одним входом (*а—в*) и логический элемент ИЛИ—НЕ ИЛИ (*г, д*)

версному $p_{в1}$. На этом возможности элемента не исчерпываются. Если по управляющему каналу *1* подавать дискретный управляющий сигнал p_y (вместо непрерывного), то струя жидкости или газа, вытекающая из питающего сопла, будет скачком перебрасываться из выхода $p_{в1}$ на выход $p_{в2}$. При этом на выходе $p_{в1}$ реализуется логическая операция отрицания входного сигнала (НЕ), а на выходе $p_{в2}$ — операция повторения (ДА), в чем легко убедиться, рассматривая работу элемента и таблицу состояний, представленную на рис. 8,32, *в*. Таким образом, изображенный на рис 8.32, *а* струйный элемент может выполнять функции не только усилителя непрерывных сигналов прямого и инверсного действия, но и элемента дискретного действия, реализующего логические операции отрицания и повторения входного сигнала.

Если вместо одного струйный элемент имеет два канала управления, по которым подаются два независимых дискретных сигнала управления p_{y1} и p_{y2} (рис. 8.32, *г*), то на одном из его выходов реализуется логическая операция ИЛИ (дизъюнкция), а на другом — НЕ ИЛИ (отрицание дизъюнкции). В самом деле, при подаче дискретных управляющих сигналов $p_{y1} = p_{y2} = 0$ струя жидкости или газа, вытекающая из питающего канала, попадает на выход $p_{в1}$, где формируется выходной сигнал $p_{в1} = 1$ На выходе $p_{в2}$ в этом случае выходной сигнал $p_{в2} = 0$. При подаче хотя бы по одному из управляющих каналов дискретного сигнала *1* (или обоих сигналов $p_{y1} = p_{y2} = 1$) основная струя перебрасывается с выхода $p_{в1}$ на выход $p_{в2}$, где и формируются единичные выходные сигналы (рис. 8 32, *д*). Соответственно на выходе $p_{в1}$ формируются нулевые дискретные сигналы. Таким образом, по выходу $p_{в2}$ реализуется логическая операция ИЛИ ($p_{в2} = p_{y1} + p_{y2}$), а по выходу $p_{в1}$ — операция НЕ ИЛИ ($p_{в1} = \overline{p_{y1} + p_{y2}}$) В целом же рассмотренный струйный элемент реализует логические операции ИЛИ—НЕ ИЛИ.

Как уже отмечалось, на принципе взаимодействия струй можно построить и струйные элементы памяти. Такой элемент (рис. 8.33) имеет



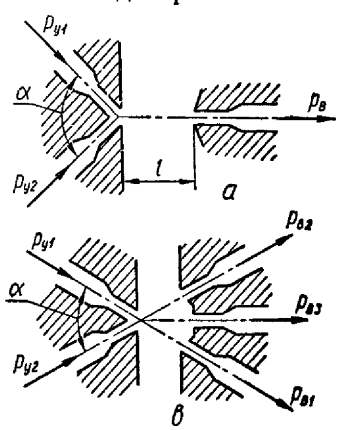
$p_{у2}$	$p_{у3}$	$p_{в1}$	$p_{в2}$
0	0	1	0
1	0	0	1
0	0	0	1
0	1	1	0
0	0	1	0

б

Рис. 8.33. Струйный элемент памяти: *а* — схема; *б* — таблица состояний

канал питания, в который подается сжатый газ или жидкость под давлением p_0, каналы управления, в которые подаются сигналы $p_{у1}$, $p_{у2}$, $p_{у3}$, и два выходных канала $p_{в1}$ и $p_{в2}$. Выход $p_{в2}$ линией положительной обратной связи ОС соединен с каналом управления $p_{у1}$. Работает элемент следующим образом. При подаче давления питания p_0 в канал питания и отсутствии управляющих сигналов $p_{у2}$ и $p_{у3}$ ($p_{у2} = p_{у3} = 0$) струя, вытекающая из канала питания, попадает на выход $p_{в1}$, где формируется сигнал $p_{в1} = 1$. На выходе $p_{в2}$ формируется сигнал $p_{в2} = 0$. Элемент памяти находится в устойчивом состоянии. Если теперь подать управляющий дискретный сигнал $p_{у2} = 1$, основная струя перебрасывается на выход $p_{в2}$ и на выходах элемента формируются сигналы $p_{в2} = 1$, $p_{в1} = 0$ (рис. 8.33, *б*). С выхода $p_{в2}$ по линии обратной связи единичный сигнал заведен в канал управления $p_{у1}$, который удерживает основную струю в отклоненном состоянии, даже если сигнал $p_{у2} = 1$ снят. Элемент памяти переходит в другое устойчивое состояние. Для возврата элемента в первоначальное устойчивое состояние нужно подать сигнал управления $p_{у3} = 1$, в результате чего основная струя перебрасывается на выход $p_{в1}$, обратная связь отключается и на выходах элемента памяти формируются сигналы $p_{в1} = 1$, $p_{в2} = 0$. Это состояние сохранится и при снятии сигнала $p_{у3} = 1$ (рис. 8.33, *б*). Из таблицы состояний следует, что элемент памяти работает как триггер с раздельными входами.

Рассмотренные струйные элементы — элементы активные, так как их выходные сигналы формируются за счет давления питания. Все активные логические элементы — одновременно элементы и усилительные [6]. Однако на принципе взаимодействия струй можно создать и пассивные элементы, выходные сигналы которых формируются только за счет входных сигналов. Пассивный элемент, построенный на принципе взаимодействия струй и реализующий логическую операцию «кокъюнкция» (И) (рис. 8.34, *а*), имеет два входных канала, расположенных под углом α, в которые подаются управляющие дискретные сигналы $p_{у1}$ и $p_{у2}$, и один



$p_{у1}$	$p_{у2}$	$p_в$
0	0	0
1	0	0
0	1	0
1	1	1

б

$p_{у1}$	$p_{у2}$	$p_{в1}$	$p_{в2}$	$p_{в3}$
0	0	0	0	0
1	0	1	0	0
0	1	0	1	0
1	1	0	0	1

г

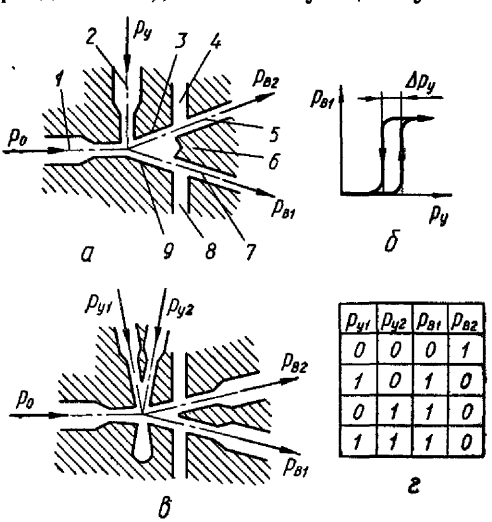
Рис. 8.34. Пассивный логический элемент И (*а*, *б*) и комбинированный элемент (*в*, *г*)

выходной канал, где формируется выходной сигнал $p_в$. Расположение входных каналов (угол α) и расстояние l между кромками входных и выходного каналов выбирают так, что сигнал $p_в = 1$ в выходном канале появляется лишь при наличии единичных входных управляющих сигналов, т. е. при $p_{у1} = p_{у2} = 1$ (рис. 8.34, *б*). По этой же пассивной схеме можно реализовать элемент ИЛИ, если расположение входных каналов (угол α) и выходного (расстояние l) таково, что при подаче на любой вход единичного сигнала $p_{у1}$ или $p_{у2}$ на выходе элемента также появляется единичный сигнал.

Используя взаимодействие струй, можно построить пассивный элемент, выполняющий несколько логических операций,— комбинированный логический элемент *К*. Такой элемент (рис. 3.84, *в*) имеет два входных канала, по которым подаются дискретные сигналы управления $p_{у1}$ и $p_{у2}$, и три выходных канала, на которых формируются сигналы $p_{в1}$, $p_{в2}$ и $p_{в3}$. Если на входы элемента подается только один единичный сигнал $p_{у1} = 1$ или $p_{у2} = 1$, на соответствующих выходах элемента формируются также единичные сигналы $p_{в1} = 1$ или $p_{в2} = 1$, т. е. элемент реализует логические операции $p_{в1} = \overline{p_{у1} \cdot p_{у2}}$ и $p_{в2} = \overline{p_{у1} \cdot p_{у2}}$. При одновременной подаче единичных сигналов по обоим входным каналам на выходе $p_{в3}$ формируется сигнал $p_{в3} = 1$, т. е. элемент реализует операцию И ($p_{в3} = p_{у1} \cdot p_{у2}$) (рис. 8.34, *г*).

Для создания элементов дискретного действия широко используют эффект взаимодействия потока со стенкой, получивший название эффекта Коанда по имени румынского ученого Г. Коанда, который установил, что струя жидкости или газа, вытекающая из сопла, стремится отклониться к стенке и в определенных условиях прилипает к ней. Физика этого процесса объясняется образованием зоны пониженного давления у стенки и запирающего вихря с наружной стороны потока (при наличии разделителя), способствующего устойчивому состоянию струи, протекающей вдоль стенки [8]. Оказалось, что, используя эффект прилипания струи к стенке с прямолинейным или криволинейным профилем, можно реализовать релейные и логические операции, а также операции запоминания и генерирования сигналов.

Простейший релейный струйный элемент, действие которого основано на эффекте Коанда (рис. 8.35, *а*), состоит из канала питания *1*, канала управления *2*, выходных каналов *5* и *7*, образованных стенками *3* и *9* и разделителем потока *6*, атмосферных каналов *4* и *8*. Этот элемент



$p_{у1}$	$p_{у2}$	$p_{в1}$	$p_{в2}$
0	0	0	1
1	0	1	0
0	1	1	0
1	1	1	0

г

Рис. 8.35. Струйный релейный элемент (*а*, *б*) и элемент ИЛИ—НЕ ИЛИ (*в*, *г*)

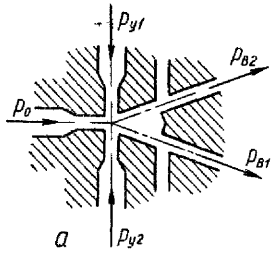
представляет собой моностабильный усилитель. Конструктивно он выполнен в расчете на малый гистерезис и рассчитан так, чтобы струя питания в начальном положении прилипала к одной из стенок (стенке *3*) — той, со стороны которой есть канал управления. Это обеспечивается небольшой несимметрией в расположении выходных каналов и разделителя потока по отношению к каналу питания [6].

Работает элемент следующим образом. При подаче давления p_0 в канал питания *1* струя жидкости или газа, вытекающего из сопла канала питания, прилипает к стенке *3* и направляется в канал *5*; на выходе появляется сигнал $p_{в2} = 1$. оответственно на другом выходе будет сигнал $p_{в1} = 0$. Если теперь по каналу *2* подать дискретный управляющий сигнал $p_у = 1$, основная струя, вытекающая из сопла питания, отрывается от стенки *3* и перебрасывается из канала *5* в канал *7*. На выходах элемента формируются сигналы $p_{в2} = 0$ и $p_{в1} = 1$. При снятии единичного управляющего сигнала $p_у = 1$ (при подаче сигнала $p_у = 0$) основная струя вновь возвращается в исходное положение (прилипает к стенке *3*) и на выходах сформировываются сигналы $p_{в2} = 1$ и $p_{в1} = 0$.

Таким образом, на выходе $p_{в1}$ реализуется логическая операция повторения входного сигнала (ДА) $p_{в1} = p_у$, а на выходе $p_{в2}$ — операция отрицания входного сигнала (НЕ) $p_{в2} = \overline{p_у}$. Ширину петли гистерезиса $\Delta p_у$ статической характеристики (рис. 8.35, *б*) можно менять, изменяя геометрию элемента.

Если в таком моностабильном элементе, имеющем одно устойчивое состояние, выполнить не один, а два канала, по которым будут подаваться дискретные управляющие сигналы $p_{у1}$ и $p_{у2}$ (рис. 8.35, *в*), на выходе $p_{в1}$ элемент реализует операцию ИЛИ, а на выходе $p_{в2}$ — НЕ ИЛИ (рис. 8.35, *г*). На этом же элементе можно реализовать операцию запоминания пневматических сигналов, если выход $p_{в1}$ элемента завести по линии обратной связи на один из его входов, например на вход $p_{у2}$. В этом случае при подаче управляющего сигнала $p_{у1} = 1$ на выходе $p_{в1}$ также формируется единичный сигнал. Будучи заведен на вход $p_{у2}$, этот сигнал удерживает основную струю в нижнем (по схеме) канале и сигнал $p_{в1} = 1$ сохраняется даже в том случае, если сигнал $p_{у1} = 1$ снят. Таким образом, на выходе $p_{в1}$ реализуется операция запоминания входного сигнала $p_{у1}$, а на выходе $p_{в2}$ — его отрицания ($p_{в2} = \overline{p_{у1}}$). Для возврата основной струи в исходное положение (стирание памяти) необходимо дополнительно подать единичный сигнал в канал, противоположный по отношению к каналу управления $p_{у1}$.

Элемент памяти (триггер с раздельными входами) можно реализовать на бистабильном элементе, имеющем два устойчивых состояния, т. е. выполненном так, что струя прилипает не к одной стенке, как это было в рассмотренных элементах, а к обеим стенкам при поочередном переключении струи. Это осуществляют, выбирая соответствующую геометрию элемента (рис. 8.36, *а*). При подаче управляющего сигнала $p_{у2} = 1$ на выходе $p_{в2}$ формируется выходной сигнал $p_{в2} = 1$. Этот сигнал сохраняется и после снятия входного сигнала $p_{у2} = 1$, так как основная струя, вытекающая из сопла питания, вследствие прилипания к верхней (по схеме) стенке остается направленной в верхний ка-



p_{y1}	p_{y2}	$p_{в1}$	$p_{в2}$
0	0	0	1
1	0	1	0
0	0	1	0
0	1	0	1
0	0	0	1

б

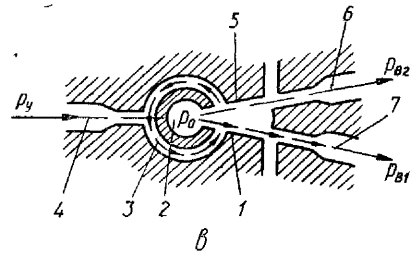


Рис. 8.36. Струйные триггеры с раздельными входами (*а*, *б*) и со счетным входом (*в*)

нал и выход $p_{в2}$. При подаче входного сигнала $p_{y1} = 1$ основная струя перебрасывается из верхнего канала в нижний и на выходе $p_{в1}$ формируется сигнал $p_{в1} = 1$. Это состояние выхода сохраняется и после снятия управляющего сигнала $p_{y1} = 1$, так как основная струя вследствие прилипания к нижней стенке остается направленной в нижний канал и на выход $p_{в1}$. Работу триггера легко проследить по таблице состояний (рис. 8.36, *б*).

Используя свойства пристеночных течений и эффект Коанда, можно создать струйный триггер со счетным входом (рис. 8.36, *в*). Триггер имеет канал питания *2*, циркуляционный канал *3*, канал управления (счетный вход) *4* и выходные каналы *6* и *7*. При подаче сжатого воздуха или газа под давлением p_0 в канал питания *2* струя, вытекающая из канала питания, может находиться в двух устойчивых состояниях. В одном устойчивом состоянии она прилипает к стенке *1* и направляется на выход в канал *7*, в другом — прилипает к стенке *5* и направляется на выход в канал *6*.

Пусть при подаче давления питания p_0 начальное положение струи такое, что питающий поток направлен в канал *7* и на выходе триггера формируется дискретный сигнал $p_{в1} = 1$. В этом случае в циркуляционном канале *3* вследствие подсоса воздуха из него (эффект эжекции) возникает циркуляционное движение воздуха в направлении, показанном на рисунке стрелками. Если теперь по каналу *4* подать управляющий сигнал $p_y = 1$, выходящая из этого канала струя отклонится книзу действием циркуляционного течения и перебросит основную струю по направлению к каналу *6*. На выходе триггера сформируется сигнал $p_{в2} = 1$ Если после этого входной сигнал $p_y = 1$ в канале *4* снять, то струя продолжает оставаться у стенки *5* и состояние выходов триггера не меняется. При этом направление циркуляционного потока в канале *3* меняется на обратное и направлено по часовой стрелке. Если теперь вновь на вход триггера подать управляющий сигнал $p_y = 1$, циркуляционный поток в канале *3*, движущийся по часовой стрелке, отклонит сигнал управления вверх и основная струя перебросится из канала *6* в канал *7*. На выходе триггера сформируется сигнал $p_{в1} = 1$. Это состояние сохранится и после снятия управляющего сигнала. Таким образом, при поочередной подаче единичных сигналов p_y на счетный вход триггера состояние его выходов $p_{в1}$ и $p_{в2}$ меняется на обратное, а частота импульсов на каждом из выходов в два раза меньше, чем на счетном входе.

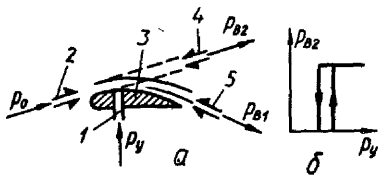


Рис. 8.37. Струйный элемент с криволинейным профилем:
а — схема; *б* — статическая характеристика

Струйные логические элементы можно построить, используя явление отрыва пограничного слоя при обтекании струей криволинейного профиля, подобного профилю крыла самолета (рис. 8.37, *а*). Если струю жидкости или газа, вытекающую из сопла питания *2*, направить по касательной к криволинейному профилю *3*, то струя, огибая профиль, изгибается и на выходе приемного сопла *5* появляется выходной сигнал $p_{в1} = 1$. При подаче по каналу *1* управляющего дискретного сигнала $p_y = 1$ под действием давления этого сигнала основная струя, обтекающая криволинейный профиль, отрывается и направляется в приемное сопло *4*. На выходе приемного сопла *4* появляется сигнал $p_{в2} = 1$. Если теперь снять управляющий сигнал $p_y = 1$, струя вновь возвращается к криволинейному профилю, занимая первое устойчивое положение. Нетрудно убедиться, что по выходу $p_{в1}$ реализуется операция отрицания входного сигнала (НЕ) ($p_{в1} = \overline{p_y}$), а по выходу $p_{в2}$ — операция повторения входного сигнала (ДА) ($p_{в2} = p_y$).

Если в аэродинамическом профиле выполнены не один, а два канала управления, по которым подаются два независимых дискретных сигнала, то такой элемент на выходе $p_{в2}$ реализует логическую операцию ИЛИ, а на выходе $p_{в1}$ — операцию НЕ ИЛИ. Если один из каналов управления соединить линией обратной связи с выходом $p_{в2}$, на этом выходе реализуется операция запоминания входного сигнала, подаваемого по второму каналу управления, а на выходе $p_{в1}$ — его отрицания. Соединив выход $p_{в1}$ с глухой камерой, можно построить струйный генератор пневматических импульсов.

С принципом работы турбулентных усилителей и вихревых элементов читатели могут ознакомиться в литературе [11].

Системы модулей струйной техники. Струйная техника автоматического управления наиболее полно воплощена в системах модулей струйной техники СМСТ-1 и СМСТ-2, разработанных Институтом проблем управления АН СССР. Все модули струйной техники СМСТ-2 разделяют на пять основных групп:

1. Входные устройства — прерыватель путевой, считывающее устройство, пневмокнопки и пневмотумблеры, переключатели, клавишные устройства, специальные датчики.

2. Средства преобразования и дистанционной передачи — электропневматические и гидропневматические преобразователи, преобразователи «угол — код» и «давление — код», понизитель давления и др.

3. Средства обработки информации и выработки команд управления.

4. Средства преобразования и дистанционной передачи команд управления — пневмоэлектрические и пневмогидравлические преобразователи, преобразователи «код — давление» и «код — перемещение».

5. Выходные устройства — повыситель давления, индикаторы, усилители мощности, переключатель потоков, исполнительные механизмы и др.

Большинство струйных модулей относятся к третьей группе — группе средств обработки информации. В соответствии с задачами, которые возникают при выработке команд управления, третья группа разделена на четыре подгруппы, включающие модули:

1) логических операций (НЕ ИЛИ, НЕ И, ИЛИ—НЕ ИЛИ, И—НЕ И, равнозначность);

2) арифметических операций (сумматор двоичный, сравнение поразрядное, вентиль, преобразователь «код Грея — двоичный»);

3) запоминающих устройств (триггер, триггер счетный, ячейка памяти, регистр сдвигающий);

4) вспомогательных устройств (усилитель расхода, грубый и точный генераторы, предельное реле, регулируемый дроссель, эжектор и т. д.).

Кроме того, в третью группу входят релейные устройства, реализующие операции ИЛИ, и усилитель, реализующий операцию ДА—НЕ.

Пневматические параметры, принятые для СМСТ-2, следующие: давление питания $p_{пит} = 200 \pm 20$ мм вод. ст. (0,002 МПа); сигнал 0 соответствует давлениям от —5 до +4 мм вод. ст., сигнал 1 — давлениям 40...80 мм вод. ст. Модуль состоит из функциональных плат и крышек, стянутых между собой крепежными деталями. В нижней крышке имеются штуцера или коммуникационные отверстия, через которые модуль соединяют с общей монтажной платой прибора.

Для построения модулей применяют первичные струйные элементы, действие которых определяется двумя основными принципами — свободным взаимодействием струй и взаимодействием струи со стенкой (эффект Коанда). Модули созданы комбинацией первичных логических элементов. В системе СМСТ-2 использовано 4 типа пассивных элементов и 5 типов активных. К пассивным относятся элементы ИЛИ, построенные по схемам рис. 8.34, *а*, *в*, и элемент Д — пневматический диод, пропускающий сигнал в одном направлении и запрещающий прохождение сигнала в обратном направлении. К активным элементам относятся элементы Р — реле — и элемент П — память, работающие по принципу взаимодействия струй (см. рис.8.32 и 8.33), элементы T_1 и T_2 — триггеры с двумя и четырьмя входами, построенные на использовании эффекта Коанда (см. рис. 8.36, *а*), элемент $У_р$ — усилитель с одним входом, работа которого основана как на использовании взаимодействия струй, так и на эффекте Коанда (см. рис. 8.35, *а*).

