

ЧАСТЬ I

ГИДРАВЛИКА

Глава 1

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Предмет гидравлики, основные понятия и методы

Раздел механики, в котором изучаются равновесие и движение жидкостей, а также взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми ею поверхностями или телами, называется «механика жидкости», или «гидромеханика».

Термин «жидкость» в гидромеханике обладает более широким значением, чем это принято в современном русском языке. В понятие «жидкость» включают все тела, которые способны изменять свою форму под воздействием сколь угодно малых сил. Поэтому под этим термином подразумеваются не только обычные (капельные) жидкости, но и газы. Несмотря на их различие, законы движения капельных жидкостей и газов при определенных условиях можно считать одинаковыми. Основным из этих условий является небольшое значение скорости движения по сравнению со скоростью звука.

Одним из прикладных разделов гидромеханики является гидравлика, которая решает определенный круг технических задач и вопросов. Прикладной характер этого раздела подчеркивает само слово «гидравлика», которое образовано из греческих слов *hydor* — вода и *aulos* — трубка. Поэтому гидравлика рассматривается как наука о законах равновесия и движения жидкостей и о способах приложения этих законов для решения практических задач.

Гидравлика изучает в первую очередь течения жидкостей в различных руслах, т. е. потоки, ограниченные стенками. В понятие «русло» мы будем включать все устройства, ограничивающие поток, в том числе трубопроводы, проточные части насосов, зазоры и другие элементы гидравлических систем. Таким образом, в гидравлике изучаются в основном внутренние течения и решаются «внутренние» задачи.

Внешние течения, связанные с обтеканием движущихся тел воздушной или жидкой средой, рассматриваются в аэрогидроме-

ханике, которая в настоящее время получила также значительное развитие в связи с потребностями авиации, авто- и судостроения. Аэрогидромеханика, являющаяся весьма обширной областью исследований и практического применения, не менее важна, однако в данном учебнике она не рассматривается.

Практическая гидравлика изучает течения как безнапорные — течения в открытых руслах (реки, каналы, водосливы), так и напорные — в закрытых руслах (трубопроводы, насосы, элементы гидравлических систем). Вопросы течения жидкости в закрытых руслах с давлениями, отличными от атмосферного, приобрели особую важность в современном машиностроении. Рассмотрению этих вопросов посвящена данная книга.

Современная гидравлика является результатом развития двух методов исследования и решения технических задач.

Первый из этих методов — теоретический, основанный на использовании законов механики. Развитие его привело к созданию математического описания практически всех основных процессов, происходящих в движущейся жидкости. Однако использование этих математических моделей не всегда позволяет решать практические задачи. Это связано, с одной стороны, со сложностью используемых математических зависимостей, а с другой стороны, — с необходимостью учета влияния большого числа конструктивных факторов.

Второй метод — экспериментальный, учитывающий практическую деятельность людей, в результате которой накоплен значительный опыт по созданию гидравлических систем.

Современные способы решения прикладных задач, применяемые в гидравлике, представляют собой комбинацию отмеченных методов. Суть их заключается в следующем: сначала исследуемое явление упрощается (вводятся разумные допущения), а затем к нему применяют теоретические методы гидромеханики и на их основе получают расчетные формулы. По формулам проводят необходимые вычисления и полученные результаты сравнивают с опытными данными. На основе сравнения расчетные зависимости рекомендуют к применению на практике или вносят в них необходимые коррективы.

Таким образом, методы, применяемые в гидравлике, являются сочетанием аналитических и экспериментальных способов исследования.

1.2. Силы, действующие в жидкости. Давление

Жидкость в гидравлике рассматривают как сплошную среду без пустот и промежутков. Кроме того, не учитывают влияние отдельных молекул, т. е. даже бесконечно малые частицы жидкости считают состоящими из весьма большого количества молекул.

Из курса физики известно, что вследствие текучести жидкости, т. е. подвижности ее частиц, она не воспринимает сосредоточенные силы. Поэтому в жидкости действуют только распределенные силы, причем эти силы могут распределяться по объему жидкости или по поверхности. Первые называются массовыми, или объемными, а вторые — поверхностными.

К объемным (массовым) силам относятся силы тяжести и силы инерции. Они пропорциональны массе и подчиняются второму закону Ньютона.

К поверхностным силам следует отнести силы, с которыми воздействуют на жидкость соседние объемы жидкости или тела, так как это воздействие осуществляется через поверхности. Учитывая важность поверхностных сил в гидравлике, рассмотрим их подробнее.

Пусть на плоскую поверхность площадью S под произвольным углом действует сила R (рис. 1.1). Силу R можно разложить на тангенциальную T и нормальную F составляющие.

Тангенциальная составляющая называется силой трения T и вызывает в жидкости касательные напряжения (или напряжения трения):

$$\tau = T/S.$$

Единицей измерения касательных напряжений в системе СИ является паскаль (Па) — ньютон, отнесенный к квадратному метру ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$).

Нормальная сила F называется силой давления и вызывает в жидкости нормальные напряжения сжатия, которые определяются отношением

$$p = F/S. \quad (1.1)$$

Эти нормальные напряжения сжатия называются *гидромеханическим давлением* или просто давлением. Рассмотрим системы отсчета давления и единицы его измерения.

Важным при решении практических задач является выбор системы отсчета давления (шкалы давления). За начало шкалы может быть принят абсолютный нуль давления (аналог абсолютного нуля температуры) — $0_{\text{абс}}$. При отсчете давлений от этого нуля их называют абсолютными $p_{\text{абс}}$ (рис. 1.2, а).

Однако, как показывает практика, технические задачи удобнее решать, используя избыточные давления $p_{\text{изб}}$, т. е. когда за начало шкалы принимается атмосферное давление — $0_{\text{атм}}$ (см. рис. 1.2, а).

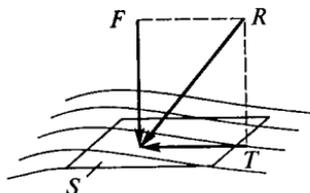


Рис. 1.1. Схема действия поверхностных сил

Давление, которое отсчитывается «вниз» от атмосферного нуля, называется давлением вакуума $p_{\text{вак}}$, или вакуумом (см. рис. 1.2, а).

Таким образом, существуют три шкалы для отсчета давления, т. е. давление может быть абсолютным, избыточным или вакуумным. Получим формулы для пересчета одного давления в другое.

Для получения формулы пересчета избыточного давления в абсолютное $p_{\text{абс}}$ воспользуемся рис. 1.2, б. Пусть значение искомого давления определяется положением точки В. Тогда очевидно, что

$$p_{\text{абс}} = p_a + p_{\text{изб}}, \quad (1.2)$$

где p_a — атмосферное давление, измеренное барометром.

Связь между абсолютным давлением $p_{\text{абс}}$ и давлением вакуума $p_{\text{вак}}$ можно установить аналогичным путем, но уже исходя из положения точки С (рис. 1.2, в):

$$p_{\text{абс}} = p_a - p_{\text{вак}}. \quad (1.3)$$

И избыточное давление, и вакуум отсчитываются от одного нуля ($0_{\text{атм}}$), но в разные стороны. Следовательно,

$$p_{\text{изб}} = -p_{\text{вак}}. \quad (1.4)$$

Таким образом, формулы (1.2)...(1.4) связывают абсолютное, избыточное и вакуумное давления и позволяют пересчитать одно в другое. Практика показала, что для решения технических (прикладных) задач наиболее удобно использовать избыточные давления.

Основной единицей измерения давления в системе СИ является паскаль (Па), который равен давлению, возникающему при действии силы в 1 Н на площадь размером 1 м² (1 Па = 1 Н/м²). Однако

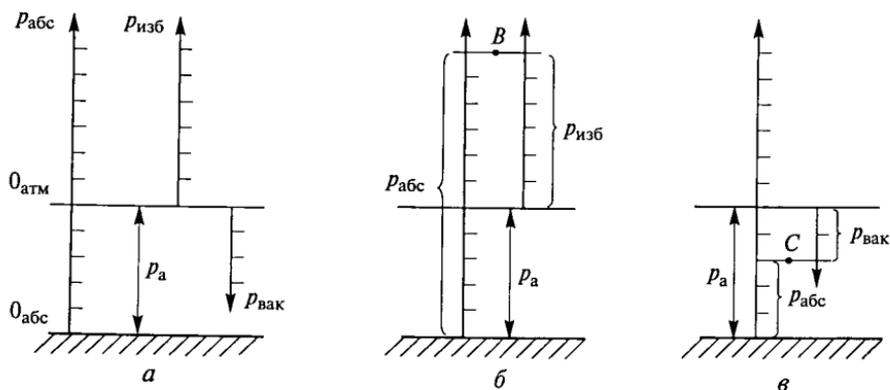


Рис. 1.2. Системы отсчета давления:

а — шкалы давления; б — взаимосвязь абсолютного и избыточного давлений; в — взаимосвязь абсолютного давления и давления вакуума

чаще используются более крупные единицы: килопаскаль (1 кПа = 10^3 Па) и мегапаскаль (1 МПа = 10^6 Па).

В технике широкое распространение получила внесистемная единица — техническая атмосфера (ат), которая равна давлению, возникающему при действии силы в 1 кгс на площадь размером 1 см^2 (1 ат = 1 кгс/см²). Соотношения между наиболее используемыми единицами следующие:

$$10 \text{ ат} = 0,981 \text{ МПа} \approx 1 \text{ МПа} \text{ или } 1 \text{ ат} = 98,1 \text{ кПа} \approx 100 \text{ кПа}.$$

В зарубежной литературе используется также единица измерения давления бар (1 бар = 10^5 Па).

1.3. Основные физические свойства жидкостей и газов

Рассмотрим некоторые свойства жидкостей, которые оказывают наиболее существенное влияние на происходящие в них процессы и поэтому учитываются при расчетах гидравлических систем.

1.3.1. Плотность и удельный вес

Важнейшими характеристиками механических свойств жидкости являются ее плотность и удельный вес. Они определяют «весомость» жидкости.

Под плотностью ρ (кг/м³) понимают массу жидкости m , заключенную в единице ее объема W , т. е.

$$\rho = m/W.$$

Вместо плотности в формулах может быть использован также удельный вес γ (Н/м³), т. е. вес G , приходящийся на единицу объема W :

$$\gamma = G/W.$$

Плотность и удельный вес жидкости связаны между собой. Эта связь легко устанавливается, если учесть, что $G = mg$:

$$\gamma = \frac{G}{W} = \frac{mg}{W} = \rho g.$$

Изменения плотности и удельного веса жидкости при изменении температуры и давления незначительны, и в большинстве случаев их не учитывают. Плотности наиболее употребляемых жидкостей и газов (кг/м³): бензин — 710...780; керосин — 790...860; вода — 1000; ртуть — 13 600; масло гидросистем (АМГ-10) — 850; масло веретенное — 890...900; масло индустриальное — 880...920; масло турбинное — 900; метан — 0,7; воздух — 1,3; углекислый газ — 2,0; пропан — 2,0.

1.3.2. Вязкость

Вязкость — это способность жидкости сопротивляться сдвигу, т. е. свойство, обратное текучести (более вязкие жидкости являются менее текучими). Вязкость проявляется в возникновении касательных напряжений (напряжений трения). Рассмотрим слоистое течение жидкости вдоль стенки (рис. 1.3). В этом случае происходит торможение потока жидкости, обусловленное ее вязкостью. Причем скорость движения жидкости в слое тем ниже, чем ближе он расположен к стенке. Согласно гипотезе Ньютона касательное напряжение, возникающее в слое жидкости на расстоянии y от стенки, определяется зависимостью

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}, \quad (1.5)$$

где dv/dy — градиент скорости (записан упрощенно), характеризующий интенсивность нарастания скорости v при удалении от стенки (по оси y).

Зависимость (1.5) называют законом трения Ньютона. Она была позднее экспериментально обоснована профессором Н. П. Петровым. Течения большинства жидкостей, используемых в гидравлических системах, подчиняются закону трения Ньютона, и их называют ньютоновскими жидкостями. Однако следует иметь в виду, что существуют жидкости, в которых закон (1.5) в той или иной степени нарушается. Такие жидкости называют неньютоновскими.

Величина μ , входящая в (1.5), получила название динамической вязкости жидкости. Однако на практике более широкое применение нашла кинематическая вязкость:

$$\nu = \mu/\rho. \quad (1.6)$$

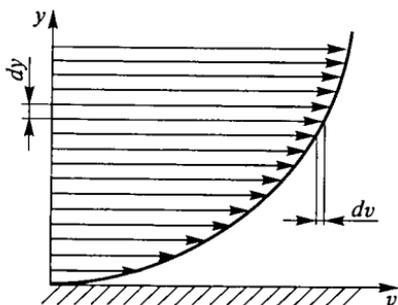


Рис. 1.3. Схема течения жидкости вдоль стенки



Рис. 1.4. Зависимость вязкости от температуры

Единицей измерения последней в системе СИ является $\text{м}^2/\text{с}$ или более мелкая единица $\text{см}^2/\text{с}$, которую принято называть стоксом, $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$. Для измерения вязкости также используются сантистоксы: $1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст}$.

Вязкость жидкостей существенно зависит от температуры, причем вязкость капельных жидкостей с повышением температуры падает, а вязкость газов — растет (рис. 1.4). Это объясняется тем, что в капельных жидкостях, где молекулы расположены близко друг к другу, вязкость обусловлена силами молекулярного сцепления. Эти силы с ростом температуры ослабевают, и вязкость падает. В газах молекулы располагаются значительно дальше друг от друга. Вязкость газа зависит от интенсивности хаотического движения молекул. С ростом температуры эта интенсивность растет и вязкость газа увеличивается.

Вязкость жидкостей зависит также от давления, но это изменение незначительно, и в большинстве случаев его не учитывают.

В заключение отметим, что в гидравлике при изучении процессов течения используется понятие идеальной жидкости, под которой понимают жидкость, лишенную вязкости.

1.3.3. Сжимаемость

Сжимаемость — это способность жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость капельных жидкостей и газов существенно различается. Так, капельные жидкости при изменении давления изменяют свой объем крайне незначительно. Газы, наоборот, могут значительно сжиматься под действием давления и неограниченно расширяться при его отсутствии.

Для учета сжимаемости газов при различных условиях могут быть использованы уравнения состояния (см. подразд. 8.1) или зависимости для политропных процессов (см. подразд. 8.5).

Сжимаемость капельных жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p (Па^{-1}):

$$\beta_p = -\frac{1}{W_0} \frac{\Delta W}{\Delta p},$$

где Δp — изменение давления; ΔW — изменение объема под действием Δp ; W_0 — начальный объем.

Знак минус в формуле обусловлен тем, что при увеличении давления объем жидкости уменьшается, т. е. положительное приращение давления вызывает отрицательное приращение объема.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия β_p , называется объемным модулем упругости жидкости (или модулем упругости) $K = 1/\beta_p$ (Па).

Модуль упругости капельных жидкостей изменяется при изменении температуры и давления. Однако в большинстве случаев K

считают постоянной величиной, принимая за нее среднее значение в данном диапазоне температур или давлений. Различают изотермический и адиабатический модули упругости. Причем обычно для расчетов используют изотермический модуль. Адиабатический модуль применяется при анализе быстротечных процессов. Изотермические модули упругости некоторых жидкостей (МПа): бензин — 1300; керосин — 1280; вода — 2000; ртуть — 32 400; масло гидросистем (АМГ-10) — 1300; масло промышленное 20 — 1360; масло промышленное 50 — 1470; масло турбинное — 1700.

1.3.4. Температурное расширение

Капельные жидкости изменяют свой объем и при колебании температуры. Это их свойство, называемое температурным расширением (так как с увеличением температуры объем их увеличивается), характеризуется коэффициентом объемного расширения β_t (K^{-1}):

$$\beta_t = \frac{1}{\Delta T} \frac{\Delta W}{W_0},$$

где ΔT — изменение температуры; ΔW — изменение объема под действием ΔT ; W_0 — начальный объем.

Газы весьма значительно изменяют свой объем при изменении температуры. Для учета этого изменения используют уравнения состояния газов (см. подразд. 8.1) или формулы политропных процессов (см. подразд. 8.5).

1.3.5. Парообразование

Любая капельная жидкость способна изменять свое агрегатное состояние, в частности превращаться в пар. Это свойство капельных жидкостей называют парообразованием.

В гидравлике наибольшее значение имеет условие, при котором начинается интенсивное парообразование по всему объему — кипение жидкости. Для начала процесса кипения должны быть созданы определенные условия (температура и давление). Например, дистиллированная вода закипает при нормальном атмосферном давлении и температуре $100^\circ C$. Однако это является частным случаем кипения воды. Та же вода может закипеть при другой температуре, если она будет находиться под воздействием другого давления, т.е. для каждого значения температуры жидкости, используемой в гидросистеме, существует свое давление, при котором она закипает. Такое давление называют давлением насыщенных паров $p_{н.п}$. Величина $p_{н.п}$ всегда приводится в абсолютных давлениях и зависит от температуры.

Для примера на рис. 1.5 приведена зависимость давления насыщенных паров воды от температуры. На графике выделена точка A , соответствующая температуре $100\text{ }^\circ\text{C}$ и нормальному атмосферному давлению p_a . Если на свободной поверхности воды создать более высокое давление p_1 , то она закипит при более высокой температуре T_1 (точка B на рис. 1.5). И наоборот, при малом давлении p_2 вода закипает при более низкой температуре T_2 (точка C на рис. 1.5).

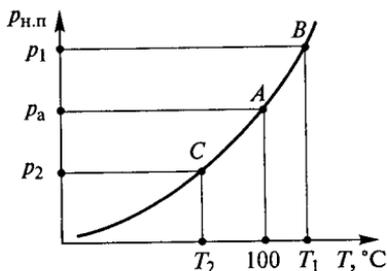


Рис. 1.5. Зависимость давления насыщенных паров воды от температуры

При анализе термодинамических циклов некоторых машин важным является процесс парообразования после начала кипения жидкости. В этом случае в сосуде, где происходит кипение, существует не жидкость и не газ, а так называемая двухфазная среда. Она состоит из смеси жидкости с газом и обладает особыми, присущими только ей свойствами.

Например, если парообразование происходит при постоянном давлении, то и температура двухфазной среды также остается постоянной, а ее повышение начинается только после перехода всей жидкости (до мельчайших капель) в газообразное состояние. Эта особенность двухфазной среды используется в паровых машинах и большинстве холодильных установок. При этом двухфазную среду называют влажным паром (газ со взвешенными каплями жидкости), а чисто газообразное состояние жидкости — сухим паром.

Если парообразование происходит в закрытом сосуде, то оно сопровождается повышением давления. Процесс идет по линии от точки C к точке A , затем B и далее (см. рис. 1.5). Это недопустимо, так как может привести к аварийному разрушению сосуда (взрыву).

ГИДРОСТАТИКА

2.1. Свойства гидростатического давления и основной закон гидростатики

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы, справедливые для покоящихся жидкостей.

В неподвижной жидкости возникают только напряжения сжатия и не могут действовать касательные напряжения, так как любое касательное напряжение жидкости вызовет ее движение, т. е. нарушит состояние покоя. В подразд. 1.2 было показано, что напряжения сжатия вызывает сила, действующая перпендикулярно на бесконечно малую площадку. Отсюда вытекает первое свойство гидростатического давления: на внешней поверхности жидкости давление создает силу, действующую по нормали внутрь рассматриваемого объема жидкости. Причем под внешней поверхностью жидкости следует понимать не только свободные поверхности жидкости и стенки сосудов, но и поверхности объемов, выделяемых в жидкости.

Второе свойство гидростатического давления состоит в том, что в любой точке внутри покоящейся жидкости гидростатическое давление действует по всем направлениям одинаково, т. е. давление есть скалярная величина.

Исходя из этих свойств гидростатического давления, можно получить основной закон гидростатики. Пусть жидкость находится в сосуде, а на ее свободную поверхность действует давление p_0 (рис. 2.1). Определим давление p в произвольно выбранной точке, которая находится на глубине h .

Для определения искомого давления p вокруг произвольно выбранной точки возьмем бесконечно малую горизонтальную площадку ΔS и построим на ней цилиндр до открытой поверхности жидкости.

На выделенный объем жидкости сверху вниз действуют сила, равная произведению давления p_0 на площадь ΔS , и вес выделенного объема жидкости G . В выбранной точке искомое давление p действует по всем направлениям одинаково (второе свойство гидростатического давления). Но на выделенный объем создаваемая этим давлением сила действует по нормали к поверхности и

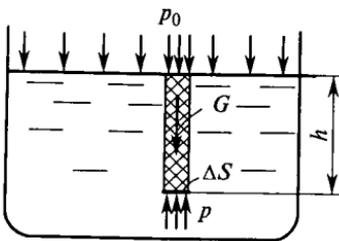


Рис. 2.1. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

направлена внутрь объема (первое свойство гидростатического давления), т.е. сила направлена вверх и равна произведению p на площадь ΔS . Тогда условием равновесия выделенного объема жидкости в вертикальном направлении будет равенство

$$p\Delta S - G - p_0\Delta S = 0.$$

Вес G выделенного цилиндра жидкости можно определить, подчитав его объем W :

$$G = W\rho g = \Delta Sh\rho g.$$

Подставив математическое выражение для G в уравнение равновесия и решив его относительно искомого давления p , окончательно получим

$$p = p_0 + h\rho g. \quad (2.1)$$

Полученное уравнение называют основным законом гидростатики. Оно позволяет подсчитать давление в любой точке внутри покоящейся жидкости.

Кроме того, из анализа зависимости (2.1) следует, что давление p_0 , действующее на свободной поверхности жидкости, будет передаваться в любую точку внутри жидкости. Это позволяет сформулировать закон Паскаля: давление, приложенное к жидкости, передается по всем направлениям одинаково.

Основной закон гидростатики широко применяется для решения практических задач. Однако при его использовании в практических расчетах следует обращать особое внимание на высоту h , так как она может принимать как положительные, так и отрицательные значения.

Действительно, если точка, в которой определяем давление, располагается ниже точки с исходным давлением, то в математической записи основного закона гидростатики ставится знак «+», как в формуле (2.1). А в том случае, когда точка, в которой определяем давление, располагается выше точки с исходным давлением, в уравнении знак «+» изменяется на «-», т.е.

$$p_0 = p - h\rho g. \quad (2.2)$$

При выборе знака в основном законе гидростатики всегда следует помнить, что чем ниже (глубже) располагается точка в данной жидкости, тем больше давление в этой точке.

В заключение следует добавить, что основной закон гидростатики широко используется при измерении давлений.

2.2. Способы измерения давления

Как было отмечено в подразд. 1.2, давление может быть абсолютным, избыточным и давлением вакуума. При решении прикладных задач наиболее часто используются избыточные давле-

ния, поэтому измерению этих давлений необходимо уделить наибольшее внимание.

Простейшим прибором для измерения избыточного давления является пьезометр, который представляет собой вертикально установленную прозрачную трубку (рис. 2.2, а). В соответствии с (2.1)

$$p_{\text{изб}} = p_a + H\rho g.$$

Поскольку в избыточной системе давлений $p_a = 0$, то из формулы следует пропорциональная связь между давлением $p_{\text{изб}}$ и высотой H :

$$p_{\text{изб}} = H\rho g. \quad (2.3)$$

Измерения по пьезометру проводят в единицах длины, поэтому иногда давления выражают в единицах высоты столба определенной жидкости. Например, атмосферное давление, равное 760 мм рт. ст., соответствует высоте ртутного столба 760 мм в пьезометре. Подставив это значение в (2.3) при $\rho_{\text{рт}} = 13\,600 \text{ кг/м}^3$, получим атмосферное давление, равное $1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Эта величина называется физической атмосферой. Она отличается от технической атмосферы (см. подразд. 1.2), которая соответствует 736 мм рт. ст. Это число можно получить, если подставить в (2.3) $p_{\text{изб}} = 1 \text{ ат}$ и вычислить высоту H .

Пьезометр прост по конструкции и обеспечивает высокую точность измерений. Однако он не позволяет измерять большие давления. Подтвердим это на следующем примере. Пусть пьезометром необходимо измерить избыточное давление $p_{\text{изб}} = 0,1 \text{ МПа} \approx 1 \text{ ат}$ в жидкости с плотностью, равной плотности воды ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$). Тогда из формулы (2.3) при заданных условиях получим высоту столба воды в пьезометре $H \approx 10 \text{ м}$, что является весьма значительной величиной. В машиностроении используются более высокие давления (в сотни атмосфер), что ограничивает применение пьезометров.

Аналогичные по принципу работы приборы с использованием ртути позволяют в 13,6 раза уменьшить пьезометрические высоты (ртуть в 13,6 раза тяжелее воды). Но ртуть ядовита, и такие приборы в машиностроении практически перестали применяться.

Широкое распространение в технике для измерения давлений получили пружинные манометры. Основным элементом такого прибора (рис. 2.3) явля-

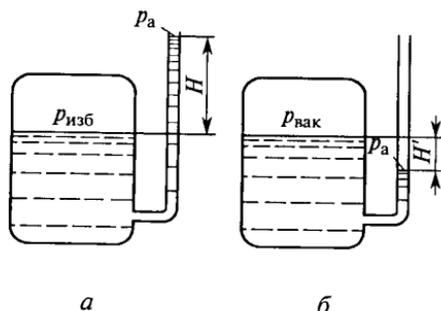


Рис. 2.2. Измерение избыточного давления пьезометром (а) и вакуума жидкостным вакуумметром (б)

ется пружинящая тонкостенная трубка 1 (обычно латунная). Один из концов трубки запаян и подвижен, а второй закреплен, и к нему подводится измеряемое давление. Подвижный конец трубки 1 кинематически связан со стрелкой 3. При изменении давления он изменяет свое положение и перемещает стрелку 3, которая указывает на соответствующее число на шкале 2.

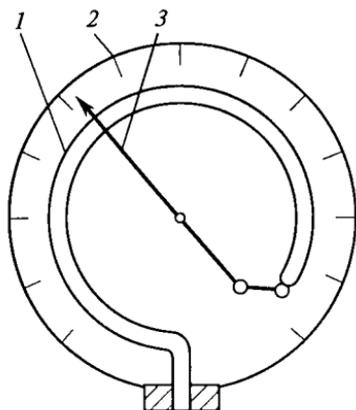


Рис. 2.3. Схема пружинного манометра:

1 — трубка; 2 — шкала; 3 — стрелка

Приборы, измеряющие давление вакуума (разрежение), по принципу действия не отличаются от приборов для измерения избыточного давления. Это является следствием того, что избыточное давление и давление вакуума всегда равны по величине, но имеют разные знаки [см. формулу (1.4)]. Если в сосуде на рис.

2.2, б будет иметь место вакуум, то уровень жидкости в стеклянной трубке будет располагаться ниже уровня жидкости в баке. Поэтому этот же прибор можно использовать для измерения вакуума, а высота H' будет пропорциональна его величине $p_{\text{вак}} = H' \rho g$.

Пружинные приборы для измерения вакуума не имеют ни принципиальных, ни конструктивных отличий от пружинных манометров. Устройства для измерения вакуума получили название вакуумметров.

Выпускаются также приборы, позволяющие измерять как избыточные давления, так и вакуум. Их принято называть мановакуумметрами.

В метеорологии измерение абсолютных значений атмосферных давлений проводят с помощью барометров. Для машиностроительных систем измерение абсолютных давлений практического значения не имеет.

2.3. Сила давления на плоскую стенку

До сих пор рассматривались давления, действующие в жидкости. Однако более важное практическое значение имеют силы, возникающие от действия жидкости на различные стенки.

При определении силы, действующей со стороны жидкости на плоскую стенку, рассмотрим общий случай, когда стенка наклонена к горизонту под углом α , а на свободную поверхность жидкости действует давление p_0 (рис. 2.4).

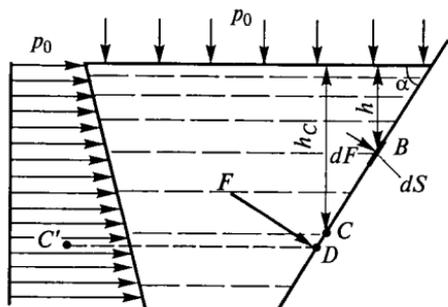


Рис. 2.4. Схема для определения силы давления на плоскую стенку

В этом случае использовать зависимость (1.1) для определения силы F не представляется возможным, так как давление изменяется по высоте стенки и неизвестно, какое его значение следует использовать для вычислений. В соответствии с основным законом гидростатики (2.1) эпюра распределения давления по высоте носит линейный характер и его значение нарастает с увеличением глубины (см. рис. 2.4).

Для определения силы F вокруг произвольно выбранной точки B на глубине h выделим бесконечно малую площадку dS . На эту площадку будет действовать бесконечно малая сила dF . В пределах выбранной бесконечно малой площадки давление p можно считать постоянным. Тогда силу dF найдем с использованием (1.1):

$$dF = p dS.$$

Полную силу F , действующую на наклонную стенку, определим как сумму бесконечно малых сил dF , т.е. проинтегрируем выражение для dF по площади S :

$$F = \int_S p dS.$$

При интегрировании давление p вычислим по основному закону гидростатики, т.е. (2.1) подставим в формулу для определения силы:

$$F = \int_S (p_0 + h \rho g) dS.$$

Далее проведем необходимые преобразования, после которых получим

$$F = (p_0 + h_C \rho g) S,$$

где h_C — глубина расположения центра тяжести площади стенки.

Анализ математического выражения, записанного в скобках, позволяет сделать вывод, что это давление в центре тяжести площади стенки находится в точке C на рис. 2.4. Действительно, в соответствии с (2.1)

$$p_C = p_0 + h_C \rho g.$$

После математических преобразований окончательно получим

$$F = p_C S. \quad (2.4)$$

Зависимость (2.4) позволяет сделать вывод, что сила, действующая со стороны жидкости на любую плоскую стенку, всегда равна произведению давления в центре тяжести площади этой стенки и ее площади.

Точка приложения силы F называется центром давления (точка D на рис. 2.4). В большинстве случаев он лежит ниже центра тяжести стенки C . В частном случае, когда давление на свободной поверхности p_0 существенно больше, чем $h_{ср} \rho g$, можно считать, что центр давления D совпадает с центром тяжести C .

Определение положения центра давления иногда может быть достаточно затруднительным. При прямоугольной форме наклонной стенки он совпадает с геометрическим центром тяжести плоской эпюры распределения давлений (точка C' на рис. 2.4).

Ранее было отмечено, что смещение центра давления относительно центра тяжести вызвано нарастанием давления по глубине $h \rho g$. В машиностроительных гидросистемах обычно действуют достаточно высокие давления при относительно небольших изменениях высот h . Поэтому в большинстве случаев точку приложения силы, действующей со стороны жидкости, считают совпадающей с центром тяжести стенки.

2.4. Сила давления на криволинейные стенки.

Плавание тел

Рассмотрим силу, действующую на криволинейную цилиндрическую стенку, которая погружена в жидкость так, что ее образующие параллельны свободной поверхности жидкости (рис. 2.5). Такие стенки распространены на практике. В этом случае задача может быть сведена к определению равнодействующей силы, лежащей в вертикальной плоскости, перпендикулярной образующим цилиндрической поверхности. Определение этой силы сводится к определению ее вертикальной и горизонтальной составляющих.

В пределах цилиндрической поверхности (см. рис. 2.5) выделим участок AB и найдем силу F , действующую на этот участок при условии, что на свободной поверхности жидкости существует давление p_0 . Причем определим эту силу для двух случаев: жидкость расположена над цилиндрической поверхностью (см. рис. 2.5, *а*) и под ней (см. рис. 2.5, *б*). При определении силы, действующей на стенку, будем учитывать, что со стороны стенки на жидкость действует такая же сила, но в противоположном направлении.

Для определения силы F в первом случае (см. рис. 2.5, *а*) выделим объем жидкости, ограниченный поверхностью AB и вертикальными плоскостями, проходящими через границы выбранного участка. На рис. 2.5, *а* эти плоскости отображены линиями AL и BK . Рассмотрим условия равновесия выделенного объема в вертикаль-

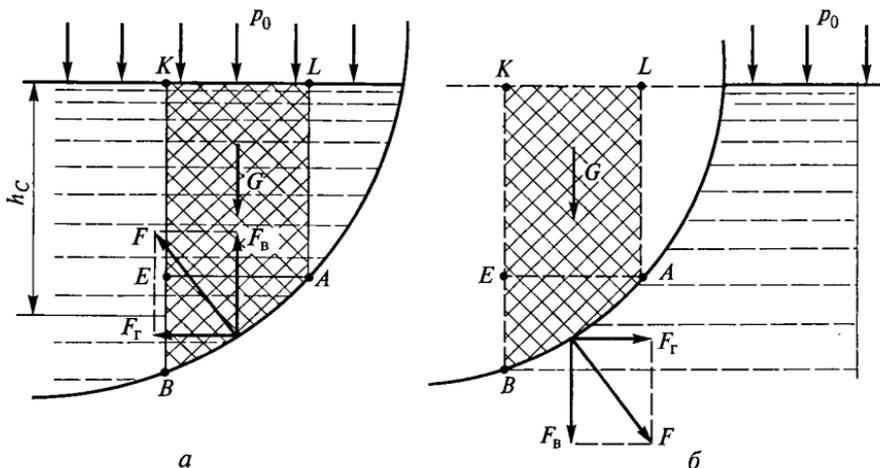


Рис. 2.5. Схема распределения силы давления на криволинейную поверхность в случае расположения жидкости над (а) и под (б) криволинейной поверхностью

ном и горизонтальном направлениях, из которых найдем вертикальную F_B и горизонтальную F_r составляющие силы F .

На выделенный объем жидкости в вертикальном направлении, кроме силы F_B , действуют его вес G и сила давления на свободную поверхность, равная произведению давления p_0 на площадь горизонтальной проекции поверхности AB , обозначаемую S_r . Тогда из условия равновесия найдем вертикальную составляющую

$$F_B = p_0 S_r + G. \quad (2.5)$$

При рассмотрении условия равновесия в горизонтальном направлении будем считать, что силы, действующие на поверхности EK и AL , взаимно уравновешены. Следовательно, на выделенный объем жидкости в горизонтальном направлении, кроме искомой силы F_r , действует только сила давления на площадь вертикальной проекции поверхности AB , обозначаемую S_B . Ее найдем по формуле (2.4):

$$F_r = p_c S_B = (p_0 + h_c \rho g) S_B, \quad (2.6)$$

где h_c — глубина погружения центра тяжести поверхности AB ; S_B — площадь поверхности BE .

Определив по формулам (2.5) и (2.6) вертикальную F_B и горизонтальную F_r составляющие силы F , найдем ее численное значение по зависимости

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_r^2}. \quad (2.7)$$

Зависимости (2.5)...(2.7) получены для случая с расположением жидкости над криволинейной поверхностью. Очевидно, что при

расположении жидкости снизу относительно стенки (см. рис. 2.5, б) давления в соответствующих точках будут точно такими, как и в первом случае. Поэтому и силы, действующие на стенку (полная сила и ее вертикальная и горизонтальная составляющие), будут такими же по значению. Но направления этих сил будут противоположными, так как жидкость действует на стенку с обратной стороны. Таким образом, формулы (2.5)...(2.7) будут справедливы и для этого случая. При этом в формулу (2.5) входит та же величина G , т.е. вес жидкости, которая заняла бы объем $ABKL$ (выделен на рис. 2.5, б).

Полученные зависимости справедливы для цилиндрической поверхности, которая погружена в жидкость так, что ее образующие параллельны свободной поверхности. Аналогичным образом могут быть получены формулы для произвольной криволинейной поверхности. Их отличие будет в том, что полная сила F будет равна векторной сумме не двух составляющих сил (как в предыдущем случае), а трех. Причем одна из этих составляющих будет вертикальной, а две — горизонтальными и взаимно-перпендикулярными.

Определение положения точки приложения силы F , действующей на криволинейную стенку, является весьма сложной задачей, которая решается с использованием графических или численных (компьютерных) методов. Определение положения точки приложения силы F , действующей на поверхность вращения (например, цилиндрическую), упрощается, так как в этом случае линия действия силы F проходит через ось вращения поверхности.

Важной задачей при решении некоторых практических вопросов является определение силы, выталкивающей тело, погруженное в жидкость. На рис. 2.6, а изображено тело произвольной формы, погруженное в жидкость. Рассмотрим силы, действующие на это тело в вертикальном направлении.

При рассмотрении сил, действующих на тело, условно разделим его замкнутой линией $MNOR$ на две части: верхнюю и нижнюю. Причем линия деления $MNOR$ проведена так, что ее проекция и проекция тела на свободную поверхность жидкости (т.е. вертикально вверх) полностью совпадают. Обозначим вес жидкости, расположенной над телом, G_0 (на рис. 2.6, а выделена штриховкой),

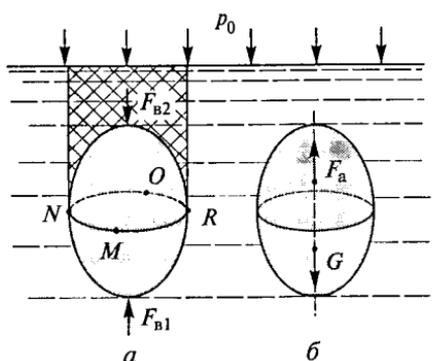


Рис. 2.6. Схема плавания тел: а — для определения архимедовой силы; б — пример устойчивого положения тела

а вес жидкости, вытесненной телом, — G , т.е. это вес жидкости, которая заняла бы объем погруженного тела (на рис. 2.6, *a* выделен затенением).

Вертикальную силу (см. рис. 2.6, *a*), действующую на нижнюю поверхность тела, определим с использованием формулы (2.5):

$$F_{в1} = p_0 S_r + G_0 + G, \quad (2.8)$$

где S_r — площадь горизонтальной проекции тела на свободную поверхность жидкости.

Таким же образом найдем вертикальную силу (см. рис. 2.6, *a*), действующую на верхнюю часть тела:

$$F_{в2} = p_0 S_r + G_0. \quad (2.9)$$

Их равнодействующая сила F_a , направленная вверх, будет равна алгебраической сумме этих сил и с учетом (2.8) и (2.9) определяется по формуле

$$F_a = F_{в1} - F_{в2} = G.$$

Силу F_a принято называть архимедовой силой, а полученную для ее определения зависимость — законом Архимеда, согласно которому на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вверх и равная весу жидкости, вытесненной телом.

Точкой приложения этой силы является геометрический центр тела, который называется центром водоизмещения. Он может не совпадать с центром тяжести тела. Эти центры совпадают, если тело состоит из однородного и равномерно распределенного вещества. Плавающее тело будет находиться в устойчивом равновесии, когда центр водоизмещения располагается выше центра тяжести тела и они лежат на одной вертикальной прямой (см. рис. 2.6, *b*).

2.5. Относительный покой жидкости

Под относительным покоем понимают неподвижное состояние жидкости относительно сосуда, который движется с постоянным ускорением. Например, в относительном покое может находиться жидкость в емкости, которая установлена на разгоняющейся транспортной машине (топливный бак автомобиля). В относительном покое будет также находиться жидкость в сосуде, вращающемся с постоянной скоростью.

Законы, действующие при относительном покое жидкости, принципиально не отличаются от ранее рассмотренных законов гидростатики. Но если в ранее рассмотренных случаях на жидкость действовала только одна массовая сила — сила тяжести, то при

относительном покое появляется новая — сила инерции. Это приводит к изменению положения свободной поверхности жидкости и изменению давлений в различных ее точках.

Анализ относительного покоя удобно проводить для сил, действующих на условную частицу жидкости единичной массы (массой $m = 1$). При таком подходе сила всегда численно равна соответствующему ускорению. Например, на частицу единичной массы действует сила тяжести $G = mg = 1g = g$. Таким образом, математические зависимости существенно упрощаются.

Рассмотрим прямолинейное движение сосуда с постоянным ускорением (или замедлением) a . В этом случае на каждую частицу жидкости единичной массы действуют две силы: сила тяжести g и сила инерции a (рис. 2.7). Равнодействующая этих двух сил

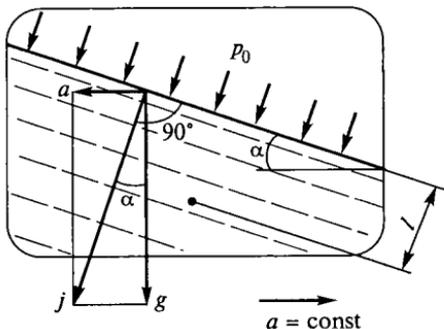


Рис. 2.7. Схема действия сил при прямолинейном движении сосуда

$$j = \sqrt{a^2 + g^2} \quad (2.10)$$

определяет положение свободной поверхности жидкости, так как угол между этой поверхностью и силой j всегда составляет 90° . Из геометрических соображений (см. рис. 2.7) следует, что положение свободной поверхности может быть задано углом α , значение которого найдем из отношения

$$\operatorname{tg} \alpha = a/g.$$

Для определения давления в произвольно выбранной точке на расстоянии l от свободной поверхности используется математическая зависимость

$$p = p_0 + l\rho j. \quad (2.11)$$

Она получена тем же методом, что и основной закон гидростатики (см. подразд. 2.1), но учитывает действие не только сил тяжести, но и сил инерции.

Эта зависимость является более общей, чем основной закон гидростатики, который может быть получен из нее как частный случай. Действительно, при $a = 0$ из (2.10) следует $j = g$. Тогда с учетом $l = h$ из (2.11) получим формулу (2.1), т.е. основной закон гидростатики.

Другим случаем относительного покоя жидкости является вращение сосуда с постоянной угловой скоростью ω (рис. 2.8). При

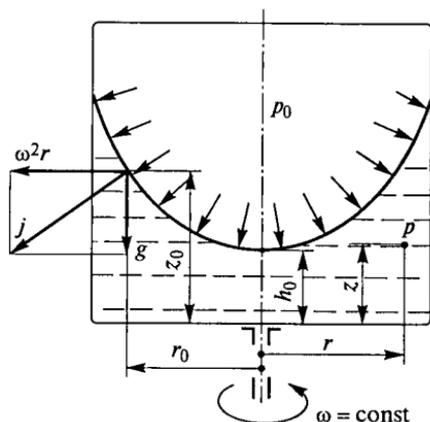


Рис. 2.8. Схема действия сил при вращении сосуда (общий случай)

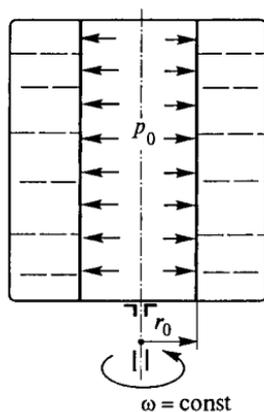


Рис. 2.9. Расположение жидкости в сосуде, вращающемся с высокой скоростью (частный случай)

вращении на каждую частицу жидкости единичной массы, расположенную на радиусе r , также действуют две силы: сила тяжести g и сила инерции, вызванная центробежным ускорением, $a = \omega^2 r$. Равнодействующая этих двух сил

$$j = \sqrt{(\omega^2 r)^2 + g^2}$$

определяет положение свободной поверхности жидкости. Но в рассматриваемом случае центробежное ускорение является переменной величиной, так как зависит от радиуса расположения точки. Поэтому поверхность вращения принимает параболическую форму и описывается уравнением

$$z_0 = h_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g},$$

где z_0 — высота расположения точки свободной поверхности относительно дна сосуда; h_0 — высота жидкости на оси вращения.

Формула для определения давления p в любой точке жидкости может быть получена методом, использованным в подразд. 2.1. Тогда после математических преобразований найдем давление в точке, расположенной на радиусе r и высоте z относительно дна сосуда:

$$p = p_0 + \left[h_0 - z + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right] \rho g. \quad (2.12)$$

Из формулы (2.12), так же как и из (2.11), можно получить основной закон гидростатики как частный случай, если принять $\omega = 0$ и обозначить $h = h_0 - z$.

На практике часто встречается другой частный случай — вращение сосуда с очень высокой скоростью. В этом случае центробежные силы существенно больше сил тяжести и жидкость отбрасывается центробежными силами к стенкам сосуда (рис. 2.9), а ее свободная поверхность располагается на радиусе r_0 . Тогда некоторыми геометрическими величинами, входящими в (2.12), можно пренебречь и формула для определения давления упрощается:

$$p = p_0 + \frac{\omega^2 (r^2 - r_0^2)}{2} \rho. \quad (2.13)$$

Следует отметить, что формула (2.12) получена для сосуда, имеющего вертикальную ось вращения, а формула (2.13) применима для вращающихся сосудов с любым расположением оси в пространстве.

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ

3.1. Основные понятия и определения

Уравнения кинематики и динамики жидкости весьма значительно отличаются от аналогичных уравнений для твердого тела. Это вызвано прежде всего особенностями исследуемого объекта, т. е. жидкости, частицы которой не имеют жесткой связи между собой. Отсутствие жесткой связи существенно усложняет рассмотрение процессов, происходящих в жидкости. Для упрощения изучения течений в гидромеханике широко используется так называемая *идеальная жидкость*. Под этим термином понимают не существующую в природе абсолютно невязкую жидкость. Тогда происходящие явления сначала исследуются применительно к идеальной жидкости, а затем полученные закономерности переносятся с введением корректирующих поправок на потоки реальных жидкостей.

Течение жидкости, как и любое другое движение, может быть установившимся и неустановившимся. При установившемся течении все физические параметры в данной точке потока (скорость, давление и др.) остаются неизменными во времени. Примером установившегося течения может служить истечение через отверстие в дне сосуда, в котором поддерживается постоянный уровень жидкости. При неустановившемся течении физические параметры в данной точке потока (или некоторые из них) меняются во времени. Для примера можно привести рассматриваемое выше истечение, но без поддержания постоянного уровня жидкости в сосуде, т. е. истечение до полного опорожнения. В дальнейшем будут рассматриваться в основном установившиеся течения жидкости.

Большое значение в механике жидкости имеет термин «*линия тока*». Под этим понимают условную линию в потоке жидкости, проведенную так, что вектор скорости в любой ее точке направлен по касательной (линия 1 на рис. 3.1). При установившемся течении линия тока совпадает с траекторией движения частицы жидкости. Необходимо также отметить, что при установившемся течении в любой

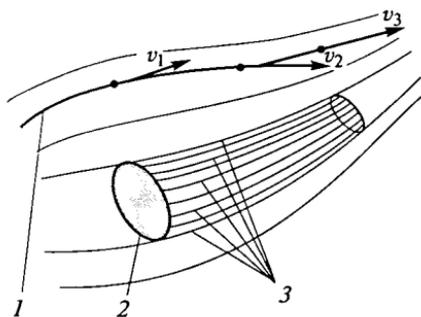


Рис. 3.1. Схема течения жидкости

точке потока существует только одна (неизменная во времени) скорость. Поэтому через данную точку может проходить только одна линия тока. Следовательно, линии тока при установившемся течении не могут пересекаться.

Если в потоке жидкости взять замкнутую линию 2 (см. рис. 3.1), состоящую из бесконечного множества точек, и через каждую из этих точек провести линию тока 3, то множество этих линий образуют трубчатую поверхность. Такую поверхность принято называть *трубкой тока*, а часть потока внутри этой поверхности — *струйкой*. Струйку жидкости бесконечно малой толщины принято называть элементарной струйкой.

Как было отмечено ранее, при установившемся течении линии тока не пересекаются и, следовательно, ни одна линия тока не может пронизывать трубку тока (иначе она пересечет одну из линий, образующих эту трубку). Следовательно, ни одна частица жидкости не может проникнуть внутрь трубки тока или выйти из нее. Таким образом, выделенная трубка тока при установившемся течении является непроницаемой стенкой для жидкости.

Сечениями потока (или струйки) жидкости принято называть поверхности, нормальные к линиям тока. Например, поверхность, ограниченная замкнутым контуром 2 (затемнена на рис 3.1), является сечением для струйки в пределах трубки тока линий 3. При параллельно струйном течении сечения представляют собой плоскости, перпендикулярные направлению движения жидкости. Сечения потоков или струй жидкости иногда также называют живыми сечениями. Однако в последнее время в машиностроительной гидравлике этот термин используется редко.

Различают напорные и безнапорные течения жидкости. Напорными называют течения в закрытых руслах без свободной поверхности, а безнапорными — течения со свободной поверхностью. Примерами напорного течения могут служить течения в трубопроводах, гидромашинах, гидроаппаратах. Безнапорными являются течения в реках, открытых каналах. В данном учебнике рассматриваются напорные течения жидкости.

3.2. Расход. Уравнение расхода

Расход — это количество жидкости, которое протекает через данное сечение в единицу времени. Количество жидкости можно измерять в единицах объема, массы или веса. Поэтому различают объемный Q ($\text{м}^3/\text{с}$), массовый Q_m ($\text{кг}/\text{с}$) и весовой Q_G ($\text{Н}/\text{с}$) расходы. Между этими расходами существует такая же связь, как между объемом, массой и весом, т. е.

$$Q_m = Q\rho; \quad Q_G = Q_m g; \quad Q_G = Q\rho g. \quad (3.1)$$

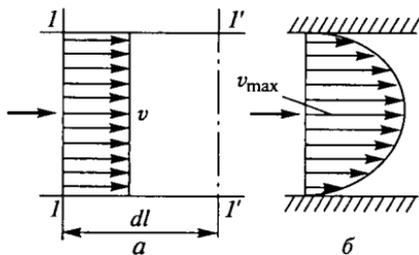


Рис. 3.2. Эпюры распределения скоростей идеальной (а) и реальной (б) жидкостей

струйки идеальной жидкости все скорости одинаковы и эпюра скоростей на рис. 3.2, а имеет прямоугольную форму.

Через время dt сечение $1-1$, площадь которого обозначим S , займет новое положение $1'-1'$, смещенное относительно начального положения на расстояние dl . При этом новое сечение $1'-1'$ (как и начальное $1-1$) будет плоскостью, так как при равных скоростях все частицы жидкости продвинулись на равное расстояние dl . Тогда за время dt через сечение $1-1$ переместится объем жидкости $W = dlS$, а объемный расход составит

$$Q = \frac{W}{dt} = \frac{dlS}{dt} = vS.$$

Таким образом, при течении идеальной жидкости существует удобная зависимость, связывающая основные кинематические и геометрические параметры струйки (или потока): объемный расход Q , скорость жидкости v и площадь сечения S .

При течении потока реальной жидкости между ее слоями возникает трение. Крайние слои жидкости из-за трения о стенку имеют практически нулевую скорость (рис. 3.2, б). По мере удаления от стенки каждый последующий слой приобретает более высокую скорость, и максимальная скорость в сечении v_{\max} отмечается в середине потока. Следовательно, происходит перераспределение скоростей по сечению площадью S , что затрудняет определение математической взаимозависимости между основными геометрическими и кинематическими параметрами потока реальной жидкости.