К СМСТ-2 относятся: модуль НЕ ИЛИ (стрелка Пирса), выполняющий логическую операцию отрицания дизъюнкции (рис. 8.38, *а*), который строится из активного реле-инвертора со свободным взаимодействием струй и пассивного логического элемента ИЛИ, расположенных на одной плате; модуль НЕ И (штрих Шеффера), выполняющий логическую операцию отрицания конъюнкции (рис. 8.38, *б*), который

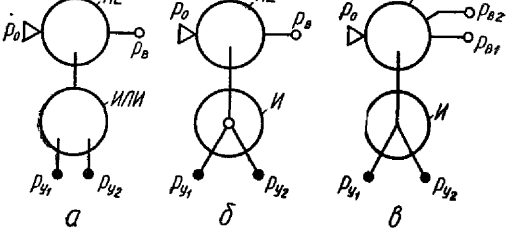


Рис. 8.38. Схемы модулей СМСТ-2 НЕ ИЛИ (*а*), НЕ И (*б*), И—НЕ И (*в*)

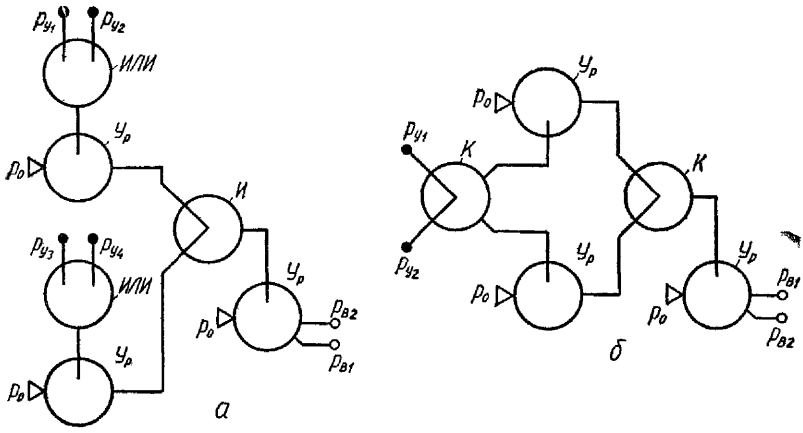


Рис. 8.39. Схемы модулей ИЛИ—НЕ ИЛИ (*а*), «равнозначность — неравнозначность» (*б*)

состоит из активного реле-инвертора со свободным взаимодействием струй и пассивного логического элемента И, расположенных на одной плате; модуль И—НЕ И, выполняющий по одному выходу $p_{в2}$ логическую операцию конъюнкции, а по другому выходу $p_{в1}$ — отрицание конъюнкции (рис. 8.38, *в*).

В СМСТ-2 входит также модуль ИЛИ—НЕ ИЛИ на четыре входа (рис. 8.39, *а*), выполняющий по одному выходу $p_{в1}$ логическую операцию дизъюнкции, а по другому выходу $p_{в2}$ — ее отрицание. Он состоит из трех активных элементов $У_р$, двух пассивных ИЛИ и одного пассивного элемента И, расположенных на двух платах. Модуль предназначен для построения многовходовых логических устройств.

Модуль «равнозначность-неравнозначность» (рис. 8.39, *б*) выполняет по одному выходу $p_{в1}$ операцию «неравнозначность» (на выходе единичный сигнал появляется только тогда, когда один из входных сигналов равен 1, а второй 0), а по другому выходу $p_{в2}$ — инверсную операцию «равнозначность» (эквивалентность). Модуль содержит три активных элемента $У_р$ на одной плате и два пассивных элемента $К$ на второй плате. Предназначен для построения блоков совпадения, преобразователей в цифровых устройствах и т. д.

Модуль «триггер» (рис. 8.40, *а*) построен на базе активного элемента $Т_2$ и двух пассивных диодов. Он имеет еще два входа по одному с каждой стороны, которые используются тогда, когда нужно построить генератор колебаний. Модуль «ячейка памяти» (рис. 8.40, *б*) состоит из двух плат — функциональной платы модуля «триггер» и платы с пассивным элементом $К$. Модуль «триггер счетный» (рис. 8 40, *в*) построен из двух функциональных плат модуля «триггер» и одной коммуникационной платы между ними, причем входной триггер используется в пассивном режиме, так как в его канал питания подается управляющий (счетный) сигнал $p_{у1}$. Диодные входы $p_2 \ldots p_5$ служат для установки триггера в исходное (нулевое) состояние. При этом независимо от наличия или отсутствия входного счетного сигнала $p_{у1}$ установочный сигнал следует подавать на два входа: p_2 и p_4 для получения $p_{в1} = 1$ или p_3 и p_5 для получения $p_{в1} = 0$.

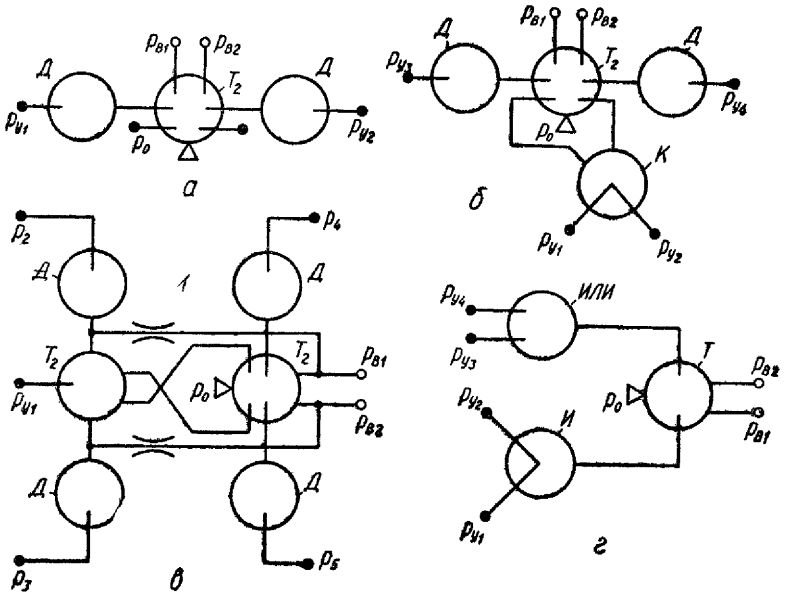


Рис. 8.40. Схемы модулей «триггер» (*а*), «ячейка памяти» (*б*), «триггер счетный» (*в*), «триггер с логическими входами» (*г*)

Модуль «триггер с логическими входами» (рис. 8.40, *г*) построен из двух плат: элементной платы Т (триггер) и платы с двумя пассивными элементами — И и ИЛИ. Модуль имеет четыре управляющих входа и два взаимоинверсных выхода. Питающая струя перекладывается из одного положения в другое под действием соответствующей пары управляющих сигналов, включенных по схеме И с одной стороны и по схеме ИЛИ с другой. Применяется модуль для построения многотактных схем.

Кроме рассмотренных, в СМСТ-2 входят модули: «ячейка поразрядного сравнения» (предназначен для построения цифровых сравнивающих устройств), «повыситель» (предназначен для использования в качестве выходного устройства, передающего сигналы на мембранный усилитель мощности) и др.

Для построения пассивных логических схем в системе модулей предусмотрены отдельные платы только с пассивными элементами.

Приборы и устройства систем управления, построенные на модулях СМСТ-2, могут работать в сочетании с электрическими входными и выходными устройствами при использовании соответствующих электропневматических, пневмоэлектрических и других видов преобразователей.

Значительное распространение в системах автоматического управления в машиностроении получили струйные модули системы ВОЛГА, разработанные Волжским филиалом Всесоюзного научно-исследовательского института абразивов и шлифования (ВолжскВНИИАШ), и многорежимные струйные дискретные элементы (пневмисторы), разработанные НИИтеплоприбором. Струйные модули системы ВОЛГА [26] работают в диапазоне давлений 100—1000 мм вод. ст. (0,001—0,01 МПа).

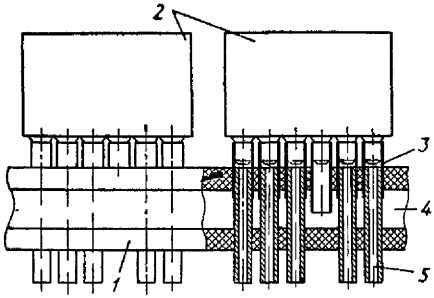


Рис. 8.41. Монтаж элементов системы ВОЛГА на плате

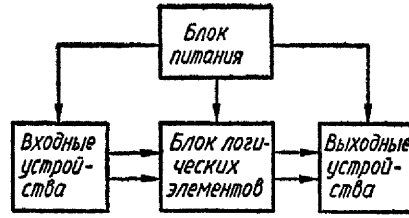


Рис. 8.42. Структурная схема струйной системы управления

В систему ВОЛГА входят модули СТ-41 и СТ-44, выполняющие логические операции ИЛИ—НЕ ИЛИ на два и три входа; СТ-43, выполняющий логические операции И—НЕ И; СТ-42 — триггер с раздельными входами и др. Модули используют эффект Коанда в сочетании с внутренней обратной связью за счет запирающего вихря, создаваемого вогнутым дефлектором, который расположен на разделителе потока.

Модули ИЛИ—НЕ ИЛИ на два и три входа представляют собой моностабильные струйные усилители с малой петлей гистерезиса (см. рис. 8.35); триггер СТ-42 с раздельными входами — бистабильный усилитель (см. рис. 8.36, *а*); модуль СТ-43 (И—НЕ И) состоит из моностабильного усилителя и пассивного элемента И на входе, расположенных на одной плате.

Конструктивной особенностью струйных логических элементов системы ВОЛГА является то, что все входы и выходы элемента выведены на одну его сторону и выполнены в виде коммутационных ножек, что позволяет применять штеккерный способ монтажа элементов в схемы на специальных платах. Для установки и коммутации логических струйных элементов разработаны монтажные блоки на 20, 60 и 100 элементов, имеющие встроенные индивидуальные источники питания эжекторного типа, фильтр, монтажную плату, коллектор выставки триггеров и пневматические разъемы.

Монтажная плата *1* (рис. 8 41) имеет коллектор *4*, от которого запитываются все смонтированные на плате элементы *2*. Элементы вставляются в штеккерные уплотнительные гнезда *3* платы, выполненные из полихлорвиниловых трубок. Входы и выходы элементов выведены на монтажную сторону платы с помощью латунных трубок *5*. Соединение элементов в схему осуществляется с помощью полихлорвиниловых трубок.

Структурная схема струйной системы управления представлена на рис. 8.42.

8.6. Пневматические программные задающие устройства

Основные типы пневматических программных задающих устройств. Разработка новых систем автоматического управления, и в частности цикловых систем программного управления для гибких автоматизи-

рованных производств (ГАП), требует создания программных задающих устройств, допускающих быструю переналадку оборудования на различные технологические циклы Таким образом, в функции программных задающих устройств (ПЗУ) цикловых систем входят, прежде всего, программирование последовательности операций цикла и обеспечение возможности ее изменения при минимальных затратах времени, а также программирование тех элементов, для которых нужны изменения по определенной программе в течение цикла.

Применение цикловых систем с ПЗУ характерно для универсальных автоматизированных машин и установок в единичном и мелкосерийном производстве, где по условиям эксплуатации необходимы частые переналадки. Кроме того, большинство ПЗУ являются многофункциональными логическими устройствами и позволяют не только упростить смену программ, но и существенно минимизировать логическую часть системы управления, уменьшить количество линий связи, что для пневматических и гидравлических систем весьма важно. Пневматические ПЗУ более разнообразны и чаще применяются, чем гидравлические устройства аналогичного назначения. Это объясняется достижениями современной пневмоавтоматики, созданием малогабаритных быстродействующих и надежных элементов, использованием в управляющей части цикловых систем низких давлений. Типовые пневматические устройства, которые используются в качестве ПЗУ,— это командоаппараты, штеккерные панели, коммутаторы, обегающие устройства, программные устройства выдержки времени.

Командоаппараты — один из наиболее распространенных типов пневматических ПЗУ в цикловых системах. Существует большое разнообразие их конструкций, отличающихся видом программоносителя, способом образования управляющих сигналов, характером движения программоносителя и типом используемого привода, уровнем давления питания, конструктивным оформлением элементов и узлов и т. п Это разнообразие свидетельствует не только о распространенности командоаппаратов, но и об отсутствии универсальных их конструкций, с помощью которых можно было бы решать большинство задач программного управления. Чаще всего командоаппарат проектируют для конкретного цикла с определенным числом тактов и исполнительных устройств. При этом учитывают также конкретные варианты изменений цикла, которые потребуются в процессе эксплуатации, и предусматривают необходимые для этого переналадки. Использовать такой командоаппарат для другого программируемого цикла обычно не удается, а если и удается, то при значительных изменениях в конструкции. Такое положение характерно для пневматических командоаппаратов высокого давления, в которых, подобно гидравлическим командоаппаратам роторного типа, как программоноситель используют вал или барабан с кулачками, воздействующими при непрерывном или периодическом движении на путевые клапаны, либо специальный вращающийся распределитель

Указанные недостатки устраняются применением командоаппаратов шагового типа. Программоноситель шагового командоаппарата совершает периодический поворот на угол, кратный шагу. Каждому его фиксированному положению соответствует определенная комби-

нация выходных (управляющих) сигналов. Их отработка исполнительными устройствами может контролироваться не только по времени, но и по пути или усилию, могут быть введены различные блокировки. Очередной поворот на шаг происходит только после выполнения предшествующих команд. Командоаппарат снабжается коммутирующим устройством, благодаря которому привод периодического поворота программоносителя в различных тактах рабочего цикла получает команды на срабатывание от разных командных устройств, образующих эти команды после выполнения всех операций соответствующих им тактов.

Разработка элементов мембранной, струйной и струйно-мембранной пневмоавтоматики не только не ограничила применение пневматических командоаппаратов, но и открыла новые для них возможности повышения универсальности, гибкости программирования, а также позволила создать новые их структурные формы, например командоаппараты без традиционных валов или барабанов, представляющие собой последовательное соединение типовых секций командных устройств на триггерах с раздельными входами с импульсным управлением [30]. Вместе с тем миниатюризация элементов, уменьшение давлений, расходов, проходных сечений, открытий каналов и усилий при переключениях позволяют и командоаппаратам старой структуры придать типичный приборный вид, существенно уменьшить габаритные размеры, повысить быстродействие. Шаговые командоаппараты роторного типа или с поступательным движением программоносителя в миниатюрном исполнении позволяют избежать многоэлементных схем, удобны в эксплуатации, высоко надежны.

Переход к низким давлениям позволил применить новые для пневмоавтоматики типы программоносителей в виде перфокарт и перфолент при бесконтактном способе считывания записанной на них информации [27]. Это резко упростило программирование и смену программ. Кроме того, оказалось возможным использовать программоноситель в роли коммутирующего устройства, позволяющего в каждом фиксированном его положении запитывать только определенные датчики, а их выходы связывать необходимыми логическими связями, для реализации которых могут быть применены логические операторы или их соединения, использованные в других тактах программируемого цикла. За счет перекоммутации линий связи логической части цикловой системы можно многократно использовать в пределах рабочего цикла одни и те же операторы в различных сочетаниях, т. е. строить схему управления с переменной структурой при минимуме элементов управления.

Применение в качестве программоносителей перфокарт или перфолент обусловило разработку шаговых командоаппаратов с линейным шаговым движением. В то же время используются командоаппараты и другие ПЗУ роторного типа. Примером может служить серийный командоаппарат низкого давления Ф61-11 конструкции ЭНИМСа.

Новая ступень в развитии пневматических ПЗУ — считывающие устройства в системах с цифровым программным управлением. В своей сущности это тоже командоаппараты с большим объемом программ, причем на первый план при программировании выступает информация координатная (о перемещениях исполнительных приводов) и технологическая (о скоростях, подачах и т. п.). Объем логической инфор-

мации (о последовательности и направлении движений исполнительных приводов) здесь относительно небольшой в отличие от обычных командоаппаратов, где такая информация — основа программы. В пневматических считывающих устройствах используется, главным образом, струйный способ считывания при низких давлениях воздуха. В качестве примеров можно назвать считывающие устройства для металлорежущих станков с программным управлением, разработанные НИИАТ (СССР), институтом станкостроения (ГДР), фирмами «Techne» (Англия), «Markoni» (Италия) и др.

Другая разновидность пневматических ПЗУ в цикловых системах — программные панели. Панель выполняет роль коммутатора и содержит набор пневмокнопок, тумблеров или специальных гнезд для установки штеккеров. Ее подключают к логической части цикловой системы. Нажимая определенные кнопки, переключая тумблеры или устанавливая штеккеры, соединяют логические элементы, входные и выходные каналы системы по определенной схеме, соответствующей требуемому циклу. Возможности таких ПЗУ существенно расширяются, если программная панель сочетается с шаговым переключателем, который избирательно включает в логические цепи нужные ряды панели.

Автоматизируемые технологические процессы часто содержат операции, контролируемые во времени. Принцип действия пневматических клапанов выдержки времени использует процессы наполнения (опорожнения) пневмоемкости через регулируемое сопротивление — дроссель. По достижении определенного уровня давления в пневмоемкости срабатывает распределительный элемент и на выходе пневмоклапана образуется сигнал. Поскольку процессы наполнения (опорожнения) кратковременны, то диапазон настройки клапанов выдержки времени достаточно узок. Его расширение за счет увеличения степени дросселирования и объема пневмоемкости вызывает рост погрешностей из-за растущего влияния на продолжительность процесса колебаний давления, утечек, теплообмена. Кроме того, пневмоклапан выдержки времени можно отрегулировать только на одну выдержку, которую нельзя изменить в процессе автоматической работы цикловой системы. Поэтому, когда требуется контролировать по времени несколько операций рабочего цикла в значительном диапазоне и достаточно точно, используют программные устройства выдержки времени, работающие по принципу суммирования импульсов небольшой продолжительности. В качестве суммирующих устройств используют триггерные цепочки (делители частоты) или шаговые двигатели. Программные устройства выдержки времени обеспечивают в процессе автоматической работы подачу нескольких независимых команд в функции времени по наперед заданной программе.

Программные задающие устройства с шаговыми двигателями. Струйные ПЗУ с поступательным шаговым движением программоносителя разработаны для цикловых систем, в управляющей части которых используются струйные элементы низкого давления. Программоносителем является стандартная перфокарта. Для ее перфорирования применяют обычные перфораторы ЭВМ. Периодическое перемещение перфокарты на шаг осуществляется шаговым приводом

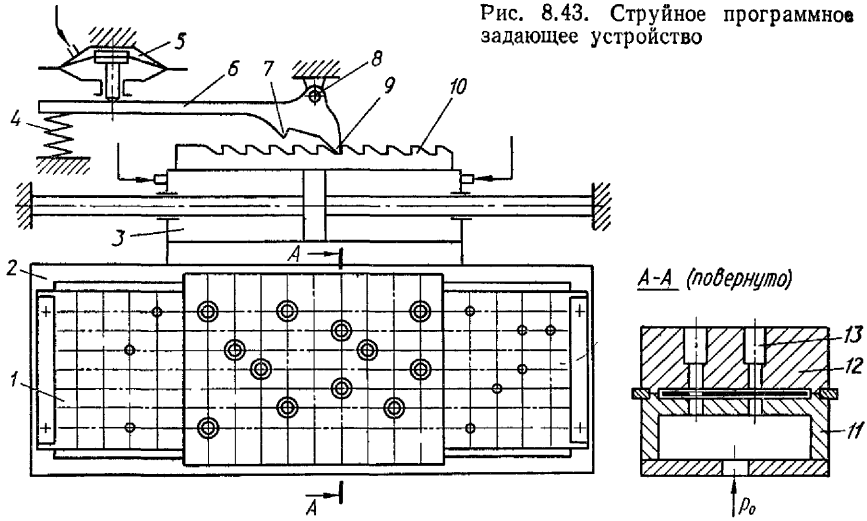


Рис. 8.43. Струйное программное задающее устройство

Один из вариантов такого ПЗУ (рис. 8.43) [27] использует струйный способ считывания команд, записанных на перфокарту. Перфокарта *1*, закрепленная в подвижной рамке *2*, помещена в зазоре между двумя платами *11* и *12* с питающими, входными и выходными каналами. Рамка жестко связана с гильзой реверсивного пневматического цилиндра *3*. Шток цилиндра закреплен, а гильза снабжена зубчатой рейкой *10*, для фиксации которой служит рычаг *6*, поворачивающийся на оси *8* и имеющий фиксирующие выступы *7* и *9*. Привод *5* и пружина *4* обеспечивают колебательное движение рычага относительно оси.

При подводе давления воздуха в левую полость цилиндра его гильза вместе с рамкой и рейкой стремится перемещаться влево, но движению препятствует фиксирующий выступ *9* поворотного рычага. Если теперь в рабочую полость привода *5* подать давление, то рычаг повернется на оси и выступ *9* освободит зуб рейки от фиксации, позволяя приводу выполнять перемещение. Одновременно с расфиксацией зуба рейки выступ *7* рычага займет положение, в котором он может зафиксировать один из зубьев рейки, чем перемещение ограничится. Фиксирующие выступы выполнены так, что при смене фиксации привод может переместиться только на полшага зубьев рейки. Если рабочую полость камеры *5* сообщить с атмосферой, то под действием пружины *4* рычаг возвратится в исходное положение. При этом выступ *7* освободит рейку, а выступ *9* зафиксирует очередной ее зуб, позволяя подвижной части переместиться еще на полшага. Таким образом, при подаче на привод *5* управляющего сигнала в виде импульса произвольной формы рамка с перфокартой перемещается на шаг с промежуточной фиксацией через полшага.

При реверсе цилиндра *3* давление воздуха подводится в его правую полость и гильза цилиндра вместе с рейкой и рамкой перемещается вправо, в исходное положение. Наклонные поверхности зубьев рейки поочередно воздействуют на выступы рычага, приводя его в колебательное движение, что исключает заклинивание и остановку рейки.

Таким образом, рамка с программоносителем может перемещаться шаг за шагом влево при считывании и отработке записанной на перфокарте информации и ускоренно, без промежуточных остановок, возвращаться в исходное положение. Команда на установку в исходное положение может быть подана в любой момент работы ПЗУ. Это позволяет использовать устройство для программирования циклов с различным числом тактов, избегая при эксплуатации потерь времени на то, чтобы ускоренно пройти неиспользуемые позиции, как это имеет место в ПЗУ роторного типа при установке программоносителя в исходное положение.

Считывание программы, записанной на программоноситель, по строкам происходит при перемещении программоносителя на шаг. Перфокарта имеет *10* дорожек (на рисунке — меньше), на каждой из которых может быть записана программа работы одного из рабочих органов машины. Как уже отмечалось, в этом задающем устройстве использован струйный способ считывания команд. Нижняя плата *11* ПЗУ представляет собой коллектор, в полость которого подведено давление питания p_0. В верхней плате выполнены выходные каналы *13*, которые коммутируются с выходными управляющими элементами системы. Перфокарта представляет собой заслонку, перекрывающую доступ сжатого воздуха из коллектора платы *11* в выходные каналы *13* верхней платы *12*. Пневматический дискретный сигнал поступает на выходы *13* ПЗУ только в том случае, если отверстие в перфокарте совпадает с выходным отверстием соответствующего канала *13*.

Аналогично может быть построено ПЗУ с использованием шагового привода (см. рис. 7.42).

Рассмотрим еще несколько типов ПЗУ, применяемых в гибких пневматических системах автоматического управления.

На базе шагового двигателя роторного типа [27] разработано пневматическое программное устройство выдержки времени для струйных систем управления, которое дает возможность получить в процессе автоматической работы несколько выдержек времени по наперед заданной программе, повышенную точность отсчета времени по сравнению с обычными пневматическими клапанами, легкость и точность настройки требуемых выдержек времени, широкий диапазон настроек по сравнению с обычными пневматическими клапанами, минимальное время на подготовку к последующему или повторному срабатыванию; контролировать время прерывистых процессов; защитить от падения давления, в случае которого отсчитанное время запоминается.

В конструкции устройства (рис. 8.44) диск-ротор *3* свободно посажен на центральной оси и имеет отверстие *1*, расположенное на радиусе R. В верхней *5* и нижней *4* платах равномерно по окружности этого же радиуса выполнены соосные сверления *2* и *9*, количество которых равно или кратно числу фиксированных положений ротора в пределах полного оборота. Отверстия в нижней плате выходят в кольцевую камеру *8* подвода давления питания. Отверстия в верхней плате являются выходными каналами устройства. В фиксированных положениях диска-ротора его отверстие *1* соединяет один из выходных каналов с линией подвода питания, образуя на нем командный

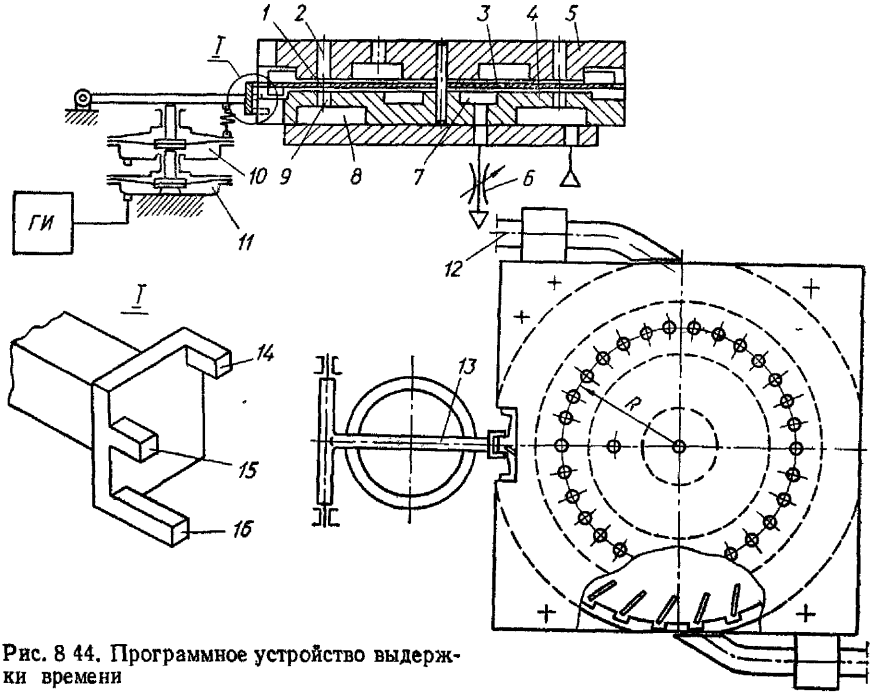


Рис. 8 44. Программное устройство выдержки времени

сигнал. Кольцевая камера *7* в нижней плате имеет выход в атмосферу через дроссель *6*, с помощью которого регулируется взвешенное состояние диска-ротора. Давление в камере *7* создается благодаря перетечкам воздуха из подводящих каналов *9*. Вращающий момент на диске-роторе *3* создается струей сжатого воздуха, подведенного к соплам *12* и направленного на лопатки диска. Шаговое перемещение диска осуществляется при подаче пневматических импульсов постоянной частоты от генератора импульсов *ГИ* на вход мембранного привода *11*. При этом рычаг фиксации *13* осуществляет колебательные движения и работает как анкерный механизм, а его головка, имеющая выступы *14* и *15*, фиксирует положение зуба диска, позволяя при каждом двойном ходе рычага поворачиваться диску на один шаг, величина которого определяется количеством зубьев по периферии диска. Выступ *16* головки рычага фиксации служит для фиксации диска в исходном положении.

Отсчет времени начинается с момента включения генератора. Периодический поворот диска на шаг обеспечивает последовательное появление сигналов на выходах устройства, причем каждому из них соответствует определенное время. Это время зависит от периода колебаний генератора и количества импульсов, которые должны быть поданы, чтобы диск-ротор повернулся на угол, соответствующий данному выходу, и отверстие *1* совпало с этим выходом. Программирование выдержки времени сводится к выбору соответствующего выхода и соединению его с управляющей частью системы. При отключении генератора отсчет времени прекращается. Для установки диска-ротора

в исходное положение нужно подать давление воздуха в рабочую полость мембранной камеры *10*.

Чтобы обеспечить независимость настройки каждой выдержки времени и использовать весь диапазон при каждом отсчете, программное устройство выдержки времени снабжают коммутатором, функции которого в системе управления выполняет шаговое задающее устройство с перфокартой (см. рис. 8.43). Коммутатор дает в любом такте рабочего цикла независимую связь одного из выходов устройства с логической частью системы управления. Каждый отсчет времени начинается с нуля. Благодаря этому изменение времени любой из технологических операций не требует перестройки всех последующих установок времени, что имеет место при накапливающемся (последовательном) отсчете. Возможное количество установок времени определяется числом тактов ПЗУ.

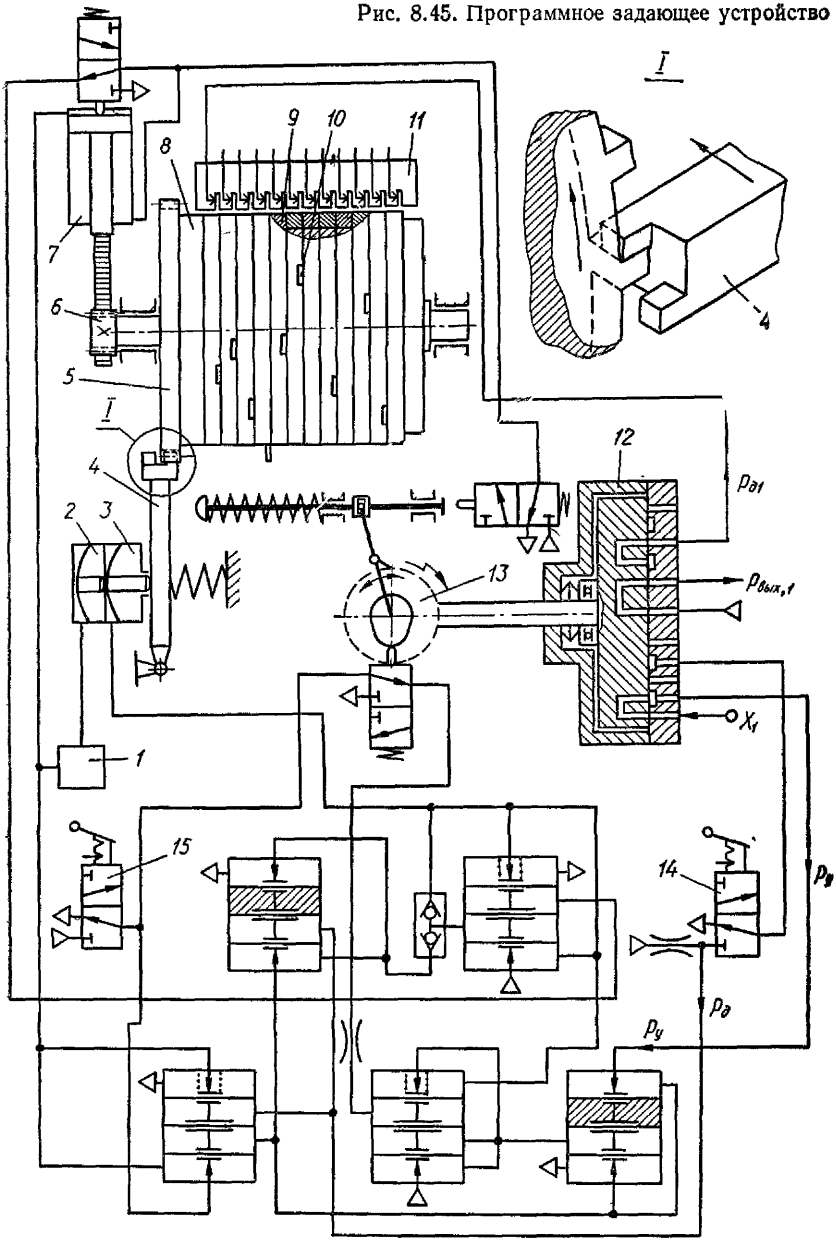
Описанное устройство можно использовать также в качестве счетчика импульсов, делителя частоты и простейшего командоаппарата. В последнем случае для увеличения числа выходных каналов в каждом такте можно добавить либо еще один ряд выходных каналов, либо, например, еще два отверстия в диске-роторе, расположив их равномерно по окружности радиуса R и получив в каждом такте 3 независимых выходных сигнала.

Еще один вариант ПЗУ [27], предназначенный для использования в системах программного управления на элементах УСЭППА (рис. 8.45), также использует пневматический шаговый двигатель «стреляющего» типа, который при отсчете времени обеспечивает периодический поворот барабана *8* (в пределах одного оборота) и ускоренный его возврат в исходное положение в конце каждого отсчета. Принцип получения шагового движения барабана такой же, как и в шаговом двигателе (см. рис. 7.42): барабан нагружается вращающим моментом, а зубчатый диск *5* фиксируется выступами рычага фиксации *4* при его колебательном движении. Смена фиксации зубьев диска сопровождается разрешением на поворот барабана на угол, соответствующий половине шага зубьев диска. Вращающий момент создается пневмоцилиндром *7* при помощи зубчато-реечной передачи *6*.

На барабане установлены кольца *9* с заслонками *10*. В одном из положений барабана заслонка перекрывает сопло соответствующего путевого пневмопреобразователя. Преобразователи выполнены в виде колодки *11* с прорезями, в которые входят сопла, запитываемые поочередно через коммутатор *12*. В каждом положении золотника коммутатора запитан только один преобразователь (на схеме показано подключение только первого из них), при перекрытии сопла которого образуется командный сигнал. Число преобразователей (и колец с заслонками) соответствует числу фиксированных позиций распределителя коммутатора. Каждое кольцо имеет возможность независимо устанавливаться по углу с последующей фиксацией. Поворотом кольца относительно исходного положения барабана устанавливают требуемую выдержку времени. Количество независимых установок времени определяется количеством путевых преобразователей.

Рабочие колебания рычага фиксации осуществляет мембранный привод *2*, запитанный от генератора пневматических импульсов *1*.

Рис. 8.45. Программное задающее устройство



Привод *3* служит для расфиксации диска *5* и одновременного поворота распределителя коммутатора на шаг при помощи храпового механизма *13*. После расфиксации диска реверсируется пневмоцилиндр *7* и барабан устанавливается в исходное положение.

Исполнительные механизмы программного устройства выдержки времени имеют автономную систему управления, собранную на эле-

ментах УСЭППА. Система автоматически контролирует срабатывание исполнительных механизмов, устанавливает последовательность их работы, осуществляет необходимые блокировки, а также дает возможность вручную управлять механизмами устройства при его наладке.

Включают в схему программное устройство выдержки времени, подключая управляющие входы коммутатора X_1, X_2, ..., X_n к элементам, по командам которых начинается отсчет времени, и подводя давление питания $p_{пит}$ к указанным на схеме точкам.

При включенных пневмотумблерах *14* и *15* отсчет времени начинается с подачей управляющего сигнала X_1. Поскольку первое кольцо на барабане развернуто и его заслонка не перекрывает преобразователь, давления $p_{д1}$ в линии связи преобразователя с коммутатором нет, а следовательно, и давление $p_д = 0$. По сигналу X_1 на выходе коммутатора образуется управляющий сигнал $p_у$, который включает подвод питания в поршневую полость пневмоцилиндра *7* и к генератору импульсов *1*. Начинается периодический поворот барабана на шаг. По истечении времени, установленного поворотом кольца, заслонка перекрывает преобразователь и в линии после дросселя, через который запитывается преобразователь, нарастает давление. Под действием давления $p_д$ отключается генератор импульсов, поршневая полость пневмоцилиндра сообщается с атмосферой и включается подача сжатого воздуха в полость мембранного привода *3*. Его срабатывание вызывает расфиксацию барабана, затем поворот коммутатора на шаг и подвод сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра *7*. На выходе коммутатора образуется выходной сигнал $p_{вых1}$, который является выходным сигналом устройства выдержки времени после первого отсчета.

После установки барабана в исходное положение прекращается подвод сжатого воздуха в полость привода *3*, рычаг фиксации возвращается в исходное положение, штоковая полость пневмоцилиндра сообщается с атмосферой, а собачка храпового механизма «набирает» очередной зуб колеса. При этом кулачок, установленный на оси храпового колеса, возвращается в положение, показанное на схеме, включает путевой клапан и снимает блокировку сигнала $p_у$, которая вводилась автоматически на время подготовки устройства к последующему срабатыванию. В новом положении коммутатора при наличии управляющего сигнала X_2 начинается очередной отсчет времени. Если в процессе отсчета сигнал X_2 снять, то генератор импульсов отключается и периодическое движение барабана прекращается. При восстановлении сигнала отсчет возобновляется. Это позволяет использовать устройство выдержки времени для контроля прерывистых процессов. Если требуемая выдержка времени больше времени одного оборота ротора при данной настройке частоты импульсов генератора, то для непрерывного отсчета можно использовать несколько преобразователей. При этом соответствующие кольца на барабане устанавливаются на максимальную выдержку, и только кольцо последнего из датчиков этой цепочки устанавливается так, чтобы суммарная продолжительность отсчета соответствовала требуемой, а включающий сигнал X подается на все соответствующие входы коммутатора. В конце отсчета по каждому из преобразователей ротор возвращается в исходное

положение, а коммутатор устанавливается в следующую позицию. Выходной сигнал устройства выдержки времени в конце такого отсчета забирается с выхода, который запитывается после переключения коммутатора по команде последнего преобразователя этой цепочки.

Если в процессе автоматической работы требуется меньше команд по времени, чем дает устройство, т. е. несколько преобразователей (и позиций коммутатора) не используются, то соответствующие кольца устанавливают на нуль, а неиспользуемые управляющие входы коммутатора соединяют с источником питания. После окончания последнего отсчета времени распределитель коммутатора шаг за шагом проходит неиспользуемые позиции и устанавливается в исходное положение. Барабан при этом неподвижен.

В процессе наладки или работы программного устройства выдержки времени может понадобиться подача выходной команды до окончания отсчета установленной выдержки времени. Для этого достаточно выключить и снова включить тумблер *14*. Остановить генератор импульсов можно, включив тумблер *15*. Для установки барабана в исходное положение необходимо выключить оба тумблера. При наладке коммутатор можно поворачивать вручную.

Программное устройство выдержки времени со встроенным коммутатором является функционально законченным узлом и может быть использовано в любой пневматической системе управления.

Рассмотренные в настоящей главе примеры далеко не исчерпывают всех возможностей пневмоавтоматики в машиностроении. На их базе можно построить системы программного управления металлорежущими станками, роботами, манипуляторами, технологическими комплексами гибких автоматизированных производств, системы управления циклическими и непрерывными процессами, автоматические регуляторы, оптимизаторы и другие устройства автоматического управления.

ГЛАВА 9

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ДИСКРЕТНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

9.1. Структура и классификация дискретных систем управления

Технологические процессы, автоматизируемые с помощью гидравлических и пневматических приводов, представляют собой определенную последовательность операций, в соответствии с которой срабатывают исполнительные органы машины или установки. Функции управления работой исполнительных органов выполняет совокупность связанных между собой и с объектами управления элементов, образующих систему управления (СУ).

В процессе автоматической работы на вход СУ поступают сигналы, характеризующие состояние объектов управления, а также управляю-

щие сигналы от программных устройств, преобразователей, контролирующих состояние внешней среды, оператора и т. п. Эти сигналы управления называются *входными*. В зависимости от состояния входных сигналов СУ формирует *выходные* сигналы, управляющие работой исполнительных устройств. В гидравлических и пневматических СУ носителем информации является давление рабочей среды, а сигналы управления (входные и выходные) представляют собой потоки жидкости или воздуха под давлением.

В зависимости от типа исполнительных устройств и организации управления ими СУ могут быть непрерывными (аналоговыми) и дискретными. *Непрерывные* СУ используют исполнительные устройства без жесткофиксированных рабочих положений (стабилизирующие, следящие устройства), реагирующие на изменение уровня управляющего сигнала. В *дискретных* системах управления (ДСУ) используются исполнительные устройства с фиксированными рабочими положениями, которые срабатывают периодически, а управляются аппаратурой с релейными характеристиками. Сигналы управления могут принимать только одно из двух значений, обозначаемых «1» и «0». Значение «1» соответствует наличию сигнала с принятым уровнем рабочего давления, значение «0» — отсутствию сигнала и атмосферному уровню давления. Передаются сигналы управления по гидравлическим или пневматическим линиям связи.

Деление гидравлических и пневматических систем на непрерывные и дискретные не абсолютно. Дискретный характер работы исполнительных устройств и элементов ДСУ не исключает возможности применения устройств непрерывного действия. В любой дискретной системе есть устройства для регулирования и стабилизации давлений, регулирования скоростей движения рабочих органов, достаточно часто используются устройства, обеспечивающие движение рабочих органов по заданному закону, и т. п.

В структуре гидравлических и пневматических дискретных систем можно выделить три составные части (рис. 9.1): энергетическую (*I*), исполнительную (*II*) и управляющую (*III*).

Энергетическая часть включает в себя источник питания и приборы подготовки рабочей среды. В гидросистемах источником питания является насосная установка с одним или несколькими насосами, а функции

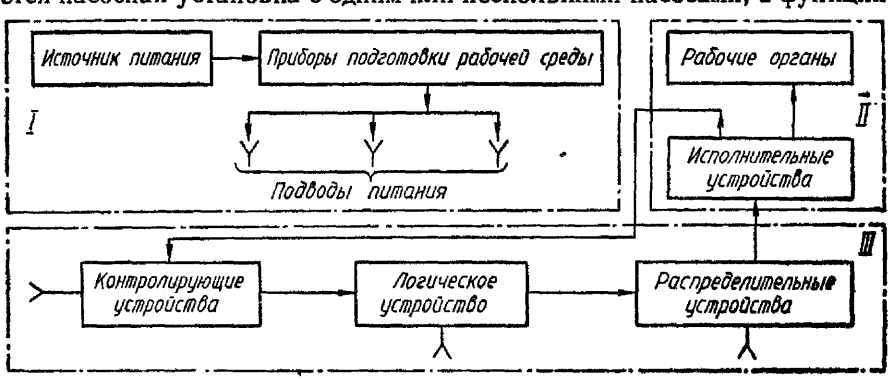


Рис. 9.1. Структурная схема дискретной системы

подготовки рабочей жидкости выполняют фильтры и клапаны регулировки давления. Для пневматических систем источником питания служит пневмомагистраль или индивидуальная компрессорная установка. Для подготовки воздуха используется аппаратура подготовки.

Исполнительную часть дискретной системы образуют гидравлические или пневматические двигатели дискретного действия, приводящие в движение рабочие органы машины или установки.

Основные элементы *управляющей части* — логическое устройство, контролирующие и распределительные устройства Логическое устройство образуется набором связанных между собой логических элементов, который обеспечивает образование выходных сигналов, управляющих распределителями, в зависимости от входных сигналов, поступающих от устройств, контролирующих срабатывание дискретных двигателей системы Однако информации о фактическом состоянии исполнительных устройств на различных этапах выполнения рабочего цикла часто бывает недостаточно для однозначной реакции логического устройства, особенно если при работе системы имеются повторения состояний исполнительных устройств В этих случаях требуется добавочная информация о том, на каком этапе работы находится система. Она поступает в виде дополнительных входных сигналов от запоминающих устройств — триггеров Количество логических элементов, в том числе и триггеров, характер их взаимосвязей в логическом устройстве определяются структурным синтезом ДСУ.

Контролирующими устройствами образуются входные дискретные сигналы, которые фиксируют факт выполнения команд логического устройства. Этим осуществляется обратная связь между исполнительной и управляющей частями системы. В зависимости от способа контроля применяют разнообразные типы и конструкции контролирующих устройств, но в своей основе это распределители дискретного действия.

Распределительные устройства служат для непосредственного управления дискретными двигателями путем переключения потокот жидкости или сжатого воздуха. Поскольку распределители выступаюв также в роли контролирующих устройств и логических элементов, то принято разделять их соответственно на *главные, командные* и *вспомогательные*.

В управляющую часть дискретной системы могут быть включены дополнительные структурные элементы: программное задающее устройство (ПЗУ), переключатель режима работы, преобразователи, усилители и т. п. С помощью ПЗУ можно изменить последовательность работы исполнительных механизмов, исключить некоторые технологические операции, изменить продолжительность операций и всего рабочего цикла машины или установки. ПЗУ типа командоаппаратов и программных устройств выдержки времени переналаживаются с минимальными затратами времени. Кроме того, применение ПЗУ упрощает логическую часть ДСУ, что может быть решающим фактором их использования не только в переналаживаемых, но и в сложных системах с постоянным рабочим циклом.

Большинство машин и установок с ДСУ, кроме работы в автоматическом или полуавтоматическом режиме, требует наладочного управления, при котором оператор может проверить работу отдельных меха-

низмов, провести необходимые регулировки и настройки. В наладочном режиме должны быть прерваны логические связи, обеспечивающие последовательную автоматическую работу исполнительных устройств, а для каждого из них должно быть предусмотрено независимое управление. Для этого применяют переключатели режимов работы в сочетании с пультами наладочного управления.

Потребность в преобразователях (пневмоэлектрических, электропневматических, пневмогидравлических и т. п.) и усилителях (пневматических, пневмогидравлических) возникает в тех случаях, когда в ДСУ используются различные виды и уровни энергии.

Гидравлические и пневматические ДСУ классифицируют по ряду признаков. Рассмотрим наиболее существенные из них.

По виду используемой энергии в исполнительной и управляющей частях ДСУ могут быть *гидравлическими, пневматическими, пневмогидравлическими, электрогидравлическими* и *электропневматическими.*

По виду источника питания различают системы с *автономным* и *централизованным питанием.*

По уровню рабочего давления различают системы *низкого, среднего* и *высокого давлений.* Такое деление условно и неоднозначно для гидро- и пневмосистем. Для гидросистем низкими принято считать давления до 5 МПа, средними — 5...20 МПа, высокими — свыше 20 МПа. Для пневмосистем низкие давления (избыточные) — 0,001...0,01 МПа, средние — 0,1...0,25 МПа, высокие — свыше 0,25 МПа.

По наличию контроля выполнения команд ДСУ могут быть замкнутыми и разомкнутыми. В *замкнутых ДСУ* выполнение дискретными двигателями каждой команды фиксируется контролирующими устройствами, сигналы от которых поступают на входы логического устройства. Последующие команды не подаются, если не выполнены предыдущие. Тем самым блокируются исполнительные устройства. В *разомкнутых ДСУ* выполнение команд не контролируется. Из-за низкой надежности их мало применяют.

По способу контроля выполнения команд замкнутые ДСУ могут быть с *путевым контролем, контролем по времени, по давлению (усилию)* и *со смешанным контролем.* Часто вместо способа контроля говорят о виде управления (*управление путевое, временное, в функции давления* или *усилия* и *смешанное*). Выбор способа контроля и соответствующих ему контролирующих устройств зависит от условий работы дискретных двигателей и характера выполняемых ими технологических операций. Контролируют обычно параметр, наиболее точно свидетельствующий о выполнении данной команды. Выбирая тип контролирующего устройства, руководствуются соображениями надежности, размеров, массы, стоимости, удобства расположения, занятости рабочей зоны машины и т. п.