Для устранения отмеченного затруднения введем понятие средней скорости в сечении $v_{\text{ср}}$, под которой будем понимать скорость, удовлетворяющую следующему равенству:

$$Q = v_{\text{ср}}S. \quad (3.2)$$

Тогда $v_{\text{ср}}$ — это условная скорость, существующая в каком-то промежуточном слое потока реальной жидкости. Обычно она мень-

ше максимальной скорости v_{\max} и лежит в пределах $0,5v_{\max} \leq v_{\text{ср}} < v_{\max}$. Таким образом, зависимость (3.2) связывает основные геометрические и кинематические параметры потока реальной вязкой жидкости.

При расчете гидравлических систем широко используется уравнение, которое можно получить из равенства расходов в двух сечениях одного потока. На рис. 3.3 приведен поток жидкости. Очевидно, что расходы в сечениях 1—1 и 2—2 этого потока жидкости одинаковы, т. е. $Q_1 = Q_2$. Тогда с учетом (3.2) получим зависимость

$$v_{\text{ср}1}S_1 = v_{\text{ср}2}S_2, \quad (3.3)$$

связывающую основные геометрические и кинематические параметры потока в этих сечениях.

Уравнение (3.3) получило название уравнения неразрывности, или уравнения расхода. Оно позволяет определить среднюю скорость в любом сечении потока жидкости (например, $v_{\text{ср}1}$), если известны хотя бы одна из средних скоростей этого потока (например, $v_{\text{ср}2}$) и его геометрические размеры. Уравнение (3.3) является законом сохранения вещества для потока (или струйки) жидкости, записанное при условии постоянства плотности жидкости в пределах рассматриваемого потока.

В заключение следует отметить, что при расчетах машиностроительных гидросистем в большинстве случаев индекс «ср» и термин «средняя» опускают, а говорят о скорости в сечении потока. При этом под скоростью понимают ее среднюю величину.

3.3. Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости

Рассмотрим установившееся течение элементарной струйки идеальной жидкости, находящейся под действием лишь одной массовой силы — силы тяжести (рис. 3.4). В рассматриваемом случае в жидкости могут действовать нормальные напряжения сжатия (давление), но не могут действовать касательные напряжения (трение), так как у жидкости отсутствует вязкость.

Для вывода уравнения Бернулли выберем два сечения 1—1 и 2—2, а также произвольную горизонтальную поверхность $\theta-\theta$. Будем считать, что в сечении 1—1 площадью S_1 существует ско-

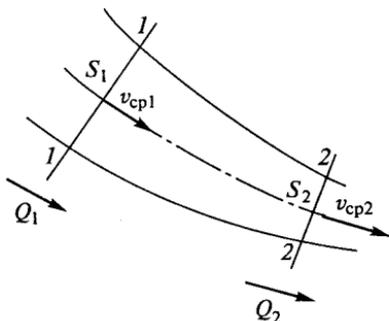
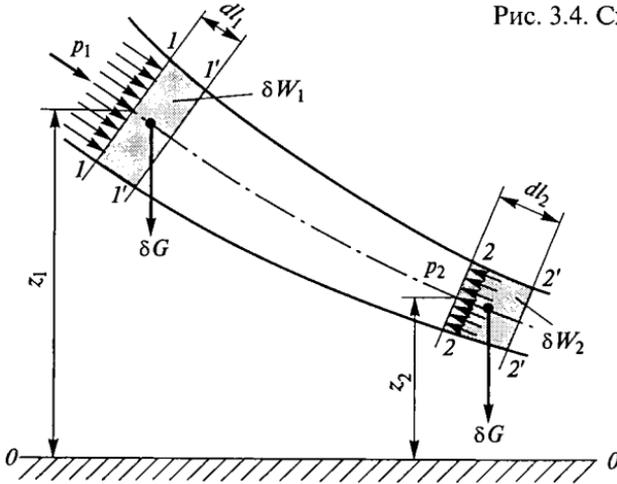


Рис. 3.3. Схема потока жидкости

Рис. 3.4. Схема струйки идеальной жидкости



рость жидкости v_1 и действует давление p_1 , а его центр тяжести располагается на высоте z_1 относительно выбранной поверхности $0-0$. Сечение $2-2$ характеризуется аналогичными параметрами, но с индексом «2» (S_2 , v_2 , p_2 и z_2).

Пусть за время dt участок струйки, ограниченный сечениями $1-1$ и $2-2$, сдвинулся и занял новое положение, ограниченное сечениями $1'-1'$ и $2'-2'$. Тогда первое сечение переместилось на расстояние dl_1 , а второе сечение — на расстояние dl_2 . При этом можно условно считать, что часть ограниченного объема жидкости осталась на месте (объем между сечениями $1'-1'$ и $2-2$), а другая часть между сечениями $1-1$ и $1'-1'$ (на рис. 3.4 затемнена) переместилась на место между сечениями $2-2$ и $2'-2'$ (на рис. 3.4 также затемнена), т. е. объемы затемненных участков равны:

$$\delta W_1 = S_1 dl_1 = \delta W_2 = S_2 dl_2 = \delta W.$$

Следовательно, равны и массы этих объемов (δm), а также одинаковы их веса (δG).

Для вывода уравнения Бернулли применим к жидкому телу между сечениями $1-1$ и $2-2$ теорему механики об изменении кинетической энергии, согласно которой изменение кинетической энергии тела равно работе сил, приложенных к телу.

Как следует из сказанного ранее, кинетическая энергия участка жидкости между сечениями $1'-1'$ и $2-2$ за время dt не изменилась, так как этот участок условно можно считать неподвижным. Тогда изменение кинетической энергии всего жидкого тела будет определяться разностью кинетических энергий выделенных объемов (участков, затемненных на рис. 3.4), а точнее, изменением их скоростей, так как их массы одинаковы, т. е.

$$E_k = \frac{\delta m v_2^2}{2} - \frac{\delta m v_1^2}{2} = \frac{\delta m}{2} (v_2^2 - v_1^2).$$

Работу за отмеченный промежуток времени совершают силы тяжести и силы давления. При оценке работы сил тяжести также будем учитывать условную неподвижность участка жидкости между сечениями 1—1 и 2—2. Тогда работа сил тяжести L_G определится перемещением веса δG на расстояние $(z_1 - z_2)$:

$$L_G = \delta G(z_1 - z_2).$$

Работа сил давления L_p будет складываться из двух величин: работы положительной силы и работы отрицательной силы. Первая, равная произведению давления p_1 на площадь S_1 , способствует сдвигу сечения 1—1 на расстояние dl_1 , а вторая, равная произведению давления p_2 на площадь S_2 , препятствует перемещению сечения 2—2 на расстояние dl_2 , т. е.

$$L_p = p_1 S_1 dl_1 - p_2 S_2 dl_2 = p_1 \delta W_1 - p_2 \delta W_2 = \delta W (p_1 - p_2).$$

Приравняв сумму работ сил тяжести L_G и давления L_p к изменению кинетической энергии тела E_k , получим

$$\delta G(z_1 - z_2) + \delta W (p_1 - p_2) = \frac{\delta m}{2} (v_2^2 - v_1^2). \quad (3.4)$$

Разделим каждый член уравнения (3.4) на вес δG . Тогда получим

$$(z_1 - z_2) + \frac{\delta W}{\delta G} (p_1 - p_2) = \frac{1}{2} \frac{\delta m}{\delta G} (v_1^2 - v_2^2). \quad (3.5)$$

В последнее математическое выражение входят объем δW , масса δm и вес δG одного и того же количества жидкости, которые связаны между собой ($\delta G = \delta W \rho g = \delta m g$). После математических преобразований окончательно получим уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.6)$$

Каждый член уравнения (3.6) представляет собой определенный вид удельной энергии (энергии, отнесенной к единице веса жидкости) и измеряется в линейных единицах (в СИ это метры).

Величины z_1 и z_2 являются удельными энергиями положения жидкости в сечениях. Их еще называют нивелирными высотами.

Отношения $\frac{p_1}{\rho g}$ и $\frac{p_2}{\rho g}$ представляют собой удельные энергии давления (сжатия) жидкости в сечениях и называются еще пьезометрическими высотами.

Суммы величин $z_1 + \frac{p_1}{\rho g}$ и $z_2 + \frac{p_2}{\rho g}$ являются удельными потенциальными энергиями жидкости в сечениях и называются также в гидравлике гидростатическими напорами.

Последние слагаемые в обеих частях уравнения Бернулли (3.6)

$\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ представляют собой удельные кинетические энергии жидкости в сечениях и называются еще скоростными напорами.

Наконец, суммы $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$ и $z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$ являются полными удельными энергиями в каждом сечении струйки жидкости. В гидравлике их принято называть полными напорами и обозначать символом $H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$.

После рассмотрения энергетического смысла каждого слагаемого зависимости (3.6) можно сформулировать энергетический смысл всего уравнения Бернулли так: в потоке идеальной жидкости ее полная удельная энергия в сечении есть величина постоянная.

Таким образом, полученное уравнение Бернулли является законом сохранения энергии для струйки идеальной жидкости.

3.4. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Пусть поток реальной жидкости, обладающей вязкостью, движется в русле, ограниченном неподвижными стенками. При этом возникает трение, что приводит к существенной неравномерности распределения скоростей по сечению потока (рис. 3.5), а также к потерям энергии при перемещении жидкости от одного сечения к другому.

Получим уравнение Бернулли для потока реальной жидкости, основываясь на том, что оно является законом сохранения энергии для движущейся жидкости. Вывод этого уравнения проведем в два этапа. На первом этапе учтем неравномерность распределения скоростей по сечению потока, а на втором учтем и потери энергии.

При выводе будем считать, что в пределах выбранных сечений гидростатический напор остается постоянным:

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const.} \quad (3.7)$$

Это справедливо для сечений с параллельно струйным течением жидкости, т.е. когда эти сечения являются плоскими. Поэтому

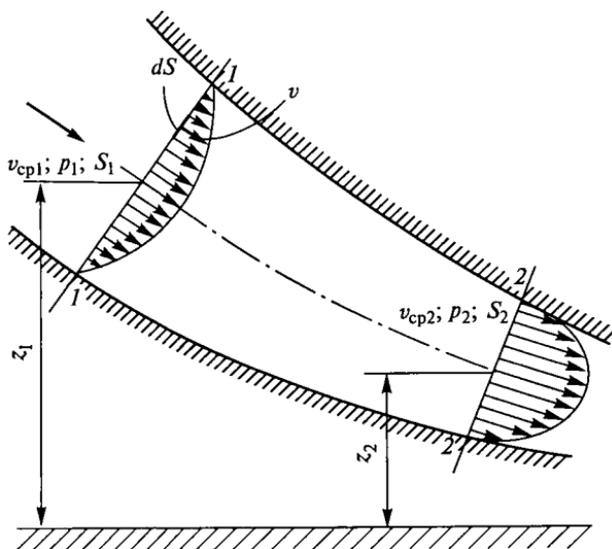


Рис. 3.5. Схема потока реальной жидкости

уравнение, которое будет получено ниже, может использоваться только для плоских или близких к ним сечений.

На первом этапе определим формулу для вычисления мощности N потока реальной жидкости в его сечении. Вычисление этого параметра затруднено тем, что из-за перераспределения скоростей (см. рис. 3.5) разные слои жидкости несут различное количество энергии. Для определения мощности N в сечении (например, в сечении 1—1 на рис. 3.5) выберем струйку жидкости бесконечно малой поперечной площади dS , в пределах которой скорость жидкости будем считать постоянной, равной v . Тогда полный напор (или полная удельная энергия) в сечении струйки

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}. \quad (3.8)$$

Мощность струйки dN в сечении площадью dS равна произведению удельной энергии H и веса жидкости, которую пронесит поток через это сечение в единицу времени, т.е. элементарного весового расхода dQ_G . Тогда с учетом (3.6) и (3.1) получим математическую зависимость для мощности струйки:

$$dN = HdQ_G = \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right) \rho g dQ. \quad (3.9)$$

Мощность всего потока в сечении найдем, просуммировав мощности всех элементарных струек, т.е. вычислив интеграл по площади S от выражения (3.9):

$$N = \int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right) \rho g dQ.$$

После математических преобразований зависимость для мощности потока реальной жидкости принимает следующий вид:

$$N = \rho g \left(z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{v_{\text{cp}}^2}{2g} \right) Q, \quad (3.10)$$

где α — безразмерный коэффициент, определяемый по формуле

$$\alpha = \frac{\int v^3 dS}{v_{\text{cp}}^3 S}. \quad (3.11)$$

Этот коэффициент, называемый коэффициентом Кориолиса, учитывает неравномерность распределения скорости жидкости в сечении реального потока. Если числитель и знаменатель в формуле (3.11) умножить на $\rho/2$, то станет очевидно, что коэффициент α есть отношение действительной кинетической энергии реального потока в данном сечении к кинетической энергии того же потока в том же сечении, но посчитанной по средней скорости жидкости в данном сечении. В этом заключается физический смысл коэффициента Кориолиса.

Алгебраическое выражение, ограниченное скобками в (3.10), принято называть средним значением полного напора в сечении реального потока, т. е.

$$H_{\text{cp}} = z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{v_{\text{cp}}^2}{2g}. \quad (3.12)$$

Средний напор H_{cp} широко используется в практических расчетах, так как является важнейшим параметром, характеризующим механическую энергию (или мощность) потока реальной жидкости. Для подтверждения этого решим уравнение (3.10) относительно H_{cp} с учетом (3.12). Тогда получим

$$H_{\text{cp}} = \frac{N}{\rho g Q}. \quad (3.13)$$

Из анализа зависимости (3.13) следует, что при постоянном расходе Q средний напор H_{cp} пропорционален мощности N и в пределах данного потока однозначно определяет эту мощность. Поэтому средний напор H_{cp} , вычисляемый с учетом неравномерности распределения скоростей в сечении по формуле (3.12), в дальнейшем будем использовать в качестве основного параметра, характеризующего механическую энергию потока реальной жидкости.

Учтем теперь потери энергии, возникающие при движении жидкости. В реальных потоках из-за этих потерь среднее значение пол-

ного напора в конечном сечении всегда меньше, чем в начальном сечении, т.е. $H_{\text{ср1}} > H_{\text{ср2}}$. Поэтому при записи уравнения баланса энергий (средних напоров) в его правую часть добавляют слагаемое $\sum h_{\text{пот}}$, учитывающее потери удельной энергии. Тогда уравнение баланса принимает вид

$$H_{\text{ср1}} = H_{\text{ср2}} + \sum h_{\text{пот}},$$

или с учетом (3.12)

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{\text{ср1}}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{\text{ср2}}^2}{2g} + \sum h_{\text{пот}}. \quad (3.14)$$

Уравнение (3.14) носит название уравнения Бернулли для потока реальной жидкости.

При использовании этого уравнения в дальнейшем индексы «ср» будем опускать (см. подразд. 3.2).

Сравним уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости (3.6) и уравнение для потока реальной жидкости (3.14). Из этого сравнения следует, что в последнем уравнении дополнительно присутствуют α и $\sum h_{\text{пот}}$.

При равномерном распределении скоростей по сечению потока $\alpha = 1$ (поток идеальной жидкости). В потоках реальной жидкости коэффициент Кориолиса в большинстве случаев лежит в пределах $1 < \alpha \leq 2$.

Суммарная потеря полного напора $\sum h_{\text{пот}}$ на участке между начальным и конечным сечениями складывается из суммы потерь удельной энергии во всех гидравлических сопротивлениях, расположенных на рассматриваемом участке потока. В гидравлике эти потери энергии принято делить на две группы: местные потери и потери на трение по длине.

Местные потери $h_{\text{м}}$ — это потери в местных (локальных) гидравлических сопротивлениях, к которым относятся поворот, сужение или расширение потока, а также различные гидравлические устройства (вентили, жиклеры и т.д.). Потери в большинстве этих сопротивлений вызваны вихреобразованием. Как показывает практика, они пропорциональны квадрату скорости жидкости, а для оценки их величины используется формула Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (3.15)$$

где ζ — безразмерный коэффициент, определяющий потери в данном местном сопротивлении; v — средняя скорость в трубопроводе, в котором установлено местное сопротивление.

Второй вид гидравлических потерь — потери на трение по длине $h_{\text{тр}}$ — это потери, которые имеют место в длинных прямых тру-

бах постоянного сечения. Потери на трение по длине вызваны как внутренним трением в жидкости, так и трением о стенки трубы. Эти потери пропорциональны длине трубы l и обратно пропорциональны ее диаметру d . Они имеют достаточно сложную зависимость от средней скорости жидкости v (это будет рассмотрено позднее), но во всех случаях для их оценки может быть использована универсальная для гидравлики формула Дарси

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.16)$$

где λ — безразмерный коэффициент потерь на трение по длине, который принято называть коэффициентом Дарси.

Следует отметить, что определение потерь энергии при расчете гидравлических систем является одной из наиболее важных проблем гидравлики. Рассмотрению этого вопроса посвящена гл. 5 данного учебника.

3.5. Экспериментальная (графическая) иллюстрация уравнения Бернулли

Как было отмечено ранее, уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения энергии для движущейся жидкости, а каждый член этого уравнения является каким-то видом удельной энергии. Причем любой из этих видов удельной энергии измеряется с помощью достаточно простых устройств и отображается на их шкалах соответствующими высотами. Поэтому уравнение Бернулли может быть наглядно проиллюстрировано на лабораторной установке и представлено в виде графиков.

Рассматриваемая лабораторная установка (рис. 3.6) включает в себя стеклянную трубу переменного сечения, расположенную под углом к горизонтальной поверхности стола. Через эту трубу движется жидкость (вода). В трех сечениях трубы (1—1, 2—2 и 3—3) установлено по паре стеклянных трубок, которые являются измерительными приборами. Одна трубка из каждой пары (левая) является пьезометром и служит для измерения пьезометрического напора в данном сечении $p/(\rho g)$. Вторая (правая) трубка в каждом сечении изогнута, и ее срез установлен навстречу потоку жидкости. Такие трубки (их называют трубками Пито) служат для измерения местных полных напоров (без учета нивелирных высот), т. е. $p/(\rho g) + v^2/(2g)$. Следовательно, разность показаний трубки Пито и пьезометра представляет собой местный скоростной напор $v^2/(2g)$. На такой установке можно продемонстрировать закон сохранения энергии для движущейся жидкости, описываемый уравнением Бернулли. В качестве плоскости для отсчета нивелирных высот целесообразно использовать плоскость стола. Тогда местный пол-

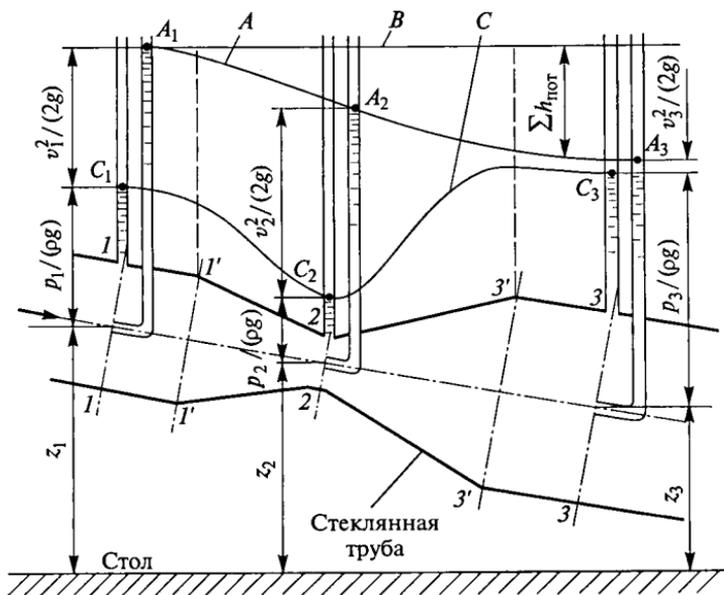


Рис. 3.6. Экспериментальная (графическая) иллюстрация уравнения Бернулли

ный напор в начальном сечении 1—1 будет равен геометрической высоте от плоскости стола до уровня жидкости в трубке Пито (точка A_1). Этот отрезок, представляющий собой полный напор в сечении 1—1:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g},$$

состоит из трех отрезков, показанных на рис. 3.6. Причем каждый из них может быть измерен на лабораторной установке. Аналогичные отрезки показаны в сечениях 2—2 и 3—3. Если мысленно соединить уровни жидкости во всех трубках Пито (точки A_1 , A_2 и A_3), то получим линию полного напора (линия A на рис. 3.6). Эта линия по мере удаления от начального сечения 1—1 все более отклоняется от горизонтальной прямой B . Это вызвано накоплением гидравлических потерь $\sum h_{\text{пот}}$ по мере движения жидкости и как следствие снижением полного напора H .

Аналогичная линия, соединяющая уровни в пьезометрах (точки C_1 , C_2 и C_3), носит название пьезометрической линии (линия C на рис. 3.6).

Рассматриваемая лабораторная установка позволяет проследить переход разных видов энергии движущейся жидкости из одного в другой.

Например, в сечении 1—1 пьезометрический напор (удельная энергия давления) $p_1/(\rho g)$ и скоростной напор (удельная кинети-

ческая энергия) $v_1^2/(2g)$ изображены одинаковыми по величине. При движении жидкости до сечения $1'-1'$ скорость жидкости и скоростной напор $v_1^2/(2g)$ не меняются. Поэтому линии A и C имеют одинаковый наклон.

При движении от сечения $1'-1'$ до сечения $2-2$ поперечная площадь трубы уменьшается, поэтому возрастают скорость жидкости и скоростной напор, который в узком сечении $2-2$ достигает максимального значения $v_2^2/(2g)$. А так как полный напор

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

не увеличивается (даже несколько снижается из-за потерь — точка A_2), то снижается гидростатический напор $z_2 + p_2/(\rho g)$ и пьезометрическая линия C отклоняется резко вниз (до точки C_2).

При движении жидкости от сечения $2-2$ до сечения $3'-3'$ происходит обратный процесс. Из-за увеличения поперечной площади потока скорость жидкости падает, уменьшается скоростной напор и увеличивается пьезометрическая высота. Поэтому на участке течения от $3'-3'$ до $3-3$ и далее скоростной напор (в том числе в сечении $3-3$) наименьший.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ И РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

4.1. Основы гидродинамического подобия

При решении прикладных задач в гидромеханике широко применяются методы моделирования физических процессов. Суть этих методов заключается в том, что при расчете конкретной гидравлической системы используются закономерности, полученные ранее при изучении (или экспериментальном исследовании) подобных процессов в других гидросистемах.

В этом случае существенно упрощается решение многих практических задач за счет использования уже известных (подобных) решений.

Кроме того, с помощью методов моделирования можно провести исследование работы конкретного устройства или сооружения в лабораторных условиях на модели, выполненной в существенно меньших размерах. Это позволяет в лабораторной обстановке выявить недостатки исследуемого объекта и внести коррективы в его конструкцию. Лабораторное моделирование дает возможность значительно экономить средства при разработке новых машин и сооружений.

Эффективность методов моделирования во многом определяется правильностью подбора подобного физического процесса (подобной модели), т. е. решения вопроса о том, какие явления и в каких случаях можно считать подобными, а какие нет. Для оценки степени подобия двух процессов в гидромеханике используют так называемые критерии подобия — величины (обычно безразмерные), полученные теоретически, но правомочность использования которых подтверждена практикой. Данный подраздел посвящен выбору таких критериев подобия и анализу целесообразности их применения при решении различных практических задач.

Например, для соблюдения полного гидродинамического подобия потоков I и II, показанных на рис. 4.1, необходимо обеспечить три частных вида их подобия: геометрическое, кинематическое и динамическое, причем во всех сходственных сечениях сравниваемых потоков.

Геометрическое подобие подразумевает подобие геометрических размеров в сходственных точках, т. е. отношение любого размера в потоке I к аналогичному размеру в потоке II, называемое масштабом размеров, должно быть постоянным:

$$\frac{(l_1)_I}{(l_1)_{II}} = \frac{(l_2)_I}{(l_2)_{II}} = \dots = k_l = \text{const.}$$

В гидравлике под геометрическим подобием понимают подобие русел, по которым движется жидкость, в том числе их расположение относительно горизонта. Поэтому геометрическое подобие двух потоков может быть достаточно легко проверено сравнением размеров двух русел.

Кинематическое подобие подразумевает подобие скоростей в сходственных точках, т.е. отношение любой скорости в первом потоке к аналогичной скорости во втором потоке, называемое масштабом скорости, должно являться постоянной величиной:

$$\frac{(v_1)_I}{(v_1)_{II}} = \frac{(v_2)_I}{(v_2)_{II}} = \dots = k_v = \text{const.}$$

Для выбора критерия (или признака), по которому можно оценить кинематическое подобие потоков, рассмотрим два геометрически подобных потока (см. рис. 4.1). Пусть они являются также кинематически подобными. Тогда эпюра распределения скоростей в сечении 1—1 потока I повторяет эпюру скоростей в сечении 1—1 потока II. Действительно, эти эпюры отличаются только по размерам, так как любая скорость в потоке I в k_v раз больше таковой в потоке II, т.е. законы распределения скоростей в сечениях 1—1 обоих потоков одинаковы. То же будет справедливо для сечений 2—2, изображенных на рис. 4.1, и для любых других сечений этих потоков.

Таким образом, признаками кинематического подобия двух геометрически подобных потоков могут являться одинаковые законы распределения скоростей в сходственных сечениях.

Динамическое подобие подразумевает подобие сил (по величине и направлению), действующих в сходственных точках, т.е. от-

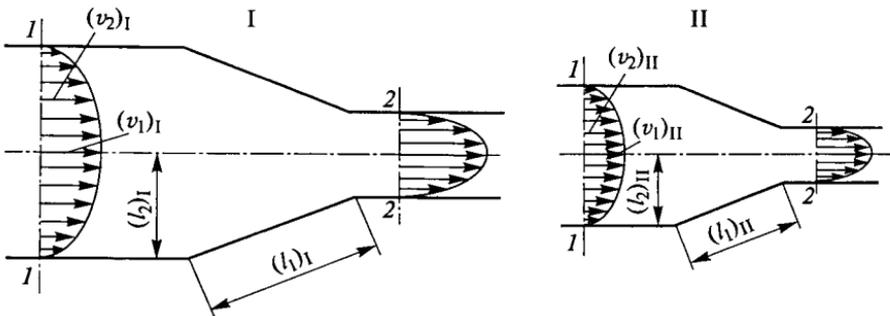


Рис. 4.1. Схема подобия потоков I и II

ношение любой силы в потоке I к аналогичной силе в потоке II, называемое масштабом силы, должно быть постоянным:

$$\frac{(F_1)_I}{(F_1)_{II}} = \frac{(F_2)_I}{(F_2)_{II}} = \dots = k_F = \text{const.}$$

В потоках реальных жидкостей действуют различные силы: давления, трения, тяжести и др. Сравнение всех этих сил в сходственных точках для двух потоков представляет собой весьма сложную задачу. Поэтому оценку динамического подобия проводят, сравнивая различные силы в данном потоке с одной из сил, которую используют в качестве силы сравнения. За такую силу принимают силу инерции $F_{ин}$.

При оценке динамического подобия находят отношение какой-либо конкретной силы к $F_{ин}$. Если для двух потоков полученные отношения одинаковы, то потоки считаются динамически подобными. Такие отношения называют критериями (или числами) подобия.

Критериев подобия, используемых в гидромеханике, достаточно много. Наиболее общим из них является число Ньютона Ne . Оно пропорционально отношению суммарной активной силы к силе инерции:

$$Ne \sim F_{\Sigma} / F_{ин}. \quad (4.1)$$

Однако широкого практического использования этот критерий не получил, в первую очередь из-за существенных сложностей при его вычислении. На практике используют частные критерии подобия. Они вычисляются по тому же принципу, что и критерий Ньютона, но в формулу вида (4.1) подставляют не суммарную силу F_{Σ} , а частную силу, которая в данном потоке играет наиболее важную (доминирующую) роль и определяет течение.

В качестве таких сил могут быть использованы силы давления, тяжести и др. Но, как показывает практика, наиболее важными для напорных потоков реальной жидкости являются силы трения $F_{тр}$. Критерий с использованием этих сил называют числом Рейнольдса Re . Этот безразмерный параметр принято определять как отношение сил инерции $F_{ин}$ к силам трения $F_{тр}$:

$$Re \sim F_{ин} / F_{тр}. \quad (4.2)$$

Таким образом, число Рейнольдса является частным случаем числа Ньютона, но при его вычислении принято использовать обратное отношение (4.2).

Из рассмотренного можно сделать вывод, что два напорных потока являются динамически подобными, если в их сходственных сечениях одинаковы числа Рейнольдса.

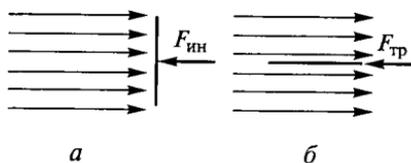


Рис. 4.2. Схемы установки пластины поперек (а) и вдоль (б) потока

Таким образом, из анализа частных подобий следует, что для обеспечения полного гидродинамического подобия напорных потоков необходимо:

выполнить геометрическое подобие;

обеспечить одинаковые законы распределения скоростей в сходственных сечениях;

иметь одинаковые числа Рейнольдса в сходственных сечениях.

Практика показывает, что законы распределения скоростей в сечениях напорных потоков однозначно определяются значением числа Рейнольдса. Поэтому все отмеченное выше позволяет сформулировать закон Рейнольдса: для обеспечения полного гидродинамического подобия двух геометрически подобных напорных потоков необходимо равенство чисел Рейнольдса, подсчитанных для любой пары сходственных сечений этих потоков.

Критерий, или число, Рейнольдса Re имеет большое значение для практических расчетов машиностроительных гидросистем.

Для уяснения физического смысла числа Рейнольдса может быть использован следующий опыт. В поток жидкости перпендикулярно направлению движения поместим плоскую пластину бесконечно малой толщины (рис. 4.2, а). Силу, с которой поток воздействует на эту пластину, будем считать пропорциональной $F_{ин}$. Затем установим эту же пластину в тот же поток, но параллельно направлению движения (рис. 4.2, б). Силу, с которой поток воздействует на пластину в этом случае, будем считать пропорциональной $F_{тр}$. Подставив эти силы в (4.2), получим величину, пропорциональную числу Рейнольдса Re .

Для использования Re в практических расчетах получим формулу для его вычисления. Учтем, что сила инерции $F_{ин}$, с которой поток может воздействовать на неподвижную преграду, пропорциональна произведению плотности жидкости ρ , условной площади S и квадрата скорости v^2 :

$$F_{ин} \sim \rho S v^2. \quad (4.3)$$

Сила трения пропорциональна произведению касательных напряжений τ и площади условной поверхности S :

$$F_{тр} \sim \tau S.$$

С учетом (1.5) и (1.6)

$$F_{\text{тр}} \sim \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} S \sim \nu \rho \frac{v}{l} S, \quad (4.4)$$

где l — условный геометрический размер поперечного сечения потока.

Подставив зависимости (4.3) и (4.4) в (4.2) и введя знак равенства вместо знака пропорциональности, после математических преобразований получим формулу, по которой принято вычислять число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{vl}{\nu}.$$

При использовании полученной формулы для потоков жидкости, движущихся в круглых трубах, в качестве скорости v берут среднюю скорость в сечении, а в качестве условного размера l — внутренний диаметр трубы d . Тогда

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}. \quad (4.5)$$

Для напорных потоков с некруглыми сечениями вводят понятие гидравлического диаметра D_r . За эту величину принимают отношение площади сечения потока S к периметру Π этого сечения, увеличенное в четыре раза, т. е. $D_r = 4S/\Pi$. В формуле (4.5) вместо геометрического диаметра d используют гидравлический диаметр D_r , т. е.

$$\text{Re} = \frac{vD_r}{\nu}. \quad (4.6)$$

Отметим, что для круглого сечения значения геометрического d и гидравлического D_r диаметров совпадают.

4.2. Режимы течения жидкости

Экспериментальные исследования потоков реальной жидкости показывают, что процессы, происходящие в них, существенно зависят от характера (вида) течения. В гидравлике выделяют два принципиально разных вида течения: ламинарное и турбулентное.

Для изучения характера этих течений может быть использована установка, представленная на рис. 4.3, *a*. Она включает в себя резервуар с водой 1, из которого та может вытекать через трубу 5, выполненную из прозрачного материала. В конце трубы установлен кран 6 для изменения расхода жидкости. Кроме того, в резервуаре с водой 1 смонтирован дополнительный сосуд 2 с водным раство-

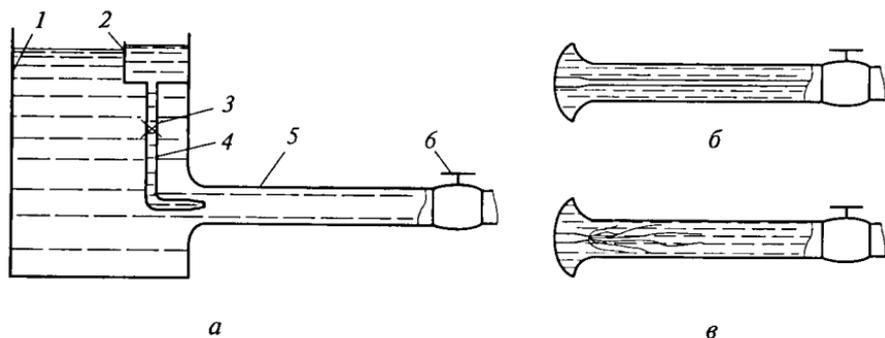


Рис. 4.3. Демонстрация режимов течения:

a — установка; *б* — ламинарное течение; *в* — турбулентное течение; 1 — резервуар с водой; 2 — дополнительный сосуд; 3, 6 — краны; 4 — трубка; 5 — труба

ром краски, которая может подводиться по трубке 4 в центр потока воды в трубе 5. Расход краски может регулироваться краном 3.

При небольшой степени открытия крана 6 обеспечиваются низкие скорости течения воды в трубе 5. Если в этом случае кран 3 также открыт, то можно наблюдать струйку краски,двигающуюся в потоке воды (рис. 4.3, б). При малых скоростях течения она не перемешивается с основным потоком. Это говорит о том, что соседние струйки воды движутся также «самостоятельно», не перемешиваясь друг с другом. Такой режим течения принято называть *ламинарным*.

При ламинарном режиме жидкость движется отдельными струями без их перемешивания, все линии тока определяются формой русла потока и, если оно является прямолинейным с постоянным сечением, линии тока параллельны стенкам. В ламинарном потоке отсутствуют видимые вихреобразования, но существуют бесконечно малые (точечные) вихри вокруг мгновенных центров вращения частиц жидкости.

Если постепенно увеличивать степень открытия крана 6, то скорость течения жидкости начнет возрастать и при каком-то ее значении ламинарная струйка краски в трубе 5 начнет разрушаться (рис. 4.3, в). Такую скорость принято называть *критической* ($v_{кр}$). Разрушение струйки сопровождается завихрениями краски и перемешиванием ее с соседними слоями воды. Если продолжать увеличивать расход жидкости, то струйка будет разрушаться практически сразу после выхода из трубки 4. Такой режим течения принято называть *турбулентным*.

При турбулентном режиме течения происходит интенсивное перемешивание струек (слоев) жидкости с образованием большого количества крупных и мелких вихрей. Отдельные частицы жидкости движутся хаотично, и практически ни одна из них не повторяет траекторию другой. Они перемещаются как в продольном,

так и в поперечном направлении. Поэтому скорости и давления при турбулентном течении имеют пульсирующий характер.

Для каждого из отмеченных режимов течения характерны свои особенности и законы (зачастую весьма отличные). Поэтому важно уметь определять расчетным путем режим течения в каждом конкретном случае.

В качестве критерия режима течения используется число Рейнольдса Re . Результаты экспериментов показывают, что разрушение ламинарного режима в круглых трубах начинается приблизительно при $Re = 2300$. Это значение Re принято называть критическим числом Рейнольдса. Таким образом, при $Re < 2300$ существует устойчивое ламинарное течение.

Следует иметь в виду, что сразу после разрушения ламинарного течения устойчивого турбулентного течения еще не существует. Устойчивое (развитое) турбулентное течение устанавливается при $Re > 4000$. Диапазон чисел Рейнольдса от 2300 до 4000 иногда называют переходной областью, при которой не может существовать ни устойчивого ламинарного, ни развитого турбулентного течений.

Необходимо также иметь в виду, что существуют факторы, косвенно влияющие на режимы течения жидкости в трубах. К ним следует прежде всего отнести вибрацию труб, местные гидравлические сопротивления, пульсацию расхода и др. Все они способствуют образованию турбулентного режима течения жидкости.

В заключение следует отметить, что на практике ламинарные течения наиболее часто встречаются в потоках вязкой жидкости, особенно в трубах (руслах) с небольшими проходными сечениями. Это следует и из анализа формулы (4.5) для вычисления числа Рейнольдса, так как очевидно, что Re уменьшается с увеличением вязкости и уменьшением диаметра. Такие потоки характерны для многочисленных машиностроительных гидросистем, использующих минеральные и синтетические масла.

Турбулентные течения встречаются в потоках маловязких жидкостей и в трубах с большими проходными сечениями. К ним относятся потоки в гидравлических системах для перекачки воды или жидкостей на водяной основе, бензина, керосина, а также потоки различных газов.

4.3. Течение капельной жидкости с кавитацией

Выше были рассмотрены ламинарный и турбулентный режимы течения жидкости, которые имеют место в гидравлических системах при их нормальной эксплуатации. Но существуют течения, в которых происходит изменение агрегатного состояния капельной жидкости — часть ее переходит в газообразное состояние. Это в

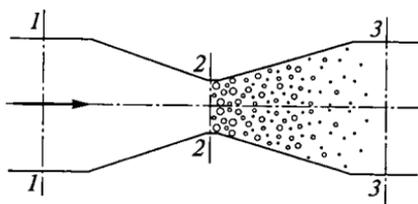


Рис. 4.4. Схема кавитации в местном сопротивлении

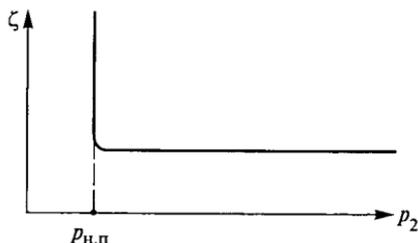


Рис. 4.5. Изменение коэффициента местного сопротивления ζ при кавитации

большинстве случаев приводит к нарушению сплошности среды и, как следствие, к сбою нормальной работы гидравлических систем.

Подобные проблемы могут возникать в местных гидравлических сопротивлениях и в гидромашинах.

Рассмотрим движение жидкости через трубу с местным сужением (рис. 4.4). В узком сечении 2—2 существует повышенная скорость жидкости v_2 и в соответствии с уравнением Бернулли (см. подразд. 3.5) — пониженное давление p_2 . Увеличение давления p_1 в начальном сечении 1—1 приводит к увеличению расхода, что влечет за собой еще большее повышение скорости v_2 и дальнейшее снижение давления p_2 . Причем последняя величина может достигнуть значения давления насыщенных паров $p_{н.п.}$

В этом случае в сечении 2—2 начинается интенсивный переход капельной жидкости в газообразное состояние, т. е. образуется множество парогазовых пузырьков. Такое явление в быту называют кипением, а в гидромеханике его принято называть *кавитацией*. Это приводит к нарушению сплошности потока и образованию «воздушных пробок».

Существенно больший вред может принести последующая конденсация паров и газов, находящихся в пузырьках. Рассмотрим это явление.

Пузырьки паров и газов, образовавшиеся в узком сечении 2—2, движутся вместе с жидкостью (вправо на рис. 4.4) и попадают в зону более высокого давления. Повышение давления происходит на участке от сечения 2—2 до сечения 3—3. В зоне более высокого давления пары конденсируются, т. е. переходят в жидкое агрегатное состояние, а газы растворяются в жидкости. Полость конденсирующегося пузырька (пустота) заполняется жидкостью с большой скоростью — пузырьки «схлопываются». Этот процесс сопровождается местными гидроударами, т. е. скачками давления в отдельных точках. Такие точечные скачки давления способствуют образованию микротрещин и каверн в стенках, что может привести

к их кавитационному разрушению, а в дальнейшем — к выходу из строя всего гидравлического устройства.

Необходимо отметить, что при кавитации резко возрастают коэффициенты местных сопротивлений ζ . На рис. 4.5 представлена зависимость ζ от давления в узком сечении 2—2 для трубки, изображенной на рис. 4.4. Из анализа графика следует, что значение этого коэффициента сопротивления в широком диапазоне изменения давления p_2 остается постоянным, а при $p_2 = p_{н.п.}$, т. е. при кавитации, резко увеличивается. Это объясняется следующим: при кавитации в сечении 2—2 в любой момент времени присутствует некоторое количество пузырьков, поэтому фактическое проходное сечение потока уменьшается.

В связи с негативными явлениями, сопровождающими кавитацию, ее возникновение в большинстве гидросистем недопустимо.

ПОТЕРИ НАПОРА В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

5.1. Общие сведения о гидравлических сопротивлениях

Все элементы гидравлических систем оказывают различное сопротивление движению жидкости. Это приводит к энергетическим потерям, которые в гидравлике наиболее часто оценивают в виде потерь полного напора, т. е. потерь полной удельной энергии жидкости. Такие потери принято называть гидравлическими потерями.

Как было отмечено в подразд. 3.4, все гидравлические потери принято делить на две группы: потери на трение по длине и местные потери. Там же приведены основные математические зависимости для их вычисления: формула Дарси (3.16) — для определения потерь на трение по длине трубы и формула Вейсбаха (3.15) — для потерь в местных гидравлических сопротивлениях. Но прежде чем переходить к анализу использования этих зависимостей для практических расчетов, рассмотрим влияние потерь на параметры реальных потоков жидкости и методы, применяемые при исследовании этих потерь.

В общем случае формулу для подсчета гидравлических потерь на участке потока между произвольно выбранными сечениями 1—1 и 2—2 можно получить из уравнения Бернулли для потока реальной жидкости (3.14):

$$\sum h_{\text{пот}} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right). \quad (5.1)$$

Квадратными скобками в выражении (5.1) выделены полные удельные энергии (полные напоры) в начальном и конечном сечениях рассматриваемого потока.

Гидравлические потери приводят к изменению параметров, характеризующих потоки жидкости. Для анализа влияния потерь на параметры потока формулу (5.1) удобно преобразовать, сгруппировав однотипные слагаемые:

$$\sum h_{\text{пот}} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} (\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2).$$

Рассмотрим полученную зависимость для некоторых случаев течения.

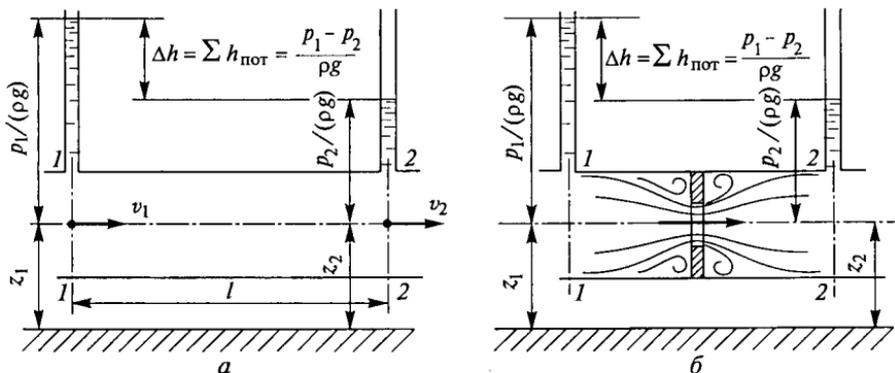


Рис. 5.1. Гидравлические потери на трение по длине (а) и в местном сопротивлении (б)

Одним из наиболее часто встречающихся потоков является течение жидкости в прямолинейном горизонтальном трубопроводе постоянного диаметра (рис. 5.1, а). Очевидно, что в этом случае из-за одинаковой площади сечений 1—1 и 2—2 скорости v_1 и v_2 равны согласно формуле (3.3) и, как следствие, равны коэффициенты α_1 и α_2 . Поскольку $z_1 = z_2$, то потери напора

$$\sum h_{\text{пот}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (5.2)$$

проявляются в виде изменения давления от p_1 до p_2 , т.е. в виде перепада давления: $\Delta p = p_1 - p_2$. Установив в сечениях 1—1 и 2—2 пьезометры (см. рис. 5.1, а), измеряющие напоры $p_1/(\rho g)$ и $p_2/(\rho g)$, величину $\sum h_{\text{пот}}$ можно найти по разности показаний уровней пьезометров Δh .

Из рассмотренного примера следует, что гидравлические потери приводят к уменьшению давления. Они не могут приводить к изменению скоростей жидкости, которые определяются кинематическими соотношениями — уравнением расхода (3.3).

Аналогичное влияние на параметры потока оказывают потери в местных сопротивлениях. Таким сопротивлением может быть, например, задвижка, установленная в трубопроводе постоянного сечения (рис. 5.1, б).

При изучении потерь напора в гидравлических сопротивлениях широко используются оба метода исследования, отмеченные в подразд. 1.1. Так, при рассмотрении ламинарного течения в круглых трубах расчетные зависимости удастся получить теоретическим путем. Определение коэффициентов потерь в большинстве местных сопротивлений проводят чисто экспериментальными методами.

Таким образом, при расчете гидравлических систем с различными сопротивлениями используются зависимости, полученные как теоретически, так и экспериментально.

5.2. Потери напора при ламинарном течении в круглых трубах

Как было отмечено в подразд. 4.2, ламинарное течение является струйным течением без перемешивания жидкости. При этом в жидкости возникает трение, вызванное ее вязкостью. Теория ламинарного течения основывается на законе трения Ньютона [см. формулу (1.5), рассмотренном в подразд. 1.3.2.

При движении жидкости в трубе ближайшая к стенке струйка из-за трения имеет практически нулевую скорость (рис. 5.2, а). Следующая струйка жидкости движется несколько быстрее и так далее. А наибольшую скорость жидкость имеет в центре потока. При ламинарном течении закон распределения скоростей имеет квадратичный характер, т.е. эпюра распределения скоростей (линия А) является квадратичной параболой и описывается математической зависимостью

$$v_m = 2v_{cp} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right), \quad (5.3)$$

где r_0 и r — соответственно радиус трубы и произвольный радиус, на котором определяется местная скорость v_m .

Зависимость (5.3) позволяет установить при $r = 0$ связь между максимальной (v_{max}) и средней (v_{cp}) скоростями:

$$v_{max} = 2v_{cp}.$$

Учитывая, что в дальнейшем в пределах данного подраздела будут рассматриваться только местные скорости, индексы «ср» у них будем опускать.

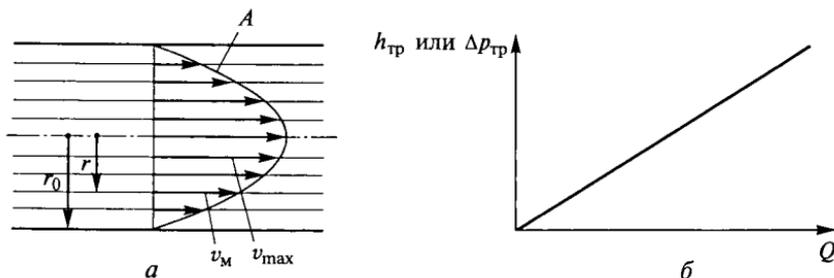


Рис. 5.2. Схема ламинарного течения:

а — эпюра распределения скоростей; б — зависимость потерь от расхода

Кроме того, подставив зависимость (5.3) в формулу (3.12) для определения коэффициента Кориолиса α , после математических преобразований можно получить его численное значение для ламинарного режима течения: $\alpha_n = 2$.

Таким образом, при ламинарном течении независимо от числа Рейнольдса закон распределения скоростей носит квадратичный характер и для круглой трубы определяется формулой (5.3), а коэффициент Кориолиса α , учитывающий это распределение в уравнении Бернулли, равен двум ($\alpha_n = 2$).

Важнейшим вопросом при исследовании ламинарного течения в круглых трубах является определение гидравлических потерь. В подразд. 3.4 была приведена формула Дарси (3.16) для оценки потерь напора на трение $h_{тр}$ в трубе длиной l и диаметром d при средней скорости v , которая может быть использована при любых течениях в трубах. Однако безразмерный коэффициент потерь напора на трение по длине λ (коэффициент Дарси), входящий в эту формулу, для различных случаев определяется по разным математическим зависимостям. Наиболее простая зависимость для его вычисления имеет место при ламинарном режиме течения:

$$\lambda_n = 64/\text{Re}. \quad (5.4)$$

Из (5.4) следует, что при ламинарном режиме течения коэффициент Дарси однозначно определяется критерием (числом) Рейнольдса.

Формула (5.4) может быть получена также теоретически из условия равновесия выбранного объема жидкости при установившемся ламинарном течении.

При рассмотрении ламинарного течения необходимо выявить зависимость потерь напора на трение от расхода жидкости, что крайне важно при исследовании работы гидравлических машиностроительных систем с ламинарными потоками. Для этого подставим в формулу Дарси (3.16) зависимость (5.4):

$$h_{тр} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

с учетом формулы (4.5) получим

$$h_{тр} = \frac{64v}{vd} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{32vlv}{gd^2}.$$

В последнее математическое выражение следует подставить зависимость, связывающую среднюю скорость v и расход Q , которую найдем из (3.2), т. е.

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Тогда после алгебраических преобразований окончательно получим математическую зависимость гидравлических потерь напора на трение $h_{тр}$ от расхода Q в трубопроводе при ламинарном течении:

$$h_{тр} = \frac{128\nu l}{\pi g d^4} Q. \quad (5.5)$$

Последняя зависимость носит название формулы Пуазейля и широко применяется в расчетах машиностроительных гидросистем. Она может быть также использована для определения потерь давления Δp . Такую формулу получим с использованием связи между потерями напора и потерями давления, т. е. зависимости (5.2):

$$\Delta p = \frac{128\nu l \rho}{\pi d^4} Q. \quad (5.6)$$

Формула Пуазейля показывает, что гидравлические потери при ламинарном течении пропорциональны расходу, т. е. зависят от расхода в первой степени. График этой зависимости представляет собой прямую линию (рис. 5.2, б). Поэтому такие потери называют линейными.

Следует учитывать, что наклон линии на рис. 5.2, б зависит от геометрических параметров трубопровода (l и d), а также от свойств рабочей жидкости. Особенно важно, что на ее наклон влияет кинематическая вязкость ν , которая существенно зависит от температуры жидкости (см. рис. 1.4) Поэтому наклон линии на рис. 5.2, б также зависит от этой температуры. Таким образом, на зависимость гидравлических потерь напора от расхода при ламинарном течении влияет температура жидкости. Последнее обстоятельство может негативно сказываться на эксплуатационных характеристиках гидравлических систем, которые будут изменяться при колебании температуры окружающей среды.