Наиболее часто используют путевой контроль выполнения команд, как самый надежный (см., например, рис. 7.2). Недостатки этого способа контроля — загромождение рабочей зоны исполнительных устройств, большая разветвленность трубопроводов, практическая невозможность переналадки из-за необходимости перемонтажа трубопроводов.

Контроль по времени реализуют, применяя устройства типа клапанов выдержки времени (см. рис. 7.26). Системы с временным контролем отличаются компактностью управляющей части и удобством расположения элементов управления, допускают переналадку. Но их надежность значительно ниже, чем систем с путевым управлением. Хотя для срабатывания исполнительных устройств при настройке временных задатчиков отводится необходимое время с некоторым запасом, сам факт срабатывания не контролируется, что может привести к нарушению рабочего цикла. Кроме того, из-за запасов по времени увеличивается продолжительность цикла и снижается производительность машины или установки.

Контроль по давлению или усилию обычно используют в зажимных устройствах и реализуют с помощью гидравлических и пневматических реле давления и клапанов последовательности (см., например, рис. 7.25).

В системах со смешанным контролем сочетаются различные способы контроля выполнения команд, чем достигается оптимальный для данных условий вариант ДСУ.

По типу аппаратуры, используемой в управляющей части ДСУ, различают системы *струйные, струйно-мембранные, мембранные, клапанно-распределительные* и др. Тип элементов, реализующих логические функции, согласовывают с типами датчиков состояния и главных распределителей.

По условиям работы ДСУ делят на однотактные и многотактные (цикловые). К *однотактным* относятся такие ДСУ, в которых комбинации выходных сигналов управляющей части определяются только состоянием входных сигналов в данный момент времени и не зависят от предыдущих их состояний. В *многотактных* ДСУ комбинации выходных сигналов зависят не только от состояния входных сигналов в данный момент времени работы системы, но и от предшествующих состояний входов и выходов. Информация о предшествующих состояниях вводится с помощью триггеров. Многотактные ДСУ обычно называют *цикловыми*. Под *циклом* понимают определенную последовательность работы исполнительных устройств, после выполнения которой они занимают положение, принятое за исходное. Цикл принято разделять на такты. Под *тактом* понимают интервал времени в работе ДСУ, в течение которого комбинации входных и выходных сигналов (включая сигналы от триггеров) неизменны Для цикловых ДСУ характерна строгая последовательность выполнения тактов. В однотактных ДСУ чередование тактов произвольно.

Развитие автоматики идет путем усложнения функций и структур систем управления. Интуитивный подход к выбору структуры управляющей части ДСУ, вошедший в практику проектирования простых систем, в этих условиях малопригоден. Только опыт и способность прослеживать большое число возможных комбинаций входных и выходных сигналов позволяют проектировщику интуитивно определить необходимое количество логических элементов и их взаимосвязи для систем средней сложности. Интуитивно найденное решение в значительной мере субъективно, не исключает возможности ошибок и не гарантирует минимальности структуры ДСУ. Выбрать оптимальный вариант структуры управляющей части ДСУ возможно лишь, используя при проек-

тировании методы структурного синтеза, базирующиеся на формализованном представлении условий работы ДСУ и применении аппарата математической логики.

Задача *структурного синтеза* ДСУ — определить достаточный и необходимый набор логических элементов, обеспечивающий соответствие входных и выходных сигналов заданным условиям работы системы. Определение минимально необходимого количества логических элементов и их взаимосвязей носит название *задачи минимизации*.

При проектировании ДСУ исходят из условий ее работы, под которыми понимаются:

1) требуемая последовательность технологических операций и работы исполнительных устройств данной машины или установки;

2) необходимые режимы управления — автоматический, полуавтоматический, наладочный;

3) особенности технологических операций и связанная с ними необходимость применять определенный способ контроля выполнения команд, тип контролирующих и исполнительных устройств;

4) ориентация на определенный вид аппаратуры управления, связанная с условиями эксплуатации, наличием аппаратуры, возможностью ее приобретения или изготовления, ее надежностью, стоимостью;

5) требования по охране труда, технике безопасности и предупреждению брака — потребность в аппаратуре контроля и защиты, в дополнительных блокировках, предотвращающих аварийные ситуации, и т. п.

6) требования по удобству и расположению органов управления, по конструктивному и эстетическому оформлению устройств, узлов и машины или установки в целом.

На первом этапе структурного синтеза — составлении уравнений выходных сигналов — принимают во внимание пп. 1) и 2), а также выбирают тип главных распределителей, так как от этого зависит выбор метода структурного синтеза. Способы контроля выполнения команд, типы устройств контроля и средства реализации логических функций не конкретизируются. По полученным уравнениям строят структурную схему ДСУ, на которой символически представляют исполнительные устройства, главные распределители, устройства контроля в виде конечных выключателей и логические операторы.

Второй этап структурного синтеза — элементная реализация логических функций и построение принципиальной схемы ДСУ. При этом выбирают аппаратуру управления, устанавливают способы контроля выполнения команд и типы контролирующих устройств, при необходимости в схему вводят переключатель режимов работы, устройства для управления в наладочном режиме, дополнительные блокировки, средства защиты, а также задатчики закона движения исполнительных органов — дроссели, стабилизаторы скорости, тормозные устройства.

9.2. Логические функции и их реализация средствами гидропневмоавтоматики

Математическим аппаратом синтеза ДСУ служит двузначная алгебра логики, или булева алгебра, в частности ее раздел «Исчисление высказываний». Алгебра логики позволяет свести операции с логическими за-

Таблица 5

y \ x	0	1	Обозначение
y_0	0	0	$y_0 = 0$
y_1	0	1	$y_1 = x$
y_2	1	0	$y_2 = \bar{x}$
y_3	1	1	$y_3 = 1$

ключениями к формальным действиям над символами, т. е. оперировать логическими рассуждениями, как математика алгебраическими символами. Двузначная алгебра изучает связи между высказываниями, которые могут принимать одно из двух значений — быть истинными или ложными. Истинность обозначают символом «1», ложность «0». Высказывания могут быть простыми и сложными. Простое высказывание — предложение, устанавливающее некоторый факт, не ограниченный какими-либо дополнительными условиями. В алгебре логики простые высказывания называют *логическими переменными*. В дальнейшем будем их обозначать символами x_1, x_2, ..., x_n. Два и более простых высказываний, связанных в одном предложении с помощью логических связей типа И, ИЛИ, НИ...НИ, ЕСЛИ...ТО и др., образуют сложное высказывание. Его истинность или ложность зависит как от истинности или ложности простых высказываний, так и от характера логических связей между ними. Сложные высказывания называют *логическими функциями*; будем обозначать их символами y_1, y_2, ..., y_m. Логические связи между простыми высказываниями называются *логическими операциями*.

Множество логических функций при данном числе переменных конечно и может быть определено как $2^{2^n} = k$, где k — количество возможных функций, n — число переменных.

Рассмотрим функции одной переменной (табл. 5). Их количество $k = 2^{2^1} = 4$. Функции y_0 и y_3 не изменяют своих значений при изменении переменной x. Они называются *константа нуль* и *константа единица* соответственно. Функция y_1 всегда имеет то же значение, что и переменная x, т. е. повторяет ее значение. Она называется *повторением* или *функцией ДА*. Функция y_2 принимает значение 1 при $x = 0$ и значение 0 при $x = 1$, т. е. она инверсна по отношению к переменной. Функция обозначается $y_2 = \bar{x}$ (читается «не x») и называется *инверсией*, *отрицанием* или *функцией НЕ*.

Легко убедиться в том, что каждую из четырех функций можно выразить, используя символическую запись для двух функций $y_0 = 0$ и $y_2 = \bar{x}$. Остальные две функции могут быть записаны так: $y_1 = \bar{\bar{y}}_2 = \bar{\bar{x}} = x$; $y_3 = \bar{y}_0 = \bar{0} = 1$. Минимальное число функций, с помощью которых можно выразить все остальные функции данного числа переменных, называется *достаточным* и *необходимым функциональным набором*. Константа нуль и инверсия образуют такой набор для функций одной переменной.

В табл. 6 приведены логические функции двух переменных. Их число $k = 2^{2^n} = 2^{2^2} = 16$. Анализ показывает, что функции y_0, y_3, y_5, y_{10}, y_{12} и y_{15} уже встречались среди функций одной переменной, т. е.

Таблица 6

x_1 / x_2	0 1 0 1 / 0 0 1 1	Обозначение функции	Название функции	Выражение через И, ИЛИ, НЕ
y_0	0 0 0 0	$y_0 = 0$	Константа нуль (нулевая функция)	$y_0 = x_1\bar{x}_1 = x_2\bar{x}_2$
y_1	0 0 0 1	$y_1 = x_1x_2$ $(y_1 = x_1 \wedge x_2)$	Конъюнкция (логическое умножение, функция И)	$y_1 = x_1x_2$
y_2	0 0 1 0	$y_2 = x_2 \overrightarrow{\supset} x_1$	Запрет по x_1 (отрицание импликации от x_2 к x_1)	$y_2 = \bar{x}_1x_2$
y_3	0 0 1 1	$y_3 = x_2$	Повторение x_2 (функция ДА)	$y_3 = x_2$
y_4	0 1 0 0	$y_4 = x_1 \overrightarrow{\supset} x_2$	Запрет по x_2 (отрицание импликации от x_1 к x_2)	$y_4 = x_1\bar{x}_2$
y_5	0 1 0 1	$y_5 = x_1$	Повторение x_1 (функция ДА)	$y_5 = x_1$
y_6	0 1 1 0	$y_6 = x_1 \overline{\vee} x_2$ $(y_6 = x_1 \nabla x_2)$	Неравнозначность (исключающее ИЛИ)	$y_6 = x_1\bar{x}_2 + \bar{x}_1x_2$
y_7	0 1 1 1	$y_7 = x_1 + x_2$ $(y_7 = x_1 \vee x_2)$	Дизъюнкция (логическое сложение, функция ИЛИ)	$y_7 = x_1 + x_2$
y_8	1 0 0 0	$y_8 = x_1 \downarrow x_2$	Стрелка Пирса (отрицание дизъюнкции)	$y_8 = \bar{x}_1\bar{x}_2 = \overline{x_1 + x_2}$
y_9	1 0 0 1	$y_9 = x_1 \sim x_2$	Равнозначность (эквивалентность)	$y_9 = x_1x_2 + \bar{x}_1\bar{x}_2$
y_{10}	1 0 1 0	$y_{10} = \bar{x}_1$	Отрицание x_1 (инверсия, функция НЕ)	$y_{10} = \bar{x}_1$
y_{11}	1 0 1 1	$y_{11} = x_1 \rightarrow x_2$	Импликация (импликация от x_1 к x_2)	$y_{11} = \bar{x}_1 + x_2$
y_{12}	1 1 0 0	$y_{12} = \bar{x}_2$	Отрицание x_2 (инверсия, функция НЕ)	$y_{12} = \bar{x}_2$
y_{13}	1 1 0 1	$y_{13} = x_1 \leftarrow x_2$ $(y_{13} = x_2 \rightarrow x_1)$	Обратная импликация (импликация от x_2 к x_1)	$y_{13} = x_1 + \bar{x}_2$
y_{14}	1 1 1 0	$y_{14} = x_1/x_2$	Штрих Шеффера (отрицание конъюнкции)	$y_{14} = \bar{x}_1 + \bar{x}_2 = \overline{x_1x_2}$
y_{15}	1 1 1 1	$y_{15} = 1$	Константа единица (единичная функция)	$y_{15} = x_1 + \bar{x}_1 = x_2 + \bar{x}_2$

не являются оригинальными. Кроме того, функции y_2 и y_{13} также не являются оригинальными, так как отличаются от функций y_4 и y_{11} соответственно только порядком расположения переменных. Оставшиеся восемь функций оригинальны, имеют специальные обозначения и названия. Из дальнейшего анализа следует, что $y_4 = \bar{y}_{11}$, $y_6 = \bar{y}_9$, $y_8 = \bar{y}_7$ и $y_{14} = \bar{y}_1$, т. е. функции y_4, y_6, y_8 и y_{14} можно выразить через функции y_{11}, y_9, y_7, y_1 и инверсию Дополняя оставшиеся четыре самостоятельные функции функциями $y_0 = 0$ и $y = \bar{x}$, находим достаточный функциональный набор для функций двух переменных. Однако он не является необходимым. Подстановкой значений переменных можно проверить тождественность выражений $y_9 = x_1 \sim x_2 = \bar{x}_1\bar{x}_2 + x_1x_2$; $y_{11} = x_1 \rightarrow x_2 = \bar{x}_1 + x_2$ и $y_0 = x_1\bar{x}_1 = x_2\bar{x}_2 = 0$. Таким образом, для выражения всех функций двух переменных достаточно только трех функций **И**, ИЛИ, НЕ (см. табл. 6), образующих полный функциональный набор. С его помощью можно выразить также функции любого числа переменных, чем и пользуются на практике.

При структурном синтезе ДСУ входные сигналы, поступающие в логическое устройство, рассматривают как логические переменные, а выходные сигналы—как логические функции. Логические зависимости между входными и выходными сигналами определяют в виде уравнений, для записи которых используют обычно функциональный набор И, ИЛИ, НЕ. В этом случае логические уравнения отличаются по форме записи от обычных алгебраических только использованием знаков инверсии. Действия над уравнениями, их преобразования выполняют по законам, также весьма близким к законам обычной алгебры. Удобство применения функционального набора И, ИЛИ, НЕ состоит в том, что входящие в него функции реализуются в дискретной технике с помощью достаточно простых устройств, на базе которых строятся логические цепи любой сложности. При этом нет затруднений при переходе от логических уравнений к их элементной реализации.

Следует отметить, что функциональный набор И, ИЛИ, НЕ избыточен и может быть сокращен до двух функций: ИЛИ, НЕ или И, НЕ. В первом случае функцию И можно представить как $x_1x_2 = \overline{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}$; во втором случае функция ИЛИ выражается через И и НЕ: $x_1 + x_2 = \overline{\bar{x}_1\bar{x}_2}$. Тождественность замен проверяют, подставляя значения переменных. Однако такие сокращения функционального набора практически невыгодны, так как усложняют логические цепи при элементной реализации. Например, сократив набор до двух функций НЕ и ИЛИ, операцию логического умножения двух переменных можно реализовать с помощью трех логических элементов НЕ и одного ИЛИ ($\overline{\bar{x}_1 + \bar{x}_2} = x_1x_2$). При элементной реализации это требует установки нескольких логических элементов вместо одного.

Кроме И, ИЛИ, НЕ существуют и другие полные функциональные наборы. Примерами могут служить функции «импликация» ($y_{11} = x_1 \to x_2$), «стрелка Пирса» ($y_8 = x_1 \downarrow x_2$), «штрих Шеффера» ($y_{14} = x_1/x_2$), каждая из которых позволяет выразить все остальные функции. Этим пользуются, в частности, в струйной пневмоавтоматике [19]. Например, струйный элемент СТ-41 системы ВОЛГА [26], реализующий функцию «стрелка Пирса» (см. гл. 8), позволяет строить любые логические схемы. Но, как и для функциональных наборов ИЛИ, НЕ и И, НЕ, на практике оказалось удобнее пользоваться избыточным набором, т. е. элемент СТ-41 дополнить элементами СТ-43 (И—НЕ И) и СТ-42 (триггер), что позволяет существенно уменьшить число логических элементов в тех же схемах.

Уравнения выходных сигналов, по которым строят структурную и принципиальную схемы проектируемой ДСУ, должны быть приведены к минимальному и наиболее соответствующему функциональным возможностям логических элементов виду. При минимизации и преобразованиях используют законы и соотношения двузначной алгебры логики, базирующиеся на следующей системе аксиом: *если логическая переменная x может принимать только одно из двух значений:* 0 *или* 1, *причем* $x = 0$, если $x \neq 1$, и $x = 1$, *если* $x \neq 0$, *то*

$$0 \cdot 0 = 0; \quad 1 + 1 = 1; \quad 1 \cdot 1 = 1; \quad 0 + 0 = 0;$$

$$1 \cdot 0 = 0 \cdot 1 = 0; \quad 0 + 1 = 1 + 0 = 1.$$

Основные законы двузначной алгебры логики:

1. Закон перемещений (коммутативный).

$$x_1x_2 = x_2x_1; \quad x_1 + x_2 = x_2 + x_1$$

(результат не зависит от порядка следования переменных).

2. Распределительный закон (дистрибутивный):

$$x_1(x_2 + x_3) = x_1x_2 + x_1x_3; \quad x_1 + x_2x_3 = (x_1 + x_2)(x_1 + x_3).$$

3. Сочетательный закон (ассоциативный):

$$x_1(x_2x_3) = (x_1x_2)x_3 = x_1x_2x_3; \quad x_1 + (x_2 + x_3) =$$
$$= (x_1 + x_2) + x_3 = x_1 + x_2 + x_3.$$

4 Закон дополнительности:

$$x\bar{x} = 0; \quad x + \bar{x} = 1.$$

5. Закон двойной инверсии:

$$\bar{\bar{x}} = x.$$

6 Закон повторения (тавтологии):

$$xx = x; \qquad x + x = x;$$
$$xx\ldots x = x^n = x; \quad x + x + \cdots + x = nx = x.$$

7. Закон нулевого множества:

$$0 \cdot x = 0; \quad 0 + x = x.$$

8. Закон склеивания:

$$x_1x_2 + x_1\bar{x}_2 = x_1; \qquad x_1x_2 + \bar{x}_1x_3 + x_2x_3 = x_1x_2 + \bar{x}_1x_3;$$
$$(x_1 + x_2)(x_1 + \bar{x}_2) = x_1; \quad (x_1 + x_2)(\bar{x}_1 + x_3) = x_1x_3 + \bar{x}_1x_2.$$

9. Закон поглощения:

$$x_1(x_1 + x_2) = x_1; \qquad x_1 + x_1x_2 = x_1;$$
$$x_1(\bar{x}_1 + x_2) = x_1x_2; \qquad x_1 + \bar{x}_1x_2 + x_1x_3 = x_1;$$
$$x_1(x_1 + x_2)(x_1 + x_3) = x_1; \quad x_1 + \bar{x}_1x_2 = x_1 + x_2.$$

10. Законы инверсирования (правила де Моргана):

$$\overline{x_1x_2} = \bar{x}_1 + \bar{x}_2$$

(инверсия произведения равна сумме инверсий);

$$\overline{x_1 + x_2} = \bar{x}_1\bar{x}_2$$

(инверсия суммы равна произведению инверсий).

По минимизированным уравнениям выходных сигналов логического устройства строят структурную схему ДСУ. Элементы, реализующие логические операции — логические операторы, условно обозначают по ГОСТ 2.743—82 (рис. 9.2).

Для построения принципиальной схемы прежде всего выбирают тип аппаратуры, выполняющей логические функции. Необходимо учитывать, что гидравлические и пневматические логические элементы за небольшим исключением универсальны, т. е. позволяют выполнять

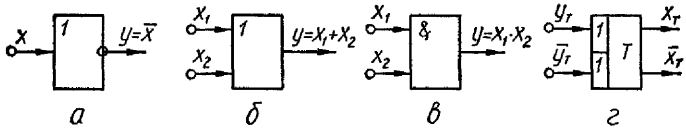


Рис. 9.2. Обозначения основных логических операторов на структурных схемах:
а — НЕ; *б* — ИЛИ; *в* — И; *г* — «память»

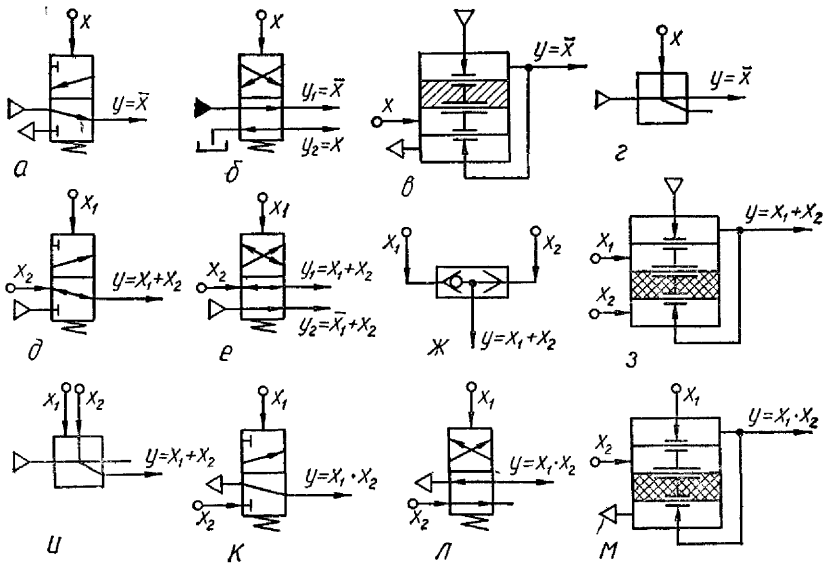
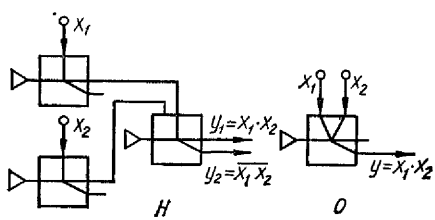


Рис. 9.3. Реализация логических функций основного функционального набора средствами гидропневмоавтоматики:
а — г — инверсии (НЕ); *д — и* — дизъюнкции (ИЛИ); *к — о* — конъюнкции (И)



несколько различных логических операций. Использование функциональных возможностей аппаратуры позволяет уменьшить количество элементов принципиальной схемы по сравнению со структурной. Примеры реализации функций НЕ, ИЛИ, И основного функционального набора средствами гидропневмоавтоматики приведены на рис. 9.3.

При построении принципиальных схем следует учитывать активность и пассивность логических элементов. Элемент считается активным, если уровень сигнала на его выходе не зависит от уровня входных сигналов. Например, на рис. 9.3, *а—г, и, о* элементы являются активными, так как их выходные сигналы определяются уровнем давления питания. Логические операции ИЛИ, И на рис. 9.3, *ж, к—м* реализуются по пассивным схемам, а на рис. 9.3, *д, е, з* — по полуактивным. При после-

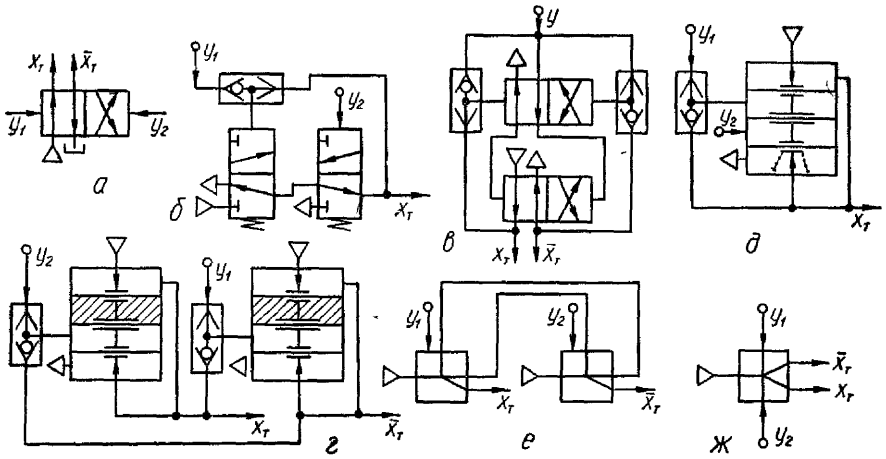


Рис. 9.4. Схемы триггеров на:
а — в — клапанно-распределительной аппаратуре; *г, д* — элементах УСЭППА; *е, ж* — струйных элементах

довательном соединении в ряд пассивных элементов сигнал на выходе логической цепи из-за гидравлических потерь может оказаться недостаточным по уровню, что нарушит работу ДСУ. Поэтому в длинных логических цепях приходится чередовать пассивные элементы с активными иногда в ущерб простоте схемы.

Одна из разновидностей логических функций, используемая в многотактных ДСУ,— функция «память», которая реализуется с помощью триггеров. Применяют триггеры двух типов — с раздельными входами (рис. 9.4, *а, б, г—ж*) и со счетным входом (рис. 9.4, *в*). Простейший триггер с раздельными входами — распределитель с двусторонним управлением (рис. 9.4, *а*). На его входы с выходов логического устройства поочередно подаются включающий y_1 и выключающий y_2 сигналы. На выходах триггера образуются инверсные относительно друг друга сигналы $x_т$ и $\bar{x}_т$. Запоминание сигналов — механическое, т. е. переключенный распределительный элемент сохраняет свое положение за счет действия сил трения независимо от того, поддерживается вызвавший переключение сигнал или нет. Триггер с раздельными входами и одним выходом (рис. 9.4, *б*) построен на трех клапанах. На этом примере легко убедиться, что логическую функцию «память», как и другие функции, можно выразить через функциональный набор И, ИЛИ, НЕ. Уравнение триггера имеет вид

$$x_т = (y_1 + x_т)\,\bar{y}_2,$$

где y_1 — включающий триггер сигнал; y_2 — выключающий сигнал. Пользуясь уравнением, можно получить и другие варианты триггеров на логических элементах любых систем и любых уровней давления (рис. 9.4, *г—ж*).

Триггер со счетным входом (рис. 9.4, *в*) отличается тем, что имеет только один входной канал, поочередная подача сигналов y на который вызывает его переключение с запоминанием переключенных состояний.

Конструкции элементов и аппаратов, реализующих логические функции, принцип их действия, функциональные возможности рассмотрены в гл. 7 и 8.

9.3. Структурный синтез однотактных ДСУ

В однотактных ДСУ выходные сигналы логического устройства однозначно определяются комбинацией входных сигналов и не зависят от предшествующих состояний входов и выходов. По этой причине однотактные системы называют «автоматами без памяти» или избирательными системами с произвольным следованием тактов. Примерами однотактных ДСУ могут служить системы контрольно-сортировочных автоматов, распределительных конвейеров, адресных устройств [20].

Логическую часть однотактной ДСУ можно представить в виде логического многополюсника, на входы которого подаются сигналы x_1, x_2, ..., x_n, а на выходах образуются сигналы y_1, y_2, ..., y_m (рис. 9.5). При этом может быть $n > m$, $n < m$ или $n = m$. Задача структурного синтеза — определить логические связи между входными и выходными сигналами и реализовать их имеющимися техническими средствами. Естественно, задачу нужно решить так, чтобы требуемые условия работы ДСУ обеспечивались минимумом аппаратуры.

Условия работы однотактной ДСУ обычно задают в виде таблицы состояний, где записывают значения каждого выходного сигнала при всех возможных комбинациях входных. При этом как входные, так и выходные сигналы могут иметь одно из двух значений — 1 или 0. Состояние входов, при котором данный выходной сигнал действителен (т. е. равен единице), называется *обязательным* для данного выхода. Состояние входов, при котором выходной сигнал ложен (т. е. равен нулю), называется *запрещенным*. Состояние входов, при котором значение данного выхода не играет роли и может быть любым из двух возможных, называется *условным*. Условные состояния отмечают в таблице прочерками. К ним относятся неиспользуемые, безразличные и излишние обязательные состояния. *Неиспользуемыми* называются такие состояния входных сигналов, которые в данных условиях работы ДСУ не имеют места. К *безразличным* относятся состояния входов, для которых любое значение данного выходного сигнала не нарушит условий работы системы. *Излишними* обязательными называют состояния, в которых дублируются заведомо действительные выходные сигналы.

Далее будет показано, что условные состояния позволяют минимизировать уравнения выходных сигналов, упростить структуру ДСУ и количество логических элементов в схеме. Поэтому выявление их при анализе условий работы системы — один из важных этапов структурного синтеза.

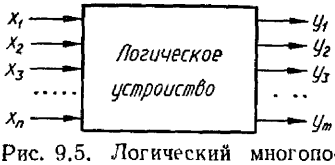


Рис. 9.5. Логический многополюсник однотактной ДСУ

Используя таблицу состояний, для каждого выходного сигнала можно составить уравнение, устанавливающее его зависимость от входных сигналов. Это уравнение может быть записано в виде совершенной дизъюнктивной нормальной

формы (СДНФ) или совершенной конъюнктивной нормальной формы (СКНФ).

СДНФ представляет собой логическую сумму (дизъюнкцию) всех конституент единицы для данного выходного сигнала. *Конституента единицы* — логическое произведение всех входных сигналов для состояния, при котором данный выходной сигнал принимает действительное значение. Произведение должно быть равным единице при подстановке значений входных сигналов, соответствующих этому состоянию, и принимать нулевое значение для любых других вариантов. Например, выходной сигнал y, зависящий от входных сигналов x_1, x_2, x_3, принимает действительные значения при $x_1 = 1$, $x_2 = 0$, $x_3 = 1$ и при $x_1 = 0$, $x_2 = 1$, $x_3 = 0$. Конституенты единицы, записанные для этих двух вариантов значений входных сигналов, имеют вид $x_1\bar{x}_2x_3$ и $\bar{x}_1x_2\bar{x}_3$. Уравнение выходного сигнала в виде СДНФ

$$y = x_1\bar{x}_2x_3 + \bar{x}_1x_2\bar{x}_3.$$

СКНФ — логическое произведение конституент нуля для данного выходного сигнала. *Конституента нуля* представляет собой логическую сумму всех входных сигналов состояния, для которого выходной сигнал имеет нулевое значение, причем при подстановке значений выходных сигналов этого состояния сумма дает нуль, а для всех других вариантов значений — единицу. Например, выходной сигнал y, зависящий от входных сигналов x_1, x_2, x_3, имеет нулевое значение при $x_1 = 0$, $x_2 = 1$, $x_3 = 1$ и при $x_1 = 1$, $x_2 = 1$, $x_3 = 0$. Конституенты нуля, записанные для этих двух состояний, имеют вид $x_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3$ и $\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + x_3$. Уравнение выходного сигнала в виде СКНФ

$$y = (x_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3)(\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + x_3).$$

Уравнения выходных сигналов в совершенной дизъюнктивной или конъюнктивной нормальной форме обычно избыточны и требуют минимизации. В простых случаях минимизации достигают, преобразуя СДНФ или СКНФ с использованием законов и соотношений двузначной алгебры логики. Более удобна в последующих преобразованиях СДНФ, однако, если для данного выходного сигнала число запрещенных состояний значительно меньше числа обязательных, то может оказаться, что использование СКНФ предпочтительнее. Использование СДНФ и СКНФ для получения уравнений, их последующие преобразования с целью минимизации проиллюстрируем на примере получения выражений через И, ИЛИ, НЕ других функций двух независимых переменных.

Пусть требуется выразить через функциональный набор И, ИЛИ, НЕ логическую функцию $y_2 = x_2 \supset x_1$ (см. табл. 6). Поскольку y_2 имеет только одно действительное значение при $x_1 = 0$ и $x_2 = 1$, то соответствующее ему уравнение в виде СДНФ содержит одну конституенту единицы: $y_2 = \bar{x}_1x_2$. Полученную форму нельзя упростить — она минимальна. Уравнение для этой же функции в виде СКНФ представляет собой логическое произведение трех конституент нуля: $y_2 = (x_1 + x_2)(\bar{x}_1 + x_2)(\bar{x}_1 + \bar{x}_2)$. Путем преобразований оно приводится

к минимальной форме: $y_2 = (\bar{x}_1\bar{x}_1 + x_1x_2 + x_2\bar{x}_1 + x_2x_2)(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) = [0 + x_2(x_1 + \bar{x}_1) + x_2](\bar{x}_1 + \bar{x}_2) = x_2(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) = x_2\bar{x}_1 + x_2\bar{x}_2 = x_2\bar{x}_1 = \bar{x}_1x_2$.

Для логической функции $y_{14} = x_1/x_2$ (см. табл. 6) удобнее использовать СКНФ, позволяющую получить требуемое уравнение сразу в минимальной форме: $y_{14} = \bar{x}_1 + \bar{x}_2$. Такое же уравнение можно получить, используя СДНФ с последующими преобразованиями: $y_{14} = \bar{x}_1\bar{x}_2 + x_1\bar{x}_2 + \bar{x}_1x_2 = (\bar{x}_1\bar{x}_2 + x_1\bar{x}_2) + (\bar{x}_1\bar{x}_2 + \bar{x}_1x_2) = \bar{x}_2(\bar{x}_1 + x_1) + x_1(\bar{x}_2 + x_2) = \bar{x}_2 + \bar{x}_1 = \bar{x}_1 + \bar{x}_2$.

Минимизация уравнений путем преобразований возможна только в самых простых случаях. Обычно же для этого используют другие методы минимизации, два из которых рассмотрены ниже.

Табличный метод минимизации. Сущность его состоит в том, что путем анализа в таблице состояний выявляют условные состояния, соседние по отношению к членам СДНФ. Состояния считаются соседними, если они отличаются значением только одной переменной. Например, состояния $x_1\bar{x}_2x_3$ и $\bar{x}_1\bar{x}_2x_3$ — соседние, так как отличаются только значением переменной x_1. Соседние состояния склеивают на основании соответствующего закона алгебры логики. Так, $x_1\bar{x}_2x_3 + \bar{x}_1\bar{x}_2x_3 = \bar{x}_2x_3$. Таким образом, чтобы минимизировать уравнения для данного выхода, к членам его СДНФ дописывают дополнительные слагаемые — конституенты единицы пригодных для склеивания условных состояний. Члены СДНФ проверяют также на склеивание между собой.

З а д а ч а 1. Требуется рассортировать детали типа цилиндрических роликов, которые контролируются по диаметру и длине двумя измерителями-датчиками с сигналами x_1 и x_2 (рис. 9.6, *а*). Если $x_1 = 1$ и $x_2 = 1$, то деталь годная по обоим размерам, если $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$,— бракованная по двум размерам. Необходимо отделить годные детали, а также рассортировать брак (брак по первому размеру, по второму размеру и по обоим размерам).

Пусть из пункта контроля деталь скатывается по наклонной плоскости, в которой имеются приемные люки. Каждый люк открывается своим приводом, например пневмоцилиндром с распределителем с односторонним пневмоуправлением. В первый люк должны попадать

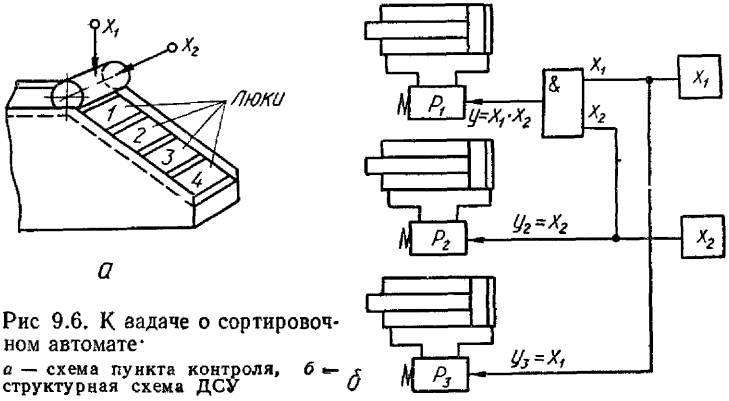


Рис 9.6. К задаче о сортировочном автомате:
а — схема пункта контроля, *б* — структурная схема ДСУ

годные детали, во второй — бракованные по диаметру, в третий — бракованные по длине, в четвертый — бракованные по длине и диаметру. Если при контроле детали открывается соответствующий ее годности люк, то все другие люки, расположенные до него, должны быть закрыты, а расположенные после него могут быть открыты или закрыты. Эти условия работы представлены таблицей состояний (табл. 7), где y_1, y_2, y_3, y_4 — выходные сигналы управления приводами, открывающими приемные люки. Нули в строках для выходных сигналов соответствуют запрещенным состояниям, когда выходные сигналы не появляются, а соответствующие люки закрыты. Единицы обозначают обязательные состояния, при которых подаются соответствующие выходные сигналы, чтобы открыть тот или другой приемный люк. Прочерками обозначены условные состояния. Например, при состоянии входов $x_1 = 1$, $x_2 = 1$ (деталь годная) выходной сигнал y_1 должен быть подан, а первый люк — открыт. Значения y_2, y_3 и y_4 при этом безразличны, т. е. эти выходные сигналы могут быть действительными или ложными, а соответствующие люки — открыты или закрыты. В любом случае контролируемая деталь попадет только в первый люк. Составим уравнения выходных сигналов в виде СДНФ:

Таблица 7

x_1	0	1	0	1
x_2	0	0	1	1
y_1	0	0	0	1
y_2	0	0	1	—
y_3	0	1	—	—
y_4	1	—	—	—

$$y_1 = x_1x_2; \quad y_2 = \bar{x}_1x_2; \quad y_3 = x_1\bar{x}_2; \quad y_4 = \bar{x}_1\bar{x}_2$$

По уравнениям можно строить структурную схему, в которой будет два оператора НЕ и четыре оператора И. Попытаемся минимизировать найденные уравнения. Первое из них упростить невозможно, так как для выхода y_1 нет условных состояний, а его уравнение содержит только один член, который не с чем склеивать. Для выхода y_2 есть одно условное состояние ($x_1 = 1$, $x_2 = 1$), которое является соседним с обязательным ($x_1 = 0$, $x_2 = 1$). Тогда

$$y_2 = \bar{x}_1x_2 = \bar{x}_1x_2 + x_1x_2 = (\bar{x}_1 + x_1)\,x_2 = x_2.$$

Для выходного сигнала y_3 имеются два условных состояния, но первое из них ($x_1 = 0$, $x_2 = 1$) не является соседним с обязательным ($x_1 = 1$, $x_2 = 0$) и не может быть использовано для минимизации. Второе условное состояние ($x_1 = 1$, $x_2 = 1$) можно использовать для склеивания.

$$y_3 = x_1\bar{x}_2 = x_1\bar{x}_2 + x_1x_2 = x_1\,(\bar{x}_2 + x_2) = x_1.$$

В строке для выходного сигнала y_4 содержатся только обязательное и условные состояния. Заменяя прочерки единицами, видим, что сигнал y_4 не зависит от состояний входных сигналов и всегда равен единице. Следовательно, последний люк может быть постоянно открыт и для его открывания не нужен отдельный привод.

В результате система уравнений выходных сигналов принимает вид

$$y_1 = x_1x_2; \quad y_2 = x_2; \quad y_3 = x_1$$

Для ее реализации нужен только один логический оператор И (рис. 9.6, *б*).

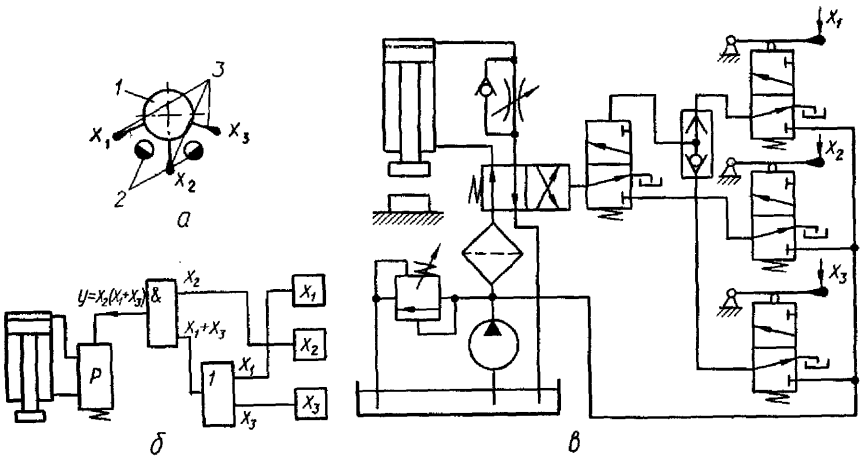


Рис. 9.7. К задаче о гидравлическом прессе:
а — схема расположения оператора и рукояток управления, *б* — структурная схема ДСУ; *в* — принципиальная схема гидросистемы пресса

Задача 2. Требуется построить структурную и принципиальную схемы управления вертикальным цилиндром *1* гидравлического пресса при условии, что управление должно быть двухрукояточным (для исключения травматизма рук) и оператор может управлять прессом, находясь в одной из двух рабочих позиций *2* (рис. 9.7, *а*).

Из условия задачи вытекает, что пресс должен иметь три рукоятки *3* управления, воздействуя на которые, оператор подает входные сигналы $x_1 = 1$, $x_2 = 1$ из одной рабочей позиции и $x_2 = 1$, $x_3 = 1$ из другой. Условия работы системы управления отражает таблица состояний (табл. 8). Выходной сигнал y управления распределителем гидроцилиндра пресса имеет два обязательных, четыре запрещенных и два условных состояния при всех возможных комбинациях входных сигналов. Первое условное состояние (при $x_1 = 1$, $x_2 = 0$, $x_3 = 1$) является неиспользуемым, а второе — излишним обязательным и неиспользуемым.

Запишем уравнение для выходного сигнала в виде СДНФ:

$$y = \bar{x}_1 x_2 x_3 + x_1 x_2 \bar{x}_3.$$

Для его реализации требуются два оператора НЕ, четыре И и один ИЛИ, т. е. семь логических операторов.

Анализируя таблицу состояний, видим, что первое условное состояние не является соседним ни для одного из обязательных и, следовательно, не может быть использовано для склеивания. Зато второе

Таблица 8

x_1	0	0	0	0	1	1	1	1
x_2	0	0	1	1	0	0	1	1
x_3	0	1	0	1	0	1	0	1
y	0	0	0	1	0	—	1	—

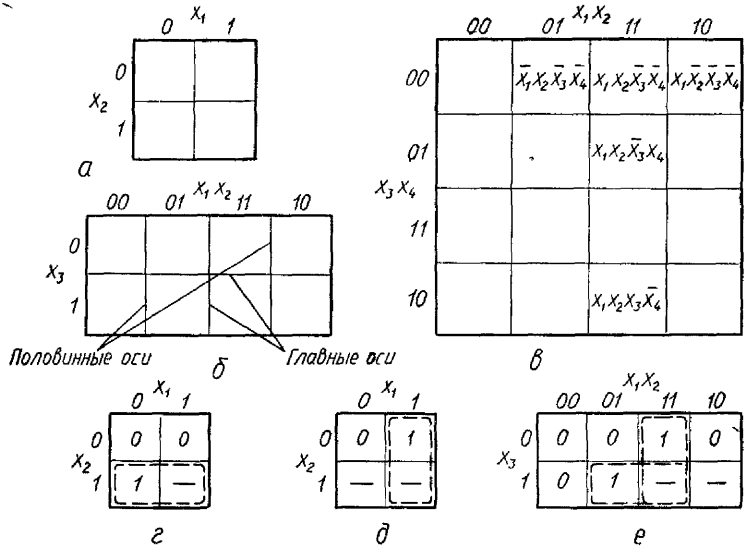


Рис. 9.8. Матрицы Карно для функций:
а — двух переменных; *б* — трех переменных; *в* — четырех переменных; *г, д, е* — примеры объединений

условное состояние ($x_1 = 1$, $x_2 = 1$, $x_3 = 1$) — соседнее для обоих обязательных состояний. Поэтому можно воспользоваться им для упрощения уравнения:

$$y = (\bar{x}_1 x_2 x_3 + x_1 x_2 x_3) + (x_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 x_2 x_3) =$$

$$= (\bar{x}_1 + x_1) x_2 x_3 + x_1 x_2 (\bar{x}_3 + x_3) = x_2 x_3 + x_1 x_2 = x_2 (x_1 + x_3).$$

Для реализации полученного выражения требуется только два логических оператора (рис. 9.7, *б*). Принципиальная схема гидросистемы пресса показана на рис. 9.7, *в*.

Минимизация логических функций при помощи матриц Карно. *Матрица* (или *карта*) *Карно* представляет собой таблицу (рис. 9.8), содержащую 2^n клеток, где n — число переменных (входных сигналов). При ее построении следует стремиться к квадратной или близкой к квадратной форме, что облегчает последующие действия. По сторонам матрицы распределяют переменные и так, чтобы каждая ее клетка соответствовала полному набору всех переменных, произведение которых должно давать на данном наборе действительное значение функции и нули на всех других наборах. При распределении переменных нужно выдерживать принцип соседности: рядом стоящие клетки должны быть соседними, т. е. отличаться значением только одной переменной. Кроме того, соседними должны быть клетки, расположенные симметрично относительно главных, половинных, четвертинных и т. д. осей матрицы. На рис. 9.8, *в* для примера несколько клеток заполнены произведениями переменных, которым они соответствуют. Так, клетка $\bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 \bar{x}_4$ соответствует набору $x_1 = 1$, $x_2 = 1$, $x_3 = 0$, $x_4 = 0$, и произведение переменных при этих их значениях равно единице. Клетка является

соседней с рядом стоящими клетками, а также с клеткой $x_1x_2x_3\bar{x}_4$, расположенной симметрично относительно главной оси матрицы. Принцип соседности обеспечивается соответствующим чередованием комбинаций переменных, распределенных по каждой стороне матрицы. Например, для переменных x_3, x_4, которые распределены по вертикальной стороне матрицы, комбинации значений этих переменных следуют в порядке 00, 01, 11, 10. Если распределяются по одной стороне три переменные, то комбинации их значений составляют следующий ряд: 000—001—011—010—110—111—101—100.

Матрицу Карно строят отдельно для каждого выходного сигнала и заполняют не произведениями переменных, а значениями выходного сигнала для каждого из наборов входных сигналов. Как и в таблицу состояний, в клетки матрицы записывают обязательные, запрещенные и условные состояния. Для минимизации функции, заданной в виде матрицы Карно, объединяют (склеивают) клетки, содержащие единицы или прочерки. Чем больше обязательных состояний охватывается одним объединением, тем меньше членов в конечном уравнении. Чем больше клеток входит в объединение, тем больше переменных исключается из данного члена конечного уравнения. Объединяют только соседние клетки, соседние пары клеток и т. д. Объединение двух клеток исключает одну переменную, двух пар клеток — две переменные, четырех пар — три переменные и т. д. Исключаемые переменные определяют по простому правилу: если для клеток, охваченных объединением, значения данной переменной меняются, то функция от нее не зависит и переменную следует исключить.