5.3. Потери напора при турбулентном течении в трубах

Турбулентное течение сопровождается интенсивным перемешиванием струек и слоев жидкости с образованием большого количества крупных и мелких вихрей. Отдельные частицы жидкости движутся хаотично, и практически ни одна из них не повторяет траекторию другой.

Линии тока при турбулентном режиме течения также носят хаотичный характер (рис. 5.3, а). На рис. 5.3, а видно, что через одну точку (например, точку С) проходят две линии тока, следовательно, в разное время в этой точке существовали разные скорости. Если с помощью специального прибора записать изменение скорости в этой точке во времени, то получим пульсирующую за-

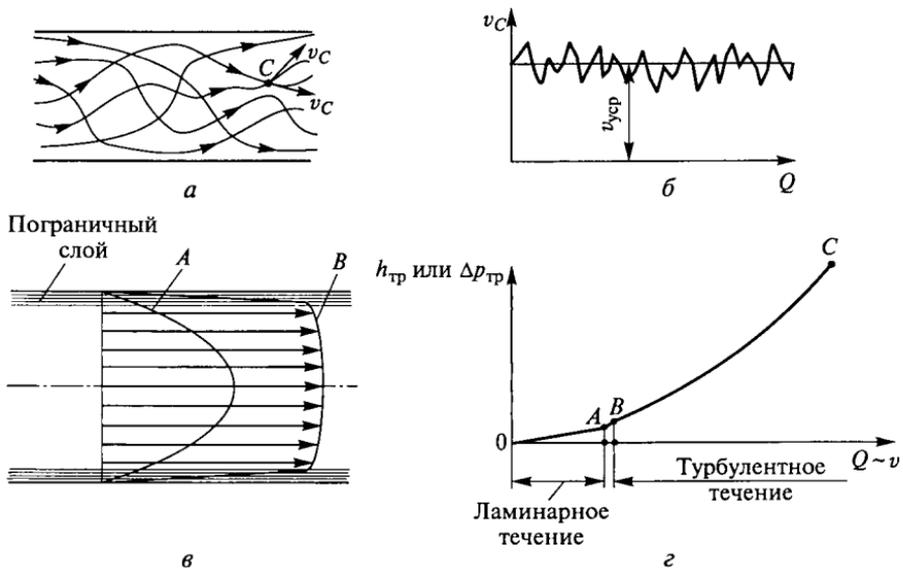


Рис. 5.3. Турбулентное течение:

a — линии тока; *б* — изменение скорости; *в* — эпюра распределения скоростей; *г* — зависимость потерь от расхода

висимость (рис. 5.3, б). Практика показывает, что при турбулентном течении пульсирующий характер имеют также давление и другие параметры, т. е. физические параметры в турбулентном потоке переменны во времени, следовательно турбулентное течение является неустановившимся течением.

Однако из анализа зависимости на рис. 5.3, б следует, что пульсация скорости v_c происходит около какого-то усредненного значения скорости $u_{ср}$. Аналогичным образом можно усреднить все другие пульсирующие параметры турбулентного потока. Поэтому в дальнейшем турбулентное течение будем условно считать установившимся, а вместо пульсирующих параметров будем принимать их усредненные значения.

Как было показано в подразд. 5.2, при ламинарном течении эпюра распределения скоростей по сечению потока имеет параболический характер (линия *A* на рис. 5.3, в). При турбулентном течении из-за перемешивания струек и обмена частицами жидкости между соседними слоями происходит выравнивание скоростей в центральной части потока (линия *B* на рис. 5.3, в), а у стенки, наоборот, имеет место резкое изменение скоростей, причем более значительное, чем при ламинарном течении. В общем случае эпюра распределения скоростей при турбулентном течении напоминает прямоугольник (или трапецию), что характерно для идеальной жидкости (см. рис. 3.2, а).

Коэффициент Кориолиса α_T , учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению потока, при турбулентном режиме значительно меньше 2 и приближается к 1. При решении практических задач для турбулентного течения принимают $\alpha_T = 1$.

Для оценки гидравлических потерь напора при турбулентном режиме течения также используется формула Дарси (3.16). Однако коэффициент потерь λ (далее λ_T) определяется весьма сложными процессами, происходящими в турбулентных потоках, а его значение зависит не только от числа Рейнольдса (как в ламинарных потоках), но и от шероховатости стенок трубы.

При рассмотрении процессов турбулентного течения в трубах особое внимание следует уделить струйкам жидкости, которые движутся непосредственно вблизи стенок. Как следует из анализа эпюры распределения скоростей (линия B на рис. 5.3, ϑ), около стенок их значения невелики. Поэтому вдоль стенки образуется особый слой с низкими скоростями, который принято называть вязким подслоем.

Для рассмотрения законов сопротивления при турбулентных течениях жидкости в трубах весь диапазон изменения Re (от 4000 и выше) целесообразно разделить на три характерные области.

В первой характерной области, когда скорости течения жидкости относительно невелики (числа Рейнольдса также малы), вязкий подслоя полностью скрывает шероховатость стенки, поэтому шероховатость не оказывает практического влияния на сопротивление движению. Эта область получила название области гидравлически гладких труб.

При увеличении скоростей движения жидкости (числа Re также возрастают) толщина вязкого подслоя начинает уменьшаться и во второй характерной области сквозь него проступают бугорки шероховатой стенки, поэтому шероховатость начинает влиять на сопротивление движению жидкости.

В третьей характерной области, которая имеет место при высоких скоростях течения жидкости (и больших значениях Re), определяющее влияние на сопротивление потоку оказывает шероховатость стенок.

Следует иметь в виду, что границы, разделяющие отмеченные характерные области, не имеют явно выраженного характера и зависят не только от числа Рейнольдса, но и от степени шероховатости стенок.

После анализа процессов, происходящих в трубах при турбулентном течении, становится очевидной сложность учета всех описанных явлений в расчетных зависимостях. Действительно, для турбулентных течений до настоящего времени не имеется достаточно строгой и точной теории. Поэтому в основе их расчета лежат формула Дарси и различные экспериментальные данные, позволяющие определять значения коэффициента потерь напора на трение λ_T .

Эти экспериментальные данные представляются в различных справочниках в форме таблиц, графиков или эмпирических формул.

Одной из наиболее простых эмпирических зависимостей для вычисления λ_T является формула, предложенная А. Д. Альтшулем:

$$\lambda_T = 0,11 \sqrt[4]{\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}}}, \quad (5.7)$$

где Δ — эквивалентная (условная) высота бугорков шероховатости.

Формула Альтшуля является универсальной и может быть применена для любой из трех характерных областей турбулентного течения. Но для области гидравлически гладких труб проще использовать формулу Блазиуса

$$\lambda_T = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (5.8)$$

После описания способов определения коэффициента λ_T следует рассмотреть зависимость потерь напора от расхода при турбулентном течении.

Как было отмечено ранее, при ламинарном течении потеря напора возрастает пропорционально расходу. Эта зависимость продемонстрирована на рис. 5.3, *з* (прямая линия *OA*). В переходной области (*AB* на рис. 5.3, *з*) происходит перестройка течения с ламинарного на турбулентное и наблюдается некоторый скачок сопротивления. Далее при турбулентном течении идет более крутое нарастание потерь $h_{\text{тр}}$, степень зависимости которых от расхода приближается к квадратичной.

Таким образом, во всем диапазоне турбулентного течения кривая зависимости гидравлических потерь напора от расхода является квадратичной параболой или близка к ней.

5.4. Местные гидравлические сопротивления

К местным сопротивлениям относят короткие участки труб (каналов), в которых происходит изменение скоростей движения жидкости по величине и направлению. Простейшие местные сопротивления можно условно разделить на сопротивления, вызванные изменением сечения потока (расширение, сужение), и сопротивления, связанные с изменением направления движения жидкости. Но большинство местных сопротивлений являются комбинациями указанных случаев, так как поворот потока может привести к изменению его сечения, а расширение (сужение) потока — к отклонению от прямолинейного движения жидкости (см. рис. 5.1, *б*). Кроме того, различная гидравлическая арматура (краны, вентили, клапаны и т. д.) практически всегда является ком-

бинацией простейших местных сопротивлений. К местным сопротивлениям также относят участки трубопроводов с разделением или слиянием потоков жидкости.

Необходимо иметь в виду, что местные гидравлические сопротивления оказывают существенное влияние на работу гидросистем с турбулентными потоками жидкости. В гидросистемах с ламинарными потоками в большинстве случаев эти потери напора малы по сравнению с потерями на трение в трубах. В пределах данного подраздела будут рассмотрены местные гидравлические сопротивления при турбулентном режиме течения.

Несмотря на многообразие местных сопротивлений, в большинстве из них изменение скоростей движения приводит к возникновению вихрей, которые для своего вращения используют энергию потока жидкости (см. рис. 5.1, б). Таким образом, основной причиной гидравлических потерь напора в большинстве местных сопротивлений является вихреобразование. Практика показывает, что эти потери пропорциональны квадрату скорости жидкости, и для их определения используется формула Вейсбаха (3.15).

Однако следует отметить, что в машиностроительных гидросистемах с турбулентными потоками жидкости могут встретиться местные сопротивления, внутри которых имеют место ламинарные течения. Потери в таких сопротивлениях пропорциональны скорости (и расходу) в первой степени, т.е. носят линейный характер. Они будут рассмотрены в подразд. 5.5.

При вычислении потерь напора по формуле Вейсбаха наибольшей трудностью является определение безразмерного коэффициента местного сопротивления ζ . Из-за сложности процессов, происходящих в местных гидравлических сопротивлениях, теоретически найти ζ удастся только в отдельных случаях, поэтому большинство значений этого коэффициента получено в результате экспериментальных исследований. Рассмотрим способы определения коэффициента ζ для наиболее распространенных местных сопротивлений при турбулентном режиме течения.

Для внезапного расширения потока (рис. 5.4, а) имеется теоретически полученная формула для коэффициента ζ_p , который однозначно определяется соотношением площадей до расширения (S_1) и после него (S_2):

$$\zeta_p = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (5.9)$$

Следует отметить частный случай, когда жидкость вытекает из трубы в бак, т.е. когда площадь сечения потока в трубе S_1 значительно меньше таковой в баке S_2 . Тогда из (5.9) следует, что $\zeta_p = 1$.

Для внезапного сужения потока (рис. 5.4, б) теоретически получить подобную формулу не удастся. Поэтому для оценки коэф-

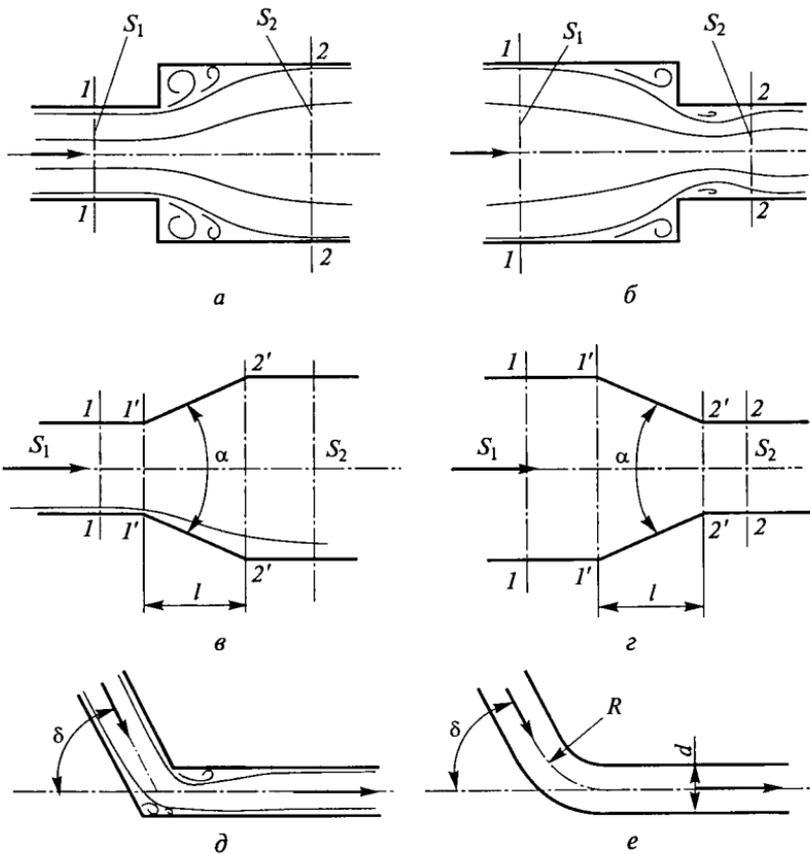


Рис. 5.4. Местные сопротивления:

a — внезапное расширение; *b* — внезапное сужение; *v* — плавное расширение; *z* — плавное сужение; *d* — поворот трубы без закругления; *e* — поворот трубы с закруглением

коэффициента потерь напора при внезапном сужении ζ_c используется эмпирическая формула, предложенная И. Е. Идельчиком, которая также учитывает соотношение площадей до расширения (S_1) и после него (S_2):

$$\zeta_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right). \quad (5.10)$$

Для внезапного сужения потока тоже необходимо отметить частный случай, когда жидкость вытекает из бака по трубе, т. е. когда площадь сечения потока в трубе S_2 значительно меньше таковой в баке S_1 . Тогда из (5.10) следует, что $\zeta_c = 0,5$.

В гидравлических системах достаточно часто встречаются постепенное расширение потока (рис. 5.4, *v*) и постепенное сужение

потока (рис. 5.4, *з*). Расширяющееся русло в гидравлике принято называть диффузором, а сужающееся — конфузором. Следует отметить, что если конфузор выполнен с плавными переходами в сечениях $1'-1'$ и $2'-2'$, то его называют соплом. Эти местные гидравлические сопротивления могут иметь (особенно при малых углах α) достаточно большие длины l . Поэтому кроме потерь из-за вихреобразования, вызванного изменением геометрии потока, в этих местных сопротивлениях учитывают потери напора на трение по длине.

Значения коэффициентов для постепенного расширения $\zeta_{п.р}$ и постепенного сужения $\zeta_{п.с}$ находят с введением поправочных коэффициентов в формулы (5.9) и (5.10): $\zeta_{п.р} = k_p \zeta_p$ и $\zeta_{п.с} = k_c \zeta_c$.

Поправочные коэффициенты k_p и k_c имеют численные значения меньше единицы, зависят от углов α , а также от плавности переходов в сечениях $1'-1'$ и $2'-2'$. Их значения приводятся в справочниках.

Весьма распространенными местными сопротивлениями являются также повороты потоков. Они могут быть с внезапным поворотом трубы (рис. 5.4, *д*) или с плавным поворотом (рис. 5.4, *е*).

Внезапный поворот трубы (или колена) вызывает значительные вихреобразования (см. рис. 5.4, *д*) и поэтому приводит к существенным потерям напора. Коэффициент сопротивления колена ζ_k определяется в первую очередь углом поворота δ и может быть выбран из справочника.

Плавный поворот трубы (или отвод) существенно снижает вихреобразование и, следовательно, потери напора. Коэффициент $\zeta_{от}$ для данного сопротивления зависит не только от угла поворота δ , но и от относительного радиуса поворота R/d (см. рис. 5.4, *е*). Для определения коэффициента $\zeta_{от}$ существуют различные эмпирические зависимости, которые приводятся в справочниках.

Коэффициенты потерь других местных сопротивлений, встречающихся в гидравлических системах, также могут быть определены по справочнику.

Следует иметь в виду, что два или более гидравлических сопротивления, установленных в одной трубе, могут оказывать взаимное влияние, если расстояние между ними менее $40d$ (d — диаметр трубы).

5.5. Местные сопротивления при больших и малых числах Рейнольдса. Метод эквивалентной длины

В предыдущем подразделе были рассмотрены местные гидравлические сопротивления, потери напора в которых пропорциональны квадрату скорости или расхода. Следует иметь в виду, что

квадратичный характер зависимости потерь — наиболее распространенный, но все же частный случай для местного сопротивления.

В машиностроительных гидросистемах встречаются местные сопротивления, внутри которых имеет место ламинарное течение. Потери напора в таких сопротивлениях

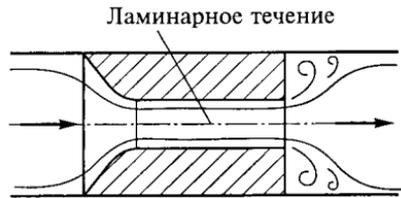


Рис. 5.5. Схема жиклера

пропорциональны скорости (или расходу) в первой степени, т. е. носят линейный характер. Кроме того, при ламинарном течении жидкости в трубах коэффициенты местных сопротивлений не всегда остаются постоянными. Указанные сопротивления встречаются существенно реже, чем сопротивления с квадратичной зависимостью потерь, и не имеют определяющего значения, но при расчете отдельных гидросистем их необходимо учитывать.

В качестве примера рассмотрим жиклер (рис. 5.5), в канале которого существует ламинарное течение. Потери напора в жиклере будут складываться из потерь на трение в канале и потерь на внезапное расширение потока при выходе из этого канала. Причем первый вид из указанных потерь будет пропорционален скорости в первой степени (так как в канале ламинарное течение), а второй — квадрату скорости (потери на вихреобразование).

Если принимать во внимание оба вида потерь, то формула для коэффициента сопротивления жиклера будет иметь вид

$$\zeta = \frac{A}{\text{Re}} + B. \quad (5.11)$$

Это общее выражение для коэффициента любого местного сопротивления. Первое слагаемое в (5.11) учитывает линейные потери, а второе — квадратичные. Соотношение между первым и вторым слагаемыми зависит от геометрических размеров каждого конкретного сопротивления.

Использование зависимости (5.11) приводит к значительному усложнению при расчетах гидравлических систем. Однако практика показывает, что в подавляющем большинстве местных сопротивлений один из видов потерь существенно превышает второй, поэтому при проведении реальных расчетов одним из слагаемых формулы (5.11) пренебрегают.

Если квадратичные потери превышают линейные, то в (5.11) пренебрегают первым слагаемым и тогда $\zeta = B = \text{const}$. Такие сопротивления были подробно рассмотрены в подразд. 5.4.

Если квадратичные потери существенно меньше линейных потерь, то пренебрегают вторым слагаемым и тогда $\zeta = A/\text{Re} = \text{var}$.

Однако использование такой зависимости на практике не всегда удобно. Поэтому для местных сопротивлений с линейным зако-

ном сопротивления (или с законом, близким к линейному) часто применяют метод эквивалентной длины. Сущность этого метода заключается в том, что для местного сопротивления задаются эквивалентная длина и условный диаметр (или условная площадь сечения). Причем их значения выбираются такими, что потери напора в условном трубопроводе равны потерям в данном гидравлическом сопротивлении. Тогда определение потерь в этом местном сопротивлении проводят по расчетным зависимостям для трубопровода.

К таким сопротивлениям относятся большинство фильтров, а также линейные дроссели (рассматриваются в подразд. 13.2) и некоторые жиклеры.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ

6.1. Истечение через отверстие в тонкой стенке

Рассмотрим истечение жидкости через отверстие диаметром d_0 в стенке бака, расположенное на глубине H_0 , в газовую среду с некоторым избыточным давлением p_1 (рис. 6.1, *а*). При этом предполагается, что если отверстие мало по сравнению с размерами бака и глубиной H_0 , то другие стенки бака и свободная поверхность жидкости не влияют на приток жидкости к отверстию.

Характер истечения в этом случае показан на рис. 6.1, *б*. Частицы жидкости приближаются к отверстию из всего близлежащего объема, двигаясь по различным траекториям. Некоторые из них при попадании в отверстие должны изменить направление своего движения на 90° . Так как каждая частица имеет массу, то мгновенно изменить направление своего движения она не может. Следствием этого является сжатие струи жидкости при истечении. Процесс сжатия струи практически завершается на расстоянии, равном примерно одному диаметру отверстия, и после этого струя приобретает цилиндрическую форму с диаметром поперечного сечения d_c . Точно такими же будут условия истечения, если отверстие выполнено в толстой стенке со снятием фаски с внешней стороны.

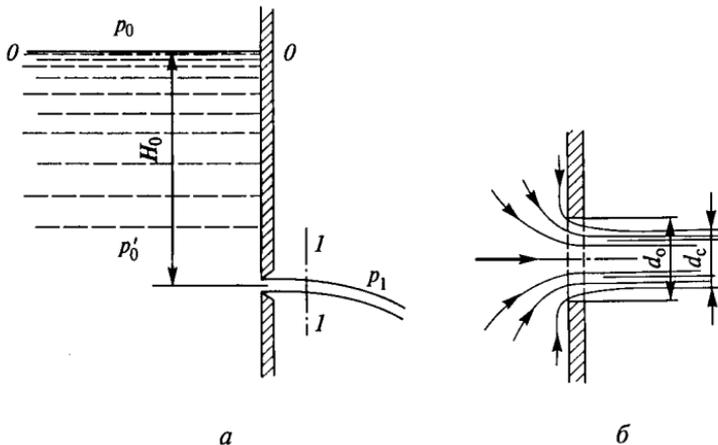


Рис. 6.1. Схемы истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке в газовую среду (а) и формирования струи (б)

Степень сжатия струи оценивается *коэффициентом сжатия* ε , равным отношению площади поперечного сечения струи к площади отверстия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0} = \left(\frac{d_c}{d_0} \right)^2. \quad (6.1)$$

Определим расход Q жидкости через рассматриваемое отверстие. Для этого запишем уравнение Бернулли для двух сечений (см. рис. 6.1, а): сечения $0-0$ и сечения $1-1$. Сечение $0-0$ — это открытая поверхность жидкости в баке, следовательно, в нем давление p_0 , а скорость жидкости можно считать равной нулю. Сечение $1-1$ струи должно быть выбрано в той ее части, где струя уже приняла цилиндрическую форму; тогда в этом сечении давление равно давлению p_1 окружающей среды. Если в качестве плоскости сравнения выбрать горизонтальную плоскость, проходящую через ось отверстия, то получим

$$H_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \alpha \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где α — коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению $1-1$ струи; v — средняя скорость жидкости в сечении $1-1$; ζ — коэффициент сопротивления отверстия, учитывающий торможение частиц жидкости о входную кромку отверстия.

Перенесем первое слагаемое правой части уравнения в левую часть и обозначим ее как расчетный напор $H_p = H_0 + \frac{p_0 - p_1}{\rho g}$, тогда

$$H_p = (\alpha + \zeta) \frac{v^2}{2g};$$

отсюда средняя скорость истечения жидкости

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} \sqrt{2gH_p} = \varphi \sqrt{2gH_p}, \quad (6.2)$$

где φ — безразмерная величина, получившая название *коэффициент скорости* и определяемая по формуле

$$\varphi = \frac{v}{\sqrt{2gH_p}} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}. \quad (6.3)$$

В случае истечения идеальной жидкости ($\alpha = 1$ и $\zeta = 0$) из формулы (6.3) следует, что $\varphi = 1$, т.е. скорость истечения идеальной жидкости

$$v_{и} = \sqrt{2gH_p}. \quad (6.4)$$

Таким образом, на основании сравнения формул (6.3) и (6.4) можно сформулировать физический смысл коэффициента скорости φ . Это величина, равная отношению средней скорости истечения реальной жидкости к скорости истечения идеальной жидкости в тех же условиях. Очевидно, что при истечении реальной жидкости коэффициент φ всегда меньше единицы.

Расход Q при истечении определим как произведение средней скорости истечения реальной жидкости и фактической площади живого сечения струи. Используя формулы (6.1) и (6.3), получим

$$Q = S_c v = \varepsilon S_o \varphi \sqrt{2gH_p}.$$

Произведение двух безразмерных коэффициентов ε и φ принято называть *коэффициентом расхода* и обозначать

$$\mu = \varepsilon \varphi. \quad (6.5)$$

Тогда

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH_p}. \quad (6.6)$$

Из (6.6) следует, что

$$\mu = \frac{Q}{S_o \sqrt{2gH_p}} = \frac{Q}{S_o v_n} = \frac{Q}{Q_n}.$$

Таким образом, физический смысл коэффициента расхода μ состоит в том, что он численно равен отношению действительного расхода Q при истечении жидкости к тому расходу Q_n , который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления истечению.

Следует обратить внимание на то, что Q_n не является расходом при истечении идеальной жидкости, так как идеальная жидкость отличается от реальной только отсутствием вязкости. Эффект же сжатия струи при истечении идеальной жидкости, связанный с инерционными свойствами частиц жидкости, в условиях отсутствия трения проявляется в еще большей степени.

На практике формула (6.6) используется достаточно редко из-за сложностей, возникающих при определении расчетного напора H_p , особенно в закрытых гидросистемах. Поэтому сделаем следующие преобразования. Обозначим внутри бака на уровне оси отверстия на некотором удалении от него (где скорость жидкости можно принять равной нулю) давление p'_0 (см. рис. 6.1, а), тогда перепад давления Δp , под действием которого происходит истечение жидкости через отверстие, запишется в виде

$$\Delta p = p'_0 - p_1 = (p_0 + \rho g H_0) - p_1 = \rho g H_p.$$

Выразив из этой формулы напор H_p и подставив его в формулу (6.6), получим

$$Q = \mu S_o \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (6.7)$$

При помощи формулы (6.7) решается основная задача — определение расхода жидкости при истечении. Она широко применяется при расчетах элементов машиностроительных гидросистем.

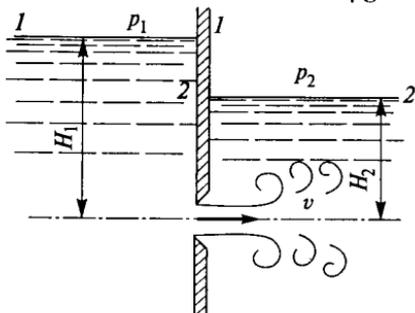
Таким образом, нами введены в рассмотрение три коэффициента — ε , φ и μ , характеризующие процесс истечения жидкости. Все они являются функцией числа Рейнольдса Re . Однако для маловязких жидкостей (воды, бензина и др.), истечение которых, как правило, происходит при больших значениях Re , эти коэффициенты практически постоянны: $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$. При истечении минеральных масел через круглые отверстия в области квадратичного сопротивления можно принять $\mu = 0,65$.

6.2. Истечение под уровень

При течении жидкости в закрытых руслах часто приходится иметь дело с истечением жидкости не в газовую среду, а в пространство, заполненное этой же жидкостью (рис. 6.2). Такое истечение называется истечением под уровень или истечением через затопленное отверстие.

Здесь, так же как и в предыдущем случае, при определении расхода Q следует составить уравнение Бернулли. Запишем его для сечений 1—1 и 2—2, в которых скорости движения жидкости принимаются равными нулю:

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}},$$



где $\sum h_{\text{пот}}$ — потери напора при движении жидкости между сечениями 1—1 и 2—2.

При определении потерь напора в этом случае необходимо учитывать, что они складываются из двух составляющих:

$$\sum h_{\text{пот}} = h_o + h_{\text{в.п}},$$

Рис. 6.2. Схема истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке под уровень

где h_o — потери напора на торможение частиц жидкости о входную кромку отверстия; $h_{\text{в.п}}$ — потери

напора на внезапное расширение в баке после прохождения жидкости через отверстие.

Потери h_o практически равны потерям при истечении через отверстие в газовую среду:

$$h_o = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Следует иметь в виду, что при истечении под уровень вся кинетическая энергия струи, приобретенная частицами жидкости в отверстии, при попадании в покоящуюся жидкость теряется на вихреобразование так же, как при внезапном расширении. Поэтому потери $h_{в.п}$ численно равны соответствующему скоростному напору, посчитанному по средней скорости жидкости в струе с учетом коэффициента Кориолиса α :

$$h_{в.п} = \alpha \frac{v^2}{2g}.$$

Таким образом, суммарные потери напора

$$\sum h_{пот} = \zeta \frac{v^2}{2g} + \alpha \frac{v^2}{2g}.$$

Подставив полученное выражение в уравнение Бернулли, получим

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \zeta \frac{v^2}{2g} + \alpha \frac{v^2}{2g}.$$

Если в этом уравнении за расчетный напор принять выражение

$$H_p = H_1 - H_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g},$$
 то после преобразований можно получить

формулу, определяющую значение средней скорости жидкости в сжатом сечении струи:

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} \sqrt{2gH_p},$$

которая совпадает с формулой (6.2). Это значит, что, проводя дальнейшие преобразования, необходимые для получения формулы, определяющей расход Q при истечении, можно получить формулы (6.6) и (6.7).

Таким образом, как при истечении в газовую среду, так и при истечении под уровень расчетные формулы, определяющие расход Q , имеют один и тот же вид. Кроме того, как показала практика, коэффициенты ε , φ и μ , использующиеся в этих формулах, в

обоих случаях истечения имеют одинаковые значения при равенстве соответствующих чисел Рейнольдса.

6.3. Истечение через насадки

Анализ полученных формул (6.6) и (6.7) позволяет заключить, что увеличение расхода Q при истечении через отверстие с неизменными S_0 и H_p , возможно при увеличении коэффициента расхода μ . Решению этой задачи служат *насадки* различной конструкции. Различают следующие типы насадков: цилиндрические (внешний и внутренний), конические (сходящийся и расходящийся), коноидальные и комбинированные.

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка или сверление в толстой стенке без обработки входной кромки (рис. 6.3). Его длина $l = (3 \dots 5)d$, где d — диаметр отверстия.

На практике при истечении в газовую среду можно наблюдать два режима истечения жидкости через цилиндрический насадок: безотрывный (см. рис. 6.3, а) и с отрывом потока от стенок (см. рис. 6.3, б).

Безотрывный режим истечения характеризуется тем, что внутри насадка поток жидкости вначале сжимается до некоторого минимального поперечного сечения, площадь которого можно определить по значению коэффициента сжатия струи ϵ , взятого для случая истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке (см. подразд. 6.1), а затем расширяется до размеров отверстия в насадке. В итоге при таком режиме истечения из насадка на его выходе сжатие струи отсутствует ($\epsilon = 1$) и площадь сечения струи равна площади проходного сечения отверстия в насадке. Поэтому в данном случае при определении расхода Q по формуле (6.7) коэффициент расхода $\mu = \phi$.

Для этого случая при турбулентном режиме течения жидкости внутри насадка ($\alpha = 1$) и коэффициенте потерь $\zeta = 0,5$ (потери напора определяются как потери при внезапном сужении) коэффициент расхода

$$\mu = \phi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,5}} \approx 0,82.$$

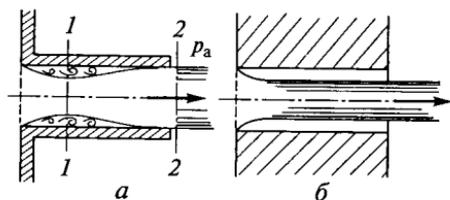


Рис. 6.3. Схемы истечения жидкости через внешний цилиндрический насадок:

а — безотрывный режим истечения; б — с отрывом потока от стенок

Сравнение полученных коэффициентов скорости ϕ и расхода μ со значениями этих коэффициентов при истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке ($\phi = 0,97$, $\mu = 0,62$) показывает, что при безотрывном истечении через цилиндри-

ческий насадок расход Q получается больше, чем при истечении через такое же отверстие в тонкой стенке. Средняя скорость v жидкости в потоке на выходе из насадка при этом получается меньше. Уменьшение скорости вызвано большими потерями напора в насадке по сравнению с потерями, которые возникают на входной кромке отверстия в тонкой стенке.

Увеличение расхода Q при этом является следствием отсутствия сжатия струи на выходе из насадка. Кроме того, при безотрывном истечении на входе в насадок поток сжимается, а значит, в соответствии с законом Бернулли скорость движения жидкости увеличивается, а давление в этом месте уменьшается по сравнению с давлением среды, куда происходит истечение. Причем степень сжатия потока, а следовательно, и степень уменьшения давления в узком сечении потока тем больше, чем больше расчетный напор H_p . При этом на входной кромке отверстия создается больший перепад давления, чем при истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке при одном и том же H_p . В результате этого обеспечиваются дополнительный приток жидкости из бака в насадок и увеличение расхода Q .

Со сжатием потока на входе в насадок, а также с зависимостью степени сжатия от расчетного напора H_p связано внезапное изменение режима истечения через насадок. Это происходит при определенном критическом расчетном напоре $H_{кр}$, который при истечении воды в атмосферу составляет около 14 м водяного столба. Внешне эта смена режима истечения заключается в том, что поток жидкости отрывается от стенок насадка и жидкость истекает в атмосферу, не касаясь их. Этот режим истечения получил название истечение с отрывом потока от стенок насадка (см. рис. 6.3, б).

При истечении до отрыва потока от стенок давление в узком сечении потока приближается к давлению насыщенных паров. Как известно (см. подразд. 4.3), в потоке при таком давлении следует ожидать возникновения кавитации. Однако кавитационный режим течения при истечении в газовую среду не успевает сформироваться. Возникающая начальная стадия кавитации способствует проникновению газовой среды внутрь насадка. Начиная с этого момента струя жидкости после сжатия теряет взаимодействие со стенками насадка и уже не расширяется, а перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится таким же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке (см. подразд. 6.1), с теми же значениями коэффициентов ϵ , ϕ и μ . Таким образом, при смене режима истечения происходит скачкообразное уменьшение расхода приблизительно на 20 % за счет существенного сокращения площади сечения потока.

Следует также отметить, что если после отрыва потока от стенок напор H_p начать снижать, то режим истечения с отрывом сохраняется вплоть до самых малых значений напора, пока не про-

изойдет самопроизвольное смачивание внутренней поверхности насадка. Это значит, что режим истечения с отрывом через цилиндрический насадок возможен и при $H_p < H_{кр}$. Следовательно, при $H_p < H_{кр}$ возможны оба режима истечения.

Если жидкость истекает через цилиндрический насадок под уровень, то отрыва потока от стенок не происходит. Начиная с момента, когда в узком сечении потока внутри насадка давление становится близким к давлению насыщенных паров жидкости, на входе в насадок возникает кавитация и происходит связанное с ней увеличение сопротивления насадка.

Итак, использование внешнего цилиндрического насадка вместо отверстия в тонкой стенке обеспечивает в режиме безотрывного истечения при тех же значениях расчетного напора и поперечных размеров отверстия увеличение расхода через насадок.

Однако внешний цилиндрический насадок имеет и недостатки: в режиме безотрывного истечения — большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода;

в режиме истечения с отрывом — низкий коэффициент расхода;

двойственность режима истечения в газовую среду при $H_p < H_{кр}$;

возможность возникновения кавитации при истечении под уровень.

Это необходимо учитывать при использовании цилиндрического насадка в качестве жиклера, дросселя или форсунки. Улучшить внешний цилиндрический насадок можно за счет скругления входной кромки насадка. Для жиклеров рекомендуется снятие фаски на входе в отверстие с углом конусности около 60° .

Чем больше радиус закругления входной кромки насадка, тем ниже его коэффициент сопротивления и тем выше коэффициент расхода. В пределе при радиусе кривизны, равном толщине стенки, цилиндрический насадок приближается к коноидальному насадку, или соплу.

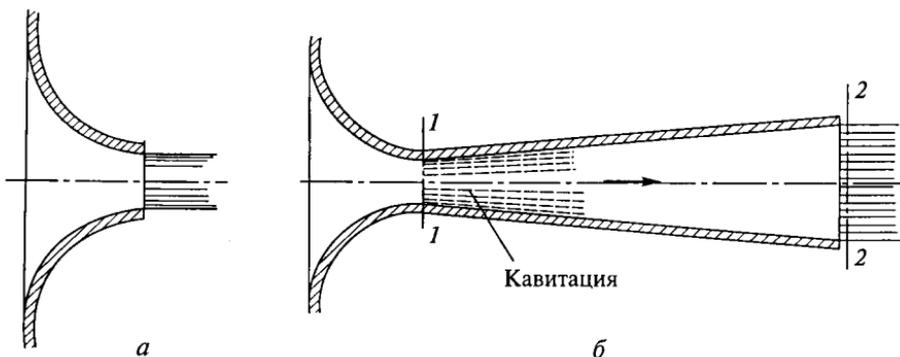


Рис. 6.4. Примеры улучшенных насадков:

a — коноидальный насадок, или сопло; *б* — диффузорный насадок

Конoidalный насадок (сопло) (рис. 6.4, а) очерчивается по форме естественно сжимающейся струи, поэтому поток жидкости на выходе насадка получается безотрывным, параллельно-струйным и устойчивым к возникновению кавитации. Для этого насадка коэффициент сжатия струи $\varepsilon = 1$, а коэффициент $\mu = \varphi = 0,96 \dots 0,99$.

Диффузорный насадок (рис. 6.4, б) представляет собой комбинацию сопла и диффузора. Установка диффузора с оптимальным углом на выходе позволяет, не меняя проходного сечения отверстия (сечение $1-1$) и расчетного напора, повысить расход жидкости почти в 2,5 раза по сравнению с расходом через сопло. Недостатком диффузорного насадка является склонность его к возникновению кавитации в узком сечении $1-1$.

6.4. Истечение жидкости через проходные сечения в гидравлических устройствах

При определении расхода Q через проходные сечения, образованные взаимным расположением деталей в гидравлических устройствах, кроме оценки коэффициента расхода μ необходимо, как правило, определять площадь S проходного сечения отверстия в функции смещения x одной из деталей относительно другой. Обычно величина x и определяет степень открытия проходного сечения.

Для расчетов рекомендуется использовать формулу

$$Q = \mu S(x) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где $S(x)$ — расчетная площадь проходного сечения, определяемая по значению смещения x перекрывающей детали; $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления на проходном сечении.

Таблица 6.1

Основные величины, характеризующие истечения

Тип детали, перекрывающей отверстие	Коэффициент расхода μ	Расчетная формула площади проходного сечения $S(x)$
Шарик	0,6 ... 0,62	$\pi dx \sin 45^\circ$
Конус	0,8 ... 0,85	$\pi dx \sin \alpha$
Плоскость ($x < d/4$)	0,8 ... 0,85	πdx
Плунжер	0,71 ... 0,79	πdx

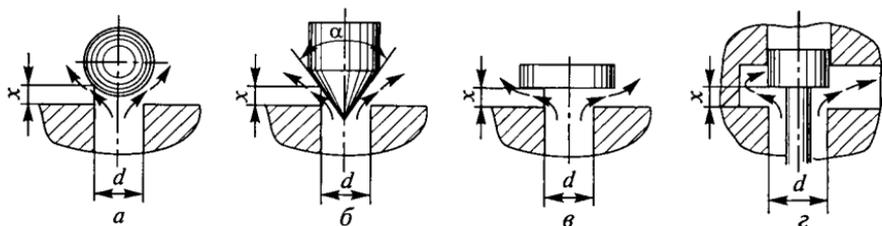


Рис. 6.5. Расчетные схемы истечения жидкости в зависимости от детали, перекрывающей отверстие:

a — шарик; *б* — конус; *в* — плоскость; *г* — плунжер

В табл. 6.1 и на рис. 6.5 приведены основные варианты расчетных схем, полученные в результате анализа наиболее часто встречающихся случаев при решении задач определения расхода. В основном эти варианты отличаются формой детали, перекрывающей круглое проходное сечение диаметром d , и соотношением поперечных размеров отверстия и перекрывающей детали. Для каждого из них даются рекомендуемые значения коэффициента расхода μ в области квадратичного сопротивления и формула, позволяющая оценить площадь $S(x)$ соответствующего проходного сечения.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

7.1. Расчет простого трубопровода

При гидравлическом расчете трубопровода чаще всего определяется его *потребный напор* $H_{\text{потр}}$ — величина, численно равная пьезометрической высоте в начальном сечении трубопровода. Если потребный напор задан, то его принято называть *располагаемым напором* $H_{\text{расп}}$. В этом случае при гидравлическом расчете может определяться расход Q жидкости в трубопроводе или его диаметр d . Значение диаметра трубопровода выбирается из установленного ряда в соответствии с ГОСТ 16516—80.

Простым называется трубопровод, не имеющий ответвлений.

Пусть простой трубопровод постоянного проходного сечения, произвольно расположенный в пространстве (рис. 7.1, а), имеет общую длину l и диаметр d и содержит ряд местных гидравлических сопротивлений I и II.

Запишем уравнение Бернулли для начального 1—1 и конечного 2—2 сечений этого трубопровода, считая, что коэффициенты Кориолиса в этих сечениях одинаковы ($\alpha_1 = \alpha_2$). После сокращения скоростных напоров получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}},$$

где z_1, z_2 — координаты центров тяжести соответственно начального и конечного сечений; p_1, p_2 — давления в соответственно начальном и конечном сечениях трубопровода; $\sum h_{\text{пот}}$ — суммарные потери напора в трубопроводе.

Отсюда потребный напор

$$H_{\text{потр}} = \frac{p_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}}. \quad (7.1)$$

Как видно из полученной формулы, потребный напор складывается из суммарной геометрической высоты $\Delta z = z_2 - z_1$, на которую поднимается жидкость в процессе движения по трубопроводу, пьезометрической высоты в конечном сечении трубопровода и суммы гидравлических потерь напора, возникающих при движении жидкости в нем.

В гидравлике принято под статическим напором трубопровода понимать сумму $H_{\text{ст}} = \Delta z + p_2 / (\rho g)$.

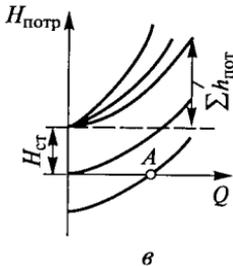
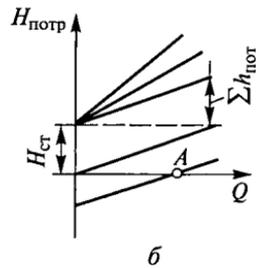
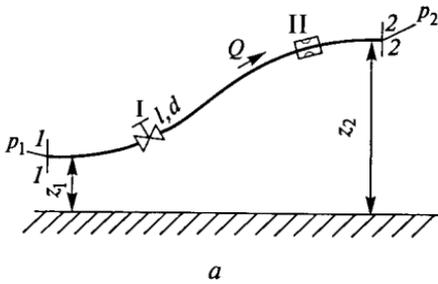


Рис. 7.1. Простой трубопровод:

a — расчетная схема; *б* — характеристики потребного напора при ламинарном режиме течения; *в* — то же при турбулентном режиме

Тогда, представляя суммарные потери $\sum h_{\text{пот}}$ как степенную функцию от расхода Q , получим

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{пот}} = H_{\text{ст}} + KQ^m, \quad (7.2)$$

где K и m — величины, зависящие от режима течения жидкости в трубопроводе и характеристик местных сопротивлений.

При ламинарном режиме течения жидкости и линейных местных сопротивлениях (заданы их эквивалентные длины $l_{\text{эkv}}$) суммарные потери

$$\sum h_{\text{пот}} = \frac{128\nu l_{\text{расч}} Q}{\pi g d^4},$$

где $l_{\text{расч}} = l + l_{\text{эkv}}$ — расчетная длина трубопровода.

Следовательно, при этом в формуле (7.2) $K = \frac{128\nu l_{\text{расч}}}{\pi g d^4}$, $m = 1$.

При турбулентном течении жидкости и квадратичных местных сопротивлениях (заданы коэффициенты потерь ζ) следует использовать формулы (3.15) и (3.16). Заменяя в формулах среднюю скорость жидкости через расход, получим суммарные потери напора

$$\sum h_{\text{пот}} = \left(\sum \zeta + \lambda_{\tau} \frac{l}{d} \right) \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4}.$$

Отсюда в формуле (7.2) $K = \left(\sum \zeta + \lambda_{\tau} \frac{l}{d} \right) \frac{8}{g\pi^2 d^4}$, а показатель степени $m = 2$. При этом следует помнить, что в общем случае коэф-

коэффициент потерь на трение по длине λ_T является также функцией расхода Q .

Поступая аналогично в каждом конкретном случае, после несложных алгебраических преобразований и вычислений можно получить формулу, определяющую аналитическую зависимость потребного напора для данного простого трубопровода от расхода в нем. Примеры таких зависимостей в графическом виде приведены на рис. 7.1, б, в.

Анализ формул, приведенных выше, показывает, что решение задачи по определению потребного напора $H_{\text{потр}}$ при известных расходе Q жидкости в трубопроводе и его диаметре d несложно, так как всегда можно провести оценку режима течения жидкости в трубопроводе, сравнивая критическое значение $Re_{\text{кр}} = 2300$ с его фактическим значением, которое с учетом зависимостей (4.5) и (3.2) может быть вычислено по формуле

$$Re = \frac{4Q}{\pi d v}. \quad (7.3)$$

После определения режима течения можно вычислить потери напора по формулам гл. 5.

Если же величины Q или d неизвестны, то в большинстве случаев сложно оценить режим течения, а следовательно, обоснованно выбрать формулы, определяющие потери напора в трубопроводе. В такой ситуации можно рекомендовать использовать либо метод последовательного приближения, обычно требующий достаточно большого объема вычислительной работы, либо графический метод, при применении которого необходимо строить так называемую характеристику потребного напора трубопровода.

7.2. Построение характеристики потребного напора простого трубопровода

Графическое представление в координатах $H—Q$ аналитической зависимости (7.2), полученной для данного трубопровода, в гидравлике называется *характеристикой потребного напора*. На рис. 7.1, б, в приведено несколько возможных характеристик потребного напора (линейные — при ламинарном режиме течения и линейных местных сопротивлениях; криволинейные — при турбулентном режиме течения или наличии в трубопроводе квадратичных местных сопротивлений).

Как видно на графиках, значение статического напора $H_{\text{ст}}$ может быть как положительным (жидкость подается на некоторую высоту Δz или в конечном сечении существует избыточное давление p_2), так и отрицательным (при течении жидкости вниз или при ее движении в полость с разрежением).

Крутизна характеристик потребного напора зависит от сопротивления трубопровода и возрастает с увеличением длины трубы и уменьшением ее диаметра, а также зависит от количества и характеристик местных гидравлических сопротивлений. Кроме того, при ламинарном режиме течения рассматриваемая величина пропорциональна еще и вязкости жидкости. Точка пересечения характеристики потребного напора с осью абсцисс (точка *A* на рис. 7.1, б, в) определяет расход жидкости в трубопроводе при движении самотеком.

Графические зависимости потребного напора широко используются для определения расхода Q при расчете как простых трубопроводов, так и сложных. Поэтому рассмотрим методику построения такой зависимости (рис. 7.2, а). Она состоит из следующих этапов.

1-й этап. Используя формулу (7.3), определяем значение критического расхода $Q_{кр}$, соответствующее $Re_{кр} = 2300$, и отмечаем его на оси расходов (ось абсцисс). Очевидно, что для всех расходов, расположенных левее $Q_{кр}$, в трубопроводе будет ламинарный режим течения, а для расходов, расположенных правее $Q_{кр}$, — турбулентный.

2-й этап. Рассчитываем значения потребного напора H_1 и H_2 при расходе в трубопроводе, равном $Q_{кр}$, соответственно предполагая, что H_1 — результат расчета при ламинарном режиме течения, а H_2 — при турбулентном.

3-й этап. Строим характеристику потребного напора для ламинарного режима течения (для расходов, меньших $Q_{кр}$). Если местные сопротивления, установленные в трубопроводе, имеют линейную зависимость потерь от расхода, то характеристика потребного напора имеет линейный вид.

4-й этап. Строим характеристику потребного напора для турбулентного режима течения (для расходов, больших $Q_{кр}$). Во всех слу-

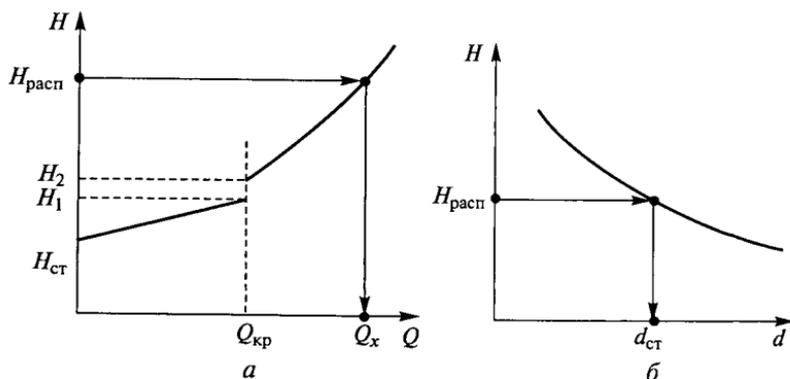


Рис. 7.2. Графические зависимости для расчета простых трубопроводов:

а — кривая потребного напора; б — кривая для определения диаметра

чаях получается криволинейная характеристика, близкая к параболе второй степени.

Имея характеристику потребного напора для данного трубопровода, можно по известному значению располагаемого напора $H_{расп}$ найти искомое значение расхода Q_x (см. рис. 7.2, а).

Если же необходимо найти внутренний диаметр трубопровода d , то, задаваясь несколькими значениями d , следует построить зависимость потребного напора $H_{потр}$ от диаметра d (рис. 7.2, б). Далее по значению $H_{расп}$ выбирается ближайший больший диаметр из стандартного ряда $d_{ст}$.

В ряде случаев на практике при расчете гидросистем вместо характеристики потребного напора используют характеристику трубопровода. *Характеристика трубопровода* — это зависимость суммарных потерь напора в трубопроводе от расхода. Аналитическое выражение этой зависимости имеет вид

$$\sum h_{пот} = KQ^m. \quad (7.4)$$

Сравнение формул (7.4) и (7.2) позволяет заключить, что характеристика трубопровода отличается от характеристики потребного напора отсутствием статического напора $H_{ст}$, а при $H_{ст} = 0$ эти две зависимости совпадают.

7.3. Соединения простых трубопроводов

Рассмотрим методы расчета соединений простых трубопроводов.

Пусть имеем *последовательное соединение* нескольких простых трубопроводов (1, 2 и 3 на рис. 7.3, а) различной длины, разного диаметра, с различным набором местных сопротивлений. Так как эти трубопроводы включены последовательно, то в каждом из них имеет место один и тот же расход жидкости Q . Суммарная потеря напора для всего соединения (между точками M и N) $\sum h_{MN}$ складывается из потерь напора в каждом простом трубопроводе ($\sum h_1$, $\sum h_2$ и $\sum h_3$), т.е. для последовательного соединения справедлива следующая система уравнений:

$$\begin{cases} Q = Q_1 = Q_2 = Q_3; \\ \sum h_{MN} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3. \end{cases} \quad (7.5)$$

Потери напора в каждом простом трубопроводе могут быть определены через значения соответствующих расходов:

$$\sum h_1 = K_1 Q_1^{m_1}; \quad \sum h_2 = K_2 Q_2^{m_2}; \quad \sum h_3 = K_3 Q_3^{m_3}. \quad (7.6)$$

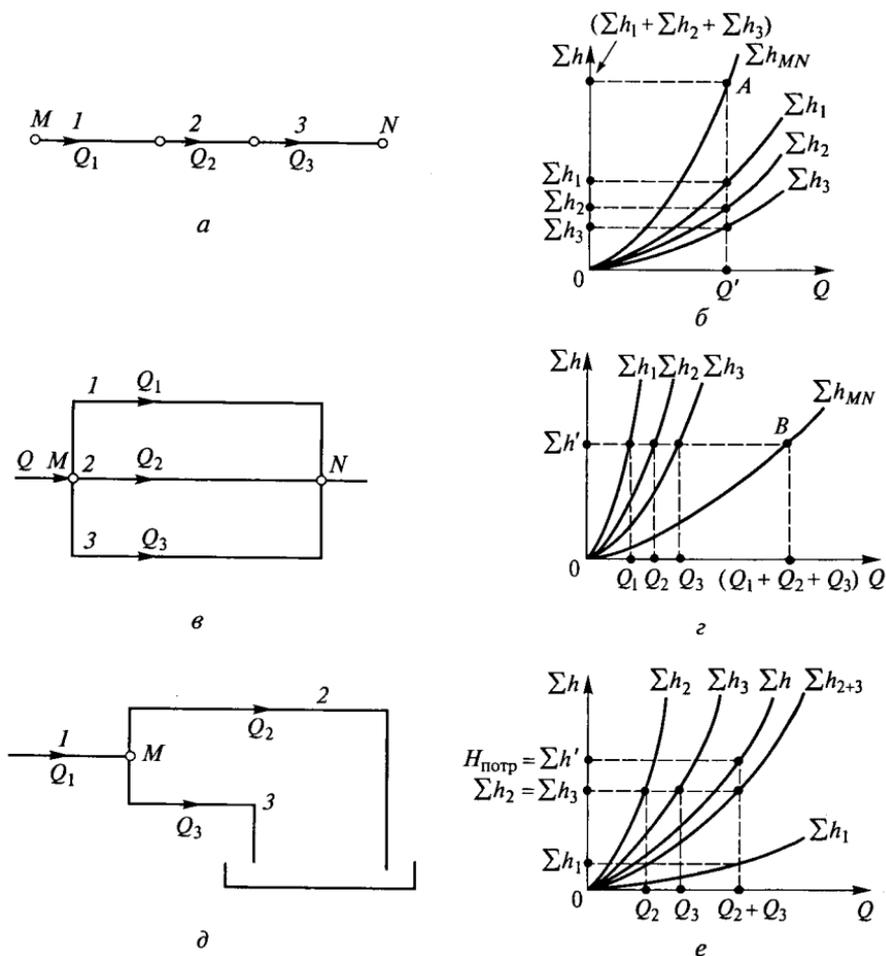


Рис. 7.3. Схема последовательного (а), параллельного (в) и сложного (д) соединений трубопроводов и соответствующие им характеристики (б, г, е):

1...3 — трубопровод

Система уравнений (7.5), дополненная зависимостями (7.6), является основой для расчета гидросистемы с последовательным соединением трубопроводов.

Если используется графический метод расчета, то при этом возникает необходимость в построении суммарной характеристики соединения.

На рис. 7.3, б показан способ получения суммарной характеристики последовательного соединения. Для этого используются характеристики простых трубопроводов 1, 2 и 3, которые строятся по зависимостям (7.6).

Для построения точки, принадлежащей суммарной характеристике последовательного соединения, необходимо в соответ-

ствии с (7.5) сложить потери напора в исходных трубопроводах при одинаковом расходе. С этой целью на графике проводят произвольную вертикальную линию (при произвольном расходе Q'). По этой вертикали суммируют отрезки (потери напора $\sum h_1$, $\sum h_2$ и $\sum h_3$), получившиеся от пересечения вертикали с исходными характеристиками трубопроводов. Полученная таким образом точка A будет принадлежать суммарной характеристике соединения. Следовательно, суммарная характеристика последовательного соединения нескольких простых трубопроводов получается в результате сложения ординат точек исходных характеристик при данном расходе.

Параллельным называется соединение трубопроводов, имеющих две общие точки (точку разветвления и точку смыкания). Пример параллельного соединения трех простых трубопроводов приведен на рис. 7.3, в. Очевидно, что расход Q жидкости в гидросистеме до разветвления (точка M) и после смыкания (точка N) один и тот же и равен сумме расходов Q_1 , Q_2 и Q_3 в параллельных ветвях.

Если обозначить полные напоры в точках M и N через H_M и H_N , то для каждого трубопровода потеря напора равна разности этих напоров:

$$\sum h_1 = H_M - H_N; \quad \sum h_2 = H_M - H_N; \quad \sum h_3 = H_M - H_N,$$

т. е. в параллельных трубопроводах потери напора всегда одинаковы. Это объясняется тем, что при таком соединении, несмотря на разные гидравлические сопротивления каждого простого трубопровода, расходы Q_1 , Q_2 и Q_3 распределяются между ними так, что потери остаются равными.

Таким образом, система уравнений для параллельного соединения имеет вид

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + Q_3; \\ \sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3. \end{cases} \quad (7.7)$$

Потери напора в каждом трубопроводе, входящем в соединение, могут быть определены по формулам вида (7.6). Таким образом, система уравнений (7.7), дополненная формулами (7.6), является основой для расчета гидросистем с параллельным соединением трубопроводов.

На рис. 7.3, г показан способ получения суммарной характеристики параллельного соединения. Для этого используются характеристики простых трубопроводов 1, 2 и 3, которые строятся по зависимостям (7.6).

Для получения точки, принадлежащей суммарной характеристике параллельного соединения, необходимо в соответствии с (7.7) сложить расходы в исходных трубопроводах при одинаковых поте-

рях напора. С этой целью на графике проводят произвольную горизонтальную линию (при произвольной потере $\sum h'$). По этой горизонтали графически суммируют отрезки (расходы Q_1 , Q_2 и Q_3), получившиеся от пересечения горизонтали с исходными характеристиками трубопроводов. Полученная таким образом точка B принадлежит суммарной характеристике соединения. Следовательно, суммарная характеристика параллельного соединения трубопроводов получается в результате сложения абсцисс точек исходных характеристик при данных потерях.

По аналогичному методу строятся суммарные характеристики для разветвленных трубопроводов. *Разветвленным соединением* называется совокупность нескольких трубопроводов, имеющих одну общую точку (место разветвления или смыкания труб).

Рассмотренные выше последовательное и параллельное соединения, строго говоря, относятся к разряду сложных трубопроводов. Однако в гидравлике под *сложным трубопроводом*, как правило, понимают соединение нескольких последовательно и параллельно включенных простых трубопроводов.

На рис. 7.3, *д* приведен пример такого сложного трубопровода, состоящего из трех трубопроводов 1, 2 и 3. Трубопровод 1 включен последовательно по отношению к трубопроводам 2 и 3. Трубопроводы 2 и 3 можно считать параллельными, так как они имеют общую точку разветвления (точка M) и подают жидкость в один и тот же гидробак.

Для сложных трубопроводов расчет, как правило, проводится графическим методом. При этом рекомендуется следующая последовательность:

сложный трубопровод разбивается на ряд простых трубопроводов;

для каждого простого трубопровода строится его характеристика; графическим сложением получают характеристику сложного трубопровода.

На рис. 7.3, *е* показана последовательность графических построений при получении суммарной характеристики ($\sum h$) сложного трубопровода. Вначале складываются характеристики трубопроводов $\sum h_2$ и $\sum h_3$ по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов, а затем характеристика $\sum h_{2+3}$ параллельного соединения складывается с характеристикой $\sum h_1$ по правилу сложения характеристик последовательно соединенных трубопроводов и получается характеристика всего сложного трубопровода $\sum h$.

Имея построенный таким образом график (см. рис. 7.3, *е*) для сложного трубопровода, можно достаточно просто по известному значению расхода Q_1 , поступающего в гидросистему, определить потребный напор $H_{\text{потр}} = \sum h'$ для всего сложного трубопровода,

расходы Q_2 и Q_3 в параллельных ветвях, а также потери напора Σh_1 , Σh_2 и Σh_3 в каждом простом трубопроводе.

7.4. Трубопровод с насосной подачей

Как уже отмечалось, основным способом подачи жидкости в машиностроении является принудительное нагнетание ее насосом. *Насосом* называется гидравлическое устройство, преобразующее механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости. В гидравлике трубопровод, в котором движение жидкости обеспечивается за счет насоса, называется *трубопроводом с насосной подачей* (рис. 7.4, а).

Целью расчета трубопровода с насосной подачей, как правило, является определение напора, создаваемого насосом (напора насоса). *Напором насоса H_n* называется полная механическая энергия, переданная насосом единице веса жидкости. Таким образом, для определения H_n необходимо оценить приращение полной удельной энергии жидкости при прохождении ее через насос, т. е.

$$H_n = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}}, \quad (7.8)$$

где $H_{\text{вх}}$, $H_{\text{вых}}$ — удельная энергия жидкости соответственно на входе и выходе из насоса.

Рассмотрим работу разомкнутого трубопровода с насосной подачей (см. рис. 7.4, а). Насос перекачивает жидкость из нижнего резервуара А с давлением над жидкостью p_0 в другой резервуар Б, в котором давление p_3 . Высота расположения насоса относительно нижнего уровня жидкости H_1 называется высотой всасывания, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом*, или гидрوليнией всасывания. Высота распо-

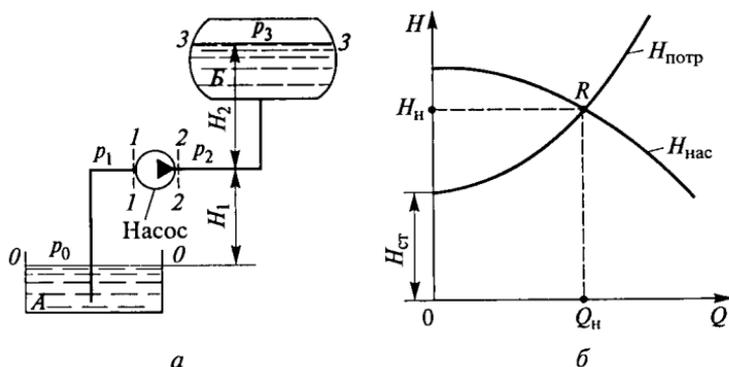


Рис. 7.4. Схема трубопровода с насосной подачей (а) и график определения рабочей точки (б)

ложения конечного сечения трубопровода или верхнего уровня жидкости H_2 называется высотой нагнетания, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *напорным*, или гидравлическим нагнетанием.

Запишем уравнение Бернулли для потока жидкости во всасывающем трубопроводе, т. е. для сечений 0—0 и 1—1:

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{\text{вс}}, \quad (7.9)$$

где $\sum h_{\text{вс}}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе.

Уравнение (7.9) является основным для расчета всасывающих трубопроводов. Давление p_0 обычно ограничено (чаще всего это атмосферное давление). Поэтому целью расчета всасывающего трубопровода, как правило, является определение давления перед насосом. Оно должно быть выше давления насыщенных паров жидкости. Это необходимо для исключения возникновения кавитации на входе в насос. Из уравнения (7.9) можно найти удельную энергию жидкости на входе в насос:

$$H_{\text{вх}} = \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{\text{вс}}. \quad (7.10)$$

Запишем уравнение Бернулли для потока жидкости в напорном трубопроводе, т. е. для сечений 2—2 и 3—3:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\rho g} + \sum h_{\text{нап}}, \quad (7.11)$$

где $\sum h_{\text{нап}}$ — потери напора в напорном трубопроводе.

Левая часть этого уравнения представляет собой удельную энергию жидкости на выходе из насоса $H_{\text{вых}}$. Подставив в (7.8) правые части зависимостей (7.10) для $H_{\text{вх}}$ и (7.11) для $H_{\text{вых}}$, получим

$$H_{\text{н}} = H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\rho g} + \sum h_{\text{вс}} + \sum h_{\text{нап}}. \quad (7.12)$$

Как следует из уравнения (7.12), напор насоса $H_{\text{н}}$ обеспечивает подъем жидкости на высоту ($H_1 + H_2$), повышение давления с p_0 до p_3 и расходуется на преодоление сопротивлений во всасывающем и напорном трубопроводах.

Если в правой части уравнения (7.12) $H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\rho g}$ обозначить $H_{\text{ст}}$ и заменить $\sum h_{\text{вс}} + \sum h_{\text{нап}}$ на KQ^m , то получим

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + KQ^m.$$

Сравним последнее выражение с формулой (7.2), определяющей потребный напор для трубопровода. Очевидна их полная идентичность:

$$H_n = H_{\text{потр}}, \quad (7.13)$$

т.е. насос создает напор, равный потребному напору трубопровода.

Полученное уравнение (7.13) позволяет аналитически определить напор насоса. Однако в большинстве случаев аналитический способ достаточно сложен, поэтому получил распространение графический метод расчета трубопровода с насосной подачей.

Этот метод заключается в совместном построении на графике характеристики потребного напора трубопровода $H_{\text{потр}} = f(Q)$ [или характеристики трубопровода $\sum h = f(Q)$] и характеристики насоса $H_{\text{нас}} = f(Q)$. Под характеристикой насоса понимают зависимость напора, создаваемого насосом, от расхода. Точка пересечения этих зависимостей называется *рабочей точкой* гидросистемы и является результатом графического решения уравнения (7.13).

На рис. 7.4, б приведен пример такого графического решения. Здесь точка *R* и есть искомая рабочая точка гидросистемы. Ее координаты определяют напор H_n , создаваемый насосом, и расход Q_n жидкости, поступающей от насоса в гидросистему.

Если по каким-то причинам положение рабочей точки на графике не устраивает проектировщика, то это положение можно изменить, если скорректировать какие-либо параметры трубопровода или насоса.

7.5. Гидравлический удар в трубопроводе

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, возникающий в трубопроводе при внезапном изменении скорости жидкости, например при остановке потока из-за быстрого перекрытия задвижки (крана).

Этот процесс очень быстротечен и характеризуется чередованием резкого повышения и понижения давления, что может привести к разрушению гидросистемы. Это вызвано тем, что кинетическая энергия движущегося потока при остановке переходит в работу по растяжению стенок труб и сжатию жидкости. Наибольшую опасность представляет начальный скачок давления.

Проследим стадии гидравлического удара, возникающего в трубопроводе при быстром перекрытии потока (рис. 7.5).

Пусть в конце трубы, по которой жидкость движется со скоростью v_0 , произведено мгновенное закрытие крана *A*. Тогда (см. рис. 7.5, а) скорость частиц жидкости, натолкнувшись на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы рас-

тягиваются, а жидкость сжимается. Давление в остановившейся жидкости возрастает на $\Delta p_{уд}$. На заторможенные частицы жидкости у крана набегают другие частицы и тоже теряют скорость, в результате чего сечение $n-n$ перемещается вправо со скоростью c , называемой *скоростью ударной волны*; сама же переходная область (сечение $n-n$), в которой давление изменяется на величину $\Delta p_{уд}$, называется *ударной волной*.

Когда ударная волна достигнет резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки трубы — растянутыми. Ударное повышение давления $\Delta p_{уд}$ распространится на всю трубу (см. рис. 7.5, б).

Но такое состояние не является равновесным. Под действием повышенного давления ($p_0 + \Delta p_{уд}$) частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это движение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение $n-n$ перемещается по трубопроводу в обратном направлении — к крану — с той же скоростью c , оставляя за собой в жидкости давление p_0 (см. рис. 7.5, в).

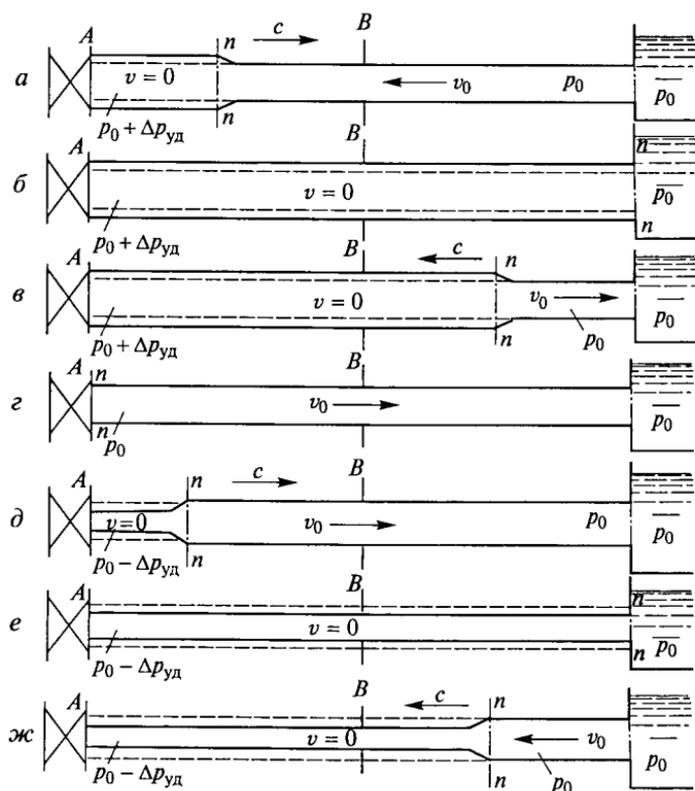


Рис. 7.5. Стадии гидравлического удара в трубопроводе

Жидкость и стенки трубы возвращаются к начальному состоянию, соответствующему давлению p_0 . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость v_0 , но направленную в противоположную сторону.

С этой скоростью «жидкая колонна» (см. рис. 7.5, *з*) стремится оторваться от крана, в результате возникает отрицательная ударная волна (давление в жидкости уменьшается на то же значение $\Delta p_{уд}$). Граница между двумя состояниями жидкости направляется от крана к резервуару со скоростью c , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость (см. рис. 7.5, *д*). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформации, но с противоположным знаком.

Состояние жидкости в трубе в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рис. 7.5, *е*. Так же как и для случая, изображенного на рис. 7.5, *б*, оно не является равновесным, так как жидкость в трубе находится под давлением ($p_0 - \Delta p_{уд}$), меньшим, чем в резервуаре. На рис. 7.5, *ж* показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью v_0 .

Очевидно, что как только отраженная от резервуара ударная волна достигнет крана, возникнет ситуация, уже имевшая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится.

Теоретическое и экспериментальное исследования гидравлического удара в трубах было впервые выполнено Н. Е. Жуковским. В его опытах было зарегистрировано до 12 полных циклов с постепенным уменьшением $\Delta p_{уд}$. В результате проведенных исследований Н. Е. Жуковский получил аналитические зависимости, позволяющие оценить ударное давление $\Delta p_{уд}$. Одна из этих формул, получившая имя Н. Е. Жуковского, имеет вид

$$\Delta p_{уд} = \rho v_0 c, \quad (7.14)$$

где скорость распространения ударной волны c определяется по формуле

$$c = \frac{1}{\sqrt{K + \frac{\rho d}{\delta E}}},$$

где K — объемный модуль упругости жидкости; E — модуль упругости материала стенки трубопровода; d и δ — соответственно внутренний диаметр и толщина стенки трубопровода.

Формула (7.14) справедлива при прямом гидравлическом ударе, когда время перекрытия потока $t_{закр}$ меньше фазы гидравлического удара t_0 :

$$t_{\text{загр}} < t_0 = \frac{2l}{c},$$

где l — длина трубы.

Фаза гидравлического удара t_0 — это время, за которое ударная волна движется от крана к резервуару и возвращается обратно. При $t_{\text{загр}} > t_0$ ударное давление получается меньше, и такой гидроудар называют *непрямым*.

При необходимости можно использовать известные способы «смягчения» гидравлического удара. Наиболее эффективным из них является увеличение времени срабатывания кранов или других устройств, перекрывающих поток жидкости. Аналогичный эффект достигается установкой перед устройствами, перекрывающими поток жидкости, гидроаккумуляторов или предохранительных клапанов. Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводе за счет увеличения внутреннего диаметра труб при заданном расходе и уменьшение длины трубопроводов (уменьшение фазы гидравлического удара) также способствуют снижению ударного давления.

Глава 8

ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ

8.1. Термодинамическая система
и ее состояние

Термодинамика — это наука о свойствах энергии, взаимодействии ее форм и закономерностях превращения. Термодинамика изучает тела, состоящие из большого количества молекул (макротела), не рассматривая отдельные молекулы, их взаимодействие и энергетические превращения внутри тел.

Объектом изучения термодинамики является термодинамическая система. *Термодинамической системой* называется тело или совокупность тел, выделенных для исследования. Остальные тела, не включенные в состав системы, называют *окружающей средой*. Термодинамическая система имеет границы, разделяющие ее с окружающей средой. Причем эти границы могут быть материальными (оболочка) или абстрактными (условные поверхности).

Термодинамическая система, которая может обмениваться с окружающей средой веществом, называется *открытой*. *Закрытая система* не может обмениваться веществом с окружающей средой.

Термодинамическая система может также обмениваться с окружающей средой энергией. *Изолированной* называется система, лишенная возможности обмениваться энергией в виде теплоты или работы с окружающей средой. Теплоизолированной, или адиабатной, системой называется система, которая не может обмениваться со средой теплотой, но способна обмениваться механической работой. Механически изолированная система не способна обмениваться с окружающей средой механической работой, но может обмениваться теплотой.

Изменение состояния термодинамической системы в результате обмена энергией с окружающей средой называется *термодинамическим процессом*. Преобразование теплоты в механическую работу (или наоборот) в технических устройствах осуществляется при помощи вещества, способного воспринимать теплоту и совершать

работу. Такое вещество принято называть *рабочим телом*. Наиболее часто в качестве рабочих тел используются газы.

Для упрощения изучения термодинамических процессов часто используется понятие идеального газа. Под *идеальным* понимают газ, у которого отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, а сами молекулы бесконечно малы по объему (но имеют конечную массу).

Состояние термодинамической системы оценивается определенными физическими величинами. Физические величины, которые можно измерить известными способами, получили название *параметры состояния*. К параметрам состояния чаще всего относят температуру, давление, плотность.

Температура T является мерой нагрева рабочего тела и характеризует его внутреннюю энергию. За единицу температуры принимают градус, который имеет одинаковое значение в наиболее распространенных температурных шкалах Цельсия (С) и Кельвина (К). Температурная шкала Цельсия, в которой за ноль принимается температура таяния льда, получила распространение в быту и бытовых приборах. В температурной шкале Кельвина за ноль принимается температура, при которой полностью прекращается движение молекул. Температура, определенная в соответствии с этой шкалой, называется *абсолютной температурой*. Шкала Кельвина используется в термодинамических расчетах. Температура, измеренная по шкале Кельвина (T), и температура, измеренная по шкале Цельсия (t), связаны между собой следующим соотношением:

$$T = 273 + t.$$

Давление как физическая величина подробно рассмотрено в подразд. 1.2. Основной единицей его измерения в СИ является Па (паскаль). Давление может быть абсолютным, избыточным и вакуумным. Параметром термодинамического состояния является *абсолютное давление*.

Для оценки количества вещества может быть использована его *плотность ρ* (см. подразд. 1.3.1). Однако в термодинамике более широкое распространение получила величина, обратная плотности, — *удельный объем $w = 1/\rho = W/m$* . В СИ это объем W , который занимает рабочее тело (наиболее часто газ) массой $m = 1$ кг.

Отмеченные параметры состояния связаны между собой. Уравнения, выражающие зависимость между ними, называются *уравнениями состояния* термодинамической системы.

Широко известны уравнения состояния идеального газа. Наибольшее распространение из них получило уравнение Клапейрона. Одна из форм записи этого уравнения (для газа массой 1 кг) имеет следующий вид:

$$\frac{p w}{T} = R = \text{const.} \quad (8.1)$$

Из уравнения Клапейрона (8.1) могут быть получены другие уравнения состояния идеального газа. Так, при постоянной температуре T из (8.1) получаем уравнение Бойля — Мариотта ($pw = \text{const}$), при постоянном давлении p — уравнение Гей-Люссака ($w/T = \text{const}$) и при постоянном объеме — уравнение Шарля ($p/T = \text{const}$).

Уравнение Клапейрона может быть использовано и для расчета реальных химически однородных газов, которые в большинстве технических устройств ведут себя как идеальные. Поэтому результаты расчетов по (8.1) не дают значительных отклонений от опытных данных. Таким образом, для химически однородной термодинамической системы уравнение (8.1) однозначно определяет ее состояние, а так как (8.1) связывает три параметра (p , w , T), то, имея значения двух из них, третий параметр состояния можно найти.

Константа R , входящая в уравнение Клапейрона, называется удельной газовой постоянной. Она различна для разных газов, но для любого химически однородного газа может быть определена по формуле

$$R = R_{\mu} / \mu,$$

где μ — безразмерная величина, численно равная молекулярной массе данного газа; R_{μ} — константа, которая называется универсальной газовой постоянной и имеет значение 8314 Дж/(кг·К), одинаковое для всех газов.

На практике при расчетах приходится сталкиваться не с однородными газами, а с их смесями (воздух, продукты сгорания). В этом случае газовая постоянная смеси, состоящей из n газов, может быть определена по формуле

$$R = \frac{m_1}{m} R_1 + \frac{m_2}{m} R_2 + \dots + \frac{m_n}{m} R_n,$$

где m_1, m_2, \dots, m_n — массы газов, составляющих смесь; R_1, R_2, \dots, R_n — газовые постоянные компонентов, составляющих смесь; m — общая масса смеси газов ($m = m_1 + m_2 + \dots + m_n$).

Следует отметить, что расчеты для реальных газов по уравнению состояния идеального газа (8.1) не дают существенной погрешности в том случае, когда их давление невелико, а температура не очень низкая. При увеличении давления и уменьшении температуры погрешности расчетов растут. Эти погрешности вызваны тем, что молекулы реальных газов имеют конечные размеры и между ними существуют силы взаимодействия. Однако более точные уравнения состояния реальных газов ограничены в применении из-за их существенной сложности. Поэтому при проведении большинства технических расчетов используют уравнение (8.1) или зависимости, приведенные в подразд. 8.5.

8.2. Энергетические характеристики систем

Важнейшим понятием термодинамики является энергия. Это понятие неразрывно связано с понятием материи. Материя окружающего мира находится в постоянном движении и изменении. Движение материи может принимать различные формы: механическую, тепловую, электрическую и т.д., причем одни формы движения материи могут переходить в другие. Количественной мерой любой из форм этого движения является *энергия*, которая проявляется в разном виде (механическом, тепловом, электрическом и т.д.).

В термодинамике полную энергию системы E принято считать состоящей из кинетической (E_k) и потенциальной (E_p) энергий во внешних силовых полях и внутренней энергии (U):

$$E = E_k + E_p + U.$$

Кинетическая энергия системы E_k массой m и скоростью v определяется формулой $E_k = mv^2/2$. Кинетическая энергия имеет существенное значение при термодинамических расчетах потоков газов и жидкостей. В остальных случаях термодинамического анализа ею пренебрегают.

Потенциальной энергией E_p обладает любая механическая система вследствие своего положения в каком-то силовом поле (например, гравитационном поле Земли). Изменение потенциальной энергии системы ΔE_p равно работе, совершаемой для ее перемещения из одной точки силового поля в другую. В подавляющем большинстве термодинамических расчетов этой величиной пренебрегают, так как для них изменение ΔE_p мало.

Внутренняя энергия термодинамической системы U состоит из энергии движения молекул, энергий молекулярного, внутриатомного и других взаимодействий. В общем случае при термодинамическом анализе внутреннюю энергию не разделяют на составляющие части, а считают, что она является *функцией состояния*, т.е. определяет внутреннее состояние системы и зависит от параметров состояния. Экспериментальные исследования свойств газов показали, что внутренняя энергия идеального газа зависит только от его температуры и не зависит от давления газа и занимаемого им объема.

Так как внутренняя энергия определяется только состоянием системы, то ее изменение не зависит от характера термодинамического процесса, а определяется лишь начальным и конечным значениями этого состояния. При расчетах нет необходимости определять начальные и конечные значения внутренней энергии, а важно находить только изменение этой величины ΔU . Таким образом, в термодинамике одной из наиболее важных энергетических

характеристик системы является изменение ее внутренней энергии ΔU .

В некоторых случаях термодинамического анализа удобнее использовать удельную внутреннюю энергию, т.е. энергию, отнесенную к единице массы вещества: $u = U/m$.

Единицей измерения энергии в СИ является Дж (джоуль). Он равен механической работе, которую совершает сила в 1 ньютон на пути в 1 метр ($1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Единицей измерения удельной внутренней энергии является Дж/кг.

Передача энергии от одного тела к другому может происходить различными путями, наиболее известны из которых — работа и обмен теплотой.

Механическую работу L как форму передачи энергии можно проиллюстрировать на следующем примере. Пусть в цилиндре (рис. 8.1) находится газ под избыточным давлением p и установлен поршень площадью $S_{\text{п}}$ с нагрузкой на штоке от пружины $F_{\text{пр}}$. Поршень находится под действием перепада давления, численно равного p , так как слева на него действует избыточное давление p , а справа оно равняется нулю. Если $pS > F_{\text{пр}}$, то поршень сдвинется вправо на Δx , т.е. будет совершена работа. Давление газа в цилиндре снизится, а пружина дополнительно сожмется. Таким образом, энергия газа уменьшится, а энергия пружины увеличится, т.е. она будет частично передана с помощью механической работы от газа пружине.

Определение работы затрудняется тем, что давление p в цилиндре снижается по мере увеличения объема W (продвижение поршня вправо). Это иллюстрирует график на рис. 8.2. Графически общее количество работы при изменении объема от W_1 до W_2 выражается площадью фигуры $EABF$. Для определения работы (площади $EABF$ на рис. 8.2) воспользуемся методами высшей математики. Будем считать, что за бесконечно малый промежуток време-

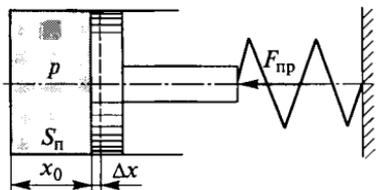


Рис. 8.1. Схема передачи энергии при помощи механической работы

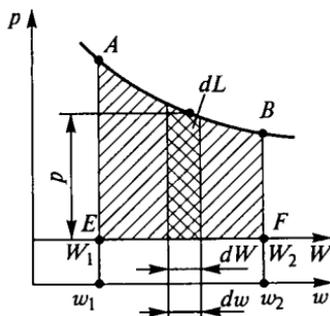


Рис. 8.2. График для определения механической работы

ни поршень сдвигается на бесконечно малое расстояние dx , объем изменяется на $dW = S_n dx$, а давление в цилиндре остается постоянным. Тогда работу, совершенную за это время, найдем по формуле

$$dL = pS_n dx = p dW = m p dw, \quad (8.2)$$

где m — масса газа в цилиндре; dw — изменение удельного объема газа ($dw = dW/m$).

Величина dL на рис. 8.2 определяется площадью, выделенной сетчатой штриховкой. Общую работу на участке изменения давления от точки A до B (см. рис. 8.2) найдем с помощью интегрирования этого выражения:

$$L = m \int_{w_1}^{w_2} p dw.$$

График, приведенный на рис. 8.2, принято называть p - w -диаграммой.

В термодинамике используется также понятие удельная механическая работа (как в случае с внутренней энергией), т. е. работа, отнесенная к единице массы вещества, $l = L/m$. В соответствии с другими формами движения энергии могут быть и другие виды работы: электрическая, химическая и т. д.

Единицей измерения работы в СИ также является Дж (джоуль), а единицей измерения удельной работы — Дж/кг.

Другой формой передачи энергии является теплообмен, а количество энергии, переданное таким способом, называется *количеством теплоты* Q , или *теплотой*. Теплообмен не связан с изменением положения тел термодинамической системы, а состоит в непосредственной передаче энергии молекулами одного тела молекулам другого. Это обеспечивается в результате неупорядоченных соударений молекул, атомов и других частиц в месте контакта тел.

Для количественной оценки теплоты целесообразно провести аналогию с другим способом передачи энергии — работой. Работа dL в ранее рассмотренном примере была проведена под действием перепада давления p и равнялась согласно (8.2) произведению p и dW . Причем наличие перепада давления p являлось причиной, которая вызвала работу, а изменение объема dW подтвердило «факт совершения работы», т. е. явилось следствием совершения работы.

При передаче энергии тепловым путем необходимым условием теплопередачи является перепад температур T . Это причина, которая может вызвать теплообмен. Следствием совершения теплообмена (передачи теплоты) является изменение физической величины, которая получила название *энтропия* S . Тогда по аналогии с (8.2) теплота, переданная за бесконечно малый промежуток времени, может быть вычислена по формуле

$$dQ_t = TdS, \quad (8.3)$$

где dS — бесконечно малое изменение энтропии системы.

Таким образом, энтропией называется физическая величина, которая изменяется в процессе теплообмена. Энтропия — это функция состояния термодинамической системы. Главная трудность в понимании физического смысла энтропии состоит в том, что ее нельзя измерить, а можно только вычислить ее изменение. Из (8.3) получим формулу для вычисления изменения энтропии dS при передаче бесконечно малого количества теплоты dQ_t :

$$dS = dQ_t/T.$$

При передаче конечной величины теплоты ΔQ_t изменение энтропии ΔS определится по формуле

$$\Delta S = \Delta Q_t/T.$$

Единицей измерения энтропии является Дж/К или кал/К.

Для определения теплоты в термодинамическом процессе рассмотрим изменение температуры системы при изменении энтропии, т.е. $T = f(S)$ (рис. 8.3).

Пусть в ходе процесса температура системы изменилась от T_1 до T_2 (точки C и D). Тогда значение теплоты графически выражается площадью $GCDH$. Для определения теплоты Q_t (площади $GCDH$ на рис. 8.3) воспользуемся тем же методом, что и при вычислении работы. Будем считать, что при бесконечно малом изменении энтропии dS произойдет передача теплоты dQ_t , которая определится по формуле (8.3). Эта величина выделена на рис. 8.3 сетчатой штриховкой. Полную теплоту при изменении энтропии от S_1 до S_2 найдем с помощью интегрирования:

$$Q_t = \int_{S_1}^{S_2} TdS.$$

График, приведенный на рис. 8.3, принято называть TS -диаграммой.

Единицей измерения количества теплоты в СИ также является Дж (джоуль). Однако до сих пор иногда используется устаревшая единица измерения теплоты — калория (кал).

При переводе единиц теплоты могут быть использованы соотношения: $1 \text{ кал} = 4,19 \text{ Дж}$ или $1 \text{ Дж} = 0,239 \text{ кал}$. Единицы измерения удельной теплоты: Дж/кг или кал/кг.

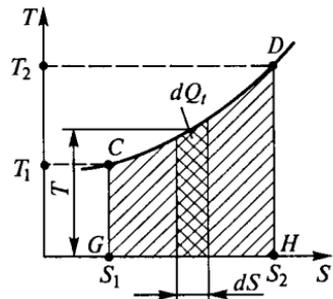


Рис. 8.3. График для определения теплоты

Из изложенного следует, что теплообмен и работа являются формами обмена энергии, а их количество представляет собой энергию, передаваемую в процессе энергообмена.

Одной из энергетических характеристик, широко используемой в термодинамическом анализе, является *энтальпия*. Энтальпия H — это величина, равная сумме внутренней энергии термодинамической системы и произведения давления p и ее объема W :

$$H = U + pW. \quad (8.4)$$

Наиболее часто эта величина применяется при анализе термодинамических систем, использующих в качестве рабочего тела газ. Например, энтальпия газа, заключенного в цилиндре (см. рис. 8.1), может быть вычислена по формуле

$$H = U + pS_{\pi}x_0.$$

Анализ последней зависимости позволяет сделать вывод, что второе слагаемое является потенциальной энергией сжатого газа. При его расширении эта энергия может быть реализована для совершения работы. Из этого следует, что энтальпия представляет собой сумму внутренней энергии рабочего тела и его потенциальной энергии, которой оно обладает вследствие сжатия.

Энтальпия H определяется величинами U , p и W , значения которых индивидуальны для каждого состояния термодинамической системы. Поэтому энтальпия также имеет определенное и единственное значение для каждого состояния системы, т. е. является функцией ее состояния.

В термодинамике часто используется также удельная энтальпия:

$$h = \frac{H}{m} = \frac{U + pW}{m} = u + pw.$$

Размерностью энтальпии, как и других энергетических параметров, в СИ является Дж (джоуль), а удельной энтальпии — Дж/кг.

Таким образом, внутренняя энергия и энтальпия термодинамической системы представляют собой функции ее состояния, а работа и теплообмен являются формами обмена энергии.

8.3. Теплоемкость

Для определения количества теплоты в термодинамических расчетах широко используется понятие *теплоемкости*. Под теплоемкостью c вещества в большинстве случаев понимают количество теплоты, поглощенное телом при нагревании его на один градус.

На практике используют удельные теплоемкости, т. е. теплоемкости единицы количества вещества. Различают массовую, объемную и мольную теплоемкости. Наибольшее распространение полу-

чила массовая теплоемкость, под которой понимают теплоемкость вещества единичной массы. При массе вещества m его массовая теплоемкость определяется по формуле

$$c = \frac{1}{m} \frac{\Delta Q_t}{\Delta T}, \quad (8.5)$$

где ΔQ_t — количество теплоты, подведенной к веществу; ΔT — изменение температуры вещества.

Единицей измерения удельной массовой теплоемкости в СИ является Дж/(кг·К).

Следует отметить, что теплоемкость вещества зависит от условий его нагрева. Это объясняется тем, что при нагреве тела может совершаться и какая-то работа. Тогда часть подведенной теплоты будет потрачена на эту работу. В таком случае теплоемкость данного вещества окажется меньше.

В машиностроении используются процессы, в которых нагрев или охлаждение рабочего тела (газа) осуществляется без изменения давления p . Такую теплоемкость в дальнейшем будем обозначать c_p (удельная теплоемкость при постоянном давлении). Не менее важной является теплоемкость вещества (газа), полученная при теплообмене, в процессе которого его объем остается постоянным. Такую теплоемкость в дальнейшем будем обозначать c_v (удельная теплоемкость при постоянном объеме).

Теплоемкости c_p и c_v связаны между собой. Для идеального газа зависимость между ними устанавливает известная из физики формула Майера

$$c_p - c_v = R,$$

где R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К)

Следует отметить, что при термодинамических расчетах некоторых технических устройств крайне важным является отношение удельных теплоемкостей c_p и c_v , которое получило название *показатель адиабаты*:

$$k = c_p / c_v. \quad (8.6)$$

Из совместного решения формулы Майера и (8.6) можно получить связь между удельными теплоемкостями c_p и c_v , показателем адиабаты k и удельной газовой постоянной R :

$$c_p = \frac{k}{k-1} R \quad \text{и} \quad c_v = \frac{1}{k-1} R.$$

Практика показала, что теплоемкость может весьма существенно зависеть от температуры (рис. 8.4). Поэтому истинная теплоемкость может быть определена по формуле (8.5) при бесконечно малом изменении температуры (практически при $T = \text{const}$). Однако для расчетов реальных процессов, которые происходят при пе-

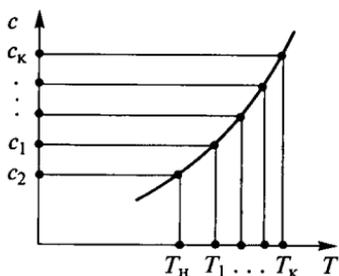


Рис. 8.4. Зависимость теплоемкости от температуры

репадах температур (от начальной T_n до конечной T_k), удобнее использовать конечные изменения температуры ΔT и теплоты ΔQ_r . В этом случае теплота может быть определена по формуле

$$\Delta Q_r = cm\Delta T = cm(T_n - T_k),$$

где c — расчетная удельная массовая теплоемкость в интервале температур от T_n до T_k .

Для определения расчетной теплоемкости следует воспользоваться таблицей, в которой приведены теплоемкости данного вещества при различных температурах (T_1, T_2, \dots, T_n), и найти ее среднее значение. Данные по теплоемкости можно получить в любом справочнике по термодинамике.

При проведении практических термодинамических расчетов часто приходится сталкиваться со смесями газов. Для определения удельной теплоемкости смеси следует предварительно определить удельную теплоемкость c_1, c_2, \dots, c_n каждого из газов, составляющих эту смесь. Формулу для вычисления теплоемкостей газовых смесей получают при допущении, что теплота, расходуемая на нагрев смеси, равна сумме теплоты, затраченной на нагрев каждого из газов смеси. Тогда массовая теплоемкость газовой смеси может быть вычислена по формуле

$$c = \frac{m_1}{m} c_1 + \frac{m_2}{m} c_2 + \dots + \frac{m_n}{m} c_n,$$

где m_1, m_2, \dots, m_n — массы газов, составляющих смесь, а m — общая масса газовой смеси.

8.4. Первый закон термодинамики

В процессе развития науки были найдены количественные соотношения между различными видами энергии. Эти соотношения получили название эквивалентов. На основе эквивалентности различных форм энергии был сформирован (к середине XIX в.) закон сохранения и превращения энергии: энергия не возникает из ничего и не исчезает бесследно.

Закон сохранения и превращения энергии, приведенный к форме, удобной для термодинамического анализа, носит название *первого закона (первого начала) термодинамики*.

Для получения математической зависимости первого закона термодинамики рассмотрим закрытую систему, которая может

обмениваться с окружающей средой теплотой и механической работой. Пусть к этой системе за какой-то период времени подведена теплота Q_t и за тот же период времени она совершила работу L . Внутренняя энергия системы за счет этого изменится на ΔU . Тогда на основании закона сохранения и превращения энергии получим математическую запись первого закона термодинамики:

$$\Delta U = Q_t - L. \quad (8.7)$$

В термодинамике принято считать теплоту, подведенную к системе, т. е. увеличивающую ее внутреннюю энергию, положительной. Работу, выполненную термодинамической системой, т. е. уменьшающую ее внутреннюю энергию, также считают положительной.

Итак, зависимость (8.7) позволяет сформулировать первый закон термодинамики следующим образом: изменение внутренней энергии термодинамической системы равно разности между подведенной к ней теплотой и работой, совершенной этой системой.

Формулировка первого закона термодинамики равнозначна утверждению, что вечный двигатель первого рода не возможен. Под таким двигателем понимают машину, которая совершает работу без подвода к ней энергии.

Из первого закона термодинамики могут быть получены три частных случая. Если термодинамическая система заключена в абсолютно жесткую (механическая работа невозможна) и адиабатную (непроницаемую для теплоты) оболочку, то $\Delta U = 0$, т. е. внутренняя энергия системы постоянна. Если термодинамическая система заключена в абсолютно жесткую оболочку, но возможен теплообмен с внешней средой, то $\Delta U = Q_t$, т. е. ее внутренняя энергия возрастает на значение подведенной теплоты. Если термодинамическая система находится в теплоизолирующей, но деформируемой оболочке (возможна механическая работа), то $\Delta U = -L$, т. е. ее внутренняя энергия уменьшается на величину работы, совершаемой этой системой.

До сих пор первый закон термодинамики рассматривался применительно к закрытым системам. В открытой термодинамической системе изменение ее внутренней энергии дополнительно связано с обменом веществом.

Рассмотрим открытую термодинамическую систему (рис. 8.5), ограниченную поверхностью $ABCD$, через которую осуществляется обмен теплотой Q_t и работой L с окружающей средой. Кроме того, через поверхность AD проис-

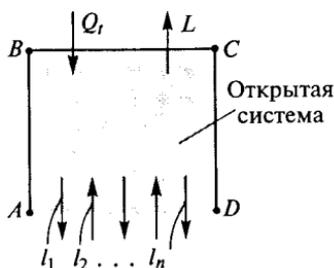


Рис. 8.5. Схема открытой термодинамической системы

ходит обмен веществом (несколькими потоками), причем часть этих потоков поступает в открытую систему, а часть — покидает ее. Каждый из этих потоков за определенный промежуток времени переносит через поверхность AD вещество объемом W_j , которое находится под давлением p_j (j — номер потока). Будем считать, что при переносе вещества давление p_j в объеме W_j не меняется, а перенесенная вместе с ним внутренняя энергия равна U_j . Таким образом, каждый поток приносит в открытую систему или уносит из нее энтальпию (8.4):

$$H_j = U_j + p_j W_j.$$

Тогда для рассматриваемого случая первый закон термодинамики будет иметь следующую математическую запись:

$$\Delta U = Q_t - L + (H_1 + H_2 + \dots + H_n),$$

где H_1, H_2, \dots, H_n — энтальпии каждого потока вещества (для потоков, поступающих в систему, принимают $H > 0$, а для потоков, покидающих систему, принимают $H < 0$).

Таким образом, уравнение первого закона термодинамики для открытой системы, кроме обмена теплотой и работой с окружающей средой, учитывает энтальпии, принесенные в систему и унесенные из нее потоками вещества.

8.5. Термодинамические процессы

Рассмотрим термодинамическую систему, находящуюся в равновесном состоянии, т. е. в положении, когда температура T , давление p и удельный объем w одинаковы во всех ее точках. Термодинамическая система, например некоторый объем газа, может находиться в равновесии, если между ней и окружающей средой отсутствует обмен энергией (в форме работы или теплообмена). При появлении энергообмена между данным объемом газа и окружающей средой параметры его состояния (T , p и w) начинают меняться, т. е. начинается термодинамический процесс. Поэтому под термодинамическим процессом понимают изменение состояния термодинамической системы в результате обмена энергией с окружающей средой.

Необходимым условием этого процесса является наличие разности температур или разности давлений между объемом газа и окружающей средой. В первом случае появляется возможность теплообмена, а во втором — совершения механической работы (сжатия или расширения газа).

Процессы, проходящие при бесконечно малых перепадах давлений или температур, протекают бесконечно медленно. При этом во

всех точках термодинамической системы (например, в замкнутом объеме) параметры состояния (T , p , w) в любой момент времени одинаковы, т. е. в любой момент времени система равновесна. Вследствие этого такие процессы называют *равновесными*. Равновесные процессы могут протекать и в обратном направлении, т. е. носят обратимый характер. Поэтому их также называют обратимыми.

Процессы, проходящие при значительных перепадах параметров состояния, имеют необратимый характер, т. е. не могут протекать в обратном направлении. Такие процессы, проходящие при значительных разностях давлений или температур, называются *неравновесными* или *необратимыми*.

Следует отметить, что равновесные процессы являются чисто теоретическими. Реальные процессы в большей или меньшей степени всегда неравновесны (необратимы), так как для обратного протекания любого реального процесса необходимо дополнительно затратить энергию извне.

Рассмотрим термодинамический процесс с позиции первого закона термодинамики. Одна из математических форм записи этого закона термодинамики (8.7) для закрытой системы показывает, что теплота Q , подведенная к системе (к объему газа), затрачивается на повышение внутренней энергии рабочего тела этой системы (газа) ΔU и совершение работы L . В общем случае при изучении реальных процессов не известны доли тепла, затраченные на изменение внутренней энергии ΔU и совершение работы L . Это крайне затрудняет термодинамический анализ реальных процессов.

Для устранения отмеченного затруднения будем считать, что в данном реальном процессе на изменение внутренней энергии ΔU тратится часть подведенной теплоты Q , которую обозначим

$$\varphi = \Delta U / Q.$$

Из последней формулы найдем приращение внутренней энергии системы:

$$\Delta U = \varphi Q. \quad (8.8)$$

Из уравнения (8.7) следует, что на совершение работы будет потрачена оставшаяся часть теплоты:

$$L = (1 - \varphi)Q.$$

Процессы, протекающие при постоянной пропорции, разделяющей теплоту между внутренней энергией и работой, т. е. при $\varphi = \text{const}$, называют *политропическими* (или *политропными*). При этом в качестве критерия «политропности» процесса используется показатель политропы, определяемый по формуле

$$n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n}, \quad (8.9)$$

где c_p и c_v — удельная теплоемкость соответственно при постоянном давлении и постоянном объеме; c_n — удельная теплоемкость того же вещества в текущем (произвольном) процессе, имеющем показатель политропы n .

Введение показателя политропы n позволяет на основе первого закона термодинамики (8.7) и уравнения Клапейрона (8.1) после математических преобразований получить следующую зависимость для идеального газа:

$$pw^n = \text{const}, \quad \text{или} \quad p_1 w_1^n = p_2 w_2^n. \quad (8.10)$$

Уравнение (8.10) связывает давление p_1 и удельный объем w_1 в начале термодинамического процесса с аналогичными величинами (p_2 и w_2) в конце него.

С использованием тех же уравнений можно получить связь этих параметров (w_1 , w_2 или p_1 , p_2) с температурами в начале T_1 и в конце T_2 процесса

$$T w^{n-1} = \text{const}, \quad \text{или} \quad T_1 w_1^{n-1} = T_2 w_2^{n-1}, \quad (8.11)$$

или

$$\frac{1}{T} p^{\frac{n-1}{n}} = \text{const}, \quad \text{или} \quad \frac{1}{T_1} p_1^{\frac{n-1}{n}} = \frac{1}{T_2} p_2^{\frac{n-1}{n}}. \quad (8.12)$$

Зависимости (8.10)...(8.12) позволяют рассчитывать термодинамические процессы идеальных газов при известном показателе политропы n .

Показатель политропы n удобен для практических расчетов, но имеет сложный физический смысл. Однако его можно связать математической зависимостью с величиной φ . Для этого из (8.9) с учетом (8.6) получим

$$c_n = c_v \frac{k - n}{1 - n}. \quad (8.13)$$

Далее рассмотрим случай, когда термодинамический процесс происходит без совершения полезной работы, т.е. $L = 0$, $w = \text{const}$ и $c = c_v$. В соответствии с первым законом термодинамики (8.7) и формулой (8.5) запишем

$$\Delta U = Q_t = c_v m \Delta T.$$

Для процесса, протекающего при произвольном показателе политропы n , но при том же значении перепада температур ΔT , в соответствии с (8.5) получим

$$Q_t = c_n m \Delta T.$$

Далее подставим выражения для ΔU и Q_t в уравнение (8.8) и решим его относительно удельной теплоемкости в процессе с произвольным показателем политропы n :

$$c_n = c_v / \varphi.$$

Приравняв правые части последней формулы и уравнения (8.13), получим

$$\varphi = \frac{1-n}{k-n} \quad \text{или} \quad n = \frac{1-\varphi k}{1-\varphi}. \quad (8.14)$$

Зависимости (8.14) определяют связь между показателем политропы n и долей теплоты φ , использованной для изменения внутренней энергии газа (показатель k для данного газа — константа). Таким образом, показатель политропы n однозначно определяется условиями термодинамического процесса, т.е. долей теплоты φ , затраченной на изменение внутренней энергии.