В качестве примера минимизируем с помощью матриц Карно уравнения выходных сигналов y_2 и y_3, заданных таблицей состояний 7 (см. задачу 1). В первом случае (рис. 9.8, *г*) объединены нижние две клетки (показано штриховой линией). Без учета объединения уравнение для y_2 можно записать в виде СДНФ: $y_2 = \bar{x}_1x_2$. Но поскольку клетка с обязательным состоянием объединена с соседней клеткой с условным состоянием, что равносильно замене прочерка единицей и последующему склеиванию, то из уравнения исключается переменная x_1, которая для объединенных клеток имеет значения 0 и 1, что не влияет на значение y_2. Следовательно, $y_2 = x_2$. Аналогично по матрице для выходного сигнала y_3 (рис. 9.8, *д*) найдем $y_3 = x_1\bar{x}_2$ и после исключения x_2, значение которого меняется при постоянном значении y_3, получим $y_3 = x_1$. Результаты совпадают с полученными ранее.

На рис. 9.8, *е* показана еще одна матрица Карно, построенная по условию задачи 2 (см. табл. 8). Исходное уравнение для выходного сигнала $y = x_1x_2\bar{x}_3 + \bar{x}_1x_2x_3$. Поскольку два обязательных состояния одним объединением охватить не удается, то в конечном уравнении остается два слагаемых, но в первом из них исключается переменная x_3, а во втором — x_1. Конечное уравнение принимает вид $y = x_1x_2 + x_2x_3 = x_2(x_1 + x_3)$. Следует обратить внимание на то, что каждое из обязательных состояний объединялось с одной и той же клеткой, т. е. клетки, которые не содержат запрещенных состояний, могут участвовать в разных объединениях многократно. Более сложные примеры применения матриц Карно приведены в следующем разделе.

9.4. Структурный синтез многотактных ДСУ

В подавляющем большинстве случаев гидравлические и пневматические дискретные системы многотактные, т. е. они работают по определенному замкнутому циклу такт за тактом с заданной последовательностью движений исполнительных устройств. Выполнение команд управляющей части исполнительными устройствами контролируется конечными выключателями. Комбинации сигналов, поступающих от выключателей на входы логического устройства, могут повторяться, но реакция на них логического устройства должна быть различной и соответствовать запрограммированному циклу. Для определенности логического решения в таких ситуациях нужен ввод в логическое устройство добавочной информации о том, на какой стадии выполнения цикла находится система. Эта информация поступает в виде дополнительных входных сигналов от запоминающих устройств — триггеров. Для управления триггерами (их включения и выключения на определенных этапах цикла) с выходов логического устройства подаются дополнительные выходные сигналы. Структуру управляющей части ДСУ упрощенно можно представить в виде логического многополюсника, для которого триггеры образуют обратные связи (рис. 9.9, *а*). Поэтому многотактные ДСУ называют *системами с обратными связями* или *автоматами «с памятью»*.

Большинство методов структурного синтеза многотактных ДСУ базируется на приведении логического многополюсника к однотактному эквиваленту многотактной ДСУ (рис. 9.9, *б*). Для этого предварительно определяют требуемое число триггеров, затем условно разрывают обратные связи и по аналогии с однотактными ДСУ устанавливают логические зависимости между входными и выходными сигналами. При этом в качестве входных рассматривают не только сигналы от конечных выключателей, но и выходные сигналы триггеров, а в качестве выходных — сигналы управления исполнительными устройствами и триггерами.

Необходимое число триггеров можно определить двумя путями: последовательно вводя триггеры до полной определенности соответствий выходных сигналов комбинациям входов либо вводя избыточное число триггеров, которое затем по специальной методике сокращается до необходимого минимума.

Основные этапы структурного синтеза многотактной ДСУ следующие:

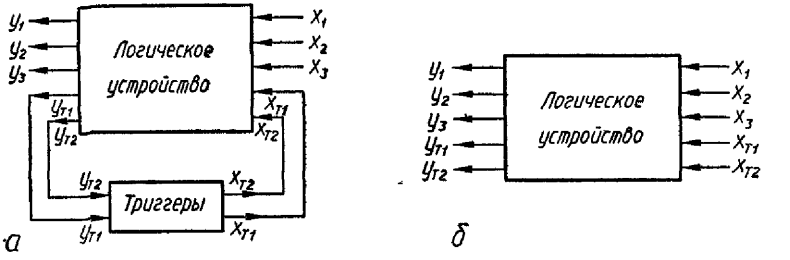


Рис. 9 9. Логический многополюсник многотактной ДСУ (*а*) и его однотактный эквивалент (*б*)

1) задание условий работы дискретной системы, ее рабочего цикла;

2) анализ цикла на реализуемость и определение потребности в триггерах;

3) выявление последовательности переключений триггеров в течение рабочего цикла;

4) составление уравнений выходных сигналов и их минимизация;

5) построение структурной и принципиальной схем.

Условия работы многотактной системы могут быть заданы различными способами:

1) словесной формулировкой, в которой отражается требуемая последовательность работы исполнительных устройств, отмечаются особенности технологических операций, режимы работы, потребность в блокировках и т. п.;

2) таблицей состояний или цикловой диаграммой работы исполнительных устройств;

3) графом;

4) системой логических уравнений;

5) условной записью.

Здесь для представления требуемого цикла работы многотактной системы воспользуемся условной записью. Исполнительным устройствам, выполняющим технологические операции, присвоим порядковые номера, и последовательность их срабатывания будем представлять в виде чередования этих номеров. В полученном таким образом цифровом ряду такты рабочего цикла выделяются с помощью тире, а порядковые номера исполнительных устройств, работающих одновременно, разделяются запятыми. Прямому ходу данного исполнительного устройства в записи соответствует его порядковый номер, а обратному ходу — тот же номер, но со знаком инверсии. Например, запись $1—2—\bar{1}, \bar{2}$ означает, что в трехтактном цикле два исполнительных устройства срабатывают в следующем порядке: 1-й такт — прямой ход первого устройства; 2-й такт — прямой ход второго устройства; 3-й такт — обратный ход обоих исполнительных устройств.

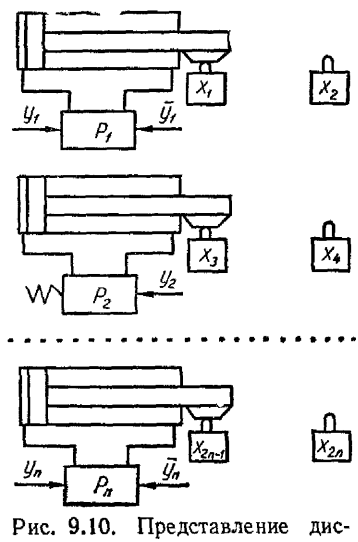


Рис. 9.10. Представление дискретных исполнительных устройств при структурном синтезе

Условимся представлять дискретные исполнительные устройства в виде цилиндров со втянутыми в исходном положении штоками (рис. 9.10). Крайние положения подвижных частей контролируются конечными выключателями, подающими входные сигналы $x_1, x_2, \ldots, x_{2n-1}, x_{2n}$, где n — порядковый номер исполнительного устройства. Исходным положениям соответствуют сигналы с нечетными индексами, выдвинутым — сигналы с четными индексами. Способ контроля выполнения команд и тип контролирующих устройств на первых этапах

структурного синтеза значения не имеют, а для наглядности показываются как путевые выключатели. Выходные сигналы логического устройства, управляющие распределителями P_1, P_2, ..., P_n, обозначим y_1, $\bar{y}_1$, ..., y_n, $\bar{y}_n$ для распределителей с двусторонним управлением, причем прямые сигналы y_1, y_2, ..., y_n вызывают переключения распределителей, соответствующие прямым ходам исполнительных устройств, а инверсные $\bar{y}_1$, $\bar{y}_2$, ..., $\bar{y}_n$ — обратным их ходам. Индекс при y совпадает с порядковым номером исполнительного устройства. Распределитель P_2 имеет одностороннее управление. При подаче выходного сигнала y_2 он переключается так, что поршень цилиндра выполняет прямой ход, при снятии сигнала — обратный.

Применительно к гидравлическим и пневматическим многотактным ДСУ используют несколько методов структурного синтеза, базирующихся на общей теории релейных устройств и отличающихся друг от друга способами представления условий работы, анализа на реализуемость, определения потребного числа триггеров, получения уравнений выходных сигналов и их минимизации. Примерами могут служить методы: синтеза по таблицам состояний с последующей минимизацией структуры табличным способом или при помощи матриц Карно [20]; Хафмена [19]; графоаналитический; построения ДСУ с применением логических схем алгоритмов (ЛСА); синтеза с использованием языка циклических процессов (ЯЦП) [30]; метод, разработанный во ВНИИгидроприводе [19] с применением языка режимов, условий и ситуаций (ЯРУС) [10] и др. Рассмотрим некоторые из этих методов.

Синтез многотактных ДСУ по таблицам состояний. Пусть требуется построить схему автоматического управления двумя пневмоцилиндрами, работающими по циклу 1—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$; в схеме использовать главные распределители с двусторонним управлением, предусмотреть возможность остановки пневмоцилиндров в исходном положении (штоки втянуты); для контроля выполнения команд использовать путевые конечные выключатели.

При структурном синтезе тип главных распределителей имеет важное значение, так как он определяет число выходных сигналов управления и характер этих сигналов. Распределители с двусторонним управлением механически «запоминают» переключенное положение, благодаря чему для их переключения можно использовать как потенциальные (длительные), так и импульсные (кратковременные) сигналы, что способствует упрощению структуры логического устройства.

По заданному циклу с учетом принятой индексации выключателей (рис. 9.10) составляем таблицу состояний (табл. 9), в которой отмечаем обязательные, запрещенные и условные состояния для всех выходных сигналов, рассматривая комбинации входных сигналов x_1, x_2, x_3, x_4 в порядке их следования по циклу. В таблице учитываем не только устойчивые состояния входных сигналов от выключателей в крайних положениях подвижных частей исполнительных устройств (такты 1, 2, 3, 4), но и промежуточные их комбинации, имеющие место при движении поршней пневмоцилиндров (такты 1а, 2а, 3а, 4а). Прочерками отмечаем условные (безразличные) состояния выходов. Например, если в такте 1 подан сигнал $y_1 = 1$ и распределитель первого пневмоцилинд-

Таблица 9

Такт	1	1а	2	2а	3	3а	4	4а
x_1	1	0	0	0	0	0	0	0
x_2	0	0	1	1	1	1	1	0
x_3	1	1	1	0	0	0	1	1
x_4	0	0	0	0	1	0	0	0
y_1	1	—	—	—	—	—	0	0
$\bar{y}_1$	0	0	0	0	0	0	1	—
y_2	0	0	1	—	0	0	0	0
$\bar{y}_2$	—	—	0	0	1	—	—	—

ра переключен, то, благодаря «запоминанию» пневмораспределителем переключенного положения, поддерживать сигнал y_1 в последующих тактах необязательно при условии, что сигнал $\bar{y}_1$ обратного переключения запрещен. Замена некоторых обязательных состояний условными упрощает уравнения выходных сигналов. Следует отметить, что в табл. 9 учтена только часть возможных комбинаций входных сигналов. Не учтены такие комбинации, которые при данной последовательности срабатываний пневмоцилиндров не встречаются либо вообще невозможны. Например, невозможно одновременно получить действительные значения сигналов x_1 и x_2 или x_3 и x_4. Неучтенные состояния входов условны для всех выходных сигналов.

Полученную таблицу состояний анализируют на реализуемость. Признак реализуемости — отсутствие совпадающих тактов. *Совпадающими* называют такты, в которых при одинаковых комбинациях входных сигналов должны образоваться разные выходные. В рассматриваемом примере совпадающими являются 2-й и 4-й такты, а также промежуточные такты 1а и 4а, 2а и 3а. Таким образом, пока цикл нереализуем. Для его реализации необходима развязка совпадающих тактов. Она достигается вводом триггеров. Включая триггер перед одним из совпадающих тактов и выключая его перед вторым, дополняют одинаковые комбинации сигналов от выключателей добавочным входным сигналом от триггера, который имеет разные значения в бывших совпадающих тактах. При наличии нескольких пар совпадающих тактов необходимо стремиться вводом каждого триггера развязать возможно большее их число. Если ввод одного триггера задачу не решает, добавляют еще один и т. д., пока не останется совпадающих тактов. Включение и выключение триггеров возможно только в тактах, которые сами не совпадают. В нашем примере ввод одного триггера позволяет развязать как основные, так и промежуточные такты. Включить триггер нужно в первом такте, а выключить — в третьем.

По результатам анализа строят реализуемую таблицу состояний (табл. 10), в которой добавляется один входной сигнал $x_т$ (с выхода триггера), два выходных сигнала $y_т$ и $\bar{y}_т$ управления триггером и два дополнительных такта, в которых переключается триггер. Дополни-

Таблица 10

x_1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
x_2	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0
x_3	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1
x_4	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
$x_т$	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0
y_1	0	1	—	—	—	—	—	—	0	0
$\bar{y}_1$	—	0	0	0	0	0	0	0	1	—
y_2	0	0	0	1	—	—	0	0	0	0
$\bar{y}_2$	—	—	—	0	0	0	1	—	—	—
$y_т$	1	—	—	—	—	0	0	0	0	0
$\bar{y}_т$	0	0	0	0	0	1	—	—	—	—

(т.
под
пок
рекл
такт
=бли
ем
авн

ные такты образуются делением основных тактов, выбранных для
ючения и выключения триггера. Табл. 10 уже реализуема, по ней
но записать уравнения выходов в виде СДНФ, например: $y_1 =$
$= \bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 \bar{x}_4 x_т$; $\bar{y}_1 = \bar{x}_1 x_2 x_3 \bar{x}_4 \bar{x}_т$ и т. п. Для их минимизации воспользуем
матрицами Карно (рис. 9.11, *а—е*). Матрицы строим для пяти пере-
ных, включая сигнал $x_т$ с выхода триггера. В матрице для каж-
дого выхода отмечаем обязательное и запрещенные состояния, взятые
из реализуемой таблицы состояний. Остальные состояния отмечаем как
условные. В результате получаем следующую систему уравнений:

$$y_1 = x_т; \quad y_2 = x_2 x_т; \quad y_т = x_1;$$
$$\bar{y}_1 = x_3 \bar{x}_т; \quad \bar{y}_2 = \bar{x}_т; \quad \bar{y}_т = x_4.$$

Признак правильного решения — наличие в системе всех входных переменных. По полученным уравнениям строим структурную (рис. 9.11, *ж*) и принципиальную (рис. 9.11, *з*) схемы. В последней для обеспечения автоматической остановки системы в исходном положении на линии подачи первой команды в цикле установлен пусковой клапан ПК.

Таблица 11

x_1	1	0	0	0	0	0	0	0
x_2	0	0	1	1	1	1	1	0
x_3	1	1	1	0	0	0	1	1
x_4	0	0	0	0	1	0	0	0
y_1	1	1	1	1	1	1	0	0
y_2	0	0	1	1	0	0	0	0

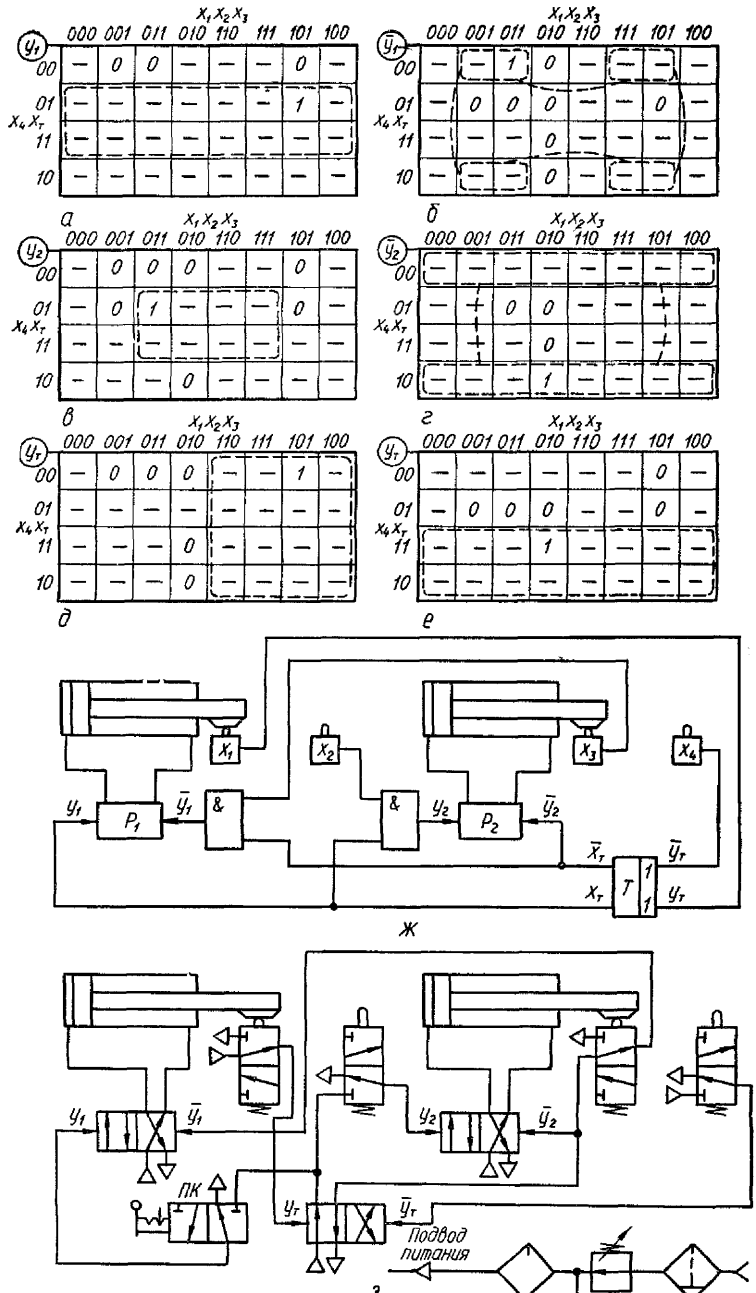


Рис. 9.11. К синтезу многотактной системы, работающей по циклу 1—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$:

а—е — матрицы Карно для минимизации уравнений выходных сигналов, *ж* — структурная схема, *з* — принципиальная схема

Таблица 12

x_1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
x_2	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0
x_3	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1
x_4	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
$x_т$	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0
y_1	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0
y_2	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
$y_т$	1	—	—	—	—	0	0	0	0	0
$\bar{y}_т$	0	0	0	0	0	1	—	—	—	—

Пусть требуется построить аналогичную схему на распределителях с односторонним управлением. Строим исходную таблицу состояний (табл. 11). Поскольку главные распределители не имеют «памяти», подаваемые выходные сигналы нужно поддерживать все то время, пока распределители, управляемые этими сигналами, должны быть переключены. Как и в предыдущем случае, в таблице есть совпадающие такты, которые развязывают, вводя один триггер. По реализуемой таблице состояний (табл. 12) заполняют матрицы Карно (рис. 9.12). Уравнения выходных сигналов имеют вид

$$y_1 = \bar{x}_3 + x_т; \quad y_т = x_1;$$

$$y_2 = x_2 x_т; \quad \bar{y}_т = x_4.$$

В рассмотренных примерах использован первый способ определения необходимого числа триггеров — путем их последовательного ввода до развязки всех совпадающих тактов.

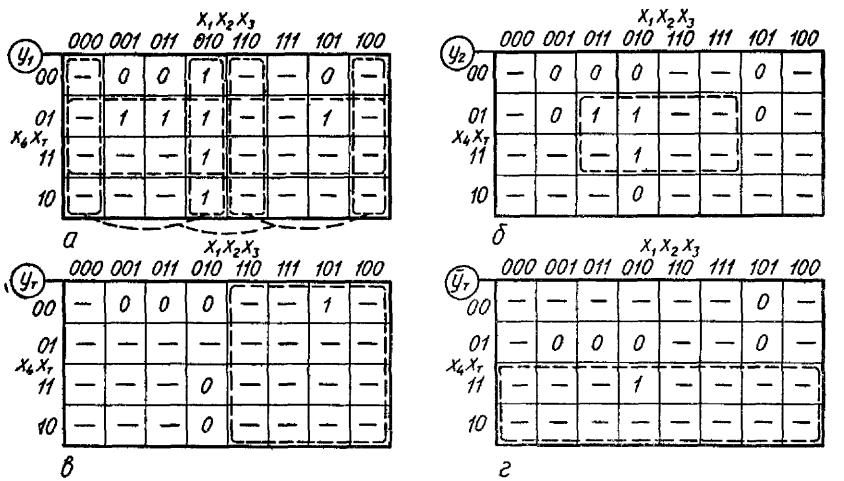


Рис. 9.12. Матрицы Карно к табл. 12.

Таблица 13

x_1x_2/x_3x_4																y_1	y_2
00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10		
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	⟨1⟩	—	—	2	1	0
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	⟨2⟩	1	0
—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	⟨3⟩	—	1	1
—	⟨4⟩	—	—	—	—	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	1
—	6	—	—	—	—	⟨5⟩	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	0
—	⟨6⟩	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7	—	1	0
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	⟨7⟩	8	0	0
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	⟨8⟩	0	0

Метод Хафмена. Второй способ определения минимально необходимого числа триггеров для обеспечения реализуемости многотактной системы используется при структурном синтезе по методу Хафмена. Здесь по исходной таблице состояний составляют первичную таблицу переходов. В ней каждому устойчивому состоянию входных сигналов в рабочем цикле отводят отдельную строку [19] и по числу строк выбирают достаточное и необходимое количество триггеров так, чтобы каждой строке соответствовала своя комбинация сигналов с выходов триггеров. Поскольку выходной сигнал триггера может принимать только два значения, то для двух строк в первичной таблице переходов нужен один триггер, для трех-четырех — два, для пяти...восьми — три и т. д. Такой подход обеспечивает избыточность триггеров на первом этапе. Затем по определенным правилам сжимают первичную таблицу переходов, объединяя строки. При этом их число, а следовательно, и число потребных комбинаций выходных сигналов триггеров доводят до минимума. Сжатую таблицу переходов (матрицу переходов) используют для получения уравнений выходных сигналов системы.

Рассмотрим метод Хафмена на примере синтеза ДСУ, работающей по циклу 1—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$ и использующей распределители с односторонним управлением. Таблица состояний для этого случая уже была составлена (см. табл. 11). Используем ее для построения первичной таблицы переходов (табл. 13). В ней каждой комбинации входных сигналов отведена своя колонка, кроме того, отведены колонки для каждого выходного сигнала, а количество строк соответствует числу тактов таблицы состояний (с учетом промежуточных состояний входных сигналов при движениях исполнительных приводов). В таблице отмечают устойчивые и неустойчивые состояния каждой из встречающихся при отработке цикла комбинаций входных сигналов в порядке их следования. Каждому устойчивому состоянию входов (обозначаются ⟨1⟩, ⟨2⟩ и т. д.) отводят самостоятельную строку. При этом под устойчивым понимают состояние входов, которому соответствует стабильное внутреннее состояние логической части ДСУ, т. е. состояние, при котором вы-

ходные сигналы приведены в соответствие с входными. Устойчивым состояниям непосредственно предшествуют неустойчивые (обозначаются 1, 2 и т. д.), т. е. такие, в которых из-за инерционности элементов ДСУ после образования новой комбинации входных сигналов существует некоторое время несоответствие выходных сигналов этой комбинации. Например, при переходе от устойчивого состояния ⟨8⟩ в конце цикла к первому состоянию повторного цикла вначале образуется новая комбинация входных сигналов 1010 без изменения выходных сигналов (неустойчивое состояние 1), затем выходные сигналы приводятся в соответствие с этой комбинацией входов (устойчивое состояние ⟨1⟩).