Введение показателя политропы n значительно упрощает вычисление различных физических параметров. Так, если в (8.2) подставить зависимость (8.14), то после интегрирования получим формулу для вычисления работы:

$$L = \frac{m}{n-1} (p_1 w_1 - p_2 w_2).$$

Эту формулу с учетом уравнения (8.1) можно привести к виду

$$L = \frac{mR}{n-1} (T_1 - T_2).$$

Из уравнения (8.5) с учетом зависимости (8.13) получим формулу для вычисления количества теплоты:

$$Q_t = c_v m \frac{k-n}{1-n} (T_1 - T_2).$$

Учитывая важность введенных параметров φ и n , проведем анализ применения формул (8.10) ... (8.12) для процессов, при которых происходит теплообмен между термодинамической системой и окружающей средой.

Анализ процессов целесообразно начать с $\varphi = 0$, т.е. когда подведенная теплота не расходуется на изменение внутренней энер-

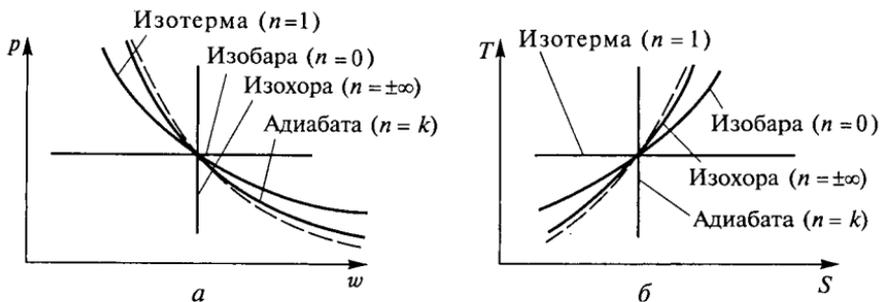


Рис. 8.6. Линии термодинамических процессов:
 a — p - w -диаграмма; b — T - S -диаграмма

гии. В этом случае показатель политропы $n = 1$, а зависимости (8.11) и (8.12) становятся равенствами $T_1 = T_2$, т.е. процесс происходит при постоянной температуре и называется *изотермическим* (или *изотермным*). Зависимость (8.10) превращается в закон Бойля—Мариотта ($p w = \text{const}$). Линии изотермического процесса (изотермы) нанесены на рис. 8.6. В координатах $p-w$ изотерма представляет собой гиперболу (см. рис. 8.6, a), а в координатах $T-S$ — горизонтальную прямую (см. рис. 8.6, b).

При увеличении φ начинается изменение внутренней энергии системы и ее температуры. При достижении $\varphi = 1/k$ показатель политропы в соответствии с (8.14) становится равным нулю ($n = 0$). Тогда зависимости (8.10) и (8.12) принимают вид $p_1 = p_2$, т.е. процесс проходит при постоянном давлении и называется *изобарическим* (или *изобарным*). Зависимость (8.11) преобразуется в закон Гей-Люссака ($T/w = \text{const}$). Линия изобарического процесса (изобара) на p - w -диаграмме является горизонтальной прямой (см. рис. 8.6, a), а на T - S -диаграмме — возрастающей криволинейной зависимостью (см. рис. 8.6, b).

При определенных условиях вся теплота может расходоваться на увеличение внутренней энергии системы. Тогда $\varphi = 1$ и согласно (8.14) $n = \pm\infty$. Для данного процесса удобно из зависимости (8.10) извлечь корень степени n . В результате получим

$$p_1^{\frac{1}{n}} w_1 = p_2^{\frac{1}{n}} w_2.$$

При $n = +\infty$ и $n = -\infty$ показатель степени $1/n = 0$, величина $p^0 = 1$, а $w_1 = w_2$. Следовательно, процесс проходит при постоянном объеме и называется *изохорическим* (или *изохорным*). Аналогичный результат дает анализ зависимости (8.11), но при ее преобразовании следует использовать корень степени $n - 1$. Тогда показатель степени в зависимости (8.12) принимает значение, равное единице, а сама зависимость преобразуется в закон Шарля ($p/T = \text{const}$). Линия изохорического процесса (изохора) на p - w -диаграмме

представляет собой вертикальную прямую (см. рис. 8.6, *а*), а на TS -диаграмме — возрастающую зависимость с резким нарастанием температуры T (см. рис. 8.6, *б*).

Последним проанализируем *адиабатический* (или *адиабатный*) процесс. Он протекает без теплообмена с окружающей средой. При адиабатическом процессе показатель политропы n равен показателю адиабаты k , а для расчетов используются формулы (8.10) ... (8.12) при $n = k$. Линия адиабатического процесса (адиабата) на $p\omega$ -диаграмме (см. рис. 8.6, *а*) представляет собой криволинейную зависимость со значительным изменением давления, а на TS -диаграмме — вертикальную прямую (см. рис. 8.6, *б*).

8.6. Термодинамические циклы

Под термодинамическим циклом (или круговым процессом) будем понимать процесс, при котором термодинамическая система, выйдя из первоначального состояния, после некоторых изменений параметров снова возвращается в это состояние. Так как система в конце цикла возвращается в свое первоначальное состояние, то все ее параметры (p , ω , T , S) также принимают начальные значения. Тогда кривые, отображающие этот процесс на $p\omega$ - и TS -диаграммах, имеют вид замкнутых линий (рис. 8.7).

Как было отмечено выше, внутренняя энергия термодинамической системы определяется параметрами ее состояния. Поэтому в начале и конце цикла ее внутренняя энергия одинакова, т. е. за цикл приращение внутренней энергии $\Delta U = 0$. Тогда на основании первого закона термодинамики (8.7) запишем

$$Q_t = L,$$

т. е. работа, совершенная системой за цикл, равна количеству теплоты, полученной ею за то же время.

Рассмотрим $p\omega$ -диаграмму цикла, изображенную на рис. 8.7, *а*. Пусть начальным положением цикла является точка A , а цикл протекает в направлении движения часовой стрелки, т. е. $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ и т. д. Тогда на участке кривой ABC работа положительна, так как объем системы увеличивается. Эта работа определяется (см. подразд. 8.2) площадью $EABCF$, т. е. $L_1 = k_L S_{EABCF}$ (k_L — коэффициент пропорциональности). На участке кривой CDA работа отрицательна (объем системы уменьшается), и ее значение определяется площадью $EADCF$, т. е. $L_2 = k_L S_{EADCF}$. За время цикла всю работу, совершенную системой, найдем из разности отмеченных ранее площадей:

$$L = L_1 - L_2 = k_L (S_{EABCF} - S_{EADCF}) = k_L S_{ABCD}.$$

Так как $S_{EABCF} > S_{EADCF}$, то работа, совершенная за цикл, положительна.

Аналогичным способом, но с использованием TS -диаграммы (см. рис. 8.7, б) найдем теплоту при движении по замкнутому контуру $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ и т.д. На участке цикла BCD к рабочему телу подводится теплота Q_{11} . Ее значение определяется площадью $GBCDH$, т.е. $Q_{11} = k_Q S_{GBCDH}$ (k_Q — коэффициент пропорциональности). На участке DAB от рабочего тела отводится теплота, и ее значение определяется площадью $GBADH$, т.е. $Q_{12} = k_Q S_{GBADH}$. Тогда общую подведенную теплоту за цикл найдем по формуле

$$Q_i = Q_{11} - Q_{12} = k_Q (S_{GBCDH} - S_{GBADH}) = k_Q S_{ABCD}.$$

Так как $S_{GBCDH} > S_{GBADH}$, то теплота будет иметь положительное значение, т.е. она подводится к системе.

В рассмотренном примере за время цикла термодинамическая система получает теплоту и совершает механическую работу. Такой цикл называется прямым, т.е. в прямом термодинамическом цикле происходит преобразование теплоты, подведенной к системе, в механическую работу. Примером устройства, использующего прямой цикл на практике, является двигатель внутреннего сгорания.

Если повторить проведенный анализ диаграмм на рис. 8.7 в обратном направлении ($A \rightarrow D \rightarrow C \rightarrow B \rightarrow A$, т.е. против часовой стрелки), то в результате получим отрицательную работу и отрицательную теплоту, т.е. в такой термодинамической системе работа будет затрачена на охлаждение рабочего тела (отвод теплоты). Такие циклы называют *обратными*. Примером устройства, использующего обратный цикл на практике, является холодильная установка.

В рассмотренном прямом цикле к рабочему телу подводилась теплота Q_{11} . Но она не полностью была потрачена на выполнение работы. Часть ее в виде теплоты Q_{12} затем была отведена без совер-

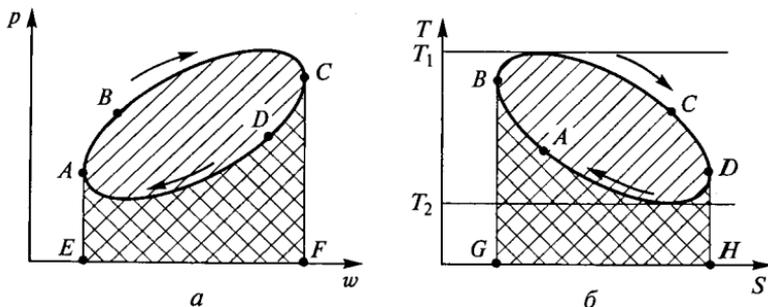


Рис. 8.7. Изображение термодинамического цикла:

а — p - w -диаграмма; б — TS -диаграмма

шения работы. Эффективность превращения теплоты в работу оценивается термическим КПД цикла η_t :

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{t1}} = \frac{Q_t}{Q_{t1}} = \frac{Q_{t1} - Q_{t2}}{Q_{t1}} = 1 - \frac{Q_{t2}}{Q_{t1}}. \quad (8.15)$$

С учетом того, что $Q_{t1} = k_Q S_{GBCDH}$ и $Q_{t2} = k_Q S_{GBADH}$, термический КПД можно выразить через площади TS -диаграммы:

$$\eta_t = 1 - \frac{S_{GBADH}}{S_{GBCDH}}. \quad (8.16)$$

Из (8.16) следует, что уменьшение площади S_{GBADH} или увеличение площади S_{GBCDH} влечет за собой увеличение термического КПД η_t , а при $S_{GBADH} = 0$ или $S_{GBCDH} = \infty$, $\eta_t = 1$ что в реальных процессах недостижимо.

Проведем анализ формулы (8.16) с целью создания идеального цикла, т. е. цикла с максимальным значением термического КПД η_t . В качестве примера рассмотрим цикл, в котором теплота от источника теплоты с температурой T_1 передается ее потребителю, имеющему более низкую температуру T_2 .

В соответствии с формулой (8.16) для обеспечения наибольшего η_t необходимо максимально уменьшить площадь S_{GBADH} и увеличить S_{GBCDH} (см. рис. 8.7, б) при заданных значениях температур $T_{\max} = T_1$ и $T_{\min} = T_2$.

Учитывая, что условиями работы рассматриваемого цикла определено максимальное значение температуры T_1 , то максимум S_{GBCDH} будет, если линию BCD (см. рис. 8.7, б) вытянуть в горизонтальную прямую при $T = T_1$. Это сделано на рис. 8.8, б (линия BC). Условиями работы рассматриваемого цикла определено минимальное значение температуры T_2 . При этом условии минимум площади S_{GBADH} будет, если линию BAD (см. рис. 8.7, б) также вытянуть в горизонтальную прямую при $T = T_2$. Это сделано на рис. 8.8, б (линия AD). Очевидно, что для обеспечения максимума S_{GBCDH} и минимума S_{GBADH} точки A и B , а также C и D следует соединить вертикальными прямыми.

Такой цикл был предложен французским ученым С. Карно и носит название цикла Карно. Как видим, цикл, обеспечивающий максимум термического КПД при заданном перепаде температур (цикл Карно), образован двумя изотермами (BC и DA) и двумя адиабатами (AB и CD). На рис. 8.8, а приведен тот же цикл Карно в координатах $p - w$.

Реализация цикла Карно может быть обеспечена следующим образом. Устройство, рабочим телом которого является газ с начальной температурой T_1 , на первом этапе получает теплоту Q_{t1} от источника теплоты. В процессе получения теплоты температура газа

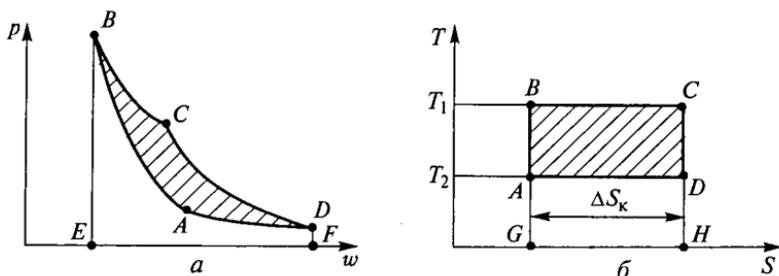


Рис. 8.8. Изображение термодинамического цикла Карно:

a — *p**w*-диаграмма; *б* — *TS*-диаграмма

остается постоянной T_1 , а энтропия увеличивается на ΔS_k (линия *BC* на рис. 8.8, *б*). При этом газ расширяется (увеличивается его объем), а его давление падает (линия *BC* на рис. 8.8, *а*). Таким образом, газ совершает положительную работу.

На втором этапе теплообмен отсутствует. Температура рабочего газа падает с T_1 до T_2 , а энтропия остается неизменной (линия *CD* на рис. 8.8, *б*). При этом объем продолжает расти, а давление падает более интенсивно, чем на первом этапе (линия *CD* на рис. 8.8, *а*), т. е. газ вновь совершает работу.

На третьем этапе происходит передача части ранее полученной теплоты Q_{12} от рабочего тела (газа) потребителю. В процессе передачи теплоты температура газа остается постоянной T_2 , а энтропия падает на величину ΔS_k (линия *DA* на рис. 8.8, *б*). При этом объем газа уменьшается, а его давление растет (линия *DA* на рис. 8.8, *а*), т. е. на третьем этапе работа газа имеет противоположный знак по сравнению с таковым на первом и втором этапах.

На последнем (четвертом) этапе теплообмен вновь отсутствует, температура газа растет с T_2 до T_1 , а энтропия не меняется (линия *AB* на рис. 8.8, *б*). При этом объем газа еще более уменьшается (линия *AB* на рис. 8.8, *а*), т. е. газ совершает работу того же знака, что и на третьем этапе.

Отметим, что цикл Карно можно осуществить только при наличии посредника (рабочего тела) между источником теплоты и его потребителем, так как источник и потребитель имеют постоянные, но разные температуры (T_1 , T_2) и из-за этого процесс между ними без посредника не может замкнуться.

При передаче теплоты от ее источника к рабочему телу температура у них одинакова T_1 , а теплообмен возможен только при разности температур. Значит, разность их температур была бесконечно мала.

Аналогичный процесс при температуре T_2 и бесконечно малой разности температур происходит в ходе теплообмена между рабочим телом и потребителем теплоты. Следовательно, цикл Карно

является равновесным, так как процессы в этом цикле протекают при бесконечно малых перепадах температур.

Для оценки термического КПД цикла Карно вычислим в соответствии с рис. 8.8, б величины $Q_{11} = k_Q T_1 \Delta S_k$ и $Q_{12} = k_Q T_2 \Delta S_k$. Подставим эти выражения для Q_{11} и Q_{12} в (8.15) и после преобразования получим формулу для определения термического КПД цикла Карно:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Анализ полученной формулы позволяет сформулировать теорему Карно: термический КПД цикла с источником и приемником теплоты не зависит от свойств рабочего тела, участвующего в термодинамическом процессе, а определяется только температурами источника и приемника теплоты.

8.7. Второй закон термодинамики

В подразд. 8.6 было отмечено, что цикл Карно является процессом равновесным. Кроме того, было показано, что при расширении газа (линии BCD на рис. 8.8) энтропия системы вырастает на ΔS_k , а при его сжатии энтропия уменьшается на то же значение. Поэтому на примере цикла Карно можно сделать вывод, что общее изменение энтропии в равновесном круговом процессе равняется нулю, т. е.

$$\Delta S_k = 0.$$

Практика показывает, что реальные термодинамические процессы являются процессами неравновесными, т. е. они сопровождаются изменениями, которые не могут произойти в обратном направлении.

Так, в изолированных системах реальные термодинамические процессы всегда направлены на установление равновесия, и если в системе существует разность давлений или температур, то процесс будет направлен на устранение этой разности. Такой процесс всегда является необратимым, так как протекает до выравнивания параметров, вызвавших его.

Кроме того, передача энергии в реальном процессе всегда сопровождается ее частичной потерей. Например, при совершении механической работы часть ее неизбежно превращается в теплоту. Действительно, невозможно создать машину, в которой отсутствует трение. Трение вызывает нагрев трущихся тел. Выделившаяся теплота рассеивается в окружающей среде.

В изолированной системе, состоящей из двух тел и посредника, также неизбежны потери энергии. Например, даже в цикле Карно, который является равновесным процессом, имеет место механическая работа, а присутствие работы в реальном устройстве неизбежно вызовет трение и потери энергии.

Таким образом, любой реальный процесс является неравновесным и в той или иной степени сопровождается потерями энергии.

Как было показано в подразд. 8.4, первый закон термодинамики устанавливает связь между различными формами энергии и изучает их взаимные превращения. Но он не рассматривает условия, при которых возможны такие превращения. Например, первый закон термодинамики допускает возможность перехода теплоты от тела с более высокой температурой к телу с более низкой и наоборот. Реальный процесс может протекать только в первом направлении.

Второй закон термодинамики (второе начало) рассматривает возможность осуществления различных термодинамических процессов, т.е. в отличие от первого закона, который характеризует количественно термодинамические процессы, второй закон характеризует их качественно. Он определяет условия, при которых они возможны или невозможны.

Второй закон термодинамики имеет несколько формулировок, которые выражают одну и ту же сущность неравновесных (реальных) процессов.

Различие формулировок заключается в том, что они подчеркивают разные стороны сущности этих процессов. Наиболее важными из них являются следующие формулировки: теплота не может самопроизвольно переходить от менее нагретого тела к более нагретому; невозможен процесс, результатом которого является полное преобразование теплоты в работу.

Иногда для уточнения сущности второго закона термодинамики вводят понятие вечного двигателя второго рода, под которым понимают машину, совершающую работу с одним постоянным источником энергии. Тогда основной смысл второго закона термодинамики выражается в невозможности существования вечного двигателя второго рода.

Второй закон позволяет рассматривать все вопросы, связанные с понятием энтропии, поэтому его иногда называют законом об энтропии. В соответствии с (8.3) изменение энтропии системы ΔS при передаче теплоты ΔQ_i (к системе или от нее) при температуре T определяется по формуле

$$\Delta S = \Delta Q_i / T. \quad (8.17)$$

Но эта зависимость справедлива только для равновесных процессов. Неравновесные процессы, в которых присутствует работа,

всегда сопровождаются частичным переходом этой работы в теплоту (например, за счет трения), т.е. появляется дополнительная теплота $\Delta Q_{\text{д}}$. Тогда

$$\Delta S = \frac{\Delta Q_t + \Delta Q_{\text{д}}}{T} > \frac{\Delta Q_t}{T}. \quad (8.18)$$

Объединяя зависимости (8.17) для равновесной и (8.18) для неравновесной систем, получим

$$\Delta S \geq \Delta Q_t/T.$$

Это соотношение представляет собой математическое выражение второго закона термодинамики. Оно показывает, что изменение энтропии системы в реальном термодинамическом процессе не может быть меньше того изменения, которое существовало бы при равновесном процессе.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ МАШИН (ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА)

9.1. Особенности анализа термодинамических циклов машин

Методы термодинамики позволяют оценивать совершенство реальных машин и устройств с позиции эффективности использования энергии.

При анализе энергетической эффективности любой реальной машины, например двигателя внутреннего сгорания, все потери условно разделяют на три вида (три группы). Каждая из этих групп оценивается своим КПД.

К первой группе относят потери энергии, вызванные несовершенством теоретического цикла, который положен в основу работы данной машины. Эти потери оцениваются термическим КПД η_t (см. подразд. 8.6).

Ко второй группе следует отнести потери, вызванные различиями теоретического цикла и действительного, по которому работает машина. Эти потери учитываются индикаторным КПД η_i машины.

К третьей группе относят механические потери, вызванные трением в различных узлах машины, которые оцениваются механическим КПД η_m .

Полный КПД машины, например двигателя внутреннего сгорания, называют эффективным КПД. Он равен произведению трех отмеченных выше частных КПД:

$$\eta = \eta_t \eta_i \eta_m.$$

В данном разделе будут рассматриваться только вопросы, связанные с термическим КПД, т. е. с проблемами теоретических термодинамических циклов. Поэтому при исследовании циклов реальных машин сделаем ряд допущений и упрощений. Будем считать, что в рассматриваемых процессах рабочим телом является идеальный газ с постоянной теплоемкостью; термодинамические процессы, происходящие в рассматриваемых машинах, замкнуты, т. е. являются циклами; процесс сгорания — это процесс подвода теплоты; процесс уноса теплоты с продуктами сгорания — это процесс отвода теплоты.

Анализ эффективности термодинамических циклов проведем для наиболее распространенных тепловых машин: поршневых, газотурбинных и реактивных двигателей, паросиловых и холодильных установок.

9.2. Поршневые двигатели

Поршневые двигатели внутреннего сгорания являются самыми распространенными тепловыми двигателями. Наибольшее применение получил четырехтактный двигатель, конструктивная схема которого представлена на рис. 9.1, в. Принцип его работы целесообразно рассмотреть с одновременным построением диаграммы в координатах давления p и объема W .

Поршень 3 двигателя совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре от верхней мертвой точки ВМТ (на рис. 9.1, в — слева) до нижней мертвой точки НМТ (на рис. 9.1, в — справа). Его движение через шатун 4 и кривошип 5 (или элемент коленчатого вала) передается на вал 6 двигателя. Слева от поршня располагается камера сгорания (или рабочая камера). Двигатель также имеет два (принудительно управляемых) клапана 1 и 2.

При движении поршня вправо от ВМТ к НМТ впускной клапан 1 открыт, давление в рабочей камере равно атмосферному (или незначительно меньше), а ее объем W растет. Это отображает линия BA на рис. 9.1, а. В точке A клапан 1 закрывается и рабочая камера изолируется от окружающей среды.

Далее, при движении поршня влево от НМТ к ВМТ, происходит адиабатическое сжатие горючей газовой смеси (линия AC на

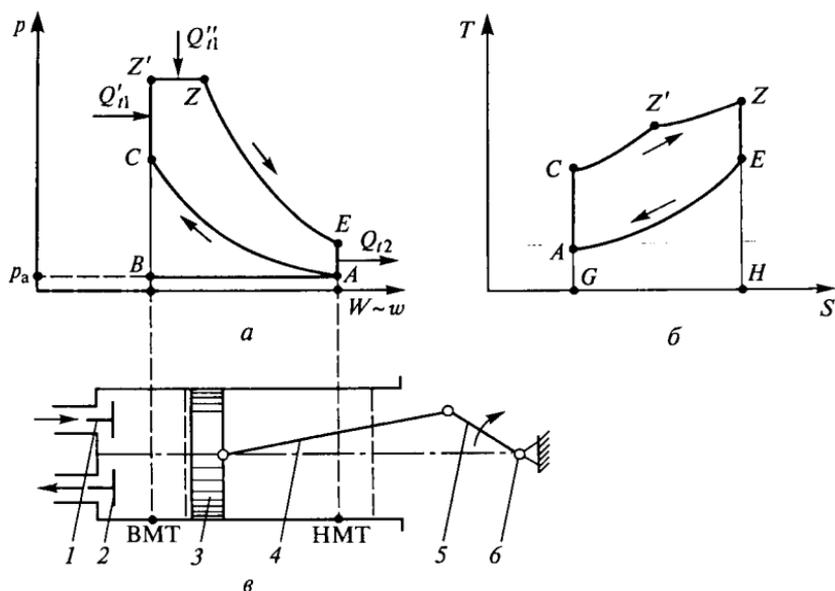


Рис. 9.1. Диаграммы $p-w$ (а) и $T-S$ (б) и конструктивная схема (в) поршневого двигателя:

1 — впускной клапан; 2 — выпускной клапан; 3 — поршень; 4 — шатун; 5 — кривошип; 6 — вал

рис. 9.1, а). В точке C смесь воспламеняется и горит с увеличением давления p в рабочей камере, но без изменения ее объема W . Этот изохорический процесс с подводом теплоты Q_{i1}' отображается линией CZ' на рис. 9.1, а).

Затем поршень начинает движение вправо от ВМТ, а горение продолжается, но уже при постоянном давлении p и увеличивающемся объеме W , т.е. имеет место изобарический процесс с подводом теплоты Q_{i1}'' (линия $Z'Z$ на рис. 9.1, а). Таким образом, общая теплота, подведенная к рабочему телу:

$$Q_{i1} = Q_{i1}' + Q_{i1}''.$$

В точке Z процесс сгорания топливной смеси заканчивается и завершается подвод теплоты, а поршень продолжает движение вправо. При этом объем рабочей камеры продолжает увеличиваться, а давление падает, т.е. происходит адиабатическое расширение горячего газа.

Когда поршень достигает НМТ, этот процесс заканчивается, открывается выпускной клапан 2, и через него газовая смесь продуктов сгорания начинает вытесняться из рабочей камеры. Этот процесс условно считают изохорическим отводом теплоты Q_{i2} (линия $EА$ на рис. 9.1, а). В дальнейшем поршень 3 движется влево к ВМТ и продолжает вытеснять газовую смесь. Давление при этом в рабочей камере равно атмосферному (или несколько больше), а объем W уменьшается (линия AB на рис. 9.1, а).

Термодинамическим циклом поршневого двигателя считают замкнутый контур $ACZ'ZEA$. В связи с тем, что в пределах этого цикла камера сгорания условно изолирована, масса рабочего тела (газа) остается постоянной. Тогда абсолютный объем W пропорционален удельному объему w , поэтому можно считать, что ось W совпадает с осью w . Таким образом, на рис. 9.1, а построена p - w -диаграмма поршневого двигателя. На рис. 9.1, б показана TS -диаграмма для этого же цикла, причем характерные точки на ней со-

ответствуют одноименным точкам на p - w -диаграмме. TS -диаграмма позволяет оценить эффективность работы двигателя, так как ее площади определяют разные виды энергии (см. подразд. 8.6). Например, площадь $GCZ'ZEH$ пропорциональна теплоте, полученной от сжигания топлива Q_{i1} . Площадь $GAEH$ пропорциональна отведенной теплоте Q_{i2} , т.е. теплоте, потерянной с выхлопными газами. Площадь замкнутой кривой $ACZ'ZEA$ пропорциональна теплоте, потраченной для совершения работы в цикле.

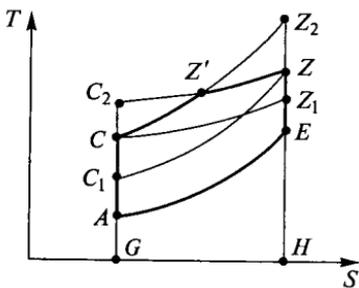


Рис. 9.2. TS -диаграммы для различных циклов поршневых двигателей

Рассмотренный цикл носит название смешанного цикла или цикла Тринклера и является общим для всех циклов поршневых двигателей. Смешанный цикл позволяет получить два частных случая.

Так, если на $p\omega$ -диаграмме участок ZZ' (см. рис. 9.1, *a*) сделать нулевой величиной, то получим цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто).

Если на $p\omega$ -диаграмме участок CZ' сделать нулевой величиной, то получим цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля).

С помощью TS -диаграмм проведем сравнительный анализ эффективности работы поршневых двигателей с разными циклами. При этом учтем, что результаты анализа могут зависеть от условий сравнения.

Например, сравним циклы Отто и Дизеля при условии равенства температур в конце хода сжатия (общая точка C на рис 9.2). Теплота, потраченная на полезную работу в цикле Отто, определяется площадью ACZ_2E , а аналогичная теплота в цикле Дизеля — ACZ_1E . Так как первая площадь больше, то при таких условиях сравнения цикл Отто является более эффективным.

Если проводить сравнение тех же циклов при условии, что у них одинаковы максимальные температуры, т.е. температуры в конце подвода теплоты (общая точка Z на рис. 9.2), то теплота, потраченная на полезную работу, в цикле Отто определяется площадью AC_1ZE , а в цикле Дизеля — площадью AC_2ZE . Так как первая меньше, то при таких условиях цикл Дизеля является более эффективным.

В тех случаях, когда недопустимы высокие температуры в конце хода сжатия (например, в бензиновых двигателях), используют цикл Отто. Дизели работают на топливе, которое допускает высокие температуры в конце хода сжатия, но ограничены по максимальной температуре (в точке Z), поэтому они могут использовать цикл Дизеля или смешанный цикл. На современных дизельных двигателях в основном применяют смешанный цикл, так как он позволяет снизить максимальную температуру (в точке Z) и одновременно использовать «плюсы» цикла Отто.

Таким образом, TS -диаграммы позволяют провести сравнение эффективности использования различных термодинамических циклов двигателей, а также качественный анализ влияния различных параметров на их работу.

Для количественной оценки эффективности работы двигателей следует вычислить их термические КПД, которые определяются способом, рассмотренным в подразд. 8.6. Для этого необходимо оценить площадь $GAEN$ на рис. 9.1, *b*, которая пропорциональна отведенной теплоте Q_{i2} , и площадь $GCZ'ZEN$, которая пропорциональна подведенной теплоте Q_{i1} , а затем подставить их значения в формулу (8.15).

9.3. Газотурбинные двигатели

Газотурбинные двигатели также относят к двигателям внутреннего сгорания. Газотурбинные двигатели можно разделить на двигатели с подводом теплоты при постоянном давлении и двигатели с подводом теплоты при постоянном объеме. Наибольшее применение в современных газотурбинных двигателях нашел способ подвода теплоты при постоянном давлении.

На рис. 9.3 представлена схема газотурбинного двигателя, в которую включены его основные узлы. Насос подачи топлива *1*, компрессор *2* (обычно лопастного типа) и турбинное колесо *4* установлены на общем валу *5*. Вращение вала *5* в рабочем режиме обеспечивает турбинное колесо *4*. При вращении вала *5* насос *1* осуществляет подачу топлива в камеру сгорания *3*, а компрессор *2* нагнетает туда воздух. В камере *3* происходит сгорание рабочей смеси (подвод теплоты Q_{11}). Сгоревшая газовая смесь поступает под большим напором на лопатки турбинного колеса, обеспечивая его вращение. Из турбины отработанная газовая смесь направляется на выход (отвод теплоты Q_{12}).

После рассмотрения принципа работы газотурбинного двигателя изучим его p - w -диаграмму. Термодинамический цикл начинается в компрессоре *2*, где происходит адиабатическое сжатие воздуха, поступившего из окружающей среды. На p - w -диаграмме этот процесс отображается адиабатой AC (рис. 9.4, *a*). Далее в камере *3* при сгорании происходит подвод теплоты. В двигателях с подводом теплоты Q_{11} при постоянном давлении (цикл Брайтона) это осуществляется по изобаре CZ_1 , а в двигателях с подводом теплоты Q_{11}' при постоянном объеме (цикл Гемфри) — по изохоре CZ_2 . Затем в турбине происходит адиабатический процесс расширения газа по линии Z_1E (или Z_2E) и условный изобарический процесс отвода теплоты Q_{12} — выброс газовой смеси продуктов сгорания (линия EA на рис. 9.4, *a*).

На рис. 9.4, *b* представлена TS -диаграмма тех же циклов, причем ее характерные точки соответствуют одноименным точкам на p - w -диаграмме. TS -диаграмма позволяет провести сравнение двух разных циклов газотурбинных двигателей. Так, площадь ACZ_1E определяет теплоту, использованную для совершения работы в цикле с подводом теплоты при постоянном давлении ($p = \text{const}$),

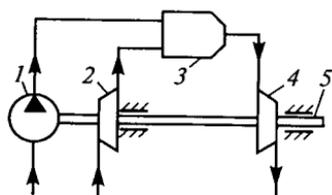


Рис. 9.3. Схема газотурбинного двигателя:
1 — топливный насос; *2* — компрессор; *3* —
камера сгорания; *4* — турбинное колесо; *5* —
вал

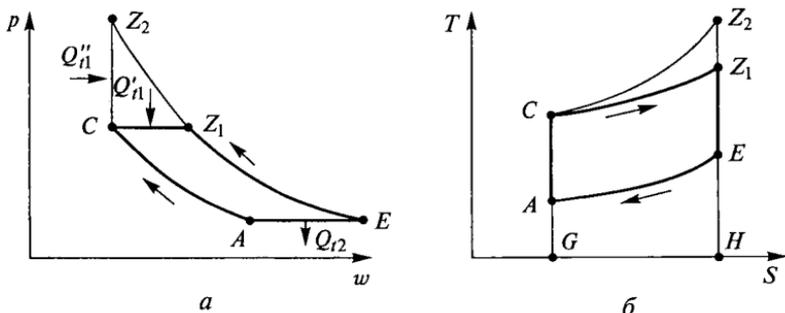


Рис. 9.4. Диаграммы газотурбинного двигателя:
a — *p**w*-диаграмма; *б* — *TS*-диаграмма

а площадь ACZ_2E — аналогичную величину в цикле с подводом теплоты при постоянном объеме ($w = \text{const}$). Так как $S_{ACZ_2E} > S_{ACZ_1E}$, то цикл с подводом теплоты при постоянном объеме эффективнее цикла с подводом теплоты при постоянном давлении, и его термический КПД выше.

Значения термических КПД η_t газотурбинных двигателей можно найти ранее описанным методом. Для этого следует вычислить площадь $GAEH$ на рис. 9.4, *б*, которая пропорциональна теплоте Q_{r2} , отводимой от системы, а затем — площадь $GACZ_1EH$ (при подводе теплоты с $p = \text{const}$) или $GACZ_2EH$ (при подводе теплоты с $w = \text{const}$), которые пропорциональны подведенной теплоте Q_{fl} . Полученные значения следует подставить в (8.15).

Особенности конструкции камеры сгорания двигателя с подводом теплоты при постоянном объеме приводят к существенно пульсирующим режимам работы. Поэтому, несмотря на его более высокий термический КПД по сравнению с КПД для двигателя с подводом теплоты при постоянном давлении, он широкого применения в практике не нашел.

9.4. Реактивные двигатели

Реактивные двигатели бывают воздушно-реактивные, к которым относятся бескомпрессорные и турбореактивные (компрессорные), а также жидкостно-реактивные.

Конструктивная схема бескомпрессорного воздушно-реактивного двигателя приведена на рис. 9.5, *а*. Проточную часть рассматриваемого двигателя можно условно разделить на три составные части. Участок от сечения I—I до сечения II—II принято называть диффузором, далее от сечения II—II до сечения III—III располагается камера сгорания и, наконец, от сечения III—III до сечения IV—IV — сопло.

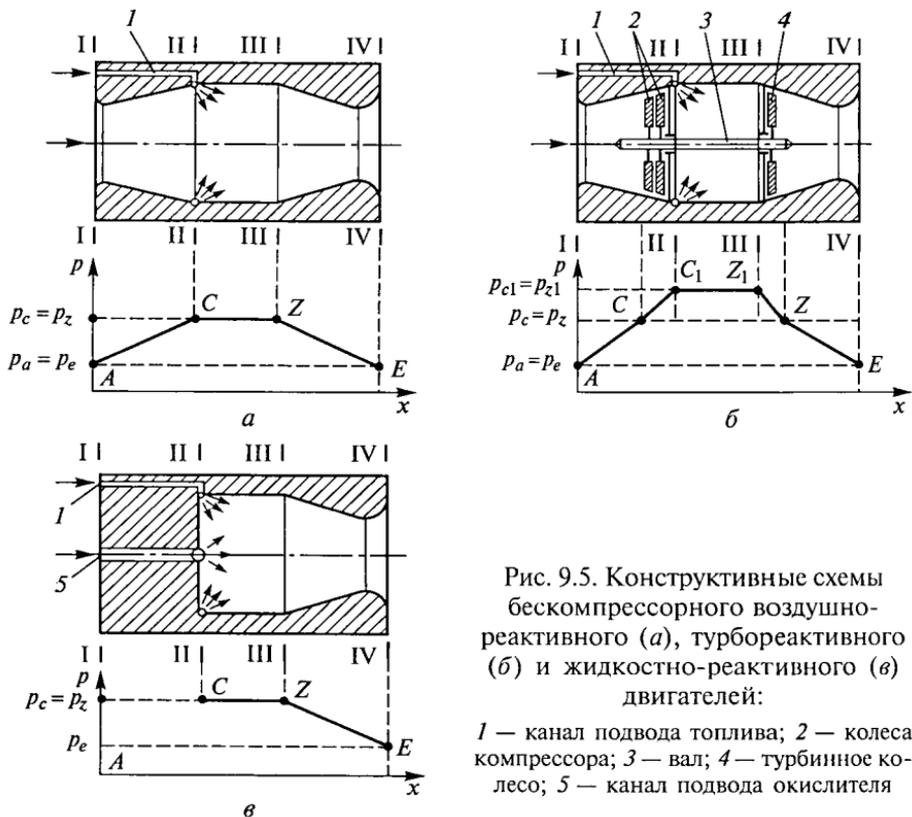


Рис. 9.5. Конструктивные схемы бескомпрессорного воздушно-реактивного (а), турбореактивного (б) и жидкостно-реактивного (в) двигателей:

1 — канал подвода топлива; 2 — колеса компрессора; 3 — вал; 4 — турбинное колесо; 5 — канал подвода окислителя

Воздушный поток поступает в диффузор и движется в пределах него с нарастанием давления от p_a до p_c (см. график на рис. 9.5, а). В сечении II—II осуществляется впрыск топлива, которое подводится через канал 1, и затем происходит его сгорание (до сечения III—III). Давление в пределах камеры сгорания будем считать постоянным: $p_c = p_z$. При движении газовой смеси продуктов сгорания через сопло (от III—III до IV—IV) происходят падение давления до величины p_e и рост скорости. В результате на выходе из сопла поток имеет высокую скорость, за счет которой создается реактивная сила тяги.

После рассмотрения работы воздушно-реактивного двигателя изучим его pw -диаграмму. Будем считать, что процесс нарастания давления в диффузоре (от I—I до II—II) является адиабатическим (адиабата AC на рис. 9.6, а). Подвод теплоты Q_{t1} происходит в камере сгорания при постоянном давлении $p_c = p_z$ (линия CZ на рис. 9.6, а). Процесс расширения газовой смеси продуктов сгорания в сопле (от III—III до IV—IV) также будем считать адиабатическим (линия ZE на рис. 9.6, а), а отвод теплоты Q_{t2} с потоком продуктов сгорания — условно изобарическим (линия EA на рис. 9.6, а).

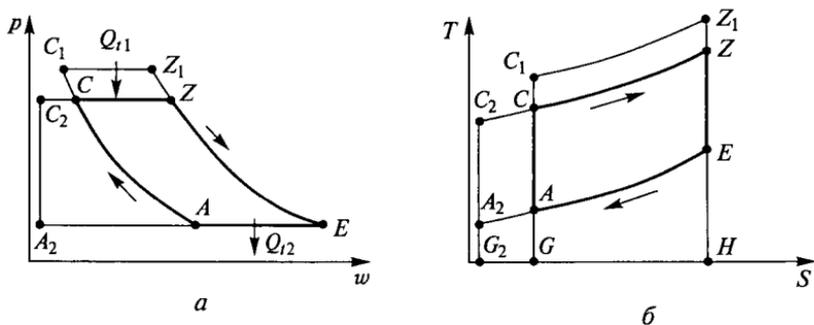


Рис. 9.6. Диаграммы реактивных двигателей:

a — *p**w*-диаграмма; *б* — *TS*-диаграмма

На рис. 9.6, *б* показана *TS*-диаграмма двигателя, причем ее характерные точки соответствуют одноименным точкам *p**w*-диаграммы. Используя *TS*-диаграмму и методику, изложенную в подразд. 8.6, можно найти термический КПД рассматриваемого двигателя. Для этого следует вычислить площадь *GACZEH* на рис. 9.6, *б*, которая пропорциональна подведенной теплоте Q_{11} , и площадь *GAEH*, которая пропорциональна отведенной теплоте Q_{12} , а затем подставить их в формулу термического КПД (8.15).

Эксплуатация данного двигателя высокоэффективна при больших скоростях потока воздуха на входе в него, т.е. при больших скоростях объекта, на котором он используется. В этом случае давление в конце диффузора p_c (сечение II—II на рис. 9.5, *а*) достигает высоких значений, увеличивается площадь *ACZE* на рис. 9.6, *б*, соответствующая теплоте, используемой на работу, и растет термический КПД двигателя. Использование таких двигателей на объектах, движущихся с низкими скоростями, малоэффективно.

Этого недостатка лишен воздушно-реактивный двигатель, у которого продувка потока обеспечивается принудительно (компрессором). На рис. 9.5, *б* представлена одна из возможных конструктивных схем такого двигателя, получившего название турбореактивный. Рассмотрение этой схемы целесообразно проводить в сравнении с предыдущей (см. рис. 9.5, *а*). У турбореактивного двигателя между диффузором и камерой сгорания помещен компрессор, представляющий собой несколько последовательно установленных на общем валу 3 лопастных колес 2. Вал 3 приводится во вращение турбиной 4, установленной сразу после камеры сгорания (за сечением III—III). Таким образом, газы, выбрасываемые из камеры сгорания, заставляют вращаться турбинное колесо 4, а ее вращение передается через общий вал 3 лопастным колесам 2 компрессора, которые обеспечивают продувку потока через двигатель.

В таком двигателе, кроме повышения давления в диффузоре до p_c , происходит его дополнительное повышение в компрессоре до p_{c1} (см. график на рис. 9.5, б). Это давление будем считать постоянным в пределах всей камеры сгорания ($p_{c1} = p_{z1}$). Снижение давления в этом двигателе будет происходить в турбинном колесе 4 и далее в сопле до $p_e = p_a$.

В этом случае p -диаграмма удлинится вверх (см. рис. 9.6, а) и цикл турбореактивного двигателя осуществится по контуру $A \rightarrow C_1 \rightarrow Z_1 \rightarrow E \rightarrow A$. TS -диаграмма также удлинится в направлении оси T (см. AC_1Z_1EA на рис. 9.6, б). Из сравнения TS -диаграмм бескомпрессорного и турбореактивного двигателей следует вывод, что теплота, израсходованная на работу в турбореактивном двигателе, больше на величину, пропорциональную площади CC_1Z_1Z на рис. 9.6, б. Таким образом, его эксплуатация более эффективна, т. е. двигатель имеет больший термический КПД η_t . Значение этого КПД может быть определено по методу, использованному для бескомпрессорного двигателя.

В рассмотренных реактивных двигателях одним из важнейших факторов, обеспечивающих их работу, является поток воздуха. Однако существуют условия, когда создать такой поток невозможно, например, при эксплуатации двигателя в космосе или бурении сверхглубоких скважин. В таких условиях может быть использован жидкостно-реактивный двигатель. Его отличие от предыдущих заключается в том, что в камеру сгорания вместо воздуха подается жидкий окислитель, который заменяет воздух в процессе сгорания.

На рис. 9.5, в приведена конструктивная схема жидкостно-реактивного двигателя. Камера сгорания такого двигателя не имеет диффузорного входа. В остальном она изображена такой же, как на рис. 9.5, а. Вместо воздуха через канал 5 в эту камеру подается окислитель (например жидкий кислород), а через канал 1 поступает топливо (см. рис. 9.5, а). После сгорания отработавшая газовая смесь, так же как в предыдущих случаях, выбрасывается через сопло.

График изменения давления в жидкостно-реактивном двигателе (см. рис. 9.5, в) повторяет аналогичный график на рис. 9.5, а от сечения II—II до сечения IV—IV. Вместе с тем на участке от I—I до II—II он отсутствует, так как цикл начинается при давлении p_c . Поэтому точка C на p -диаграмме жидкостно-реактивного двигателя смещена влево и находится вблизи оси давления (точка C_2 на рис. 9.6, а). Далее термодинамический цикл рассматриваемого двигателя протекает по контуру C_2ZE . Процесс отвода теплоты Q_{12} вместе с газовой смесью продуктов сгорания принимают изобарическим (горизонтальная линия EA_2 на рис. 9.6, а). Для данного двигателя эту линию проводят практически до оси давлений (точка A_2). Точки A_2 и C_2 условно соединяют для замыкания цикла. Линия, соединяющая A_2 и C_2 , находится в области малых величин w , по-

этому ее вид не имеет принципиального значения. Таким образом, цикл жидкостно-реактивного двигателя проходит по контуру $A_2 \rightarrow C_2 \rightarrow Z \rightarrow E \rightarrow A_2$.

TS -диаграмма рассматриваемого двигателя изображена на рис. 9.6, б ($A_2C_2ZEA_2$). Из анализа графиков следует, что она принципиально не отличается от построенных ранее. Поэтому термический КПД жидкостно-реактивного двигателя определяется так же, как и для других реактивных двигателей.

9.5. Паросиловые установки

Паросиловые установки используются для преобразования тепловой энергии в электрическую. Они нашли широкое распространение в энергетических системах тепловых и атомных электрических станций.

При термодинамическом исследовании рабочих циклов паросиловых установок основное затруднение связано с используемым рабочим телом. Если в двигателях, рассмотренных ранее, рабочими телами являются смеси газов, которые с определенными погрешностями можно считать идеальными, то в паросиловых установках рабочим телом служит вода, которая за период цикла меняет свое агрегатное состояние. Кроме того, паросиловая установка не является единой машиной, а состоит из ряда отдельных агрегатов.

На рис. 9.7 представлена схема паросиловой установки. Она включает паровой котел 2, пароперегреватель 1, паровую турбину 5, конденсатор (охладитель) 4, насос 3 и соединительные трубопроводы. Насос 3 нагнетает воду в паровой котел 2, в котором она превращается во влажный пар. Влажный пар — это двухфазная смесь, состоящая из капель воды, рассеянных в парогазовой среде. Далее влажный пар поступает в пароперегреватель 1, где доводится до состояния сухого пара. Сухой пар — это однофазная парогазовая среда, т. е. все рассеянные капли жидкости перешли в состояние пара. Сухой пар подается в паровую турбину 5, где совершает работу, приводя турбину во вращение. Затем пар подводится к конденсатору 4, в котором превращается в воду. После конденсатора 4 вода поступает к насосу 3, т. е. цикл повторяется вновь.

На основе рабочего процесса паросиловой установки построим $p\omega$ -диаграмму термодинамического цикла. Построение $p\omega$ -диаграммы целесообразно начать с изобарического нагрева рабочего тела (при $p_1 = \text{const}$) (изобара AE на рис. 9.8, а). Причем на участке AB нагрев происходит в котле 2, а на участке BE — в пароперегревателе 1. Линия I на рис. 9.8, а разделяет области жидкой фазы рабочего тела (слева) и влажного пара (справа), т. е. в паровом котле 2 на участке AK нагревается жидкость, а на участке KB влажный пар

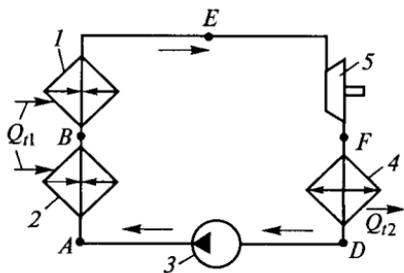


Рис. 9.7. Схема паросиловой установки:

1 — пароперегреватель; 2 — паровой котел; 3 — насос; 4 — конденсатор (охладитель); 5 — паровая турбина

Затем рабочее тело охлаждается в конденсаторе 4, т. е. происходит отвод теплоты Q_{t2} . Его отображает изобара FD (см. рис. 9.8, а). При этом на участке FC рабочее тело является газом (сухой пар), на участке CD — двухфазной средой (влажный пар) и, наконец, в точке D оно превращается в жидкость (воду).

Далее происходит процесс изохорического повышения давления в насосе 3 (линия DA на рис. 9.8, а), и термодинамический цикл замыкается.

На рис. 9.8, б представлена TS -диаграмма того же цикла, причем ее «узловые» точки соответствуют аналогичным точкам pw -диаграммы. На эту диаграмму также нанесены линии I и II, разделяющие области различных агрегатных состояний рабочего тела (воды). TS -диаграмма рассматриваемого цикла имеет особенности, вызванные изменениями агрегатного состояния воды. Так, линия изобарического нагрева $AKBE$, являющаяся прямой на pw -диаграмме, на TS -диаграмме является ломаной. Это обусловлено особенностями

доводится до состояния сухого пара. Линия II разделяет области влажного пара (слева) и сухого пара (справа). Следовательно, в пароперегревателе 1 рабочее тело поступает в виде сухого пара и получает дополнительный нагрев. Таким образом, в процессе изобарического нагрева (подвода теплоты Q_{t1}) рабочее тело переходит из жидкого состояния (вода) через двухфазное состояние (жидкий пар) в газообразное состояние (сухой пар).

После нагрева происходит адиабатическое расширение пара в турбине (линия EF на рис. 9.8, а).

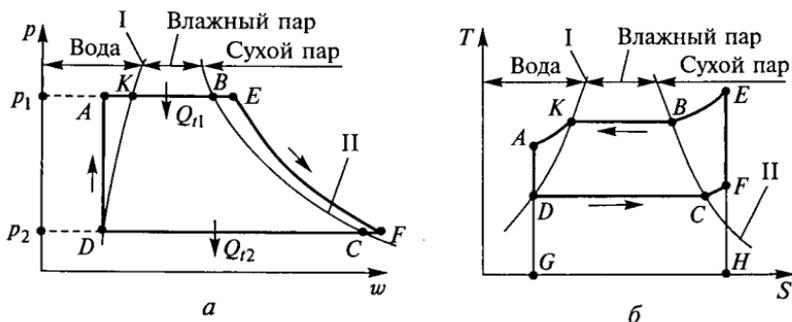


Рис. 9.8. Диаграммы паросиловой установки:

а — pw -диаграмма; б — TS -диаграмма

ми процесса нагрева двухфазной среды (влажного пара), который протекает при постоянной температуре (см. подразд. 1.3.5). Поэтому процесс является не только изобарическим, но и изотермическим (участок KB на рис. 9.8, б). Нагрев однофазного рабочего тела на участках AK (воды) и BE (сухого пара) является чисто изобарическим, т. е. протекает при переменной температуре, поэтому при переносе изобары $AKBE$ с p - v -диаграммы на TS -диаграмму она в точках K и B «ломается» из-за наличия изотермического участка KB . Аналогичные изменения имеют место при переносе линии изобарического охлаждения FD .

Для получения термического КПД паросиловой установки следует найти площадь фигуры $GDAKBEH$ на рис. 9.8, б (она пропорциональна подведенной теплоте Q_{11}) и площадь фигуры $GDCFH$ (она пропорциональна отведенной теплоте Q_{12}) и подставить полученные значения в формулу (8.15).