После заполнения первичной таблицы переходов ее свободные клетки отмечают прочерками как условные состояния. В колонках для выходных сигналов записывают их значения для соответствующих устойчивых состояний. В рассматриваемом примере первичная таблица имеет восемь строк. Поскольку каждой строке соответствует своя комбинация сигналов от триггеров, то для заведомой реализации заданного цикла достаточно трех триггеров, которые и обеспечат требуемые восемь комбинаций их выходных сигналов.

Чтобы избавиться от избытка триггеров, сожмем первичную таблицу переходов, объединив ее строки. При этом будем соблюдать следующие правила:

1) две строки могут совмещаться в одну, если при их наложении совпадают устойчивые и неустойчивые состояния с одинаковыми номерами либо устойчивые или неустойчивые состояния совпадают с прочерками (условными состояниями);

2) совмещение устойчивого состояния с неустойчивым с тем же номером дает в совмещенной строке устойчивое состояние;

3) совмещение данного состояния с условным оставляет в силе совмещаемое состояние;

4) для всех устойчивых состояний в сжатой таблице, называемой матрицей переходов (табл. 14), отмечают соответствующие им значения выходных сигналов;

5) для оставшихся после сжатия строк распределяют комбинации выходных сигналов триггеров, соблюдая принцип соседности, т. е. так, чтобы переходы между устойчивыми состояниями, находящимися в разных строках, происходили при изменении только одного из сигналов триггеров.

В рассматриваемом примере объединены четыре верхние и четыре нижние строки. Таким образом, матрица переходов содержит только две строки и для реализуемости цикла достаточно одного триггера. Если верхней строке будет соответствовать действительное значение выходного сигнала триггера ($x_т = 1$), то нижней — его ложное значение ($x_т = 0$).

По матрице переходов составляют матрицы Карно для выходных сигналов (в том числе и для триггеров), с помощью которых находят требуемые для построения структуры ДСУ уравнения.

Для выходного сигнала управления распределителем матрица Карно по форме совпадает с матрицей переходов, но в ее клетки вместо устойчивых состояний записывают соответствующие им значения данного выхода. В клетки с неустойчивыми состояниями записывают

x_1x_2/x_3x_4 Таблица 14

00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10	
—	$\langle 4\rangle^{11}$	—	—	—	—	5	—	—	—	—	—	$\langle 1\rangle^{10}$	—	$\langle 3\rangle^{11}$	$\langle 2\rangle^{10}$	1
—	$\langle 6\rangle^{10}$	—	—	—	—	$\langle 5\rangle^{10}$	—	—	—	—	—	1	—	$\langle 7\rangle^{00}$	$\langle 8\rangle^{00}$	0

x_T

x_1x_2/x_3x_4 Таблица 15

00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10	
—	1	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	1	—	1	1	1
—	1	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	0	0	0

x_T

x_1x_2/x_3x_4 Таблица 16

00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10	
—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	—	1	0	1
—	0	—	—	—	—	0	—	—	—	—	—	0	—	0	0	0

x_T

x_1x_2/x_3x_4 Таблица 17

00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10	
—	1	—	—	—	—	0	—	—	—	—	—	1	—	1	1	1
—	0	—	—	—	—	0	—	—	—	—	—	1	—	0	0	0

x_T

прочерки, если при переходе от этих состояний к устойчивым выход меняет свое значение. В противном случае записывается то же значение, что и для устойчивого состояния с таким же номером. Матрицы Карно для выходов y_1 и y_2 представлены в виде табл. 15 и 16. Используя объединения, показанные в таблицах, получаем следующие уравнения:

$$y_1 = x_T + \bar{x}_3; \quad y_2 = x_2x_T.$$

Матрица Карно для выходного сигнала x_T триггера имеет аналогичную форму (табл. 17), но при ее заполнении вместо каждого устойчивого состояния записывают значение x_T для строки, в которой находится это состояние. Вместо каждого неустойчивого состояния в матрицу заносят значение, соответствующее устойчивому состоянию с тем же номером. Используя показанные в матрице объединения, находим:

$$x_T = \bar{x}_4x_T + x_1.$$

Это уравнение триггера, в котором x_1 — включающий триггер сигнал, а x_4 — выключающий. При необходимости его можно заменить уравнениями $y_T = x_1$ (включающий сигнал) и $\bar{y}_T = x_4$ (выключающий сигнал).

Найденное по методу Хафмена решение совпадает с результатом, полученным ранее табличным методом.

Графоаналитический метод. Недостаток большинства методов структурного синтеза состоит в том, что даже при сравнительно небольшом усложнении задач (больше тактов, больше исполнительных устройств, больше входных и выходных сигналов) исчезает простота решения, появляются огромные таблицы, матрицы, теряется наглядность, резко возрастают затраты времени, увеличивается вероятность чисто механических ошибок при выполнении несложных, но многочисленных формальных действий. Названные недостатки в основном устранены в графоаналитическом методе структурного синтеза многотактных ДСУ. Метод разработан на кафедре гидропневмоавтоматики и гидравлики Киевского политехнического института. Он базируется на графическом представлении условий работы многотактной системы и использовании цикличности для определения минимальной структуры ДСУ.

Основные этапы структурного синтеза по графоаналитическому методу следующие: 1) построение первичного графа и его анализ на реализуемость; 2) приведение первичного графа, в случае необходимости, к реализуемому виду; 3) построение вторичного графа; 4) составление уравнений выходных сигналов; 5) построение структурной и принципиальной схем.

Первичный граф строят для проверки цикла на реализуемость и определения (при необходимости) нужного количества триггеров и последовательности их включения по циклу для обеспечения реализуемости. Проводят окружность — символ замкнутого цикла, которую делят на равные дуговые участки по числу тактов в цикле. Точки деления образуют вершины графа. Одну из них принимают за исходную и, начиная от нее, при последовательном обходе графа по часовой стрелке его вершинам присваивают порядковые номера исполнительных устройств в соответствии с очередностью их срабатывания, т. е. обозначения вершин точно повторяют принятую здесь форму условной записи цикла (рис. 9.13). Внутри окружности проводят линии связи, соединяющие сопряженные вершины. Две вершины являются *сопряженными,* если в их обозначениях содержатся инверсные по отношению друг к другу порядковые номера, например: 1 и $\bar{1}$, 2 и $\bar{2}$ и т. д.

Линии связи и их пересечения образуют внутри первичного графа зоны, по характеру которых можно судить о его реализуемости, а следовательно, и о реализуемости цикла. Под *реализуемым* будем понимать такой цикл (и его первичный граф), в котором требуемая последовательность работы исполнительных устройств обеспечивается без ввода дополнительных запоминающих устройств (триггеров). Признак реализуемости графа — отсутствие в нем неопределенных зон. Зона считается *неопределенной,* если в ней можно провести хотя бы одну линию неопределенности. *Линия неопределенности* — линия, соединяющая две любые вершины первичного графа, которая разделяет его линии связи, не пересекая внутри графа ни одной из них. Три типа неопределенных зон, в которых проведены (штриховой линией) линии неопределенности, показаны на рис. 9.13, *г...е.* Первый тип (рис. 9.13, *е*) характерен для циклов с совпадающими тактами; неопределенные зоны второго и третьего типов (рис. 9.13, *д, е*) имеют место в первичных графах для циклов без совпадающих тактов. В некоторых условиях,

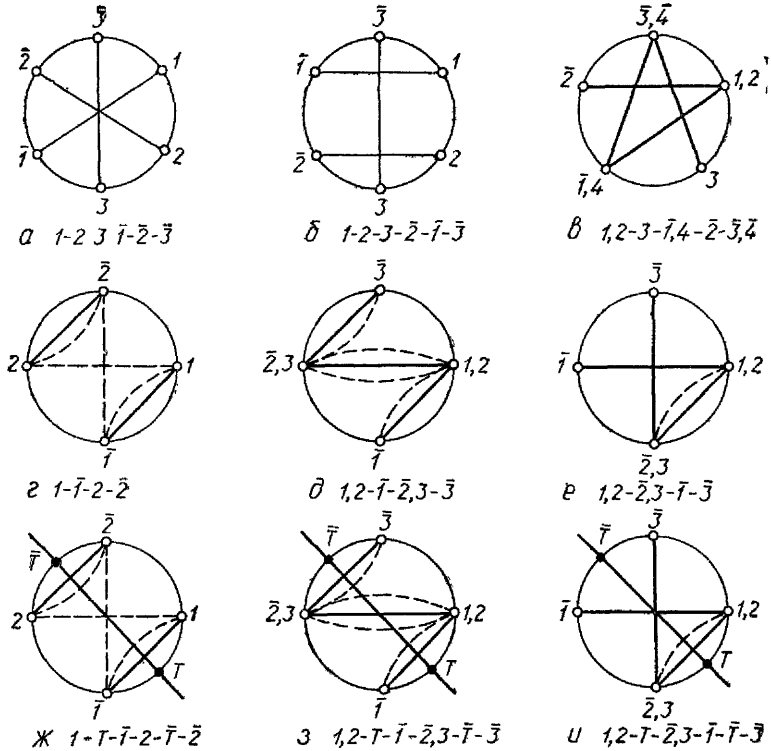


Рис. 9.13. Примеры первичных графов, реализуемых (*а—в*), нереализуемых (*г—е*) и приведенных к реализуемому виду (*ж—и*)

связанных с быстродействием исполнительных устройств, срабатывающих в одном такте, такие циклы нарушаются. Их нереализуемость скрытая, но требует развязки.

В первичных графах на рис. 9.13, *а...в* невозможно провести хотя бы одну линию неопределенности, т. е. они реализуемы. Для приведения нереализуемого графа к реализуемому виду нужно провести в нем все возможные линии неопределенности и пересечь их минимальным числом дополнительных линий связи так, чтобы эти линии пересекались с максимально возможным числом основных линий связи и между собой. Пересечения каждой дополнительной линии связи с окружностью графа образуют в нем две дополнительные вершины и добавляют два дополнительных такта. Дополнительные вершины — новые состояния, образующиеся при вводе триггера, а дополнительные такты необходимы для его переключений. Положение дополнительных вершин на окружности графа определяет последовательность включения и выключения каждого из введенных триггеров в реализуемом цикле. Примеры приведения нереализуемых графов (рис. 9.13, *г...е*) к реализуемому виду показаны на рис. 9.13, *ж...и*. В каждом из них для развязки достаточно ввести один триггер с вершинами Т, $\overline{\text{Т}}$.

Вторичный граф служит для составления уравнений выходных сигналов. Его строят по реализуемому первичному графу. Проводят ок-

ружность, которую делят на равные дуговые участки по числу тактов в реализуемом графе. Точки деления образуют вершины вторичного графа, которые соответствуют устойчивым состояниям входных сигналов в начале каждого такта. Одну из вершин принимают за исходную. Начиная от нее, последовательно обходя граф по часовой стрелке, дуговым участкам присваивают обозначения выходных сигналов, включая сигналы управления триггерами, если они были введены при приведении первичного графа к реализуемому виду. Последовательность выходных сигналов определяется реализуемым первичным графом. Она не зависит от типа главных распределителей, который предполагается использовать для управления исполнительными устройствами.

Для каждой вершины вторичного графа определяют опорный сигнал — входной сигнал от конечного выключателя или триггера, который свидетельствует о выполнении команды в предшествующем данной вершине такте. Если в такте выполняются одновременно несколько команд, т. е. работают одновременно несколько исполнительных устройств, то опорный сигнал для вершины, которая следует за этим тактом, представляет собой конъюнкцию (логическое произведение) сигналов от конечных выключателей, контролирующих срабатывание соответствующих исполнительных устройств.

Внутри графа строят сигнальные линии, определяющие зоны действия входных сигналов. Для их построения каждую вершину графа, в которую входит данный выходной сигнал, связывают направленной линией с ближайшей по циклу вершиной, из которой выходит инверсный выходной сигнал. Если из вершины выходит несколько сигнальных линий, на них указывают соответствующие входные сигналы. Построение вторичного графа на этом закончено, и он подготовлен для следующего этапа — составления уравнений выходных сигналов.

Вид вторичного графа для цикла $1,2—3—\overline{1},4—\overline{2}—\overline{3,4}$, первичный граф которого (рис. 9.13, *в*) реализуем без ввода триггеров, показан на рис. 9.14. Последовательность выходных сигналов y_1, $y_2 — y_3 — \overline{y}_1$, $y_4 — \overline{y}_2 — \overline{y}_3$, $\overline{y}_4$ здесь соответствует условной записи цикла. Количество тактов (и вершин) — пять. Исходному положению соответствует верхняя вершина, из которой выходят первые по циклу выходные сигналы y_1, y_2. Опорные сигналы указаны в кружках. Для исходной вершины опорный сигнал x_5x_7 представляет собой конъюнкцию сигналов от конечных выключателей, контролирующих выполнение команд $\overline{y}_3$ и $\overline{y}_4$ предшествующего этой вершине такта. Аналогично определяется опорный сигнал x_2x_4, действительное значение которого, имеющее место при $x_2 = 1$ и $x_4 = 1$, свидетельствует о том, что команды y_1 и y_2 первого такта выполнены. Выполнение команды y_3

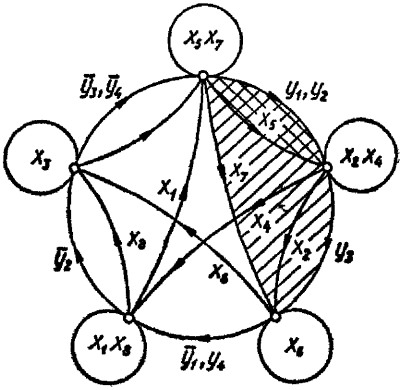


Рис. 9.14. Вторичный граф для цикла 1, 2—3—$\overline{1}$, 4—$\overline{2}$—$\overline{3}$, $\overline{4}$.

второго такта контролируется выключателем x_6, сигнал которого является опорным, и т. д.

Из исходной вершины выходят две сигнальные линии для входных сигналов x_5 и x_7, образующих опорный сигнал x_5x_7. Сигнальная линия x_5 соединяет исходную вершину, в которую входит выходной сигнал $\overline{y_3}$, контролируемый выключателем x_5, с вершиной, из которой выходит инверсный сигнал y_3. Сигнальная линия x_7 соединяет исходную вершину, в которую входит контролируемый выходной сигнал $\overline{y_4}$, с вершиной, из которой выходит инверсный выходной сигнал y_4. Аналогично строятся остальные сигнальные линии. Например, сигнальная линия x_6 связывает вершину, в которую входит выходной сигнал y_3, с вершиной, из которой выходит инверсный выходной сигнал $\overline{y_3}$.

Сигнальная линия определяет зону существования действительного значения данного входного сигнала в графе. Зона действительных значений расположена слева от сигнальной линии, если смотреть по ее направлению. Например, штриховкой показана зона, где $x_7 = 1$, включая вершины, связанные сигнальной линией x_7. Во всей остальной части графа $x_7 = 0$. Зона действительных значений входного сигнала x_5 показана двойной штриховкой. Одновременно это и зона действительных значений опорного сигнала x_5x_7, так как она является пересечением зон действительных значений сигналов x_5 и x_7. Таким образом, во вторичном графе легко установить зоны действительных и ложных значений для каждого входного сигнала, для их произведений, а также для логических сумм входных сигналов или их произведений. В последнем случае зоны действительных значений составляющих дополняют друг друга. Поскольку вторичный граф одновременно определяет зоны действительных и ложных значений выходных сигналов, то не представляет труда поставить во взаимное соответствие выходные сигналы входным и получить требуемые уравнения в минимальной форме.

Порядок составления уравнений выходных сигналов зависит от типа распределителей, на управление которыми эти сигналы поступают. Для распределителей с двусторонним управлением с механическим «запоминанием» переключенного положения составляют уравнения для прямого и инверсного выходных сигналов. При этом принимают во внимание, что вызвавший переключение распределителя сигнал не обязательно поддерживать во всей зоне его действия по графу. Он может быть кратковременным, импульсным при условии, что инверсный по отношению к нему выходной сигнал в этой зоне запрещен. Должно быть исключено также состязание инверсных выходных сигналов в момент переключения распределителя.

Для распределителей с односторонним управлением, которые не имеют механической «памяти», по вторичному графу составляют только одно уравнение для прямого (без знака инверсии) выходного сигнала с учетом, что этот сигнал должен быть непрерывным и действительным в пределах всей зоны его действия по графу и запрещенным во всех остальных зонах.

Правила составления уравнений выходных сигналов (выходов).

А. Для распределителей с двусторонним управлением (с «памятью»):

1) уравнения составляют для прямого и инверсного выходных сигналов управления распределителем;

2) уравнение данного выходного сигнала всегда содержит опорный сигнал для вершины графа, из которой он выходит;

3) если зона действительных значений опорного сигнала для данного выхода меньше зоны действия самого выхода, то его уравнение включает только опорный сигнал;

4) если зона действительных значений опорного сигнала для данного выхода больше зоны действия самого выхода, то в уравнении к опорному сигналу добавляют сомножитель из числа входных сигналов, зона действительных значений которого пересекается с зоной опорного сигнала и пересечение не выходит за пределы зоны действия данного выхода;

5) если в графе имеются повторяющиеся опорные сигналы, то в уравнения соответствующих им выходов вводят дополнительные сомножители из числа входных сигналов, образующие такие пересечения, которые однозначно определяют зону действительных значений каждого из этих опорных сигналов;

6) если данный выход повторяется в графе, то его уравнение имеет вид суммы уравнений составляющих.

Б. Для распределителей с односторонним управлением (без «памяти»):

1) уравнения составляют только для прямых выходных сигналов (без знаков инверсии) и так, чтобы действительное значение выходного сигнала поддерживалось в пределах всей зоны его действия;

2) уравнение данного выходного сигнала всегда содержит опорный сигнал для вершины графа, из которой он выходит, и инверсию опорного сигнала для вершины, из которой выходит инверсный по отношению к нему выходной сигнал;

3) указанные в п. 2 опорные сигналы в составе уравнения для данного выхода могут образовывать сумму, произведение, сочетаться с другими входными сигналами (пересекаться или дополняться) и так, чтобы определяемый ими выход имел непрерывное значение в пределах всей его зоны действия и только в этих пределах;

4) если опорные сигналы повторяются в графе, то к ним добавляют такие сомножители из числа входных сигналов, чтобы образовавшиеся пересечения однозначно определяли зоны действительных значений для каждого из повторяющихся опорных сигналов;

5) если прямой выходной сигнал повторяется в графе, то его уравнение представляют в виде суммы уравнений составляющих;

6) полученные уравнения выходных сигналов следует при возможности упрощать, применяя законы алгебры логики.

Применение данных правил рассмотрим на примерах.

Пример 1. Требуется составить уравнения выходных сигналов управления распределителями с «памятью» по вторичному графу рис. 9.14.

Применяя пп. 1...3 правил А, находим:

$$y_1 = x_5x_7; \quad y_2 = x_5x_7; \quad y_3 = x_2x_4; \quad y_4 = x_6x_4;$$

$$\bar{y}_1 = x_6; \quad y_2 = x_1x_8; \quad \bar{y}_3 = x_3; \quad \bar{y}_4 = x_8.$$

Примечание. В уравнение для выхода y_4 по п. 4 правил А добавлен сомножитель x_4, ограничивающий зону действительных значений y_4, так как опорный

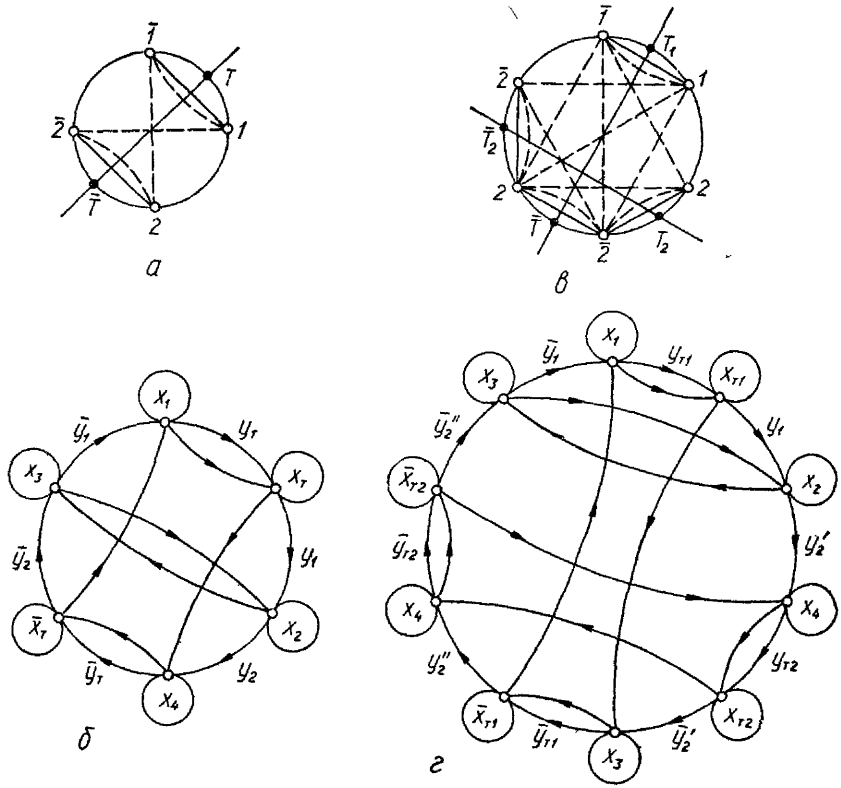


Рис. 9.15. Примеры построения графов при графоаналитическом методе структурного синтеза:
а, б — для цикла 1—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$; *в, г* — для цикла 1—2—$\bar{2}$—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$

сигнал $x_8 = 1$ существует и в вершине, из которой выходит инверсный выходной сигнал $\overline{y_4}$.

Пример 2. Нужно составить уравнения выходных сигналов для цикла 1—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$.

Первичный граф цикла (рис. 9.15, *а*) нереализуем и приводится к реализуемому виду вводом триггера. Строим вторичный граф (рис. 9.15, *б*) и составляем уравнения. Если распределители с «памятью», то по пп. 1...4 правил А находим:

$$y_1 = x_т; \quad y_2 = x_2 x_т; \quad y_т = x_1;$$
$$\bar{y}_1 = x_3 \bar{x}_т; \quad \bar{y}_2 = \bar{x}_т; \quad \bar{y}_т = x_4.$$

Если используются распределители с односторонним управлением, то

$$y_1 = x_т + \bar{x}_3 \text{ (пп. 1 ... 3 правил Б)}; \quad y_т = x_1 \text{ (правила А)};$$

$$y_2 = x_2 \bar{\bar{x}}_т = x_2 x_т \text{ (пп. 1 ... 3, 6 правил Б)}; \quad \bar{y}_т = x_4 \text{ (правила А)}.$$

При анализе вторичного графа следует учитывать, что выходные сигналы триггера $x_т$ и $\bar{x}_т$ инверсны и изменяют свои значения одновременно. Наличие же тактов, отведенных для переключений триггера, чисто формально, так как их продолжительность пренебрежимо мала по сравнению с продолжительностью тактов, в которых срабатывают исполнительные устройства.

Пример 3. Необходимо составить уравнения выходных сигналов для цикла 1—2—$\bar{2}$—2—$\bar{2}$—$\bar{1}$. Особенность цикла — двукратное срабатывание второго исполнительного устройства и повторяющиеся из-за этого комбинации входных сигналов,

Первичный граф цикла нереализуем и требует для развязки ввода триггеров T_1 и T_2 (рис. 9.15, *в*). Во вторичном графе (рис. 9.15, *г*) имеются повторяющиеся опорные x_3 и x_4 и выходные y_2 и $\bar{y}_2$ сигналы. По правилам А для распределителей с «памятью» уравнения выходных сигналов получатся следующими:

$y_{\text{т}1} = x_{\text{т}1}$; $\bar{y}_1 = x_3\bar{x}_{\text{т}2}\bar{x}_{\text{т}1}$ (множитель $\bar{x}_{\text{т}2}$ отделяет зону действия опорного сигнала x_3 от зоны действия такого же опорного сигнала в нижней части графа — п. 5 правил А); $y_2 = y_2' + y_2''$ (п. 6 правил А), где $y_2' = x_2x_{\text{т}1}\bar{x}_{\text{т}2}$; $y_2'' = \bar{x}_{\text{т}1}x_{\text{т}2}$ и $y_2 = x_2x_{\text{т}1}\bar{x}_{\text{т}2} + \bar{x}_{\text{т}1}x_{\text{т}2}$; $\bar{y}_2 = \bar{y}_2' + \bar{y}_2''$, где $\bar{y}_2' = x_{\text{т}2}x_{\text{т}1}$; $\bar{y}_2'' = \bar{x}_{\text{т}1}\bar{x}_{\text{т}2}$ и $\bar{y}_2 = x_{\text{т}2}x_{\text{т}1} + \bar{x}_{\text{т}1}\bar{x}_{\text{т}2}$; $y_{\text{т}1} = x_1$; $\bar{y}_{\text{т}1} = x_3x_{\text{т}2}$ (п. 5 правил А); $y_{\text{т}2} = x_4x_{\text{т}1}$ (п. 5 правил А); $\bar{y}_{\text{т}2} = x_4\bar{x}_{\text{т}1}$ (п. 5 правил А).

По правилам Б также можно составить уравнения выходных сигналов для случая, когда управление исполнительными устройствами осуществляется распределителями без «памяти»:

$$y_1 = x_{\text{т}1} + x_{\text{т}2} + \bar{x}_3; \quad y_2 = x_2x_{\text{т}1}\bar{x}_{\text{т}2} + \bar{x}_{\text{т}1}\bar{\bar{x}}_{\text{т}2} = x_2x_{\text{т}1}\bar{x}_{\text{т}2} + \bar{x}_{\text{т}1}x_{\text{т}2}.$$

Единая форма вторичного графа, позволяющая составлять уравнения выходных сигналов в разных вариантах, открывает возможность за счет рационального выбора распределителей минимизировать структуру многотактной ДСУ не только по количеству используемых логических операторов, но и по количеству линий связи, по которым передаются выходные сигналы управления.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ И ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Абрамов Е. И., Колисниченко К. А., Маслов В Т.* Элементы гидропривода : Справочник.— К. : Техніка, 1977.— 320 с.
2. *Башта Т. М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем.— М. : Машиностроение, 1974.— 607 с.
3. *Богданович Л. Б.* Гидравлические приводы.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1980.— 232 с.
4. *Герц Е. В., Крейнин Г. В.* Расчет пневмоприводов : Справ. пособие.— М. : Машиностроение, 1975.— 272 с.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / *Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов* и др.— М. : Машиностроение, 1982.— 423 с.
6. *Дмитриев В. Н., Градецкий В. Г.* Основы пневмоавтоматики.— М.: Машиностроение, 1973.— 360 с.
7. *Докукин А. В., Рогов А. Я., Фейфец Л. С.* Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия.— М. : Машиностроение, 1980.— 288 с.
8. *Дьячков Б. И.* Высокомоментные моторы однократного действия.— М. : Машиностроение, 1980.— 119 с.
9. *Ибрагимов И. А., Фарзане Н. Г., Илясов Л. В.* Элементы и системы пневмоавтоматики.— М. : Высш. шк., 1975.— 360 с.
10. *Келлерман Ю. И.* О синтезе пневматических систем управления, заданных на языке ЯРУС // Пневматика и гидравлика.— М., 1977.— Вып. 4.— С. 108—112.
11. *Лебедев И. В., Трескунов С. Л., Яковленко В. С.* Элементы струйной автоматики.— М. : Машиностроение, 1973.— 360 с.
12. *Лещенко В. А.* Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением.— М. : Машиностроение, 1975.— 288 с.
13. Машиностроительный гидропривод / *Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев* и др.; Под ред. *В. Н. Прокофьева.*— М. : Машиностроение, 1978.— 495 с.
14. *Моль Р.* Гидропневмоавтоматика : Пер. с фр.— М. : Машиностроение, 1975.— 353 с.
15. *Попов Д. Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем.— М. : Машиностроение, 1976.— 424 с.
16. *Погорелов В. И.* Элементы и системы гидропневмоавтоматики.— Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1979.— 184 с.
17. *Педченко М. Н., Федорец В. А.* Определение пропускной способности пневматических линий связи // Гидропривод и гидропневмоавтоматика : Респ. межвед. науч.-техн. сб.— К., 1974.— Вып. 10.— С. 159—168.
18. *Пересадько Ю. В.* Точность синхронизации автоматических синфазных гидравлических систем // Гидропривод и гидропневмоавтоматика : Респ. межвед. науч.-техн. сб.— К., 1981.— Вып. 17.— С. 43—49.
19. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Под ред. *Е. В. Герц.*— М. : Машиностроение, 1981.— 408 с.
20. *Рабинович А. Н.* Системы управления автоматических машин.— К. : Техніка, 1979.— 440 с.
21. *Сахно Ю. А.* Влияние переменной нагрузки на синхронность привода с делителем потока // Гидропривод и гидропневмоавтоматика : Респ. межвед. науч.-техн. сб.— К., 1981.— Вып. 17.— С. 83—86.
22. *Свешников В. К., Усов А. А.* Станочные гидроприводы.— М. : Машиностроение, 1982.— 467 с.
23. Следящие приводы / Под ред. *Б. К. Чемоданова.*— М. : Энергия, 1976.— Кн. 1.— 480 с.; Кн. 2.— 384 с.

24. *Смыслов В. В.* Гидравлика и аэродинамика.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1979.— 336 с.
25. Справочник по гидравлике / *В. А. Большаков, Ю. М. Константинов* и др.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1984.— 343 с.
26. Струйные логические элементы и устройства программного управления станками и промышленными роботами : Каталог.— М. : НИИМаш, 1979.— 72 с.
27. *Федорец В. А., Педченко М. Н., Кухарец А. В.* Расчет пневматических и пневмогидравлических цикловых систем.— К. : Техніка, 1981.— 184 с.
28. *Цуханова Е. А.* Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов.— М. : Наука, 1978.— 254 с.
29. *Чупраков Ю. И.* Гидропривод и средства гидроавтоматики.— М. : Машиностроение, 1979.— 232 с.
30. Элементы и схемы пневмоавтоматики / *Т. К. Берендс, Т. К. Ефремова, А. А. Тагаевская, С. А. Юдицкий.*— М. : Машиностроение, 1976.— 246 с.
31. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления : Каталог.— М. : НИИМаш, 1978.— 155 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Агрегатная унифицированная система (АУС) 272, 273
Алгебра логики (булева) 337
— —, законы 341
Аппаратура контроля и управления 245—250
— направляющая 238—243
— подготовки воздуха 235—238
— регулирующая 243—245

Бернулли уравнение 17
Быстродействие привода 178
— САУ 116

Воздуха влажность относительная 217
— вязкость 217
— подготовка, аппаратура 235—238
— свойства 216—218
— состав 216
— течение 220
ВОЛГА 273, 321, 340
Время запаздывания сигнала 119—121
— срабатывания (быстродействие) 114—119
Вязкость жидкости 8

Генераторы импульсных сигналов 305—307, 318
Гидравлическая система простейшая 5
Гидравлический шаговый командоаппарат 116
Гидроаккумуляторы 54—58
— грузовые 54
— пневматические 55—58
— пружинные 55
Гидроаппаратов применение 116
Гидроаппараты 25
— модульные 50, 51
Гидродвигатели поворотные 101, 102
Гидродвигатель 58
Гидродемпферы 39—41
Гидродроссели 33, 123
— сопротивления вязкостного 34
— — инерционного 34
Гидрозамки 49
Гидроклапан давления 25—33
— напорный 29
— переливной 29
— предохранительный 29, 31
— редукционный 29, 30, 33

Гидромашин классификация 58, 59
— параметры 62
Гидромашины 58—104
— аксиально-поршневые 84—91
— пластинчатые 91—96
— радиально-поршневые 80—84
— шерстеренные 96—99
Гидромотор высокомоментный 80—84
— зубчато-роликовый 98, 99
— объемный 59, 61, 62
Гидроочистители 51
Гидропередача 71
Гидропривод синфазный 199—205
— —, расчет 205—211
— — регулирования дроссельного 200—205
— — — объемного 200
— —, статическая характеристика 205—207
— —, характеристики динамические 208—211
— —, — энергетические 207, 208
— синхронный 189—211
— —, классификация 191, 192
— — дроссельного регулирования 193—197
— — объемного регулирования 197—199
— следящий 132, 133
— — двухкоординатный 186—189
— —, компоновка на станках 157—159
— —, корректирующие устройства 179
— —, КПД 168—170
— — однокоординатный 152—157
— —, оценка качества 177—179
— —, расчет 159—179
— —, устойчивость 174—177
Гидропривода динамика 105—116
— применение 3, 104, 132
— принципиальная схема 104, 105
— определение 5
Гидрораспределители 41—50
Гидросхемы для технологических процессов 128—132
Гидроусилители 133—152
— золотниковые 134—141
— с игольчатым дросселем 147—149
— с обратной связью 147
— с распределителем сопло-заслонка 141—147

— со струйной трубкой 149—152
Гидроцилиндр 99—101, 102, 103

Давление гидродинамическое 15
Движение жидкости 15
Дроссели 243—245, 274—276
— линейные 276
— нелинейные 276
— переменные 291
— постоянные 291
Дроссельный эффект 137, 182
ДСУ многотактные 351—367
— однотактные 344—350

Емкость глухая 279
— проточная 279

Жесткость гидропривода 163, 165 168
Жидкость 7, 15
— идеальная 7
Жидкости выбор 13, 14

Задатчики 295, 296
Задача минимизации 337
Задержка сигнала естественная 303
— — принудительная 311
Запас устойчивости привода 179
Звено апериодическое (статическое) 280, 305
— чистого запаздывания 282
Золотник 134
Зона нечувствительности привода 134, 163, 168

Импульсаторы 303—305
Истечение из ограниченного объема 224
— из ресивера 222
— критическое 223
— надкритическое 223, 224, 227, 281
— подкритическое 224, 227, 281

Кавитация 12
Клапан выдержки времени 325
— последовательности 246, 247
— прямого и непрямого действия 31
Коанда эффект 273, 315, 319, 322
Колебательность 179
Командоаппараты 323—325
Константа единица 338
— нуль 338
Конституента единицы 345
— нуля 345
Контроль по давлению (усилию) 246, 247
— путевой 246
Корректирующие устройства гидроприводов следящих 179—186
КПД гидравлический 67
— механический гидромотора 67
— — насоса 66
— общий 67
— объемный гидромашин 63—66
— — гидромотора 66
— — насоса 63—65
Коэффициент влагоотделения 236
— вязкости 8, 217
— гидравлического трения (Дарси) 20
— Кориолиса 17
— подачи 63
— расхода 22, 107, 108, 136
— сжатия струи жидкости 21
— скорости 22
— температурный объемного расширения 9
— теплопередачи 12
— теплопроводности 12
— усиления по давлению 166
— — по нагрузке 165, 168
— — по расходу 172
— — по скорости 162, 165, 167

Ламинарная пленка (вязкий подслой) 20
Ламинарное течение 18
Линия сигнальная 364
Логические операции 338
— переменные 338
— функции 338, 339

Маслораспылитель 237
Матрица Карно 349
Мембранная техника 273
Мембраны 277, 278
Метод графоаналитический 361—364
— Хафмена 358—361
Минимизация при помощи матриц Карно 349, 350
Минимизация табличная 346—349
Модули струйной техники 318—322
Модуль объемный упругости 10
Монтаж элементов УСЭППА 298

Наполнение постоянного объема газом 226, 227, 228—232
Напор 17
Напора гидравлического потери 20
Насадки 23
Насос объемный 58, 59—61
— шестеренный 96—98
Насосы радиально-поршневые 73—79

Обратимость энергопреобразователей 6
Объем рабочий 62
— расчетный трубопровода, определение 232—235, 256
— цилиндра вредный 256
Оператор Лапласа 172
Операции логические алгебраические 299
— — временные 299
Операций логических выполнение на элементах УСЭППА 299—311
Операция дизъюнкция (ИЛИ) 301, 302, 313, 315, 316, 318

— конъюнкция (И) 301, 314
— отрицания (НЕ) 299, 300, 313, 316, 318
— — дизъюнкции (НЕ ИЛИ) (стрелка Пирса) 302, 313, 316, 318, 319
— — конъюнкции (НЕ И) (штрих Шеффера) 302, 319
— повторения (ДА) 300, 313, 316, 318
Опорожнение постоянного объема (газа) 228—232
Органы управления УСЭППА 295, 296
Ошибка по положению 191, 192
— по скорости 191, 192
— слежения скоростная 162—167
— — —, корректирующие устройства 184, 185
— — тяговая 163, 165, 167
— — —, корректирующие устройства 182—184

Панель программная 325
Перерегулирование 178
— допустимое 178
Периметр смачиваемый 15
ПЗУ 329—332
ПЗУ струйные 325—327
Пневмоавтоматика 272—274
— струйная (пневмоника) 311—322
— —, модули 318—322
— —, принципы построения 311—318
Пневмоавтоматики элементы 274—282
— —, емкости 279—281, 290
— —, линии связи 281, 282
— —, сопротивления (дроссели) 274—276, 291
— —, упругие элементы 277—279
Пневмодвигатели 213, 214
— вращающиеся 264
— многопозиционные 265—267
— поворотные 267, 268
— специальные 264, 272
— шаговые 268—270
Пневмоклапан выдержки времени 247, 248
— редукционный 236, 237
— сдвоенный обратный 294
Пневмокнопки 296
Пневмоповторители 292
Пневмопривод, применение 4, 214—216
Пневмоприводов достоинства и недостатки 214
Пневмоприводы 211, 270—272
—, пневмогидронасос 271, 272
Пневмореле 293, 294
Пневмотумблеры 296
Пневмоцилиндры 250—253
—, динамический расчет 255—264
— мембранные 253—255
— —, статический расчет 255
—, статический расчет 251—253
Пневмоусилители, преобразователи 283—290, 291, 292

— — дискретного действия 286—290
— — непрерывного действия 283—286
Поверхностное натяжение 9
Подача гидромашины 63
Постоянная газовая удельная 217
Потери механические 66
Поток 15
Преобразователи УСЭППА 296, 297
Проливочная характеристика 225
Пропускная способность пневмолиний 225
Процессы термодинамические 218

Радиус гидравлический 16
Распределитель золотниковый 134
Рассогласование 133
— следящего гидропривода 161
Расход 16
Регулирование машинное 121
Регуляторы расхода 36, 123
Рейнольдса число 18
— — критическое 19, 39
Релейные схемы многотактные 303—311

Сепараторы 53, 54
Сечение (живое сечение) 15
Сигнал входной, выходной 333
Силовая характеристика 150, 151, 166
Синхронизация 189
— по положению (синфазность) 191
— по скорости 191
— по ускорению 192
Системы управления дискретные, структура и классификация 332—337
Скорость местная 15
— потока 16
— средняя критическая 19
— ударной волны 24
СМСТ 273, 318
Состояния входов 344
Струйная техника 273, 318—322

Такт 336
Такты совпадающие 354
Теплоемкость удельная 12, 217
Теплопроводность 12
Техника мембранная 273
— релейная 299
— струйная 273, 318—322
— —, модуль 318—322
Течение ламинарное, турбулентное 18
Триггер со счетным входом 317
Триггеры с раздельными входами 307—309, 316, 317

Удар гидравлический 23
— — неполный 25
— — полный 25
— —, фаза 24
Удельный вес жидкости 7
— — относительный 8
Уклон гидравлический 18

Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА) 272, 273, 290—311
Управление дроссельное 123—127
— машинное 121—123
— в функции времени 247—250
Уравнение Бернулли 17, 221, 222
— динамики пневмоемкости 280
— дифференциальное движения поршня 113
— — динамики гидропривода 113
— неразрывности потока 16
— расходов 110
— скорости и расхода 222
— состояния 217
— энергетического баланса 219
Устройства выдержки времени 247, 327—329
— задающие программные, типы 322—325
— — — с шаговыми двигателями 325—332
УСЭППА, функциональное назначение элементов 290—299

Фильтр 51
Фильтр-влагоотделитель 235, 236
Фильтр пористый 53
— сетчатый 52, 53
— щелевой пластинчатый 52
Формула Дарси—Вейсбаха 34
Функции логические 338, 339—344

Характеристики динамические 208—211
— энергетические 168—170, 207, 208

ЦЕНТР 273
ЦИКЛ 273
Цикл 336
— реализуемый 361

Частота срабатывания САУ 121

Щель дросселирующая 134

Элементы исполнительных органов УСЭППА 297, 298
— логические 319—322
Энергия кинетическая (скоростной напор) 17
— удельная 17

Ячейка памяти дискретная 309

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

Глава 1. **Гидравлический объемный привод, рабочие жидкости и гидравлика трубопроводов — общие сведения** 5

1.1. Принцип действия и основные параметры гидравлического объемного привода 5
1.2. Рабочие жидкости, применяемые в объемном гидроприводе 7
1.3. Гидравлика трубопроводов 14

Глава 2. **Гидроаппараты, очистители и гидроаккумуляторы** 25

2.1. Гидроаппараты 25
2.2. Гидроочистители 51
2.3. Гидроаккумуляторы 54

Глава 3. **Объемные насосы и гидродвигатели** 58

3.1. Классификация и принцип действия объемных гидромашин 58
3.2. Объемные потери и объемный КПД гидромашин 63
3.3. Механические потери, механический и общий КПД гидромашин . . . 66
3.4. Параметры объемных гидромашин при выражении их через безразмерные коэффициенты 69
3.5. Статические характеристики объемных гидропередач 71
3.6. Выбор параметров гидропередачи 73
3.7. Радиально-поршневые насосы 73
3.8. Высокомоментные гидромоторы 80
3.9. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы 84
3.10. Пластинчатые насосы и гидромоторы 91
3.11. Шестеренные насосы и гидромоторы 96
3.12. Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели 99

Глава 4. **Динамика гидравлического привода и регулирование скорости движения рабочего органа** 104

4.1. Принципиальная схема гидропривода поступательного движения . . . 104
4.2. Динамика гидравлического привода 105
4.3. Определение быстродействия гидравлических систем автоматического управления 116
4.4. Регулирование скорости движения рабочего органа 121
4.5. Принципиальные гидросхемы для осуществления различных технологических циклов 128

Глава 5. **Гидравлические следящие приводы** 132

5.1. Общие сведения 132
5.2. Гидравлические усилители 133
5.3. Однокоординатные гидравлические следящие приводы 152
5.4. Компоновка гидравлических следящих приводов на металлорежущих станках 157
5.5. Расчет гидравлических следящих приводов 159
5.6. Корректирующие устройства гидравлических следящих приводов . . . 179
5.7. Двух- и многокоординатные гидравлические следящие приводы . . . 186

Глава 6. **Гидравлические синхронные приводы** 189

6.1. Общие сведения 189
6.2. Сущность и классификация гидравлических синхронных приводов . . . 190
6.3. Синхронные гидравлические приводы 193
6.4. Синфазные гидравлические приводы 199
6.5. Расчет синфазных гидроприводов 205

Глава 7. **Пневматические приводы** 211

7.1. Общая характеристика пневматических приводов 211
7.2. Воздух — рабочее тело пневматических систем 216
7.3. Течение воздуха в трубопроводах и пневмолиниях 220
7.4. Элементы пневмоаппаратуры высокого давления 235
7.5. Типовые пневмодвигатели дискретного действия и их расчет 250
7.6. Специальные пневмодвигатели металлорежущих станков, промышленных роботов и манипуляторов 264

Глава 8. **Пневмоавтоматика** 272

8.1. Применение средств пневмоавтоматики для автоматизации производственных процессов 272
8.2. Элементы пневмоавтоматики 274
8.3. Пневматические усилители и преобразователи 283
8.4. Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА) 290
8.5. Струйная пневмоавтоматика 311
8.6. Пневматические программные задающие устройства 322

Глава 9. **Структурный синтез гидравлических и пневматических дискретных систем управления** 332

9.1. Структура и классификация дискретных систем управления 332
9.2. Логические функции и их реализация средствами гидропневмоавтоматики 337
9.3. Структурный синтез однотактных ДСУ 344
9.4. Структурный синтез многотактных ДСУ 351

Список рекомендуемой и использованной литературы 368

Владимир Александрович ФЕДОРЕЦ
Михаил Никифорович ПЕДЧЕНКО
Андрей Федорович ПИЧКО́
Юрий Васильевич ПЕРЕСАДЬКО
Владимир Сергеевич ЛЫСЕНКО

Учебное пособие

ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА СТАНКОВ

Редактор
Г. В. Елисеева
Художественный редактор
С. П. Духленко
Технический редактор
Л. Ф. Волкова
Корректор
Л. М. Байбородина

Информ бланк № 10556

Сдано в набор 24 06 86
Подп в печать 13 03 87
БФ 26537
Формат 60×90/16
Бумага типогр № 2
Лит. гарн. Выс печать
Печ л. 23,5. Кр.-отт 23,5
Уч.-изд л 26,66
Тираж 7000 экз
Изд № 7120 Зак 6—2885
Цена 1 р 30 к.

Головное издательство
издательского объединения
«Вища школа», 252054, Киев 54,
ул Гоголевская, 7

Отпечатано с матриц
Головного предприятия
республиканского производственного
объединения «Полиграфкнига» 252057,
Киев 57, ул. Довженко, 3
в Киевской книжной типографии
научной книги, 252004, Киев 4,
ул Репина, 4. Зак. 7 214

ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРО-ПНЕВМО-АВТОМАТИКА СТАНКОВ

В. А. ФЕДОРЕЦ
М. Н. ПЕДЧЕНКО
А. Ф. ПИЧКО
Ю. В. ПЕРЕСАДЬКО
В. С. ЛЫСЕНКО

ВИЩА ШКОЛА