9.6. Холодильные установки

В рассмотренных ранее термодинамических циклах тепловых двигателей осуществлялась передача теплоты рабочему телу для получения механической работы. В холодильных установках происходит противоположный процесс — передача теплоты от рабочего тела к окружающей среде за счет совершения им работы, т. е. циклы холодильных машин являются обратными в отличие от прямых циклов тепловых двигателей. Рабочее тело холодильных установок принято называть *холодильным агентом*, или *хладагентом*. Рабочее тело (хладагент) переносит теплоту от охлаждаемого объекта к внешней среде.

Для количественной оценки эффективности работы холодильных установок используется не термический КПД, а холодильный коэффициент ε_x . Он определяется отношением теплоты Q_{12} , отведенной от охлаждаемого объекта, к работе L , затраченной для этого. Работа за обратный цикл равна разности теплоты Q_{11} , отведенной от рабочего тела во внешнюю среду, и теплоты Q_{12} , подведенной к рабочему телу от охлаждаемого объекта, т. е. $L = Q_{11} - Q_{12}$. Тогда холодильный коэффициент найдем по формуле

$$\varepsilon_x = \frac{Q_{12}}{L} = \frac{Q_{12}}{Q_{11} - Q_{12}} = \frac{1}{\frac{Q_{11}}{Q_{12}} - 1}. \quad (9.1)$$

Таким образом, холодильный коэффициент определяется отношением теплоты Q_{11} , отведенной от рабочего тела во внешнюю среду, к теплоте Q_{12} , подведенной к рабочему телу от охлаждаемого объекта.

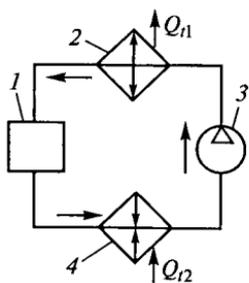


Рис. 9.9. Схема холодильной установки:

- 1 — детандер; 2 — охладитель; 3 — компрессор; 4 — нагреватель

Рассмотрим термодинамический цикл холодильной установки, хладагентом которой является газ (например, воздух). Схема такой установки, представленная на рис. 9.9, включает в себя компрессор 3, два теплообменника (2 и 4), а также детандер 1. Компрессор 3 нагнетает хладагент, т. е. обеспечивает повышение давления до p_1 . Затем хладагент поступает в теплообменник-охладитель 2, который служит для охлаждения хладагента. Далее хладагент проходит через детандер 1, в котором обеспечивается снижение его давления до p_2 . После детандера установлен теплообменник-нагреватель 4, в котором хладагент отбирает теплоту от охлаждаемого объекта. Затем хладагент направляется к компрессору 3 и рабочий цикл повторяется вновь.

После рассмотрения рабочего процесса построим pw -диаграмму воздушной холодильной установки. При этом будем считать процесс повышения давления в компрессоре 3 адиабатическим и отобразим его линией DE на рис. 9.10, а. Отвод теплоты Q_{r1} в охладителе 2 происходит при постоянном давлении p_1 (изобара EA на pw -диаграмме). Процесс снижения давления в детандере 1 до p_2 будем также считать адиабатическим, тогда его отразит на pw -диаграмме адиабата AC . Отвод теплоты Q_{r2} от охлаждаемого объекта и подвод ее к хладагенту отображает изобара CD .

На рис. 9.10, б показана TS -диаграмма установки, причем ее характерные точки соответствуют одноименным точкам на pw -диаграмме. С помощью TS -диаграммы можно определить холодильный коэффициент установки ϵ_x . Для этого следует вычислить площадь $GCAEDH$ на рис. 9.10, б (она пропорциональна отведенной

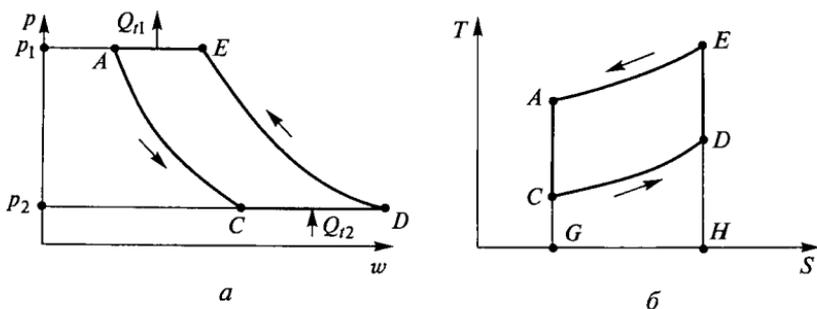


Рис. 9.10. Диаграммы воздушной холодильной установки:

а — pw -диаграмма; б — TS -диаграмма

теплоте Q_{r1}) и площадь $GCDH$ (она пропорциональна подведенной теплоте Q_{r2}), а затем полученные значения подставить в формулу (9.1).

Воздушные холодильные установки не нашли практического применения из-за недостаточной эффективности. В настоящее время широкое распространение получили более эффективные парокомпрессорные установки.

Принципиальное отличие парокомпрессорных холодильных установок заключается в использовании двухфазного состояния рабочего тела, т. е. в этих установках применяются низкокипящие жидкости, и термодинамический цикл использует переходы агрегатного состояния рабочего тела (пар \rightarrow жидкость \rightarrow пар). В качестве таких жидкостей применяются: аммиак, диоксид углерода, хлористый метил, а также фреоны.

Принципиальная схема парокомпрессорной холодильной установки может остаться такой же, как и воздушной. Но в этих установках для понижения давления вместо детандера в большинстве случаев используют гидравлический дроссель, конструкция которого существенно проще.

На рис. 9.11, *a* приведена p - w -диаграмма парокомпрессорной установки, которая не отличается от предыдущей, но в процессе данного термодинамического цикла происходит изменение агрегатного состояния рабочего тела. Для рассмотрения этого на рис. 9.11, *a* нанесены линии I и II, разделяющие области различного агрегатного состояния рабочего тела. Так, слева от линии I оно находится в жидком состоянии, справа от линии II — в состоянии сухого пара, а между линиями I и II располагается область влажного пара. Влажный пар — это двухфазная смесь, состоящая из капелек жидкости, рассеянных в парогазовой среде, т. е. в области между линиями I и II происходит процесс парообразования. Следует помнить, что если этот процесс протекает при постоянном давлении, то и температура его также не меняется (см. подразд. 1.3.5).

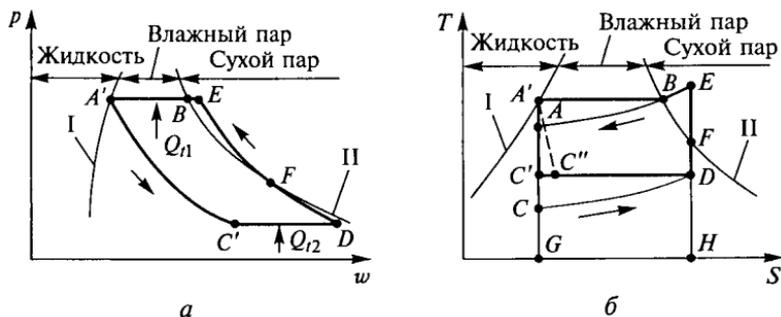


Рис. 9.11. Диаграммы парокомпрессорной холодильной установки:

a — p - w -диаграмма; *б* — TS -диаграмма

Таким образом, в компрессоре 3 (см. рис. 9.9) происходит адиабатическое сжатие не жидкости, а газа (линия DE на рис. 9.11, a). Причем сначала сжимается влажный пар (участок DF), а затем сухой (FE). В конденсаторе 2 изобарический процесс отвода теплоты Q_{t1} (линия EA') также делится на два этапа: сначала изменения происходят в сухом паре (участок EB), а затем во влажном (участок BA'). В точке A' обеспечивается конденсация пара, т. е. рабочее тело становится жидким. Затем в детандере 1 жидкость превращается во влажный пар, его давление снижается, и далее рассматриваемый термодинамический цикл не отличается от предыдущего.

TS -диаграмма парокomppressorной установки приведена на рис. 9.11, b . Линия DE на рис. 9.11, b не отличается от линии DE диаграммы, приведенной на рис. 9.10, b , так как обе являются адиабатами. В начале изобарического процесса отвода теплоты Q_{t1} эти диаграммы также совпадают (см. EB на рис. 9.11, b). Далее процесс проходит в области влажного пара, т. е. протекает при постоянном давлении и постоянной температуре (линия BA'). Затем происходит адиабатическое расширение газа в детандере 1 (линия $A'C'$). Наконец, отвод теплоты Q_{t2} от охлаждаемого объекта также является изобарическим и изотермическим, так как протекает в области влажного пара (линия $C'D$). При использовании дросселя (вместо детандера) процесс несколько отличается от адиабатического и протекает по линии $A'C''$ (вместо $A'C'$). Значение холодильного коэффициента определяется, как и в предыдущем случае.

Проведем сравнительный анализ TS -диаграмм воздушной и парокomppressorной установок. Количество отводимой теплоты в первой из них пропорционально площади $GCDH$, а во второй — площади $GCC'DH$. Так как площадь $GCC'DH$ больше площади $GCDH$, то, следовательно, эффективность парокomppressorной установки выше. Поэтому парокomppressorные холодильные установки нашли широкое применение в современных бытовых и промышленных устройствах.

ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

10.1. Основные понятия

В теории теплообмена можно выделить две главные задачи.

Первая задача — определение количества теплоты, которое при заданных условиях проходит из одной части объекта в другую или передается от одного объекта к другому. Эта задача является главной при расчете теплообменных аппаратов, расчете потерь теплоты через изоляцию и т. п.

Вторая задача — определение температуры в различных точках объекта, участвующего в процессе теплообмена. Решение этой задачи важно при проектировании деталей машин, так как прочностные свойства материалов, из которых они изготавливаются, в значительной степени зависят от температуры, а возникающее у деталей машин неравномерное распределение температуры вызывает появление дополнительных термических напряжений.

Известны три основных способа распространения (передачи) теплоты: теплопроводность, конвекция и излучение. Этим способам соответствуют молекулярный, конвективный и радиационный механизмы переноса теплоты.

Явление *теплопроводности* состоит в переносе теплоты структурными частицами вещества (молекулами, атомами, электронами) в процессе их теплового движения. Такой теплообмен может происходить в любых телах с неоднородным распределением температуры, но механизм переноса теплоты зависит от агрегатного состояния тела. В жидкостях и твердых диэлектриках перенос теплоты осуществляется путем непосредственной передачи теплового движения молекул и атомов соседним частицам вещества. В газах распространение теплоты теплопроводностью происходит при соударении молекул, имеющих различную скорость теплового движения. В металлах это обеспечивается главным образом за счет движения свободных электронов.

Явление *конвекции* наблюдается в жидкостях и газах. Конвективный перенос — это распространение теплоты, обусловленное перемещением макроскопических элементов среды. Объемы жидкости или газа, перемещаясь из области с большей температурой в область с меньшей температурой, переносят с собой теплоту. Конвекция обычно сопровождается теплопроводностью.

Конвективный перенос может осуществляться в результате свободного или вынужденного движения теплоносителя. Свободное

движение возникает тогда, когда теплоноситель в различных участках системы имеет разную плотность. Например, отопительная батарея подогревает соприкасающийся с ней воздух. Плотность подогретого воздуха меньше, чем холодного, поэтому, если батарея расположена у пола, то холодный воздух будет перемещаться в зону подогрева, вытесняя нагретый воздух. Таким образом, тепло вместе с воздухом передается от батареи в другие части помещения.

Вынужденное движение теплоносителя в соответствующих каналах происходит под действием разности давлений, которая создается с помощью насосов, эжекторов и других устройств.

Теплообмен *излучением* (или радиационный теплообмен) представляет собой перенос теплоты посредством электромагнитного излучения (в том числе за счет света). При этом внутренняя энергия вещества превращается в энергию излучения (энергию фотонов или электромагнитных волн), которая, попадая на тела, способные ее поглощать, снова превращается во внутреннюю энергию. Например, при полете космического корабля в межпланетном пространстве его поверхность поглощает излучение Солнца.

Таким образом, два первых способа теплообмена требуют наличия вещественной среды между объектами, обменивающимися теплотой. Третьим способом теплота может передаваться как через промежуточные объекты (прозрачные для излучения), так и через «пустое» пространство (вакуум).

На практике передача теплоты между объектами осуществляется не одним способом, а одновременно двумя или всеми тремя способами.

В основе теории теплообмена лежат первый и второй законы термодинамики, а также другие законы общей физики (закон Фурье, второй закон Ньютона, закон Планка и др.).

Интенсивность процессов теплообмена характеризуется тепловым потоком или его плотностью, а температурное состояние объекта (тела или системы тел) — температурным полем.

Тепловым потоком Φ называется количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность.

Единица измерения теплового потока в системе СИ — ватт (Вт).

Тепловой поток, приходящийся на единицу площади поверхности, называется *поверхностной плотностью теплового потока* q (или тепловой нагрузкой).

Единицей измерения q является ватт на квадратный метр (Вт/м²).

Тепловые потоки возникают только при наличии разности температур $\Delta T = T_1 - T_2$, которую принято называть *температурным напором*.

Под *температурным полем* понимают распределение мгновенных значений температур во всех точках изучаемого пространства.

В общем случае значение температуры T в данной точке пространства определяется координатами этой точки x , y , z и временем t .

Температурное поле, во всех точках которого или в некоторых из них значение температуры изменяется во времени, называется *нестационарным* или *неустановившимся*.

Если температура во всех точках рассматриваемого пространства не изменяется во времени, то температурное поле называется *стационарным* или *установившимся*. В реальных объектах температура изменяется по направлению одной, двух или трех координат.

В соответствии с этим различают одномерные, двумерные и трехмерные температурные поля.

Перемещение в температурном поле влечет за собой изменение температуры. Например, перемещение в направлении x влечет за собой падение температуры, как показано на рис. 10.1. Для численной оценки изменения температуры в направлении оси x используется соотношение dT/dx , которое принято называть *температурным градиентом* в данном направлении. Температурный градиент имеет размерность градус на метр (град/м).

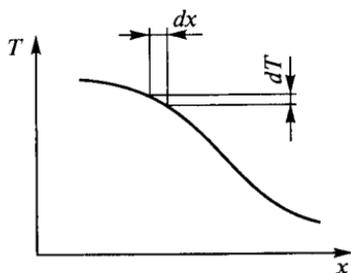


Рис. 10.1. Изменение температуры по оси x

10.2. Основы теплопроводности

Французский ученый Ж. Фурье в 1807 г., изучая явление теплопроводности, установил, что плотность теплового потока q в выбранном направлении x пропорциональна градиенту температуры dT/dx в этом направлении:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}. \quad (10.1)$$

Это положение называется *законом Фурье*. Знак минус в формуле учитывает, что тепловой поток распространяется в сторону понижения температуры, а градиент температуры направлен в сторону ее возрастания.

Коэффициент пропорциональности λ в формуле (10.1) имеет размерность Вт/(м·К) и называется *коэффициентом теплопроводности*. Коэффициент теплопроводности λ для различных веществ берут из справочных таблиц. Следует иметь в виду, что λ существенно зависит от температуры. Для большинства материалов

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \beta T),$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности при 0°C ; β — коэффициент, учитывающий изменение температуры.

Коэффициент теплопроводности λ зависит от газова, а в особенности для паров жидкостей, также существенно зависит и от давления.

Значения коэффициента теплопроводности λ для разных веществ меняются в очень широких диапазонах. Металлы имеют наибольшие коэффициенты теплопроводности. Например, для стали с 0,5 % углерода λ равен примерно $50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Коэффициенты λ у газов невелики — от 0,01 до $1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, причем они увеличиваются с ростом температуры. Коэффициенты теплопроводности жидкостей уменьшаются с ростом температуры (кроме воды и глицерина). У большинства из них λ лежит в диапазоне $0,1 \dots 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

10.3. Теплопроводность через однослойную стенку

Определим значение теплового потока Φ через стенку и характер изменения температуры по ее толщине в следующих двух наиболее важных случаях: через плоскую стенку и через стенку цилиндрической трубы.

Рассмотрим плоскую однослойную стенку толщиной δ (рис. 10.2), выполненную из материала, коэффициент теплопроводности λ которого не зависит от температуры. Левая поверхность стенки имеет постоянную температуру T_1 , правая — более низкую, также постоянную температуру T_2 . Следовательно, температура стенки будет меняться по ее толщине, т.е. в направлении оси x (см. рис. 10.2).

Используем для данного случая закон Фурье [см. формулу (10.1)], который удобно привести к следующему виду:

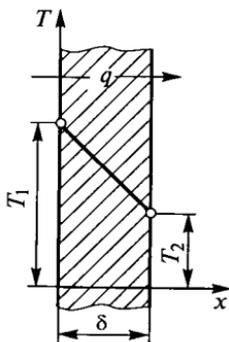


Рис. 10.2. Схема теплопроводности плоской однослойной стенки

$$dT = -\frac{q}{\lambda} dx.$$

После интегрирования этого уравнения получим

$$T = -\frac{q}{\lambda} x + C,$$

где C — постоянная интегрирования.

Ее значение определяется из начального условия: на левой поверхности стенки при $x = 0$ $T = T_1$. Тогда $C = T_1$, а температура внутри стенки изменяется по зависимости

$$T = T_1 - \frac{q}{\lambda} x. \quad (10.2)$$

Если принять во внимание второе начальное условие (на правой поверхности стенки при $x = \delta$ $T = T_2$), то из (10.2) можно найти поверхностную плотность теплового потока:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_1 - T_2). \quad (10.3)$$

Подставив зависимость (10.3) в уравнение (10.2), окончательно получим закон изменения температуры по толщине стенки:

$$T = T_1 - \frac{x}{\delta}(T_1 - T_2). \quad (10.4)$$

Таким образом, для плоской однослойной стенки температура по ее толщине изменяется по линейному закону.

Задача о теплопроводности стенки цилиндрической трубы представляет большой технический интерес. Решение ее позволяет провести расчет передачи теплоты через стенки труб, которые широко используются как теплопередающие поверхности в различных теплообменниках.

Предположим, что температура на поверхности внутри и снаружи трубы не меняется, стенка выполнена из однородного материала, коэффициент теплопроводности которого не зависит от температуры.

Пусть r_1 , T_1 и r_2 , T_2 — радиус и температура соответственно внутренней и наружной поверхностей трубы (рис. 10.3, а).

Выделим в пределах толщины стенки цилиндрическую поверхность радиусом r и длиной L , площадь которой $S = 2\pi rL$. Определим тепловой поток Φ через эту поверхность (количество теплоты, передаваемое в единицу времени). Используя закон Фурье, записанный для координаты r , получим

$$\Phi = qS = -\lambda \frac{dT}{dr} S = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi rL. \quad (10.5)$$

Так как Φ не зависит от значения текущего радиуса r , то уравнение (10.5) можно преобразовать с целью разделения переменных T и r :

$$2\pi\lambda L dT = -\Phi \frac{dr}{r}.$$

Учитывая, что в трубе при переходе от радиуса $r = r_1$ до $r = r_2$ температура меняется от $T = T_1$ до $T = T_2$, последнее уравнение можно переписать:

$$2\pi\lambda L \int_{T_1}^{T_2} dT = -\Phi \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}.$$

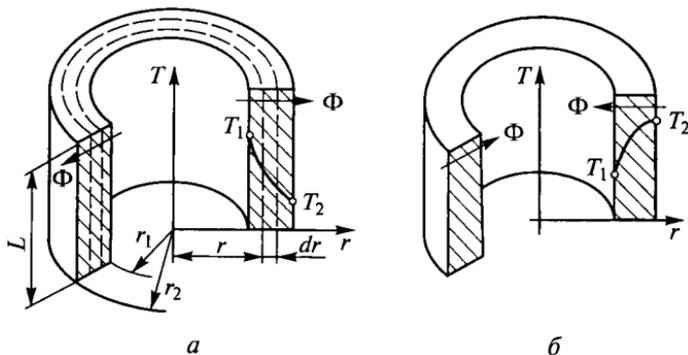


Рис. 10.3. Схема теплопроводности цилиндрической однослойной стенки: *a* — теплота отводится наружу ($T_1 > T_2$); *б* — теплота подводится внутрь ($T_1 < T_2$)

После интегрирования и подстановки переменных последнее уравнение принимает следующий вид:

$$2\pi\lambda L(T_2 - T_1) = -\Phi(\ln r_2 - \ln r_1) = -\Phi \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Решая это уравнение относительно Φ , окончательно получим

$$\Phi = 2\pi\lambda L \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (10.6)$$

Итак, для того чтобы рассчитать тепловой поток Φ через стенку трубы, необходимо знать коэффициент теплопроводности λ материала стенки трубы, длину L трубы, ее внутренний r_1 и наружный r_2 радиусы, а также температурный напор $\Delta T = T_1 - T_2$.

Из (10.6) можно получить закон изменения температуры по толщине стенки трубы. Для этого будем считать, что температура по толщине стенки меняется от T_1 на внутренней поверхности трубы до T внутри стенки в произвольной точке на радиусе r . Тогда при $r = r_2$ и $T = T_2$ из (10.6) получим

$$T = T_1 - \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \ln \frac{r}{r_1}. \quad (10.7)$$

Таким образом, изменение температуры по толщине стенки цилиндрической трубы происходит по логарифмической кривой. Из анализа зависимости (10.7) следует, что при направлении теплового потока через стенку трубы наружу эта кривая расположена выпуклостью вниз (см. рис. 10.3, *a*), а при направлении теплового потока внутрь трубы — выпуклостью вверх (рис. 10.3, *б*).

10.4. Основы конвективного теплообмена

Как было отмечено ранее, конвекцией называется перенос тепловой энергии частицами газа или жидкости, вызванный движением среды. Конвективный теплообмен — это сложный процесс, при котором теплота передается как за счет перемещения отдельных объемов среды, имеющих различную температуру, так и за счет теплопроводности этой среды.

Причиной переноса теплоты является температурный напор ΔT . При этом интенсивность переноса теплоты зависит от характера движения и физических свойств жидкости (или газа), а также от геометрических характеристик системы, в которой происходит теплообмен.

Главной задачей теории конвективного теплообмена является расчет теплового потока Φ , т.е. определение количества теплоты, проходящей через поверхность тела, омываемого теплоносителем.

Основной расчетной формулой конвективного теплообмена, определяющей плотность теплового потока q , является уравнение Ньютона:

$$q = \alpha \Delta T, \quad (10.8)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи — это количество теплоты, которым обменивается тело с теплоносителем через единицу площади поверхности в единицу времени при температурном напоре в один градус. На значении коэффициента α отражаются все факторы, определяющие интенсивность конвективного теплообмена. Поэтому коэффициент теплоотдачи α для одного и того же вещества в разных условиях имеет различные значения (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Значения коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К)

Движущаяся среда	Свободное движение	Вынужденное движение
Газы	3 ... 20	10 ... 100
Вязкие жидкости	—	50 ... 500
Вода	100 ... 600	500 ... 10 000
Кипящая вода	1000 ... 20 000	—
Конденсирующийся пар	—	1000 ... 100 000

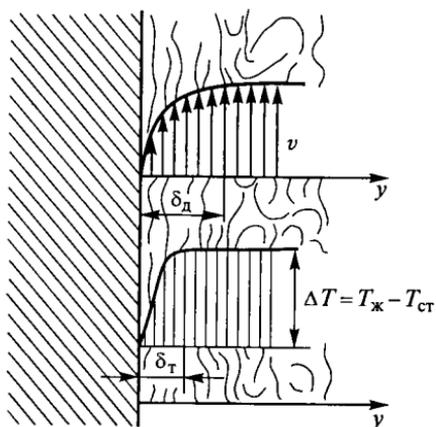


Рис. 10.4. Поля скоростей и температур в потоке жидкости у стенки при конвективном теплообмене

ре охлаждения жидкости при ее движении относительно плоской стенки (рис. 10.4).

Известно, что при турбулентном течении жидкости (см. подразд. 5.3) непосредственно у стенки скорость потока v равна нулю, а по мере удаления от нее (в направлении оси y) она увеличивается. На некотором расстоянии от стенки δ_d скорость v достигает значения, близкого к максимальному, а далее остается практически постоянной (см. рис. 10.4). Слой жидкости (газа), прилегающий к стенке, в котором происходит нарастание скорости, называется *гидродинамическим пограничным слоем*.

Температура жидкости по сечению потока изменяется от значения $T_{ст}$ на поверхности стенки до значения T_j в глубине потока (см. рис. 10.4). Слой жидкости, в пределах которого происходит существенное изменение ее температуры, называется *тепловым пограничным слоем*. Толщина этого слоя δ_T также невелика. Для газов в большинстве случаев $\delta_T < \delta_d$, но в первом приближении можно принимать, что $\delta_T \approx \delta_d$.

Перенос теплоты в пограничном слое происходит в основном за счет теплопроводности жидкости. Наоборот, вдали от стенки теплота переносится вместе с частицами жидкости, которые беспорядочно перемещаются, в том числе и поперек потока. Основное термическое сопротивление при конвективном теплообмене возникает в пограничном слое, поэтому он наиболее существенно влияет на теплоотдачу.

Коэффициент теплоотдачи α зависит от множества факторов: формы и размеров обтекаемого тела, режима и скорости течения жидкости, ее физических свойств и др. Эти факторы, определя-

Температурный напор ΔT , входящий в формулу (10.8), представляет собой разность между температурой потока (жидкости) T_j и температурой стенки $T_{ст}$, омываемой потоком:

$$\Delta T = T_j - T_{ст}.$$

Так как по сечению потока температура меняется, то за температуру потока T_j обычно принимают температуру жидкости на достаточно большом удалении от стенки (или среднюю температуру в данном сечении потока).

Рассмотрим процесс конвективного теплообмена на приме-

ющие интенсивность конвективного теплообмена, в каждом конкретном случае оказывают разное влияние. Поэтому на практике для изучения процессов конвективного теплообмена часто прибегают к постановке эксперимента на модели изучаемого процесса.

Для того чтобы результаты, полученные при этом, могли быть использованы в расчете реального объекта, необходимо обеспечить выполнение подобия исследуемых процессов. Подобие гидродинамических процессов было рассмотрено в подразд. 4.1 с указанием использующихся различных критериев подобия. Важнейшим из них является число Рейнольдса Re , определяемое по формуле (4.5) для потока круглого сечения и по (4.6) для потока произвольного сечения. В тепловых расчетах также используются различные критерии подобия. Рассмотрим некоторые из них.

Наиболее важным из этих критериев является *критерий* (или *число*) *Нуссельта* Nu . Это безразмерная величина, характеризующая процесс конвективного теплообмена. При известном числе Нуссельта Nu может быть легко вычислен коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{\lambda}{l} Nu \quad (10.9)$$

и далее по (10.8) определена плотность теплового потока q , а затем другие параметры, характеризующие процесс теплообмена. В (10.9) l — характерный размер поперечного сечения потока жидкости (газа).

Число Нуссельта Nu — это комплексный параметр, который на практике вычисляется по эмпирическим формулам. Такие формулы получены для большинства процессов теплообмена, встречающихся в машиностроительных устройствах. Они приведены в справочной литературе. В соответствии с этими формулами значение Nu в свою очередь определяется значениями чисел Рейнольдса Re , Грасгофа Gr и Прандтля Pr .

Число Грасгофа Gr — это критерий подобия, определяющий соотношение между подъемной силой, вызванной разными значениями плотности среды в различных точках потока, и силами вязкого трения. Число Грасгофа зависит от характерного размера поперечного сечения потока l , кинематической вязкости жидкости ν , коэффициента объемного расширения жидкости β , (см. подраздел 1.3.4), температурного напора между поверхностью стенки и жидкостью $\Delta T = T_{ст} - T_{ж}$ и может быть вычислено по формуле

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta T,$$

где g — ускорение свободного падения.

Число Прандтля Pr — это критерий подобия, характеризующий процессы обмена энергией между частицами жидкости (газа). Его также называют критерием физических свойств вещества, так как он не зависит от внешних факторов, а определяется только свойствами жидкости (газа).

Число Прандтля вычисляется по значениям кинематической вязкости жидкости ν и коэффициента температуропроводности a :

$$Pr = \nu/a.$$

Коэффициент температуропроводности a — это комплексный показатель, равный отношению коэффициента теплопроводности жидкости λ к ее удельной теплоемкости при постоянном давлении c_p и плотности ρ :

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho}.$$

Для некоторых капельных жидкостей (вода, масло и др.) с ростом температуры критерий Прандтля Pr существенно уменьшается. Для газов значение критерия Прандтля практически зависит только от числа атомов в молекуле и не зависит от температуры. В расчетах принимают: для одноатомных газов $Pr = 0,67$, для двухатомных $Pr = 0,72$.

Итак, на основании изложенного выше можно рекомендовать такую последовательность действий при расчете процессов конвективного теплообмена. Для рассматриваемого процесса вычисляются критерии Рейнольдса Re , Грасгофа Gr и Прандтля Pr . По справочнику подбирается формула для определения числа Нуссельта Nu и вычисляется его значение. Далее определяются по формуле (10.9) численное значение коэффициента теплоотдачи α и по (10.8) плотность теплового потока q , а затем другие необходимые параметры, характеризующие процесс теплообмена.

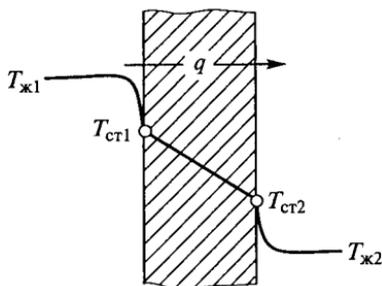
10.5. Передача теплоты от одного теплоносителя к другому через плоскую стенку

Рассмотрим теплообмен между двумя жидкостями-теплоносителями, разделенными стенкой (рис. 10.5). В этом случае весь процесс теплообмена можно рассматривать как состоящий из трех этапов.

Первый этап — конвективный теплообмен между жидкостью, имеющей постоянную температуру $T_{ж1}$, и стенкой с температурой $T_{ст1}$. Условия этого теплообмена характеризуются коэффициентом теплоотдачи α_1 и определяются уравнением Ньютона (10.8):

$$q = \alpha_1 (T_{ж1} - T_{ст1}).$$

Рис. 10.5. Схема передачи теплоты от одного жидкого теплоносителя к другому через плоскую стенку



Второй этап — передача теплоты через стенку за счет ее теплопроводности. Плотность теплового потока определяется из уравнения (10.3):

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_{ст1} - T_{ст2}).$$

Третий этап — конвективный теплообмен между поверхностью стенки, имеющей температуру $T_{ст2}$, и второй жидкостью с температурой $T_{ж2}$. Условия теплообмена характеризуются коэффициентом теплоотдачи α_2 и определяются уравнением Ньютона (10.8):

$$q = \alpha_2(T_{ст2} - T_{ж2}).$$

При расчете плотности теплового потока q и температуры поверхностей стенки $T_{ст1}$ и $T_{ст2}$ при теплопередаче должны быть заданы значения α_1 , α_2 , $T_{ж1}$, $T_{ж2}$, λ и δ . Решая полученную систему уравнений относительно q , получим уравнение теплопередачи

$$q = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = K \Delta T, \quad (10.10)$$

где $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ — коэффициент теплопередачи; $\Delta T = T_{ж1} - T_{ж2}$ —

температурный напор.

Каждое из слагаемых в знаменателе формулы коэффициента теплопередачи называется *термическим сопротивлением*. Если термическое сопротивление стенки δ/λ мало по сравнению с остальными, то можно принять

$$K = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Тогда с учетом введенных обозначений тепловой поток при теплопередаче через поверхность площадью S определяется по формуле

$$\Phi = K \Delta T S. \quad (10.11)$$

При разработке различных машин и аппаратов проектировщики обычно заинтересованы либо в интенсификации процесса теплопе-

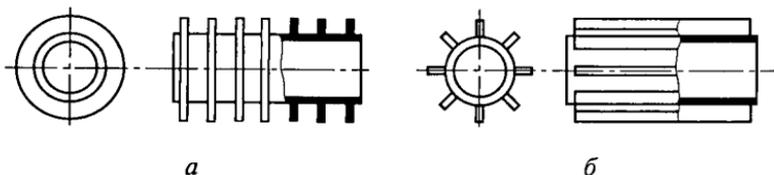


Рис. 10.6. Способы оребрения трубы:

a — круглые пластины (ребра); *б* — прямоугольные ребра

редачи, либо в торможении этого процесса, т. е. в уменьшении тепловых потерь. Рассмотрим, как влияют различные величины, входящие в правую часть уравнения (10.11), на тепловой поток.

Коэффициент теплопередачи K зависит в основном от значений коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , так как термическое сопротивление стенок обычно невелико (если нет специальной тепловой изоляции). Формулы для расчета конвективного теплообмена показывают, что коэффициент теплоотдачи α увеличивается с ростом скорости потока. Но при вынужденном движении жидкости скорость можно увеличить только за счет повышения мощности насоса или компрессора, обеспечивающего это движение. Увеличение же мощности этих устройств повышает расходы на эксплуатацию проектируемой машины. Поэтому возможность повышения интенсивности процесса теплообмена за счет роста K всегда требует тщательного экономического анализа.

Количество передаваемой теплоты, как видно из формулы (10.11), пропорционально поверхности нагрева S , т. е. поверхности, через которую проходит тепловой поток. Поверхность, воспринимающую или отдающую теплоту, можно увеличить, если сделать на ее поверхности ребра (рис. 10.6). Для этого на поверхность

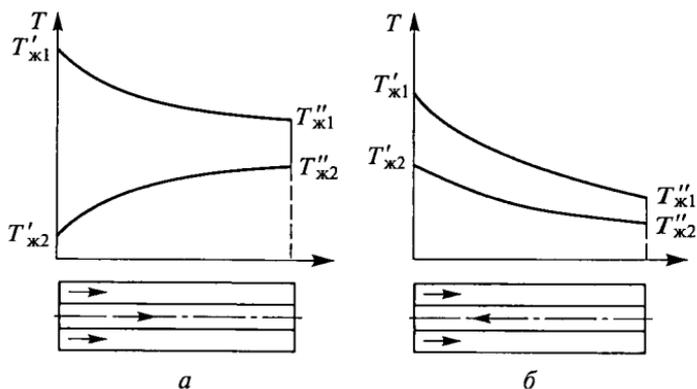


Рис. 10.7. Характер изменения температуры теплоносителей при прямоточной (*a*) и противоточной (*б*) схемах организации их движения

трубы можно плотно насадить (или приварить к ней) круглые (см. рис. 10.6, *а*) или прямоугольные (см. рис. 10.6, *б*) пластины.

Интенсивность теплообмена можно изменять также за счет температурного напора ΔT . При выводе основного уравнения теплопередачи (10.10) предполагалось, что температуры обменивающихся теплотой жидкостей $T_{ж1}$ и $T_{ж2}$ постоянны во всех точках поверхности нагрева. Такое предположение может иметь место, но встречается оно в технических задачах довольно редко. В теплообменниках одна жидкость отдает теплоту, другая ее получает, и температура сред $T_{ж1}$ и $T_{ж2}$, а следовательно, и температурный напор $\Delta T = T_{ж1} - T_{ж2}$ меняются по ходу движения жидкостей-теплоносителей. Характер такого изменения определяется расходом теплоносителей, их теплоемкостями и взаимным направлением движения.

На рис. 10.7 показаны две основные схемы движения теплоносителей. Если теплоносители движутся относительно поверхности нагрева в одну сторону, то схема называется *прямоточной* (см. рис. 10.7, *а*). Если они движутся навстречу друг другу, то схема называется *противоточной* (см. рис. 10.7, *б*).

В первом случае при входе в теплообменник температура горячего теплоносителя имеет наибольшее значение, а холодного — наименьшее. На выходе из теплообменника — наоборот. Следовательно, наибольшая разность температур $\Delta T' = T'_{ж1} - T'_{ж2}$ при прямоточной схеме будет на входе в теплообменник, наименьшая $\Delta T'' = T''_{ж1} - T''_{ж2}$ — на выходе из него.

В противоточной схеме места наибольшей и наименьшей разности температур заранее определить нельзя, они зависят от многих причин. В случае организации движения теплоносителей по противоточной схеме требуемая поверхность нагрева, при прочих равных условиях, всегда будет меньше, чем в прямоточной схеме. Кроме того, только при противоточной схеме можно получить температуру нагреваемой жидкости выше конечной температуры охладившегося теплоносителя.

10.6. Теоретические основы теплообмена излучением

Под *теплообменом излучением* понимается перенос энергии посредством фотонов или электромагнитных колебаний (электромагнитных волн).

Все тела непрерывно посылают в окружающее их пространство электромагнитные волны различной частоты (различной длины). Это электромагнитное излучение возникает в результате теплового движения молекул и атомов тела и поэтому называется *тепловым излучением*. Интенсивность теплового излучения резко увели-

чивается с ростом температуры, в связи с чем теплообмен излучением особенно интенсивен при высоких температурах.

Физическое действие электромагнитного излучения на тела зависит от длины волны излучения. Так, рентгеновские лучи либо проходят сквозь тело, не оказывая на него воздействия, либо ионизируют молекулы тела. Если длина волн электромагнитного излучения находится в диапазоне $(8 \cdot 10^{-10}) \dots (8 \cdot 10^{-4})$ м, то такое излучение, будучи поглощенным телом, преобразуется в энергию хаотического теплового движения молекул и повышает температуру тела. Именно такое излучение называют тепловыми лучами.

Нужно, однако, помнить, что излучение волн любой длины в какой-то мере всегда превращается в тепловую энергию, а тепловые лучи отличаются лишь тем, что для них это превращение выражено наиболее сильно.

Количество излучаемой энергии поверхностью тела в единицу времени называется *поток излучаемой энергии* $\Phi_{\text{изл}}$, или *лучистым потоком*, измеряемым в ваттах (Вт).

Под излучательной способностью тела $e_{\text{изл}}$ понимается поток излучаемой энергии с единицы площади поверхности тела. Если излучательная способность равномерно распределена по всей площади S поверхности тела, то

$$e_{\text{изл}} = \Phi_{\text{изл}}/S, \text{ Вт/м}^2.$$

Если тепловой луч на своем пути встречает какое-нибудь тело, то часть лучистой энергии $\Phi_{\text{изл}}$ проникает в это тело, а часть отражается в окружающее пространство. Некоторая доля энергии, проникающая в тело, превращается в тепловую энергию, а остальная проходит сквозь него. Итак, падающий на тело лучистый поток $\Phi_{\text{пад}}$ может разделиться на три части: отраженную $\Phi_{\text{отр}}$, поглощенную $\Phi_{\text{погл}}$ и пропущенную $\Phi_{\text{пр}}$. Для количественной оценки каждой из этих частей вводят следующие понятия.

Отношение отраженной энергии $\Phi_{\text{отр}}$ к энергии $\Phi_{\text{пад}}$, падающей на поверхность тела, называют *отражательной способностью* тела:

$$R = \Phi_{\text{отр}}/\Phi_{\text{пад}}.$$

Отношение поглощенной энергии $\Phi_{\text{погл}}$ к падающей энергии $\Phi_{\text{пад}}$ называют *поглощательной способностью* тела:

$$A = \Phi_{\text{погл}}/\Phi_{\text{пад}}.$$

Отношение энергии $\Phi_{\text{пр}}$, прошедшей сквозь тело, к падающей энергии $\Phi_{\text{пад}}$ называют *пропускательной способностью* тела:

$$D = \Phi_{\text{пр}}/\Phi_{\text{пад}}.$$

Очевидно, что в соответствии с законом сохранения энергии

$$A + R + D = 1. \quad (10.12)$$

В зависимости от физических свойств веществ одно или два слагаемых в уравнении (10.12) могут быть равны нулю. Если $D = 0$ и $A + R = 1$, то такое тело называется *непрозрачным*. Подавляющее большинство твердых тел и жидкостей непрозрачно. Если $R = D = 0$ и $A = 1$, то такое тело, поглощающее всю лучистую энергию, называется *абсолютно черным*. В случае, когда $D = A = 0$ и $R = 1$, т.е. тело отражает все падающее на него излучение, оно называется *абсолютно белым*. Когда $A = R = 0$ и $D = 1$, т.е. тело пропускает все падающие на него лучи, оно называется *абсолютно прозрачным*.

«Абсолютных» тел в природе не существует, хотя имеются тела, близкие к ним по своим свойствам. Например, двухатомные газы практически абсолютно прозрачны. Почти все тепловые лучи отражает тщательно отполированная медь. Около 95 % падающей энергии поглощает нефтяная сажа.

Рассмотрим основные законы теории теплообмена излучением.

В 1900 г. немецкий физик-теоретик Макс Планк установил закон (*закон Планка*), определяющий спектральную интенсивность излучения абсолютно черного тела по длинам волн при разных температурах. Спектральная интенсивность $I_{0\lambda}$ представляет собой поток лучистой энергии с длиной волны λ , излучаемой с 1 м^2 поверхности тела, и имеет размерность Вт/м^3 .

Иллюстрация закона Планка представлена на рис. 10.8. Приведенные графические зависимости показывают, что интенсивность излучения $I_{0\lambda}$ в области коротких волн быстро возрастает до максимума, а затем, по мере увеличения длины волн, медленно убывает, стремясь к нулю при больших длинах волн. Наибольшая интенсивность теплового излучения абсолютно черного тела лежит при длине волн λ , находящихся в пределах $1 \dots 3 \text{ мкм}$.

Если вычислить площадь под одной из кривых, приведенных на рис. 10.8, то получим суммарное количество энергии e_0 , излучаемой единицей площади абсолютно черного тела в единицу времени во всем диапазоне длин волн λ (от 0 до ∞). В качестве примера на рис. 10.8 заштрихована площадь под кривой

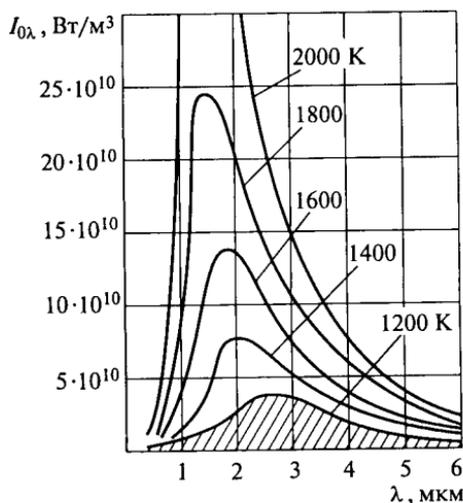


Рис. 10.8. Графическая иллюстрация закона Планка

для $T = 1200$ К. Эта площадь численно равна количеству энергии, которое будет излучать абсолютно черное тело, нагретое до температуры $T = 1200$ К, с единицы площади в единицу времени. Указанная энергия может быть вычислена также по формуле

$$e_0 = \sigma_0 T^4, \quad (10.13)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$, Вт/(м²·К⁴) — постоянная излучения абсолютно черного тела, получившая название постоянная Стефана — Больцмана.

Зависимость (10.13), экспериментально установленная Стефаном, а позднее теоретически полученная Больцманом, называется *законом Стефана — Больцмана*.

Законы Планка и Стефана — Больцмана получены для абсолютно черного тела. Для реальных тел зависимость интенсивности излучения I_λ от температуры T и длины волны λ может быть установлена только на основе опыта. Экспериментальные данные показывают, что кривые $I_\lambda = f(\lambda)$ для большинства твердых тел подобны соответствующим кривым для абсолютно черного тела. Такие тела принято называть *серыми*. Для них при одинаковых температурах отношение $I_\lambda / I_{0\lambda}$ остается постоянным:

$$\frac{I_\lambda}{I_{0\lambda}} = \varepsilon.$$

Коэффициент ε определяет степень черноты тела, его значение меняется от 0 для абсолютно белого тела до 1 для абсолютно черного тела. Большинство технических материалов, как показывает опыт, являются серыми телами. К ним также можно применять закон Стефана — Больцмана, если в него ввести коэффициент ε :

$$e_{\text{изл}} = \varepsilon e_0 = \varepsilon \sigma_0 T^4 = C T^4, \quad (10.14)$$

где C — коэффициент излучения серого тела (меняется от 0 до σ_0).

Для установления связи между излучательной и поглощательной способностями тела рассмотрим лучистый теплообмен между двумя телами с параллельными бесконечно большими плоскими поверхностями (рис. 10.9). В этом случае все излучение одной из них обязательно попадает на другую. Допустим, что поверхность 1 — серая с поглощательной способностью A , поверхность 2 — абсолютно черная, а среда, разделяющая обе поверхности, абсолютно прозрачная.

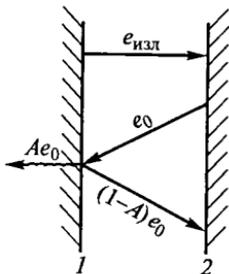


Рис. 10.9. Схема теплообмена излучением между двумя телами с параллельными бесконечно большими плоскими поверхностями

Абсолютно черное тело излучает энергию в количестве e_0 . Часть этой энергии в количестве Ae_0 поглощается серым телом, а оставшаяся энергия в количестве $(1 - A)e_0$ им отражается и затем целиком поглощается абсолютно черным телом. Кроме того, серое тело испускает энергию собственного излучения в количестве $e_{\text{изл}}$, которая поглощается абсолютно черным телом.

Когда в результате обмена энергией температуры тел сравниваются, то каждое тело должно будет отдавать столько же энергии, сколько оно получает. При этих условиях для черного тела можно записать:

$$e_0 = e_{\text{изл}} + (1 - A)e_0,$$

откуда

$$e_0 = \frac{e_{\text{изл}}}{A}.$$

Из последней формулы следует, что отношение излучательной способности $e_{\text{изл}}$ серого тела к его поглощательной способности A при той же температуре одинаково для всех тел и равно излучательной способности e_0 абсолютно черного тела. Это положение называется *законом Кирхгофа*.

Заменяя e_0 по формуле (10.13), а $e_{\text{изл}}$ по формуле (10.14), получим

$$A = \epsilon,$$

т. е. степень черноты ϵ серого тела равна его поглощательной способности A .

Так как степень черноты ϵ серого тела меньше единицы, то излучательная способность серого тела меньше излучательной способности абсолютно черного тела. Следовательно, при данной температуре энергия, излучаемая абсолютно черным телом, всегда больше энергии излучения серого тела.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Глава 11

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

11.1. Общие сведения о гидросистемах

В современной технике в основном используются гидросистемы двух типов:

- гидросистемы для подачи жидкости;
- гидравлические приводы.

Для *гидросистем, обеспечивающих подачу жидкости* к потребителям, характерно отсутствие устройств, преобразующих энергию жидкости в механическую работу.

К таким гидросистемам относятся: системы водоснабжения и водяного теплоснабжения зданий, системы жидкостного охлаждения и смазывания различных машин, а также системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) металлорежущих станков и др.

Такие гидросистемы относятся к классу разомкнутых гидросистем, в которых, как правило, движение жидкости обеспечивается за счет работы насоса.

Метод аналитического расчета этих гидросистем базируется на уравнении (7.13), а при решении задачи графоаналитическим методом следует искать рабочую точку как точку пересечения характеристики насоса с суммарной характеристикой потребного напора трубопровода (см. подразд. 7.4).

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством рабочей жидкости. Гидравлические приводы, как правило, относятся к классу замкнутых гидросистем.

В некоторых литературных источниках используется также термин гидропередача. Под гидропередачей в большинстве случаев понимают силовую часть гидропривода, состоящую из насоса, гидродвигателя и соединительных трубопроводов с рабочей жидкостью.

11.2. Гидромашины, их общая классификация и основные параметры

Основными элементами гидросистем являются гидромашины. *Гидромашина* — это устройство, создающее или использующее поток жидкой среды.

Посредством этого устройства происходит преобразование подводимой механической энергии в энергию потока жидкости или использование энергии потока рабочей жидкости для совершения полезной работы. К гидромашинам относятся насосы и гидродвигатели.

Насосом называется гидромашина, преобразующая механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости. Основными параметрами, характеризующими работу насоса, привод которого осуществляется от источника механической энергии вращательного движения, являются:

напор насоса H_n , м — приращение полной удельной механической энергии жидкости в насосе;

подача насоса Q_n , м³/с — объем жидкости, подаваемый насосом в напорный трубопровод в единицу времени;

частота вращения вала насоса n , об/с, или с⁻¹;

угловая скорость ω , рад/с (угловая скорость и частота вращения вала насоса связаны между собой соотношением $\omega = 2\pi n$);

потребляемая мощность насоса N , Вт — мощность, подводимая к валу насоса;

полезная мощность насоса N_n , Вт — мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости;

коэффициент полезного действия (КПД) насоса η_n — отношение полезной мощности насоса к потребляемой.

Некоторые из отмеченных параметров необходимо рассмотреть подробнее.

Одним из важнейших параметров насоса является его напор. Он равен разности полных напоров жидкости на выходе насоса и на входе в него, т. е. зависит от нивелирных высот z , давлений p , скоростей течения жидкости v , а также коэффициентов Кориолиса α и плотности жидкости ρ . После алгебраических преобразований эта разность приводится к формуле

$$H_n = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2}{2g}, \quad (11.1)$$

где индексы 1 относятся к параметрам на входе в насос, а 2 — на выходе.

Для существующих конструкций насосов разность высот ($z_2 - z_1$) расположения центров тяжести входного и выходного проходных сечений ничтожно мала и ею в расчетах пренебрегают.

Разность скоростных напоров [третье слагаемое в формуле (11.1)] можно принимать во внимание только в низконапорных насосах при условии, что у них площади входного и выходного отверстий отличаются по размерам.

Для подавляющего большинства насосов основной величиной, определяющей значение напора насоса, является разность пьезометрических высот [второе слагаемое в формуле (11.1)]. Очень часто разность давлений на выходе и входе насоса называют давлением, создаваемым насосом, или просто давлением насоса $p_n = p_2 - p_1$. Таким образом, с учетом сказанного выше для большинства насосов можно считать

$$H_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{p_n}{\rho g}. \quad (11.2)$$

Необходимо также рассмотреть такой важный параметр насоса, как коэффициент полезного действия. КПД, или полный КПД, насоса определяется отношением полезной и потребляемой мощностей. Потребляемая мощность насоса N , т.е. мощность на его валу, определяется по формуле

$$N = M_n \omega, \quad (11.3)$$

где M_n — момент на валу насоса; ω — угловая скорость вала насоса.

Полезная мощность N_n , т.е. мощность, сообщаемая насосом потоку жидкости, определяется по формуле

$$N_n = H_n \rho g Q_n = p_n Q_n. \quad (11.4)$$

Тогда полный КПД насоса

$$\eta_n = \frac{N_n}{N} = \frac{H_n \rho g Q_n}{M_n \omega}. \quad (11.5)$$

Необходимо отметить, что для характеристики работы гидромашин, кроме полного КПД, используют также частные КПД, которые учитывают различные виды потерь энергии. Различают три основных вида потерь энергии.

1. Гидравлические потери — это потери напора на движение жидкости в каналах внутри гидромашин. Они оцениваются гидравлическим КПД η_r . Применительно к насосу гидравлический КПД

$$\eta_r = \frac{H_n}{H_T} = \frac{H_n}{H_n + \sum h}, \quad (11.6)$$

где H_T — теоретический напор насоса; $\sum h$ — суммарные потери напора на движение жидкости внутри насоса.

2. Объемные потери — это потери на утечки и циркуляцию жидкости через зазоры внутри гидромашин из области высокого дав-

ления в область низкого. Они оцениваются *объемным КПД* η_o . Применительно к насосу объемный КПД можно рассчитать следующим образом:

$$\eta_o = \frac{Q_n}{Q_r} = \frac{Q_n}{Q_n + q_{ут}} = 1 - \frac{q_{ут}}{Q_r}, \quad (11.7)$$

где Q_r — теоретическая подача насоса; $q_{ут}$ — суммарная утечка жидкости из области нагнетания в область всасывания.

3. Механические потери — это потери на механическое трение в подшипниках и уплотнениях гидромашины, оцениваемые *механическим КПД* η_m . Применительно к насосу механический КПД можно определить по формуле

$$\eta_m = \frac{N - \Delta N_{тр}}{N} = \frac{N_r}{N}, \quad (11.8)$$

где $\Delta N_{тр}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих в подшипниках и уплотнениях насоса; N_r — *гидравлическая мощность* — мощность, которую насос создал бы, если бы не было объемных и гидравлических потерь.

Следует иметь в виду, что полный КПД насоса η_n равен произведению трех частных КПД:

$$\eta_n = \eta_r \eta_o \eta_m. \quad (11.9)$$

Гидродвигатель — это гидромашина, преобразующая энергию потока жидкости в механическую работу. Иными словами, гидродвигатель использует энергию потока жидкости для выполнения некоторой полезной работы.

Выходным звеном гидродвигателя называется его элемент, непосредственно совершающий полезную работу. В большинстве случаев это или вращающийся вал, или шток, движущийся возвратно-поступательно.

Основными параметрами, характеризующими работу гидродвигателя, являются:

напор, потребляемый гидродвигателем $H_{гд}$, м — полная удельная энергия, отбираемая гидродвигателем у потока рабочей жидкости;

расход, потребляемый гидродвигателем $Q_{гд}$, м³/с — объем жидкости, потребляемый гидродвигателем из трубопровода в единицу времени;

частота вращения выходного вала гидродвигателя n , об/с, или с⁻¹;

скорость поступательного движения выходного штока v , м/с;

момент на выходном валу гидродвигателя $M_{гд}$, Н·м (для гидродвигателей с вращательным движением выходного звена);

нагрузка (сила) на штоке гидродвигателя F , Н (для гидродвигателей с возвратно-поступательным движением выходного звена);
потребляемая мощность гидродвигателя N , Вт — мощность, отбираемая гидродвигателем у потока жидкости, проходящего через него;
полезная мощность гидродвигателя N_n , Вт — мощность, развиваемая на выходном звене гидродвигателя;

коэффициент полезного действия (КПД) гидродвигателя $\eta_{гд}$ — отношение полезной мощности гидродвигателя к потребляемой.

Некоторые из отмеченных параметров необходимо рассмотреть подробнее.

Одним из важнейших параметров является напор $H_{гд}$, потребляемый гидродвигателем. Он равен разности полных напоров на входе гидродвигателя и на выходе из него. По аналогии с напором насоса [см. формулу (11.1)] напор, потребляемый гидродвигателем, подсчитывается по формуле

$$H_{гд} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}, \quad (11.10)$$

где индекс 1 относится к параметрам потока на входе, а индекс 2 — на выходе гидродвигателя.

Для подавляющего большинства гидродвигателей основной величиной, определяющей значение напора $H_{гд}$, потребляемого гидродвигателем, является разность пьезометрических высот [второе слагаемое в формуле (11.10)]. Очень часто разность давлений на входе и выходе гидродвигателя называют давлением, потребляемым гидродвигателем, или перепадом давления на гидродвигателе, $\Delta p_{гд}$. Тогда с учетом сказанного выше можно принять

$$H_{гд} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p_{гд}}{\rho g}. \quad (11.11)$$

Иногда при гидравлическом расчете трубопровода, содержащего гидродвигатель, перепад давления $\Delta p_{гд}$ на гидродвигателе называется также потерей давления в гидродвигателе.

Следует иметь в виду, что потребляемой мощностью для гидродвигателя является мощность, подводимая к нему с потоком жидкости:

$$N = H_{гд} \rho g Q_{гд} = \Delta p_{гд} Q_{гд}. \quad (11.12)$$

Полезная мощность гидродвигателя (мощность на выходном звене) при вращательном движении выходного звена вычисляется по формуле

$$N_n = M_{гд} \omega, \quad (11.13)$$

где $M_{гд}$ — момент на валу гидродвигателя, а при возвратно-поступательном движении выходного звена — по формуле

$$N_{\text{п}} = Fv, \quad (11.14)$$

где F — сила сопротивления движению выходного звена; v — скорость перемещения выходного звена.

Отметим также, что гидродвигатель может характеризоваться как полным $\eta_{\text{гд}}$, так и частными КПД, которые взаимосвязаны зависимостью (11.9).

Кроме перечисленных выше, одним из основных параметров, позволяющих судить о возможностях гидромашины, является ее внешняя характеристика. Например, под *характеристикой* насоса (в большинстве случаев) понимается графическая зависимость его основных технических показателей (напора, давления, мощности, КПД и т. д.) от подачи при постоянных значениях частоты вращения вала насоса, вязкости и плотности рабочей жидкости.

Все гидромашины по принципу действия делятся на два основных типа: динамические и объемные.

Динамическая гидромашина — это гидромашина, в которой взаимодействие ее рабочего органа с жидкостью происходит в проточной полости, постоянно сообщенной с входом и выходом гидромашины.

Объемная гидромашина — это гидромашина, в которой взаимодействие ее рабочего органа с жидкостью происходит в герметичной рабочей камере, попеременно сообщаемой с входом и выходом гидромашины.

Динамическую гидромашину можно также назвать «проточной», так как у нее внутренняя проточная полость всегда соединена с входом и выходом, а объемную — «герметичной», потому что у нее имеется герметичная рабочая камера, которая может быть соединена в данный момент времени только или с входом, или с выходом гидромашины. Это значит, что в объемной гидромашине входная область всегда отсоединена от выходной. Для рабочего процесса динамической гидромашины характерны большие скорости движения ее рабочих органов и рабочей жидкости, а рабочий процесс объемной гидромашины заключается в силовом взаимодействии рабочей жидкости и вытеснителя гидромашины. Большие скорости движения жидкости и рабочих органов объемной гидромашины при этом в принципе не обязательны, так как основную роль в рабочем процессе играет давление.

11.3. Объемный гидропривод, принцип действия и основные понятия

Гидроприводы в зависимости от типа используемых в них гидромашин делятся на объемные гидроприводы и гидродинамические передачи.

Объемный гидропривод — это гидропривод, в котором используются объемные гидромашины. Принцип действия объемного гидропривода основан на практической несжимаемости рабочей жидкости и на ее свойстве передавать давление по всем направлениям в соответствии с законом Паскаля.

Рассмотрим работу простейшего объемного гидропривода, принципиальная схема которого приведена на рис. 11.1. Он состоит из двух гидроцилиндров *1* и *2*, расположенных вертикально. Нижние полости в них заполнены жидкостью и соединены трубопроводом.

Пусть поршень гидроцилиндра *1*, имеющий площадь S_1 , под действием внешней силы F_1 перемещается вниз с некоторой скоростью v_1 . При этом в жидкости создается давление $p = F_1/S_1$. Если пренебречь потерями давления на движение жидкости в трубопроводе, то это давление передается жидкостью по закону Паскаля в гидроцилиндр *2* и на его поршне, имеющем площадь S_2 , создает силу, преодолевающую внешнюю нагрузку $F_2 = pS_2$.

Считая жидкость несжимаемой, можно утверждать, что количество жидкости, вытесняемое поршнем гидроцилиндра *1* (расход $Q = v_1S_1$), поступает по трубопроводу в гидроцилиндр *2*, поршень которого перемещается со скоростью $v_2 = Q/S_2$, направленной вверх (против внешней нагрузки F_2).

Если пренебречь потерями энергии в элементах гидропривода, то можно утверждать следующее. Механическая мощность $N_1 = F_1v_1$, затрачиваемая внешним источником на перемещение поршня гидроцилиндра *1*, воспринимается жидкостью, передается ею по трубопроводу и в гидроцилиндре *2* совершает полезную работу в единицу времени против внешней силы F_2 со скоростью v_2 (реализуется мощность $N_2 = F_2v_2$). Этот процесс можно представить в виде следующего уравнения мощностей:

$$N_1 = F_1v_1 = pS_1v_1 = pQ = pS_2v_2 = F_2v_2 = N_2.$$

Таким образом, гидроцилиндр *1* в рассмотренном случае работает в режиме насоса, т. е. преобразует механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости, а гидроцилиндр *2* совершает обратное действие — преобразует энергию потока жидкости в механическую работу, т. е. выполняет функцию гидродвигателя.

На основании анализа работы этого простейшего объемного гидропривода, а также принимая во внимание задачи, которые

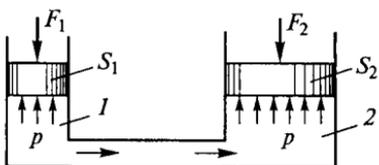


Рис. 11.1. Принципиальная схема простейшего объемного гидропривода:

1 — гидроцилиндр, работающий в режиме насоса; *2* — гидроцилиндр, работающий в режиме гидравлического двигателя

необходимо решать по управлению гидроприводом и обеспечению его работоспособности, можно заключить, что реальный объемный гидропривод обязательно должен включать в себя следующие элементы или группы элементов (число перечисленных ниже элементов в составе гидропривода не ограничивается):

энергопреобразователи — устройства, обеспечивающие преобразование механической энергии в гидроприводе: гидромашины, гидроаккумуляторы и гидропреобразователи;

гидросеть — совокупность устройств, обеспечивающих гидравлическую связь элементов гидропривода: рабочая жидкость, гидрролинии, соединительная арматура и т. п.;

кондиционеры рабочей среды — устройства для поддержания заданных качественных показателей состояния рабочей жидкости (чистота, температура и т. п.): фильтры, теплообменники и т. д.;

гидроаппараты — устройства для изменения или поддержания заданных значений параметров потоков (давления, расхода и др.): гидродроссели, гидроклапаны и гидрораспределители.

По виду источника энергии жидкости объемные гидроприводы делятся на три типа.

1. *Насосный гидропривод* — в нем источником энергии жидкости является объемный насос, входящий в состав гидропривода. По характеру циркуляции рабочей жидкости насосные гидроприводы разделяют на гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак, из которого всасывается насосом) и с замкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает сразу во всасывающую гидрролинию насоса).

2. *Аккумуляторный гидропривод* — в нем источником энергии жидкости является предварительно заряженный гидроаккумулятор. Такие гидроприводы используются в гидросистемах с кратковременным рабочим циклом или с ограниченным числом циклов (например гидропривод рулей ракеты).

3. *Магистральный гидропривод* — в этом гидроприводе рабочая жидкость поступает в гидросистему из централизованной гидравлической магистрали с заданным располагаемым напором (энергией).

Гидроприводы подразделяются также по виду движения выходного звена. *Выходным звеном* гидропривода считается выходное звено гидродвигателя, совершающее полезную работу. По этому признаку выделяют следующие объемные гидроприводы:

поступательного движения — в них выходное звено совершает возвратно-поступательное движение;

вращательного движения — в них выходное звено совершает вращательное движение;

поворотного движения — в них выходное звено совершает ограниченное (до 360°) возвратно-поворотное движение (применяются крайне редко).

Если в гидроприводе имеется возможность изменять только направление движения выходного звена, то такой гидропривод называется *нерегулируемым*. Если в гидроприводе имеется возможность изменять скорость выходного звена как по направлению, так и по величине, то такой гидропривод называется *регулируемым*.

11.4. Основные преимущества и недостатки объемных гидроприводов

Регулируемые объемные гидроприводы широко используются в качестве приводов станков, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, дорожных, строительных, транспортных и сельскохозяйственных машин и т. п. Такое широкое их применение объясняется рядом преимуществ этого типа привода по сравнению с механическими и электрическими приводами. Основные из этих преимуществ следующие.

1. Высокая удельная мощность гидропривода, т. е. передаваемая мощность, приходящаяся на единицу суммарного веса элементов. Этот параметр у гидравлических приводов в 3... 5 раз выше, чем у электрических, причем данное преимущество возрастает с ростом передаваемой мощности.

2. Относительно просто обеспечивается возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена гидропривода в широком диапазоне.

3. Высокое быстродействие гидропривода. Операции пуска, реверса и останова выполняются гидроприводом значительно быстрее, чем другими приводами. Это обусловлено малым моментом инерции исполнительного органа гидродвигателя (момент инерции вращающихся частей гидромотора в 5... 10 раз меньше соответствующего момента инерции электродвигателя).

4. Высокий коэффициент усиления гидроусилителей по мощности, значение которого достигает $\approx 10^5$.

5. Сравнительная простота осуществления технологических операций при заданном режиме, а также возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя и элементов гидропривода от перегрузок.

6. Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное.

7. Свобода компоновки агрегатов гидропривода.

Наряду с отмеченными достоинствами гидропривода, при его проектировании или решении вопроса о целесообразности его использования следует помнить также и о недостатках, присущих этому типу привода. Эти недостатки обусловлены в основном свойствами рабочей среды (жидкости). Отметим основные из этих недостатков.

1. Сравнительно невысокий КПД гидропривода и большие потери энергии при ее передаче на большие расстояния.

2. Зависимость характеристик гидропривода от условий эксплуатации (температура, давление). От температуры зависит вязкость рабочей жидкости, а низкое давление может стать причиной возникновения кавитации в гидросистеме или выделения из жидкости растворенных газов.

3. Чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания. Загрязнение рабочей жидкости абразивными частицами приводит к быстрому износу элементов прецизионных пар в гидравлических агрегатах и выводу их из строя.

4. Снижение КПД и ухудшение характеристик гидропривода по мере выработки им или его элементами эксплуатационного ресурса. Прежде всего происходит износ прецизионных пар, что приводит к увеличению зазоров в них и возрастанию утечек жидкости, т. е. снижению объемного КПД.

Таким образом, гидравлические приводы имеют, с одной стороны, неоспоримые преимущества по сравнению с другими типами приводов, а с другой стороны — существенные недостатки. В связи с этим перед специалистами, связанными с проектированием, изготовлением и обслуживанием гидроприводов, ставятся определенные задачи.

Задачами конструктора при проектировании гидропривода являются оптимизация его схемы, обеспечивающей выполнение приводом функциональных требований, и обоснованный выбор элементов гидропривода.

Задачами технолога при изготовлении элементов гидропривода являются обеспечение требуемого высокого качества изготовления, так как это оказывает колоссальное влияние на эксплуатационные характеристики гидропривода. Так, в прецизионных парах современных гидравлических агрегатов зазоры составляют 5 мкм и менее. Обеспечить такую точность достаточно сложно.

В задачи обслуживающего персонала во время эксплуатации гидропривода входит выполнение технических условий и требований по его эксплуатации, заключающееся прежде всего в выполнении правил монтажа гидропривода, регулярной смене фильтрующих элементов фильтров и замене рабочей жидкости, а также при необходимости в ее доливке. Выполнение этих требований позволяет значительно продлить срок службы как отдельных элементов гидропривода, так и всего гидропривода в целом.

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

12.1. Основные сведения об объемных насосах

В объемных насосах взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в замкнутых объемах (*рабочих камерах*), которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. При работе насоса такая камера сначала заполняется жидкостью из полости всасывания, затем она отсоединяется от полости всасывания и соединяется с полостью нагнетания. Когда рабочая камера соединена с полостью нагнетания, происходит вытеснение жидкости. Далее она вновь соединяется с полостью всасывания. Этот процесс повторяется многократно. Рабочий орган, обеспечивающий заполнение камеры жидкостью, а потом ее вытеснение, называют *вытеснителем*.

У объемного насоса может быть одна или несколько рабочих камер объемом W_k . Общее число рабочих камер z определяет рабочий объем насоса W_o . Под *рабочим объемом* W_o понимают максимальное количество жидкости, которое насос может подать за один цикл работы. Циклом работы для большинства объемных насосов является один оборот его вала. Следует иметь в виду, что у некоторых насосов каждая рабочая камера за один оборот вала может совершить две или более подачи жидкости. Число таких подач называется кратностью работы насоса k . Таким образом, для большинства объемных насосов рабочий объем может быть определен по формуле

$$W_o = W_k z k. \quad (12.1)$$

Рабочий объем W_o является важнейшим параметром насоса. Он во многом определяет его габариты и эксплуатационные показатели: подачу жидкости, полезную и потребляемую мощности. Необходимо отметить, что на практике применяются также насосы с переменными рабочими объемами. Такие насосы принято называть регулируемыми, а изменения рабочего объема насоса в процессе его работы — регулированием насоса.

Как было отмечено выше, рабочая камера соединяется с полостями всасывания и нагнетания попеременно. Это обуславливает свойства, характерные для объемных насосов и отличающие их от динамических насосов.

Первым из этих свойств является *герметичность*. Так как практически у всех объемных насосов рабочая камера в любой момент

времени соединена или с полостью всасывания, или с полостью нагнетания, то эти полости всегда изолированы друг от друга. Поэтому всасывающий и напорный трубопроводы также разделены.

Герметичность позволяет обеспечить значительное разрежение во всасывающей полости насоса. Это приводит к подъему жидкости во всасывающем трубопроводе перед началом нагнетания. Отличное свойство называют *самовсасыванием*.

Объемные насосы отличаются также *жесткостью характеристики*, т. е. увеличение давления насоса, вызванное сопротивлением в напорном трубопроводе, приводит к весьма небольшому уменьшению его подачи.

Следует также отметить, что эти насосы не требуют высоких скоростей для получения больших давлений и могут перекачивать жидкости существенно большей вязкости, чем динамические насосы.

Кроме указанных свойств, отличающих объемные насосы от динамических, необходимо отметить также их существенный недостаток — *неравномерность подачи*. Эти насосы нагнетают жидкость отдельными объемами (порциями). Число таких порций за один оборот вала зависит от конструкции насоса — числа рабочих камер и кратности их работы, но всегда подача объемного насоса носит в той или иной степени пульсирующий характер.

По характеру движения рабочего органа все объемные насосы разделяются на две группы: возвратно-поступательные (поршневые) и роторные.

Возвратно-поступательные насосы имеют два отличия, которые во многом определяют их свойства и параметры. Первым из них является неподвижность рабочей камеры относительно корпуса насоса. Второе отличие — наличие впускного и выпускного клапанов, которые служат для соединения рабочей камеры с полостями всасывания и нагнетания.

Роторные насосы имеют подвижные рабочие камеры, и у них отсутствуют клапаны. Соединение этих камер с полостями всасывания и нагнетания обеспечивается за счет их переноса от одной полости к другой и обратно.

12.2. Возвратно-поступательные (поршневые) насосы

В возвратно-поступательных насосах силовое взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в неподвижных рабочих камерах, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания за счет впускного и выпускного клапанов.

В качестве рабочего органа (вытеснителя) в возвратно-поступательных насосах используются поршень, плунжер или гибкая ди-

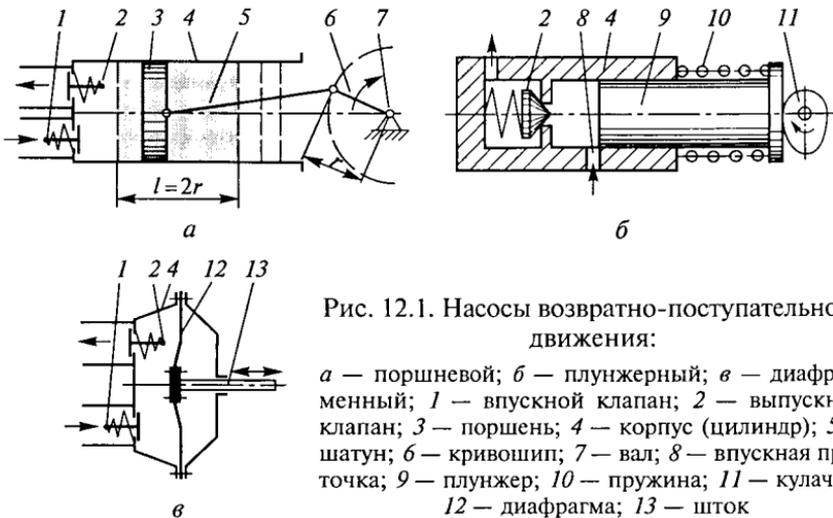


Рис. 12.1. Насосы возвратно-поступательного движения:

а — поршневой; *б* — плунжерный; *в* — диафрагменный; 1 — впускной клапан; 2 — выпускной клапан; 3 — поршень; 4 — корпус (цилиндр); 5 — шатун; 6 — кривошип; 7 — вал; 8 — впускная проточка; 9 — плунжер; 10 — пружина; 11 — кулачок; 12 — диафрагма; 13 — шток

афрагма. Поэтому такие насосы подразделяются на *поршневые*, *плунжерные* и *диафрагменные*.

Возвратно-поступательные насосы также подразделяются по способу привода на *прямодействующие* и *вальные*. Привод прямодействующего насоса осуществляется за счет возвратно-поступательного воздействия непосредственно на вытеснитель. Примером такого насоса является простейший насос с ручным приводом. Вальный насос приводится за счет вращения ведущего вала, которое преобразуется в возвратно-поступательное движение при помощи кулачкового или кривошипно-шатунного механизма.

Рассмотрим устройство и принцип работы поршневого насоса с вальным приводом. На рис. 12.1, *а* приведена конструктивная схема поршневого насоса с кривошипно-шатунным механизмом. Приводной вал 7 через кривошип 6 радиусом r и шатун 5 приводит в движение поршень 3 площадью S_p , который движется возвратно-поступательно в корпусе (цилиндре) 4. Насос имеет два подпружиненных клапана: впускной 1 и выпускной 2. Рабочей камерой данного насоса является пространство слева от поршня, ограниченное корпусом 4 и крайними положениями поршня 3; оно на рисунке затемнено. При движении поршня 3 вправо жидкость через впускной клапан 1 заполняет рабочую камеру, т. е. обеспечивается всасывание. При движении поршня 3 влево жидкость нагнетается в напорный трубопровод через клапан 2.

Рассматриваемый насос имеет одну рабочую камеру ($z = 1$), и за один оборот вала поршень 3 совершает один рабочий ход, т. е. это насос однократного действия ($k = 1$). Из анализа рис. 12.1, *а* следует, что рабочий ход l поршня 3 равен двум радиусам криво-

шипа б. Тогда в соответствии с (12.1) рабочий объем насоса равен объему рабочей камеры и может быть вычислен по формуле

$$W_o = W_k = S_n 2r.$$

Насосы с поршнем в качестве вытеснителя являются самыми распространенными из возвратно-поступательных насосов. Они могут создавать значительные давления (до 30...40 МПа). Однако выпускаются также насосы, рассчитанные на значительно меньшие давления (до 1...5 МПа). Скоростные параметры этих насосов (число рабочих циклов в единицу времени) во многом определяются конструкцией клапанов, так как они являются наиболее инерционными элементами. Насосы с подпружиненными клапанами допускают до 100...300 рабочих циклов в минуту. Насосы с клапанами специальной конструкции позволяют получить до 300...500 циклов в минуту.

В поршневых насосах существуют все три вида потерь, отмеченных в подразд. 11.2, т. е. объемные, гидравлические и механические потери. Объемные КПД η_o большинства поршневых насосов составляют 0,85...0,98. Гидравлические КПД $\eta_{г}$, определяемые потерями напора в клапанах, находятся в пределах 0,8...0,9, а механические КПД η_m — 0,94...0,96. Полный КПД η_n [см. формулу (11.9)] для большинства поршневых насосов составляет 0,75...0,92.

Значительно реже применяются насосы с плунжером в качестве вытеснителя. У этих насосов существенно больше поверхность контакта между корпусом и вытеснителем, что позволяет значительно лучше уплотнить рабочую камеру. Плунжерные насосы обычно изготавливаются с высокой точностью, поэтому они являются весьма дорогими, но позволяют получать очень большие давления — до 150...200 МПа. Основной областью использования плунжерных насосов являются системы топливоподачи дизелей.

На рис. 12.1, б приведена конструктивная схема такого насоса с кулачковым приводом. Ведущий вал приводит во вращение кулачок 11, который воздействует на плунжер 9, совершающий возвратно-поступательные движения в корпусе (цилиндре) 4, причем движение плунжера влево обеспечивается кулачком 11, а обратный ход — пружиной 10. Данный насос имеет только один клапан — выпускной 2. Отсутствие впускного клапана является особенностью насосов, используемых на дизелях. Их топливные системы обычно имеют вспомогательные насосы, и заполнение рабочей камеры плунжерного насоса обеспечивается через проточку 8 вспомогательным насосом.

Диафрагменные насосы в отличие от насосов, рассмотренных выше, достаточно просты в изготовлении и поэтому являются дешевыми. На рис. 12.1, в приведена схема прямодействующего ди-

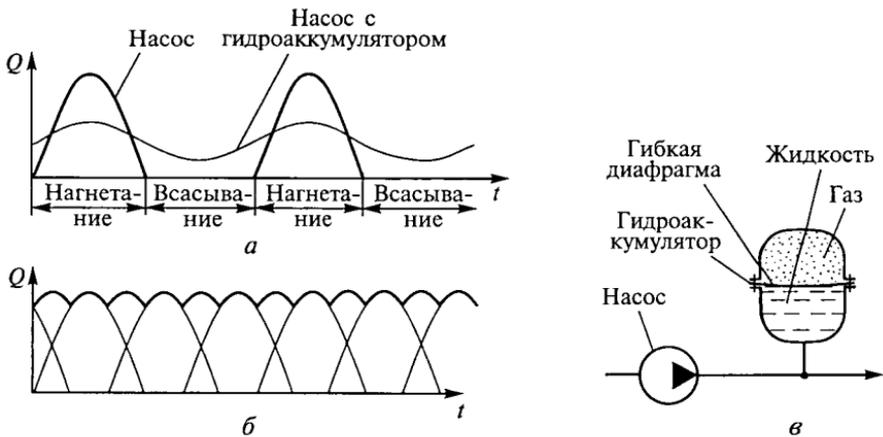


Рис. 12.2. График подачи однопоршневого (а) и трехпоршневого (б) насосов и схема поршневого насоса с гидроаккумулятором (в)

афрагменного насоса. В корпусе 4 насоса закреплена гибкая диафрагма 12, прикрепленная также к штоку 13. Насос имеет два подпружиненных клапана: впускной 1 и выпускной 2. Рабочей камерой насоса является объем внутри корпуса 4, расположенный слева от диафрагмы 12. Рабочий процесс диафрагменного насоса не отличается от рабочего процесса поршневого насоса.

Диафрагменные насосы не могут создавать высокое давление, так как оно ограничивается прочностью диафрагмы. Его максимальные значения в большинстве случаев не превышают 0,1...0,3 МПа. Диафрагменные насосы нашли применение в топливных системах карбюраторных двигателей.

Очень существенным недостатком возвратно-поступательных насосов с вытеснителем любой конструкции является крайняя неравномерность их подачи Q во времени t . Это вызвано чередованием тактов всасывания и нагнетания. График подачи Q , представленный на рис. 12.2, а, наглядно демонстрирует эту неравномерность. Для ее снижения используют два способа.

Первым из этих способов является применение многокамерных насосов. В этом случае нагнетание осуществляется несколькими вытеснителями по очереди или одновременно. На рис. 12.2, б представлен график подачи трехпоршневого насоса, на котором тонкими линиями показаны подачи отдельных рабочих камер, а толстой — суммарная подача насоса. Конструкции многокамерных насосов весьма разнообразны, но в большинстве случаев это насосы с несколькими рабочими камерами в одном корпусе. При увеличении числа рабочих камер с целью уменьшения неравномерности подачи предпочтение следует отдавать насосам с нечетным числом камер.

Вторым способом снижения неравномерности подачи жидкости является установка на выходе насосов гидравлических аккумуляторов. На рис. 12.2, в приведена схема насоса с гидравлическим аккумулятором, который представляет собой замкнутую емкость, разделенную гибкой диафрагмой на две полости. При ходе нагнетания часть подаваемой насосом жидкости заполняет нижнюю полость гидроаккумулятора, а газ (воздух) в верхней полости сжимается. При ходе всасывания давление в трубопроводе снижается и жидкость из гидроаккумулятора вытесняется сжатым газом. График подачи Q во времени t такого устройства приведен на рис. 12.2, а. Следует отметить, что вместо термина гидроаккумулятор в литературе используется также термин воздушный колпак.

12.3. Общие свойства и классификация роторных насосов

В роторных насосах взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в подвижных рабочих камерах, которые попеременно соединяются с полостями всасывания и нагнетания. Это дает возможность исключить из конструкций насосов клапаны.

Отсутствие клапанов позволяет иметь у роторных насосов значительно бóльшую *быстроходность*, т.е. число рабочих циклов в единицу времени. Кроме того, это обеспечивает роторным насосам и второе отличие от поршневых насосов — *обратимость*, т.е. практически любой роторный насос может быть использован в качестве гидродвигателя.

Важной конструктивной особенностью роторных насосов является многокамерность. Это обеспечивает им бóльшую *равномерность подачи* по сравнению с возвратно-поступательными насосами. Однако их подача не может быть абсолютно равномерной, и ее пульсация всегда имеет место. Эта пульсация всегда меньше для насосов с нечетным числом рабочих камер.

Роторные насосы обладают и существенным недостатком, который вытекает из их конструктивных особенностей. Дело в том, что жидкость, которую перекачивает роторный насос, должна одновременно обеспечивать смазывание его поверхностей. Поэтому она должна быть чистой и неагрессивной по отношению к материалу насоса, а также обладать смазывающими способностями.

Отсутствие клапанов в роторных насосах повлекло за собой значительное уменьшение гидравлических потерь, что позволяет пренебрегать ими и принимать гидравлический КПД равным единице ($\eta_r = 1$). Таким образом, в соответствии с (11.9) полный КПД η_n роторного насоса равен произведению объемного η_o и механического η_m КПД ($\eta_n = \eta_o \eta_m$).



Рис. 12.3. Классификация роторных насосов

Роторные насосы имеют чрезвычайно большое разнообразие конструкций. Классификацию этих насосов определяет ГОСТ 17398—72, который включает всевозможные конструктивные исполнения. В данном учебнике приводится упрощенный вариант классификации роторных насосов, в которую включены наиболее используемые в машиностроении насосы (рис. 12.3).

Как следует из анализа схемы (см. рис. 12.3), все роторные насосы делятся на две большие группы. В первую группу входят насосы, использующие только вращательное движение. Во вторую группу включены насосы с вращательным и возвратно-поступательным движением.

Из роторно-вращательных насосов наибольшее распространение получили *шестеренные* насосы, которые применяются практически во всех отраслях машиностроения. Из роторно-поступательных достаточно широко используются *пластинчатые* и *роторно-поршневые* насосы.

12.4. Шестеренные насосы

Шестеренный насос — это зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих герметическое замыкание рабочих камер и передачу вращающего момента с ведущего вала на ведомый. Шестеренные насосы могут быть с внешним и внутренним зацеплением.

Наиболее простым по конструкции и самым распространенным является шестеренный насос с внешним зацеплением (рис. 12.4). Он состоит из корпуса 4 и двух эвольвентных зубчатых колес (ше-

стерен) 1 и 3, находящихся в зацеплении. В представленной конструкции ведущей является шестерня 1, а ведомой — 3.

Жидкость во всасывающей полости заполняет впадины между зубьями (в том числе затемненную впадину 2). Затем впадины с жидкостью перемещаются по дугам окружности от полости всасывания в полость нагнетания (показано штрихпунктирной линией). В полости нагнетания каждый зуб входит в соответствующую впадину и вытесняет из нее жидкость (в частности, зуб 6 входит в затемненную впадину 5). Таким образом жидкость вытесняется из впадин в полость нагнетания. Следует иметь в виду, что впадина несколько больше зуба, поэтому часть жидкости возвращается обратно в полость всасывания.

Следовательно, рабочей камерой шестеренного насоса является впадина между зубьями, точнее, та часть ее объема, которую занимает зуб при вытеснении жидкости. Для приближенного определения рабочего объема насоса W_0 принимают объемы зубьев и впадин равными. Тогда можно считать, что рабочий объем насоса равен суммарному объему всех впадин и зубьев одной шестерни и может быть определен по формуле

$$W_0 = \pi Dbh, \quad (12.2)$$

где D — диаметр начальной окружности шестерни; b — ширина шестерни; h — высота зубьев (глубина впадин).

Для анализа влияния параметров зацепления на рабочий объем насоса целесообразно связать его с модулем зацепления. Так как высота зуба равна двум модулям ($h = 2m$), а диаметр начальной окружности шестерни — произведению модуля и числа зубьев ($D = mz$), то (12.2) преобразуется в формулу

$$W_0 = 2\pi bzm^2.$$

Формула позволяет сделать вывод, что рабочий объем W_0 увеличивается пропорционально числу зубьев z в первой степени и квадрату модуля m . Таким образом, для увеличения подачи насоса целесообразнее увеличивать модуль зацепления m за счет снижения числа зубьев z . На практике обычно применяют насосы с числом зубьев $z = 8 \dots 18$.

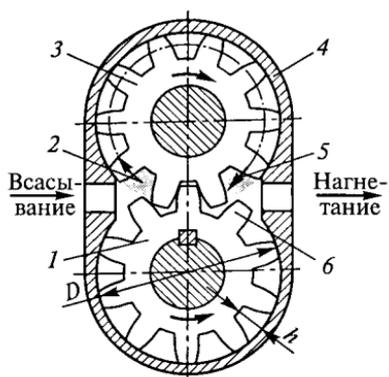


Рис. 12.4. Шестеренный насос:

1 — ведущая шестерня; 2, 5 — впадины (рабочие камеры); 3 — ведомая шестерня; 4 — корпус; 6 — зуб

Шестеренные насосы с внешним зацеплением получили широкое распространение в машиностроении, так как они просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Эти насосы выпускаются для гидросистем как с высокими давлениями (до 15... 20 МПа), так и с более низкими (1 ... 10 МПа). Первые находят применение в гидросистемах тракторов, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин, а вторые используются в станочных гидроприводах и гидросистемах поршневых двигателей. Частоты вращения большинства шестеренных насосов с внешним зацеплением находятся в диапазоне 1000... 2500 об/мин. Полные КПД этих насосов обычно составляют 0,75... 0,85, а объемные КПД — 0,85... 0,95.

Кроме шестеренных насосов с внешним зацеплением, бывают также шестеренные насосы с внутренним зацеплением, когда шестерня меньших размеров располагается внутри более крупного зубчатого колеса. Такие насосы компактнее, но из-за более сложной конструкции по сравнению с насосами с внешним зацеплением они не нашли широкого применения.

12.5. Пластинчатые насосы

Пластинчатый насос — это роторно-поступательный насос с рабочими органами (вытеснителями) в виде плоских пластин. Пластинчатые насосы могут быть однократного, двукратного или многократного действия.

На рис. 12.5, *a* приведена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. В пазах вращающегося ротора 4, ось

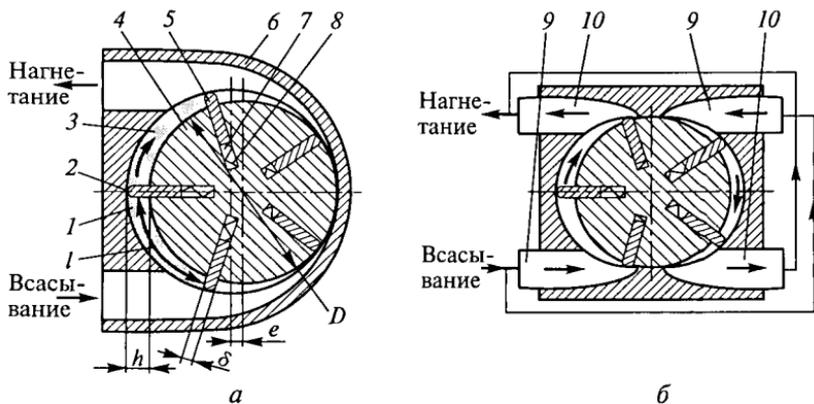


Рис. 12.5. Пластинчатые насосы однократного (*a*) и двукратного (*б*) действия:

1, 3 — рабочие камеры; 2 — точка контакта; 4 — ротор; 5 — пластина; 6 — статор (корпус); 7 — паз; 8 — пружина; 9 — область всасывания; 10 — область нагнетания

которого смещена относительно оси неподвижного статора b на величину эксцентриситета e , установлены несколько пластин 5 с пружинами δ . Вращаясь вместе с ротором, эти пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах 7 ротора. Рабочими камерами являются объемы 1 и 3 , ограниченные соседними пластинами, а также поверхностями ротора 4 и статора 6 . При вращении ротора рабочая камера 1 , соединенная с полостью всасывания, увеличивается в объеме и происходит ее заполнение. Затем она переносится в зону нагнетания. При дальнейшем перемещении ее объем уменьшается и происходит вытеснение жидкости (из рабочей камеры 3).

Для расчета рабочего объема пластинчатого насоса W_0 может быть использована формула (12.1), при этом объем рабочей камеры W_k следует определять в ее крайнем левом положении, т. е. когда она изолирована от полостей всасывания и нагнетания. В этом случае

$$W_k = hlb, \quad (12.3)$$

где h — высота рабочей камеры ($h = 2e$); l — средняя длина части окружности, ограниченной двумя пластинами; b — ширина пластины.

Длина l может быть приближенно определена по диаметру ротора D с учетом толщины пластины δ и числа пластин z , т. е. $l = (\pi D - \delta z)/z$. Тогда с учетом формул (12.1) и (12.3) получим приближенную зависимость для вычисления рабочего объема пластинчатого насоса:

$$W_0 = 2e(\pi D - \delta z)bk. \quad (12.4)$$

Из анализа последней формулы следует, что для увеличения рабочего объема пластинчатого насоса W_0 при сохранении его габаритов, т. е. размеров D и b , необходимо увеличивать эксцентриситет e .

Кроме того, рабочий объем пластинчатого насоса может быть увеличен за счет кратности его работы k , что достаточно широко применяется на практике. На рис. 12.5, b приведена конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия. Внутренняя поверхность такого насоса имеет специальный профиль, что позволяет каждой пластине за один оборот вала дважды производить подачу жидкости. У пластинчатого насоса двукратного действия имеются две области всасывания 9 , которые объединены одним трубопроводом, и две области нагнетания 10 , также объединенные общим трубопроводом. На практике применяются насосы и с большей кратностью, но их конструкции сложнее, поэтому использование таких насосов ограничено.

Для пластинчатых насосов важным является обеспечение герметичности в месте контакта пластины и корпуса (точка 2 на

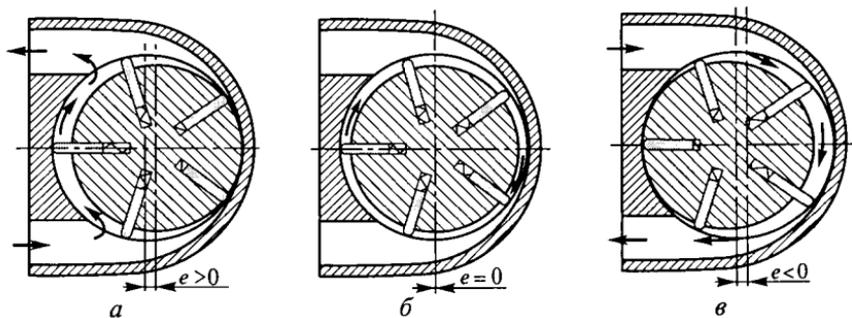


Рис. 12.6. Схема регулирования прямой (а), нулевой (б) и обратной (в) подач пластинчатого насоса

рис. 12.5, а). В насосах с высокими скоростями это может быть получено за счет центробежных сил. В конструкции, показанной на рис. 12.5, а, герметичность обеспечивают пружины 8. В некоторых насосах это достигается за счет давления, создаваемого в пазах 7.

В подразд. 12.1 отмечалось, что насосы могут быть регулируемы, т. е. иметь переменный рабочий объем. Конструкция пластинчатого насоса однократного действия позволяет изменять его рабочий объем в процессе работы. Для этого достаточно сделать вал ротора подвижным относительно корпуса. Тогда при смещении ротора 4 влево можно не только уменьшить величину e , а следовательно, подачу насоса, но и изменить направление потока жидкости (при $e < 0$), не меняя направления вращения вала. Для иллюстрации этого на рис. 12.6 показаны три характерных положения ротора регулируемого пластинчатого насоса. Следует отметить, что пластинчатые насосы двукратного и многократного действия не могут быть регулируемы.

Пластинчатые насосы компактны, просты в производстве и надежны в эксплуатации. Поэтому они нашли применение в технике, в первую очередь в станкостроении. Максимальные давления, создаваемые ими, составляют 7... 14 МПа. Частоты вращения пластинчатых насосов обычно находятся в диапазоне 1000... 1500 об/мин. Полные КПД для большинства составляют 0,60... 0,85, а объемные КПД — 0,70... 0,92. Выпускаются также регулируемые пластинчатые насосы.

12.6. Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневой насос — это роторный насос с вытеснителями в виде поршней или плунжеров. Роторно-поршневые насосы подразделяются на аксиально-поршневые, у которых возвратно-поступательное движение поршней параллельно оси вра-

щения насоса, и радиально-поршневые, у которых возвратно-поступательное движение поршней происходит в радиальном направлении.

Аксиально-поршневые насосы выполняются с наклонным диском (шайбой) и с наклонным блоком относительно оси вращения насоса.

На рис. 12.7, *a* представлена конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и плунжерами в качестве вытеснителей. Основным элементом насоса является блок 4 с плунжерами 5, который приводится в движение валом 8 и вращается относительно корпуса (корпус на рис. 12.7, *a* не показан). Плунжеры опираются на упорный подшипник 6 диска 7, наклоненный под углом γ . Важным элементом насоса является неподвижный торцевой распределитель 1 с окнами 9 и 10. Рабочие камеры 2 и 3 насоса представляют собой замкнутые объемы внутри блока 4.

При работе насоса плунжеры 5 вращаются вместе с блоком 4 и одновременно скользят вместе с подшипником 6 по наклонному диску 7. За счет диска 7 и пружин внутри рабочих камер обеспечивается возвратно-поступательное движение плунжеров 5 относительно блока 4. При этом рабочие камеры меняют свой объем от минимального (позиция 3) до максимального (позиция 2) и обратно. Для подвода и отвода жидкости служит не-

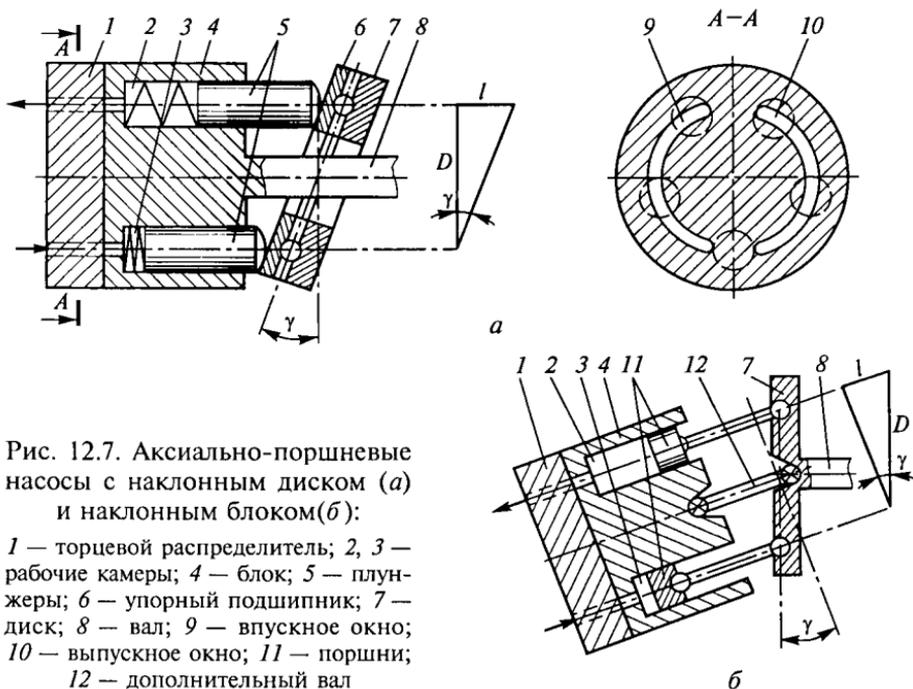


Рис. 12.7. Аксиально-поршневые насосы с наклонным диском (*a*) и наклонным блоком (*б*):

1 — торцевой распределитель; 2, 3 — рабочие камеры; 4 — блок; 5 — плунжеры; 6 — упорный подшипник; 7 — диск; 8 — вал; 9 — впускное окно; 10 — выпускное окно; 11 — поршни; 12 — дополнительный вал

подвижный распределитель 1 с дугообразными окнами 9 и 10. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется со всасывающим трубопроводом через окно 9, а при уменьшении — с напорным трубопроводом через окно 10.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком 4 (рис. 12.7, б) несколько отличается по конструкции от предыдущего насоса. Главное отличие заключается в том, что у него относительно оси вращения (вала 8) наклонен не диск 7, а блок 4. Из-за наклона блока 4 относительно ведущего вала 8 у большинства насосов такой конструкции имеется дополнительный вал 12 с шарнирами для передачи вращающего момента от диска 7 на блок 4. В приведенной конструкции вытеснителями являются поршни 11, которые нагнетают жидкость из рабочих камер 2 и 3 через торцевой распределитель 1.

Принципы работы насосов с наклонным блоком и наклонным диском не отличаются друг от друга, но в показанной на рис. 12.7, б конструкции поршни 11 совершают возвратно-поступательное движение за счет кинематической связи между ними и диском 7. Это отличие не является принципиальным. Такие конструкции вытеснителей используются и в насосах с наклонными дисками.

Объем рабочей камеры W_k для обеих разновидностей этих насосов равен произведению площади поршня (плунжера) S_n и его рабочего хода l ($W_k = S_n l$). Однако рабочий ход l для этих насосов будет вычисляться по разным зависимостям. Для их определения на рис. 12.7 построены треугольники, показывающие связь рабочего хода l с диаметром D . Из геометрических соотношений следует, что для насоса с наклонным диском $l = D \operatorname{tg} \gamma$, а для насоса с наклонным блоком $l = D \sin \gamma$. Тогда с учетом (12.1) получим формулы для вычисления рабочих объемов аксиально-поршневого насоса с наклонным диском $W_{од}$ и наклонным блоком $W_{об}$:

$$W_{од} = S_n z D \operatorname{tg} \gamma \quad (12.5)$$

и

$$W_{об} = S_n z D \sin \gamma. \quad (12.6)$$

Аксиально-поршневые насосы могут быть регулируемы. Регулирование обеспечивается за счет изменения угла γ наклона диска 7 (у насоса с наклонным диском, см. рис. 12.7, а) или угла γ наклона блока 4 (у насоса с наклонным блоком, см. рис. 12.7, б). В обоих случаях это приводит к изменению хода вытеснителя и рабочего объема насоса [см. формулы (12.5) и (12.6)].

Аксиально-поршневые насосы отличаются от ранее рассмотренных насосов сложностью изготовления и, как следствие, большей стоимостью, но имеют существенно лучшие эксплуатационные характеристики. Они создают давления до 30...40 МПа, могут рабо-

тать в широком диапазоне частот вращения (500...4000 об/мин и более). Полные КПД этих насосов достигают 0,90...0,92, а объемные КПД — 0,95...0,98. Аксиально-поршневые насосы применяются в авиации, машинах для строительных и дорожных работ, а также в сельскохозяйственном машиностроении и станкостроении.

В радиально-поршневых насосах вытеснителями также являются поршни или плунжеры, но расположенные радиально. На рис. 12.8 представлена конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия. Основным элементом насоса является ротор 4 с плунжерами 5, который вращается относительно корпуса 6 насоса. Ротор 4 установлен в корпусе 6 со смещением оси (с эксцентриситетом e). Полости всасывания и нагнетания располагаются в центре насоса и разделены перемышкой 2.

При работе насоса плунжеры 5 вращаются вместе с ротором 4 и одновременно скользят по корпусу 6. За счет этого и пружин внутри рабочих камер обеспечивается возвратно-поступательное движение плунжеров 5 относительно ротора 4. Когда рабочая камера перемещается из верхнего положения 3 в нижнее 1, ее объем увеличивается. При этом перемещении она через отверстие в роторе 4 соединена с полостью всасывания, поэтому обеспечивается ее заполнение рабочей жидкостью — всасывание. При обратном перемещении — из нижнего положения 1 в верхнее 3 — камера уменьшается и происходит вытеснение жидкости в полость нагнетания.

Объем рабочей камеры W_k найдем как произведение площади плунжера S_n и его рабочего хода l ($W_k = S_n l$). Из анализа рис. 12.7 следует, что $l = 2e$. Тогда с учетом (12.1) получим формулу для рабочего объема насоса:

$$W_o = 2S_n e k z. \quad (12.7)$$

В формулу (12.7) включена кратность работы k , так как радиально-поршневые насосы могут быть дву- и многократного действия. Это обеспечивается за счет создания на внутренней поверхности корпуса специального профиля (как у пластинчатого насоса двукратного действия, см. рис. 12.5, б), благодаря которому каждый плунжер совершает два или более рабочих ходов за один оборот ротора.

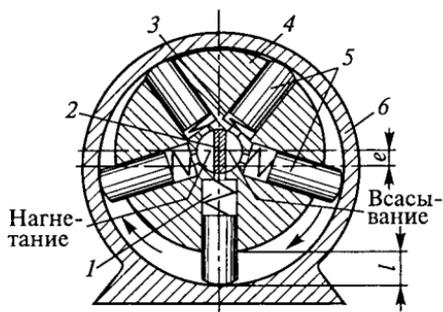


Рис. 12.8. Радиально-поршневой насос:

1, 3 — рабочие камеры; 2 — перемышка; 4 — ротор; 5 — плунжеры; 6 — корпус

Следует также отметить, что эти насосы однократного действия могут быть регулируемы. В регулируемом насосе изменение рабочего объема обеспечивается за счет смещения ротора 4 относительно корпуса б, т.е. за счет изменения величины e .

Радиально-поршневые насосы применяются существенно реже, чем аксиально-поршневые. Их главное отличие от других роторных насосов заключается в том, что они выпускаются с большими рабочими объемами.

12.7. Характеристики насоса и насосной установки

Под насосной установкой понимают насос с дополнительными устройствами, обеспечивающими его работу с необходимыми параметрами и характеристикой. Характеристикой насоса называют графическую зависимость давления на выходе насоса от его подачи, полученную при постоянной частоте вращения его вала.

Для построения характеристики насоса (рис. 12.9, а) прежде всего необходимо найти его теоретическую (идеальную) подачу, которая при рабочем объеме W_0 и данной частоте вращения вала n определяется по формуле

$$Q_T = W_0 n. \quad (12.8)$$

Такая подача насоса существует при нулевом давлении на выходе насоса (точка А). Из (12.8) следует, что теоретическая подача не зависит от давления насоса, поэтому характеристика идеального объемного насоса представляет собой прямую вертикальную линию I.

Действительная подача насоса меньше теоретической на величину объемных потерь, которые вызваны утечками жидкости через зазоры из полостей с высокими давлениями. Такие утечки существуют в любом самом технически совершенном насосе. Так как зазоры имеют, как правило, малые поперечные размеры, то режим течения в них ламинарный, т.е. величина расхода утечек пропорциональна перепаду давления в первой степени ($q_{ут} \sim p$). Поэтому действительная характеристика насоса представляет собой прямую линию II с наклоном в сторону снижения подачи. Утечки $q_{ут}$ растут пропорционально давлению p ($q''_{ут} > q'_{ут}$), а подача насоса с ростом давления уменьшается ($Q''_н < Q'_н$).

Действительная характеристика насоса (линия III) может быть построена при известном объемном КПД η_0 . Например, известен η_0 насоса при давлении $p = p^*$. Тогда с использованием формулы (11.7) следует вычислить подачу насоса, соответствующую этому давлению, $Q^* = Q_T \eta_0$ и на график нанести точку с координатами Q^* и p^* (точка В). Соединив точки А и В прямой линией III, получим действительную характеристику объемного насоса.

При такой характеристике (линия III) подача насоса незначительно зависит от давления. Однако в ряде гидросистем требуется переменная подача. Для этого линию III «переламывают» в какой-то точке *C*, получая новую линию II. На участке *CD* можно существенно изменять подачу при небольшом изменении давления. Линию II иногда называют регуляторной ветвью характеристики. Характеристика *ACD* может быть получена с помощью дополнительных устройств и поэтому является характеристикой не насоса, а насосной установки. На практике она обеспечивается двумя способами: с помощью переливного клапана или с помощью регулятора подачи.

На рис. 12.9, б представлена схема насосной установки, включающей насос 4 и переливной клапан 2, основным элементом которого является подпружиненный плунжер 3. При небольших давлениях на выходе насоса *p* плунжер 3 под действием пружины занимает крайнее верхнее положение и перекрывает регулируемую щель 1, поэтому вся жидкость от насоса идет в гидросистему ($Q_{\text{ну}} = Q_{\text{н}}$). Этому режиму работы соответствует линия *AC* на рис. 12.9, а.

При некотором давлении p_p , которое называют давлением настройки клапана, клапан 2 начнет открываться (точка *C* на рис. 12.9, а), т. е. часть подаваемой насосом жидкости будет направляться через щель 1 клапана 2 в бак, а подача насосной установки умень-

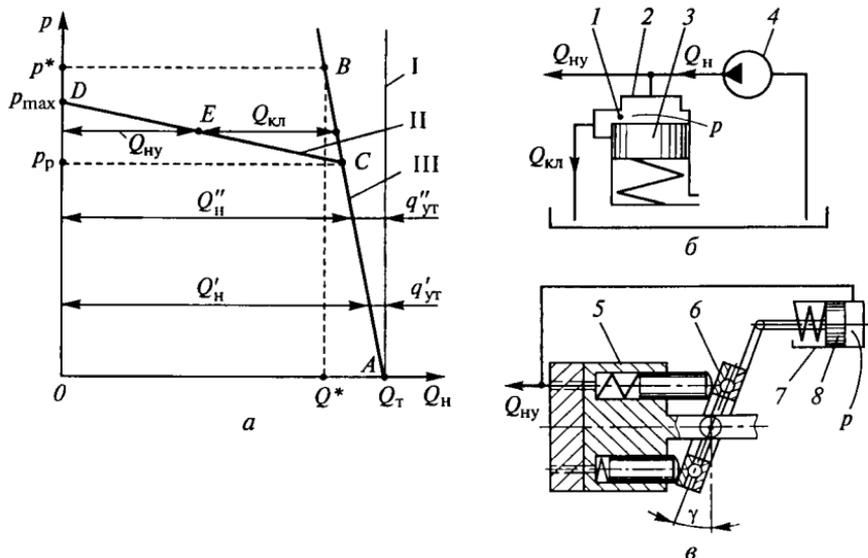


Рис. 12.9. Насосная установка:

а — характеристика; б — схема с переливным клапаном; в — схема с регулятором подачи; 1 — щель; 2 — переливной клапан; 3 — плунжер; 4 — нерегулируемый насос; 5 — регулируемый насос; 6 — наклонный диск; 7 — регулятор; 8 — поршень

шится на величину подачи (расхода) через клапан $Q_{\text{кл}}$: $Q_{\text{ну}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{кл}}$ (точка E на рис. 12.9, a). При увеличении давления щель l и расход через клапан $Q_{\text{кл}}$ будут увеличиваться, а подача $Q_{\text{ну}}$ насосной установки — уменьшаться. Наконец, при давлении $p = p_{\text{max}}$ плунжер 3 полностью сместится вниз и вся подаваемая насосом жидкость будет перепускаться в бак через щель l ($Q_{\text{н}} = Q_{\text{кл}}$), а подача насосной установки станет равной нулю ($Q_{\text{ну}} = 0$, точка D на рис. 12.9, a).

Второй способ изменения подачи применим только для регулируемых насосов, т. е. для насосов с переменным рабочим объемом. На рис. 12.9, b представлена схема насосной установки, которая включает в себя аксиально-поршневой регулируемый насос 5 с наклонным диском 6 и регулятор подачи 7 . Основным элементом регулятора является подпружиненный поршень 8 , который кинематически связан с наклонным диском 6 . При небольших давлениях насоса p поршень 8 под действием пружины занимает крайнее правое положение, диск 6 наклонен под углом γ_{max} и подача насоса максимальна. Этому режиму работы соответствует линия AC на рис. 12.9, a . При некотором давлении p_p , которое называют давлением настройки регулятора (точка C на рис. 12.9, a), поршень 8 начнет сдвигаться влево. При $p_p < p < p_{\text{max}}$ он займет какое-то промежуточное положение, диск насоса будет установлен под углом $0 < \gamma < \gamma_{\text{max}}$, а подача будет $0 < Q < Q_{\text{max}}$. Этому режиму соответствует одна из точек линии CD (например, точка E на рис. 12.9, a). При дальнейшем увеличении давления поршень 8 будет смещаться еще левее и при $p = p_{\text{max}}$ займет крайнее левое положение. В этом случае угол наклона диска γ и подача насоса Q станут равными нулю (точка D на рис. 12.9, a).

Оба рассмотренных способа регулирования подачи используются в технике. Насосная установка с регулятором подачи имеет высокий КПД, так как во всем рабочем диапазоне подаваемая насосом жидкость целиком поступает в гидросистему, но требует регулируемых насосов, которые сложны в изготовлении и, следовательно, дороги. Насосная установка с клапаном менее экономична в эксплуатации, так как при ее использовании часть подаваемой насосом жидкости перепускается в бак через клапан, не совершая полезной работы.

В заключение следует отметить, что, кроме формул (12.7) и (12.8), при расчете гидросистем используется также зависимость, связывающая давление насоса p с вращающим моментом M на его валу:

$$M = \frac{1}{2\pi} W_o p \frac{1}{\eta_m}, \quad (12.9)$$

где η_m — механический КПД насоса.

12.8. Объемные гидравлические двигатели

В гидравлическом двигателе происходит преобразование энергии потока жидкости в механическую работу. К нему подводится жидкость под давлением, а на выходе имеет место возвратно-поступательное или вращательное движение выходного звена. По характеру движения выходного звена из объемных гидродвигателей выделяют две большие группы: *гидравлические цилиндры* (гидроцилиндры) и *гидравлические моторы* (гидромоторы).

12.8.1. Гидроцилиндры

Гидравлическим цилиндром называется объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. Гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов различных машин. По конструкции и принципу действия гидроцилиндры очень разнообразны и классифицируются в соответствии с ГОСТ 17752—81.

По направлению действия рабочей жидкости все гидроцилиндры подразделяют на две группы: одностороннего и двухстороннего действия. На рабочий орган гидроцилиндра одностороннего действия жидкость может оказывать давление только с одной стороны, как в схемах на рис. 12.10, *а*, *з*, *д*. В этих цилиндрах движение

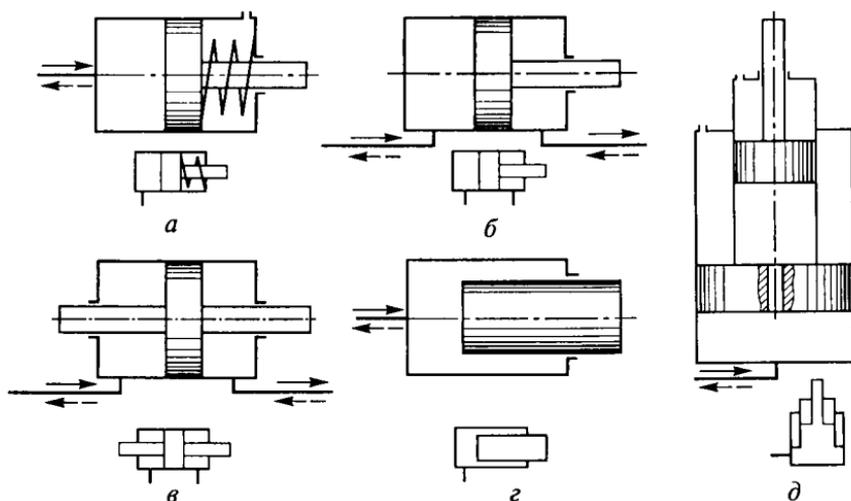


Рис. 12.10. Схемы гидроцилиндров и их условные графические обозначения: *а* — поршневого одностороннего действия; *б* — поршневого двухстороннего действия; *в* — поршневого двухстороннего действия с двухсторонним штоком; *г* — плунжерного; *д* — телескопического

поршня в одну сторону обеспечивается за счет жидкости, подводимой в полость, а обратное перемещение — другим способом — за счет пружины (см. рис. 12.10, *а*) или веса груза при вертикальном движении поршня (см. рис. 12.10, *д*). Перемещение рабочего органа гидроцилиндра двухстороннего действия в обоих направлениях обеспечивается за счет рабочей жидкости (рис. 12.10, *б, в*). В таких гидроцилиндрах жидкость подводится как в левую полость, так и в правую.

Гидроцилиндры подразделяются также по конструкции рабочего органа. Наибольшее распространение получили гидроцилиндры с рабочим органом в виде поршня или плунжера, причем поршневые гидроцилиндры могут быть выполнены с односторонним (см. рис. 12.10, *а, б*) или двухсторонним штоком (см. рис. 12.10, *в*), а плунжерные гидроцилиндры могут быть только одностороннего действия и с односторонним штоком (см. рис. 12.10, *з*).

По характеру хода выходного звена гидроцилиндры делятся на одноступенчатые и телескопические (многоступенчатые). Одноступенчатые гидроцилиндры показаны на рис. 12.10, *а—г*. Телескопические гидроцилиндры представляют собой несколько вставленных друг в друга поршней. В качестве примера на рис. 12.10, *д* приведена схема двухступенчатого телескопического гидроцилиндра одностороннего действия. В таком гидроцилиндре поршни выдвигаются последовательно друг за другом.

Полный КПД гидроцилиндров определяется в первую очередь механическим КПД, который для большинства конструкций составляет 0,85...0,95. Гидравлические потери в цилиндрах практически отсутствуют, и гидравлический КПД $\eta_r = 1$. Объемные потери в рассматриваемых устройствах могут иметь место в зазоре между поршнем и цилиндром. Однако при уплотнении этого места резиновыми кольцами или манжетами они малы. Тогда объемный КПД также можно считать равным единице ($\eta_o = 1$).

При расчете перепада давлений на гидроцилиндре используют две основные формулы. Рассмотрим их на примере гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 12.11).

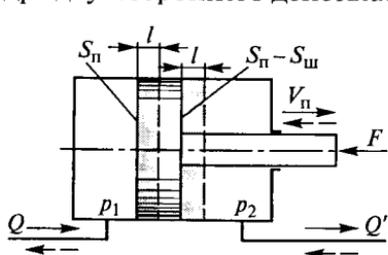


Рис. 12.11. Схема для расчета перепада давлений на гидроцилиндре

Первая из них связывает силу F на штоке и перепад давлений на гидроцилиндре $\Delta p = p_1 - p_2$. С упрощением она выглядит следующим образом:

$$F = \Delta p S \eta_m, \quad (12.10)$$

где S — эффективная площадь, на которую действует подводимое давление.

При движении жидкости слева направо на расчетной схеме (см. рис.

12.11) этой площадью является площадь поршня ($S = S_n$), а при обратном движении — площадь поршня за вычетом площади штока ($S = S_n - S_{ш}$).

Вторая формула связывает расход и скорость движения поршня:

$$Q = V_n S_n \frac{1}{\eta_o}$$

или

$$Q' = V_n (S_n - S_{ш}) \frac{1}{\eta_o}. \quad (12.11)$$

Формула записана в двух вариантах, так как расходы до гидроцилиндра и после него различны. Для пояснения этого представим, что поршень на расчетной схеме (см. рис. 12.11) переместился из начального положения вправо на расстояние l . В таком случае в левую полость гидроцилиндра поступил объем жидкости $W = S_n l$, а из правой полости вытеснился меньший объем $W' = (S_n - S_{ш}) l$. Из соотношения объемов W и W' следует, что расходы до и после гидроцилиндра связаны зависимостью

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{S_n}{S_n - S_{ш}}. \quad (12.12)$$

Для гидроцилиндра с двухсторонним штоком (см. рис. 12.10, в) $Q = Q'$.

12.8.2. Гидромоторы

Гидромотором называется объемный гидравлический двигатель с вращательным движением выходного звена. Наибольшее распространение получили роторные гидромоторы (шестеренные, пластинчатые и роторно-поршневые). Их конструкции принципиально не отличаются от конструкций одноименных роторных насосов. Поэтому при рассмотрении могут быть использованы схемы на рис. 12.4... 12.8. Однако необходимо учитывать, что мощность к гидромотору подводится с потоком жидкости, преобразуется в нем и затем реализуется в виде вращающего момента на его выходном валу.

Наиболее широко используются роторно-поршневые гидромоторы. При этом аксиально-поршневые гидромоторы применяются в случае необходимости получения на выходе высоких частот вращения, а радиально-поршневые — для получения низких частот вращения и больших вращающих моментов.

Основной характеристикой роторных гидромоторов, как и насосов, является их рабочий объем W_o . Эта величина имеет тот же физический смысл и определяется так же, как и у насосов. Следует отметить, что гидромоторы, как и насосы, могут быть с переменным рабочим объемом, т. е. регулируемые.

Полные КПД роторных гидромоторов определяются произведением объемного и механического КПД, так как гидравлические потери в них малы и гидравлический КПД можно считать равным единице ($\eta_r = 1$). Численные значения КПД роторных гидромоторов практически не отличаются от соответствующих КПД однотипных насосов и поэтому могут быть приняты такими же.

При расчете гидромоторов используются две основные формулы. Они несколько отличаются от аналогичных формул для роторных насосов из-за противоположного направления потока мощности. Первая из этих формул связывает момент на валу гидромотора с перепадом давлений $\Delta p = p_1 - p_2$:

$$M = \frac{1}{2\pi} W_o \Delta p \eta_m, \quad (12.13)$$

а вторая — расход Q жидкости, проходящей через гидромотор, с частотой вращения его вала n :

$$Q = W_o n \frac{1}{\eta_o}. \quad (12.14)$$

В заключение следует отметить, что выпускаются также роторные гидромашины, которые могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора. Такие гидромашины принято называть мотор-насосами.

12.9. Обозначение гидромашин на гидравлических схемах

Обозначение гидромашин на гидравлических схемах определяет ГОСТ 2.782—68. В большинстве гидравлических схем используется система символов, в которой любая роторная гидромашинка обозначается окружностью (рис. 12.12). Внутри окруж-

Гидромашинка	Насос	Гидромотор	Мотор-насос
Нерегулируемая, нереверсивная			
Реверсивная			
Регулируемая			
Регулируемая, реверсивная			

Рис. 12.12. Условные обозначения роторных гидромашин

ности изображается одно или несколько «жирных» окончаний стрелки (треугольников). Острие этого окончания указывает направление движения жидкости. У насосов оно всегда направлено наружу, а у гидромоторов — внутрь. Символ регулируемых гидромашин перечеркивается тонкой стрелкой. Для обозначения мотор-насосов используют комбинации обозначений насосов и гидромоторов.

Многообразие конструкций гидравлических цилиндров приводит к большому числу символов для их изображения. Однако это существенно не затрудняет чтение схем, так как в основе символа любого гидроцилиндра лежит его предельно упрощенное конструктивное изображение (без лишних линий и штриховок). В качестве примера на рис. 12.10 под конструктивными схемами цилиндров приведены их условные изображения.

ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ ОБЪЕМНЫМИ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ПРИВОДАМИ (ГИДРОАППАРАТЫ)

13.1. Основные термины, определения и параметры

Приведенные ниже термины и определения даны в соответствии с ГОСТ 17752—81.

Гидроаппаратами называются устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданных параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, направления движения). По характеру выполнения своих функций все гидроаппараты делятся на регулирующие и направляющие.

Регулирующий — это гидроаппарат, в котором изменение соответствующего параметра потока рабочей жидкости происходит путем частичного открытия или перекрытия проходного сечения в нем.

Направляющий — это гидроаппарат, который изменяет направление потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного перекрытия проходного сечения в нем.

Под *проходным сечением* гидроаппарата понимается сечение потока, площадь которого определяет расход рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат.

Основным элементом гидроаппаратов является *запорно-регулирующий элемент* — деталь (или группа деталей), при перемещении которой частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата. По конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты делятся на:

золотниковые, в которых запорно-регулирующим элементом является цилиндрический (рис. 13.1, *а*) или плоский (рис. 13.1, *б*) золотник;

крановые, в которых запорно-регулирующим элементом является плоский (рис. 13.1, *в*), цилиндрический (рис. 13.1, *г*), конический (рис. 13.1, *д*) или сферический (рис. 13.1, *е*) кран;

клапанные, в которых запорно-регулирующим элементом является шариковый (рис. 13.1, *ж*), конусный (рис. 13.1, *з*), игольчатый (рис. 13.1, *и*) или плоский (рис. 13.1, *к*) клапан.

Гидроаппараты бывают регулируемые и настраиваемые.

Регулируемый — это гидроаппарат, характеристики которого (проходное сечение, поджатие пружины и др.) могут быть изменены по сигналу извне во время работы гидросистемы.

Настраиваемый — это гидроаппарат, характеристики которого могут быть изменены только в условиях неработающей гидросистемы. Для этого, как правило, требуется разборка гидроаппарата.

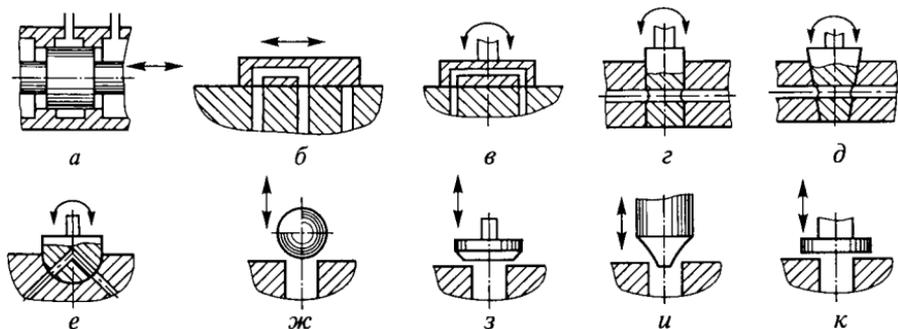


Рис. 13.1. Запорно-регулирующие элементы гидроаппаратов:

a — золотник цилиндрический; *б* — золотник плоский; *в* — кран плоский; *г* — кран цилиндрический; *д* — кран конический; *е* — кран сферический; *ж* — клапан шариковый; *з* — клапан конусный; *и* — клапан игольчатый; *к* — клапан плоский (тарельчатый)

На принципиальных и полуконструктивных схемах гидроаппаратов (ГОСТ 24242—80) их присоединительные отверстия обозначают буквами латинского алфавита: *P* — отверстие для подвода рабочей жидкости под давлением; *A* и *B* — отверстия для присоединения к другим гидравлическим устройствам; *T* — отверстие для отвода рабочей жидкости в бак; *X* и *Y* — отверстия для потоков управления; *L* — отверстие для дренажного отвода жидкости.

К основным параметрам гидроаппаратов относятся:

условный проход D_y — это диаметр такого условного отверстия, площадь которого равна максимальному значению площади проходного сечения гидроаппарата;

номинальное давление $p_{ном}$ — это наибольшее давление рабочей жидкости в подводимом потоке, при котором гидроаппарат должен работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением своих параметров в пределах установленных норм;

номинальный расход $Q_{ном}$ — это расход жидкости с определенной вязкостью, проходящей через гидроаппарат, при котором он выполняет свое назначение с сохранением параметров в пределах установленных норм;

характеристика гидроаппарата — это зависимость (обычно графическая), определяющая работу гидроаппарата.

Выбор конкретного гидроаппарата для гидросистемы делают по размеру условного прохода D_y , проверяя при этом соответствие расчетных значений максимального рабочего расхода жидкости через гидроаппарат и максимального рабочего давления паспортным данным гидроаппарата. Все гидроаппараты, использующиеся в объемных гидроприводах, можно разделить на три основных класса: гидравлические дроссели (гидродроссели), гидравлические клапаны (гидроклапаны) и гидравлические распределители (гидрораспределители).

13.2. Гидродроссели

Гидродроссель — это местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления в потоке рабочей жидкости.

Гидродроссель представляет собой регулирующий гидроаппарат. Особенностью его является то, что поток жидкости, проходящий через гидродроссель, не влияет на размер его проходного сечения.

Под *характеристикой гидродросселя* понимается зависимость потерь давления $\Delta p_{др}$ в гидродросселе (перепада давления на гидродросселе) от расхода Q рабочей жидкости, проходящей через него. По виду этой зависимости различают линейные и квадратичные дроссели.

Линейные гидродроссели имеют линейную характеристику $\Delta p_{др} = KQ$. Такой вид зависимости достигается за счет ламинарного течения жидкости внутри дросселя. Поэтому основной расчетной зависимостью для линейных дросселей является закон Пуазейля (5.6).

На рис. 13.2, а приведена конструктивная схема линейного регулируемого гидродросселя. Ламинарный режим течения обеспечивается в винтовой канавке прямоугольного сечения, нарезанной на поверхности цилиндрического плунжера 1, установленного в корпусе 2. Регулирование сопротивления гидродросселя осуществляется путем изменения рабочей длины l_k дросселирующего канала за счет вращения винтовой головки 3.

Основным недостатком линейного гидродросселя является зависимость его характеристики от вязкости рабочей жидкости [см. формулу (5.6)], а следовательно, и от температуры. Из-за этой температурной нестабильности характеристики линейные гидродроссели в системах управления объемными гидроприводами практически не применяются.

Квадратичные гидродроссели имеют квадратичную характеристику. Характеристика этих гидродросселей мало зависит от температуры рабочей жидкости, поэтому они получили наибольшее распространение в объемных гидроприводах.

Простейшим квадратичным *настраиваемым гидродросселем* является *жиклер* (рис. 13.2, б). Движение жидкости через жиклер подчиняется законам истечения жидкости через затопленное отверстие в тонкой стенке (см. подразд. 6.2). Расчетной формулой для такого гидродросселя является формула (6.7), из которой получаем аналитическое выражение его характеристики:

$$\Delta p_{др} = \frac{\rho}{2\mu^2/S_0^2} Q^2, \quad (13.1)$$

где μ — коэффициент расхода (для минеральных масел в области квадратичного сопротивления можно принимать $\mu = 0,65$); S_0 —

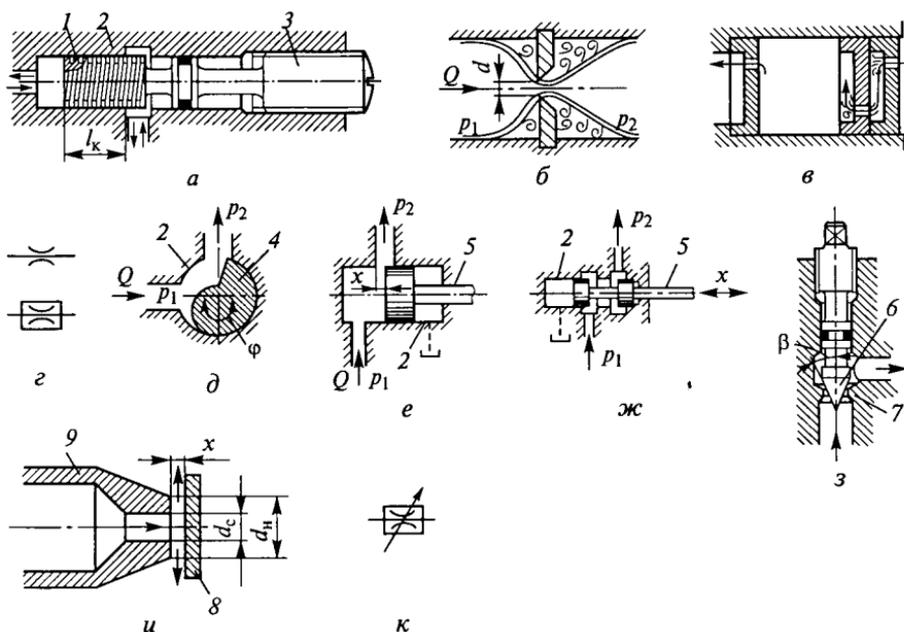


Рис. 13.2. Гидродроссели:

a — линейный регулируемый; *б* — жиклер; *в* — пакетный; *г* — условные обозначения настраиваемых дросселей; *д* — крановый; *е* — золотниковый с неразгруженным запорно-регулирующим элементом; *ж* — золотниковый с разгруженным запорно-регулирующим элементом; *з* — клапанный, или игольчатый; *и* — «сопло-заслонка»; *к* — условное обозначение регулируемого дросселя; 1 — плунжер; 2 — корпус; 3 — винтовая головка; 4 — кран; 5 — золотник; 6 — запорно-регулирующий элемент; 7 — седло; 8 — заслонка; 9 — сопло

площадь отверстия жиклера (в частности для круглого отверстия $S_0 = \pi d^2/4$).

Из формулы (13.1) очевидно, что если такой гидродроссель по условиям работы гидросистемы должен обеспечить достаточно большой перепад давления при относительно малых расходах, то при этом в гидродросселе необходимо иметь отверстие очень малой площади. Однако тогда высока вероятность его засорения, а значит, самопроизвольного изменения характеристики гидродросселя, т. е. надежность работы такого гидродросселя будет низкой.

На практике при решении подобной задачи используются *пакетные гидродроссели* (рис. 13.2, *в*). Такой гидродроссель состоит из набора шайб, отверстия в которых смещены друг относительно друга.

Расчетная формула в этом случае имеет вид

$$\Delta p_{др} = \frac{n\rho}{2\mu^2 k^2 S_0^2} Q^2, \quad (13.2)$$

где n — число шайб в пакете; μ — коэффициент расхода дросселирующей шайбы со смещенным отверстием (в расчете можно принимать $\mu = 0,78$); k — коэффициент взаимовлияния дросселирующих отверстий в соседних шайбах (при расчетах принимается $k = 1,25$); S_0 — площадь отверстия в шайбе (диаметр отверстия в шайбе рекомендуется выбирать из диапазона 0,5... 1,5 мм).

Варианты условных обозначений настраиваемого (нерегулируемого) гидродросселя в схемах гидросистем приведены на рис. 13.2, *г*.

В регулируемых гидродросселях наиболее часто используются крановые, золотниковые, клапанные (в частности, игольчатые) запорно-регулирующие элементы, а также дроссели типа «сопло — заслонка». Рассмотрим конструктивные особенности этих типов гидродросселей.

У **кранового гидродросселя** (рис. 13.2, *д*) изменение площади проходного сечения обеспечивается за счет поворота в корпусе 2 на некоторый угол φ запорно-регулирующего элемента (крана) 4 вокруг оси, нормальной плоскости рисунка. Недостатком конструкции такого гидродросселя является то, что его запорно-регулирующий элемент не разгружен от давления в потоке жидкости. Это при значительном рабочем давлении является причиной возрастания момента, необходимого для управления краном. Поэтому крановые гидродроссели используются в низконапорных гидросистемах.

У **золотникового гидродросселя** (рис. 13.2, *е, ж*) изменение площади проходного сечения обеспечивается за счет некоторого осевого смещения x запорно-регулирующего элемента (золотника) 5 в отверстии корпуса 2. На рисунке даны два варианта конструкции золотникового гидродросселя. В золотниковом гидродросселе, показанном на рис. 13.2, *е*, запорно-регулирующий элемент 5 не разгружен от давления. Поэтому усилие управления им зависит от давления в потоке жидкости, что является недостатком. На практике такие конструкции используются только в гидросистемах с низким рабочим давлением.

В золотниковом гидродросселе, конструкция которого приведена на рис. 13.2, *ж*, жидкость под давлением поступает между двумя поясками золотника. Возникающие при этом силы давления, действующие на золотник в осевом направлении, взаимно уравновешиваются. Усилие управления при этом должно преодолевать только силу трения между золотником 5 и гильзой (корпусом) 2. Торцевые полости в корпусе этого гидродросселя, как правило, сообщаются с гидробаком дренажными гидрелиниями.

В **клапанном, или игольчатом, гидродросселе** (рис. 13.2, *з*) изменение площади проходного сечения происходит за счет вертикального перемещения запорно-регулирующего элемента 6 с углом конуса β относительно седла 7 (элемент 6 приближается к седлу

или удаляется от него). Недостатком гидродросселя является то, что его запорно-регулирующий элемент не разгружен от давления в потоке жидкости, а значит усилие, необходимое для управления, зависит от этого давления.

В гидродросселе типа «сопло — заслонка» (рис. 13.2, *и*) изменение площади проходного сечения происходит за счет перемещения запорно-регулирующего элемента δ (плоская заслонка) относительно сопла ϑ (элемент δ приближается к соплу или удаляется от него). Следствием этого является изменение расстояния x от заслонки до торца сопла, а следовательно, изменение сопротивления гидродросселя потоку жидкости, вытекающему из него. Следует обратить внимание на то, что в этом гидродросселе усилие, необходимое для управления заслонкой, пропорционально потерям давления на гидродросселе. Эта зависимость может использоваться при проектировании систем автоматического управления объемным гидродriveм.

Одним из основных условий получения стабильной характеристики гидродросселя «сопло — заслонка» является выбор наружного диаметра d_n торца сопла из диапазона $(1,2 \dots 1,3)d_c$, где d_c — диаметр отверстия сопла.

Условное обозначение регулируемого гидродросселя на схемах гидросистем приведено на рис. 13.2, *к*.

13.3. Регулирующие гидроклапаны

Гидроклапан — это гидроаппарат, в котором проходное сечение (положение запорно-регулирующего элемента) изменяется от воздействия потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана различают гидроклапаны давления прямого и непрямого действия.

В *гидроклапане давления прямого действия* проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия контролируемого потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана.

Гидроклапаны давления непрямого действия представляют собой совокупность, как правило, двух клапанов: основного и вспомогательного, причем величина открытия рабочего проходного сечения основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Существуют как регулирующие, так и направляющие гидроклапаны.

К **регулирующим гидроклапанам** относятся напорные и редукционные.

Напорными называются гидроклапаны, ограничивающие давление в подводимом к ним потоке рабочей жидкости. К ним относятся предохранительный и переливной гидроклапаны.

Предохранительным называется напорный гидроклапан, предохраняющий гидропривод от давления, превышающего допустимое.

Предохранительные гидроклапаны используются во всех объемных гидроприводах и устанавливаются либо в непосредственной близости у насоса, либо в тех местах гидросистемы, где возможно возникновение опасных по величине давлений. Режим работы клапана — эпизодический.

Основным требованием, предъявляемым к предохранительному гидроклапану, является надежность срабатывания.

С конструктивной точки зрения это требование означает, что в предохранительном гидроклапане необходимо исключить вероятность заклинивания его запорно-регулирующего элемента, поэтому предохранительный гидроклапан простейшей конструкции имеет либо шариковый (для малых расходов), либо конусный запорно-регулирующий элемент.

На рис. 13.3, *а* приведена схема предохранительного гидроклапана прямого действия, контролирующего давление p . В клапане используется конусный запорно-регулирующий элемент 2, прижимаемый к седлу в корпусе 1 пружиной 3.

Давление срабатывания предохранительного гидроклапана можно отрегулировать при помощи регулировочного винта 4, изменяя силу предварительного поджатия пружины 3. Давление p_k срабатывания предохранительного клапана может быть определено по формуле

$$p_k = \frac{4F_{\text{пр}}}{\pi d_c^2} + p_{\text{сл}}, \quad (13.3)$$

где $F_{\text{пр}}$ — сила предварительного поджатия пружины; d_c — диаметр отверстия седла клапана; $p_{\text{сл}}$ — давление в сливной гидролинии T .

Следует отметить, что если гидроклапан такой конструкции использовать в гидросистеме, где он должен срабатывать достаточно часто, то конус в результате частых ударов о седло может потерять свою форму или разбить седло. Поэтому в гидросистемах с частым срабатыванием предохранительного клапана используют гидроклапаны более сложных конструкций.

Переливным называется напорный гидроклапан, предназначенный для поддержания заданного давления на входе в клапан за счет непрерывного слива части потока рабочей жидкости.

Из этого определения следует, что переливные клапаны работают постоянно в неустановившемся режиме, поэтому в них для исключения ударов запорно-регулирующего элемента о седло, как правило, используются золотниковые запорно-регулирующие элементы (рис. 13.3, *б*). Такой клапан работает следующим образом.

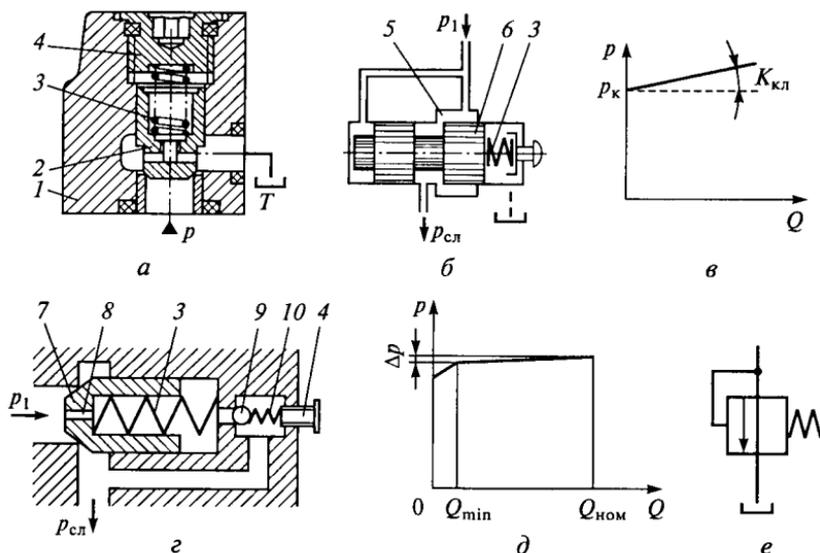


Рис. 13.3. Напорные клапаны:

a — предохранительный клапан прямого действия; *б* — переливной клапан прямого действия; *в* — его характеристика; *г* — переливной клапан непрямого действия; *д* — его характеристика; *е* — условное обозначение напорного клапана; 1 — корпус; 2 — конусный запорно-регулирующий элемент; 3, 10 — пружины; 4 — регулировочный винт; 5 — щель; 6 — золотник; 7 — запорно-регулирующий элемент основного клапана; 8 — дроссель; 9 — вспомогательный клапан

При повышении давления p_1 золотник *б* перемещается вправо и сжимает пружину 3. Проходное сечение щели 5 увеличивается, возрастает количество жидкости, сливающейся из напорной гидрوليнии в гидробак, и давление p_1 снижается. При понижении давления p_1 золотник *б* пружиной 3 смещается влево, проходное сечение щели 5 уменьшается и давление p_1 повышается.

Одним из требований, предъявляемых к переливному гидроклапану, является поддержание давления p_1 с заданной точностью. Точность клапана оценивают по его характеристике, которую получают экспериментально или расчетным путем. При получении расчетной характеристики клапана решают систему уравнений, которая состоит из уравнения равновесия запорно-регулирующего элемента (золотника *б*, см. рис. 13.3, *б*) и уравнения истечения жидкости через открывающееся проходное сечение (щель 5). Решением этой системы при некоторых допущениях является зависимость

$$p_1 = p_k + K_{кл} Q, \quad (13.4)$$

где p_k — давление срабатывания клапана, определяемое по формуле (13.3); $K_{кл}$ — коэффициент, равный тангенсу угла наклона характеристики переливного клапана (рис. 13.3, *в*).

Коэффициент $K_{кл}$ является показателем точности поддержания давления клапаном и зависит в первую очередь от жесткости пружины $З$ и диаметра золотника. Уменьшение коэффициента $K_{кл}$ с целью повышения точности поддержания заданного значения p_1 при данном максимальном расходе через клапан возможно только за счет уменьшения жесткости пружины. При этом значительно усложняется конструкция пружинного узла клапана и увеличиваются его размеры.

Наиболее совершенными по форме характеристики, габаритным размерам и герметичности являются переливные клапаны непрямого действия (рис. 13.3, *з*). Такой клапан состоит из основного и вспомогательного клапанов. Давление настройки (срабатывания) вспомогательного клапана 9 регулируется винтом 4 , который изменяет предварительное поджатие пружины 10 .

Клапан работает следующим образом. Если давление p_1 не превышает давления настройки, то оба клапана (основной и вспомогательный) закрыты. При этом запорно-регулирующий элемент 7 основного клапана в результате действия сил от давления p_1 (слева и справа) и пружины $З$ (справа) прижат к седлу, т.е. закрыт. Если давление p_1 превысит давление настройки вспомогательного клапана 9 , то последний открывается и жидкость через него сливается в бак. При этом возникает перепад давления на дросселе 8 , а значит, давление, действующее справа на запорно-регулирующий элемент 7 основного клапана, уменьшается и клапан открывается для слива основного потока рабочей жидкости.

На рис. 13.3, *д* приведена характеристика рассмотренного переливного клапана непрямого действия. На графике видно, что она состоит из двух участков: от расхода, равного нулю, до Q_{\min} (жидкость сливается только через вспомогательный клапан) и от Q_{\min} до Q_{\max} (жидкость сливается через оба клапана). Рабочим считается второй участок, а значит, погрешность поддержания давления у такого клапана не превышает Δp .

Условное обозначение предохранительного гидроклапана приведено на рис. 13.3, *е*. Это же условное обозначение принято и для переливного гидроклапана, т.е. оно используется в гидравлических схемах при обозначении всех напорных гидроклапанов. Под стрелкой, расположенной внутри квадрата, понимается запорно-регулирующий элемент, на который, с одной стороны, действует контролируемое давление (в данном случае давление на входе в клапан), а с другой — пружина. Клапан на схеме изображается в исходном (для напорного клапана в закрытом) состоянии. Условно на это указывает то, что стрелка смещена влево как бы под действием пружины. При этом слив из трубопровода с контролируемым давлением перекрыт. Подразумевается, что при возрастании контролируемого давления стрелка будет перемещаться вправо до тех пор, пока не соединит трубопровод на входе в клапан со

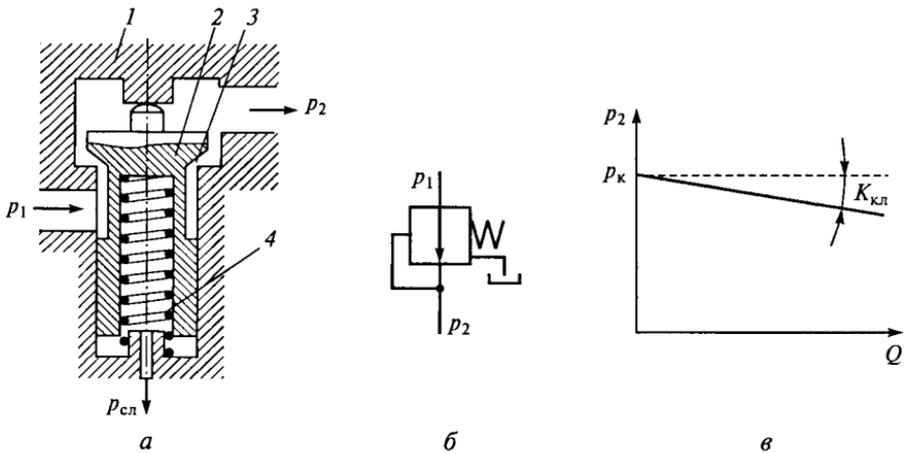


Рис. 13.4. Редукционный клапан:

a — клапан прямого действия; *б* — условное обозначение редукционного клапана; *в* — его характеристика; 1 — корпус; 2 — запорно-регулирующий элемент; 3 — шель; 4 — пружина

сливным трубопроводом. При этом клапан откроется для слива жидкости.

Редукционный гидроклапан — это гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом потоке заданного уровня давления p_2 (рис. 13.4, *a*).

Редукционный клапан прямого действия состоит из подпружиненного запорно-регулирующего элемента 2, размещенного в корпусе 1. Клапан работает следующим образом. Возрастающее давление p_2 воздействует на верхний торец запорно-регулирующего элемента 2, перемещает его вниз, сжимая пружину 4. Проходное сечение щели 3 уменьшается, снижается расход жидкости, проходящей через клапан, и в результате давление p_2 снижается, так как оно является функцией расхода в отводимой гидролинии. При понижении давления p_2 запорно-регулирующий элемент 2 пружинной 4 смещается вверх, проходное сечение щели 3 увеличивается, расход жидкости, проходящей через клапан, возрастает, а следовательно, увеличивается и давление p_2 .

В отличие от напорных клапанов редукционный клапан открыт нормально, т. е. при выключенной гидросистеме запорно-регулирующий элемент клапана полностью открывается пружинной. Это обстоятельство отражено в условном обозначении редукционного клапана (рис. 13.4, *б*): стрелка внутри квадрата соединяет входную и выходную гидролинии.

Характеристику редукционного клапана получают так же, как и для напорного клапана. При определенных допущениях она представляет собой следующую зависимость:

$$p_2 = p_k - K_{\text{кл}} Q, \quad (13.5)$$

где p_k — давление настройки редуционного клапана, определяемое из формулы (13.3) при условии, что клапан прижат к седлу.

Примерный вид характеристики редуционного клапана прямого действия приведен на рис. 13.4, *в*. Из графика видно, что увеличение расхода жидкости, проходящей через редуционный клапан, сопровождается некоторым уменьшением редуцируемого давления p_2 . Объясняется это тем, что для пропускания большего расхода необходимо увеличение проходного сечения клапана, а это приводит к уменьшению силы пружины. Крутизна характеристики редуционного клапана прямого действия, а значит, и точность поддержания редуцируемого давления, как и у переливного клапана, зависит от жесткости пружины. Для повышения точности поддержания давления p_2 в отводимом потоке используются клапаны непрямого действия.

Кроме рассмотренных регулирующих клапанов, в объемных гидросистемах применяются клапаны перепада давления (поддерживают постоянный перепад давления на клапане), клапаны соотношения давлений и др.

13.4. Направляющие гидроклапаны

Из всего многообразия направляющих гидроклапанов наибольшее распространение получили обратные гидроклапаны и гидрозамки.

Обратным называется направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания жидкости только в одном направлении.

Обратный клапан должен обеспечивать минимальное сопротивление движению жидкости в разрешенном направлении и герметичность в обратном направлении.

На рис. 13.5, *а, б* показаны обратные клапаны с разными запорно-регулирующими элементами: соответственно шариковым и конусным. При движении жидкости в направлении, указанном стрелками, запорно-регулирующий элемент отжимается от седла и поток с минимальными потерями проходит через клапан. При обратном направлении движения жидкости запорно-регулирующий элемент клапана прижимается жидкостью к седлу и движение жидкости в этом направлении прекращается.

Пружина, прижимающая клапан к седлу, является вспомогательным элементом и служит лишь для удержания запорно-регулирующего элемента вблизи седла для надежного перекрытия потока при изменении его направления. Для уменьшения потерь давления на клапане предварительное поджатие и жесткость пружины выбирают минимальными.

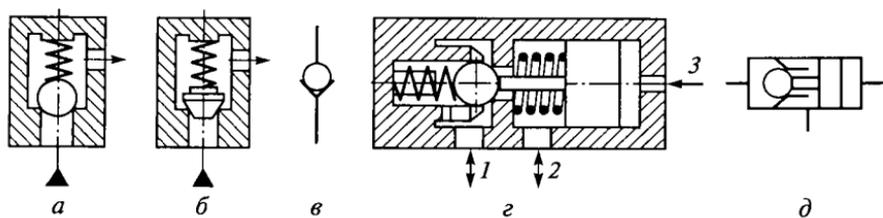


Рис. 13.5. Направляющие обратные гидроклапаны:

a — обратный шариковый; *b* — обратный конусный; *в* — условное обозначение обратного клапана; *г* — односторонний гидрозамок; *д* — его условное обозначение; *1, 2* — гидролинии подвода и отвода жидкости; *3* — гидролиния управления

При повышенных требованиях к герметичности клапанов их запорно-регулирующие элементы или седла снабжаются эластичными уплотнениями. Условное обозначение обратного клапана приведено на рис. 13.5, *в*.

Разновидностью обратного клапана является *управляемый обратный клапан*, или *гидрозамок*, — направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при его наличии.

Схема одностороннего гидрозамка приведена на рис. 13.5, *г*. Он содержит элементы обратного клапана (седло и запорно-регулирующий элемент с пружиной), а также поршень с толкателем. Если давление в гидролинии *3* отсутствует, то при движении жидкости из гидролинии *2* в гидролинию *1* запорно-регулирующий элемент отжимается от седла, а поршень с толкателем перемещаются вправо. Если направление потока изменяется, то клапан закрывается и движение жидкости прекращается. Если в гидролинию *3* подать давление управления, то поршень толкателем отожмет запорно-регулирующий элемент клапана от седла и жидкость будет проходить через клапан в обоих направлениях.

Условное обозначение такого гидрозамка приведено на рис. 13.5, *д*.

Кроме односторонних, используются также двухсторонние гидрозамки.

13.5. Общие сведения о гидрораспределителях. Направляющие гидрораспределители

Гидрораспределитель — это гидроаппарат, обеспечивающий изменение направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях при наличии внешнего управляющего воздействия.

Гидрораспределители бывают направляющими и дросселирующими.

Направляющим называется гидрораспределитель, обеспечивающий перекрытие или изменение направления потока жидкости за счет полного открытия или полного перекрытия соответствующих проходных сечений.

Гидрораспределители подразделяются:

по конструкции запорно-регулирующего элемента — на золотниковые, крановые и клапанные;

числу внешних гидролиний — на двухлинейные, трехлинейные и т.д.;

числу характерных позиций запорно-регулирующего элемента — на двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.;

виду управления — на распределители с ручным, механическим, электрическим и гидравлическим управлением;

числу запорно-регулирующих элементов — на одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.

В условном обозначении гидрораспределителя (рис. 13.6) указывают число его позиций (I, II), внешние гидролинии (A, B, P, T), подводимые к распределителю, их соединение, а также способ управления (ГОСТ 2.871 — 68*).

Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый проход изображают тупиковой линией с поперечной черточкой. Внешние гидролинии подводят только к исходной позиции. Способ управления распределителем указывают знаками, примыкающими к торцам обозначения распределителя.

Чтобы представить работу гидрораспределителя в некоторой рабочей позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий этой позиции квадрат обозначения на место квадрата исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинные направления потока рабочей жидкости укажут стрелки, имеющиеся в этом квадрате.

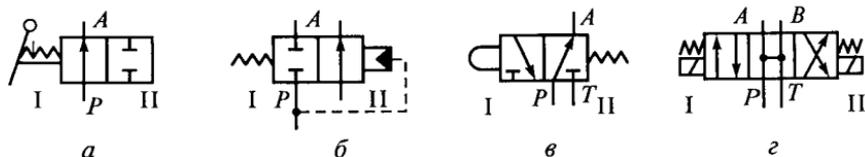


Рис. 13.6. Условные обозначения направляющих гидрораспределителей: *a* — двухлинейного двухпозиционного (2/2) с ручным управлением; *b* — двухлинейного двухпозиционного (2/2) с гидравлическим управлением; *в* — трехлинейного двухпозиционного (3/2) с управлением от кулачка; *г* — четырехлинейного трехпозиционного (4/3) с электромагнитным управлением

Условные обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных гидрораспределителей, т.е. условное обозначение не отражает конструкцию их запорно-регулирующих элементов.

Кроме графических обозначений гидрораспределителей, приводят также их цифровые обозначения в виде дроби: в числителе указывают число подведенных к гидрораспределителю внешних гидролиний, в знаменателе — число его рабочих (характерных) позиций. Например, четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель обозначают дробью $4/3$ (см. рис. 13.6, з).

Запорно-регулирующие элементы (золотник, кран, клапан) в направляющих гидрораспределителях всегда занимают фиксированные позиции по принципу «полностью открыто» или «полностью закрыто». Поэтому направляющий гидрораспределитель практически не влияет на давление и расход потока рабочей жидкости, проходящей через него.

На рис. 13.7, а показана конструктивная схема золотникового гидрораспределителя $4/3$ типа ПГ74-24М с ручным управлением. Распределитель состоит из корпуса 7, цилиндрического золотника 8, рукоятки 4 с осью 3 и пальцем 2, крышек 1 и 9 и уплотнений. В центральном отверстии корпуса 8 выполнены пять кольцевых расточек, образующих полости T_1 , A , P , B и T_2 , которые сообщаются каналами с входными отверстиями. Полости T_1 и T_2 (сливные) соединены каналом D . Золотник 8, располагающийся в цен-

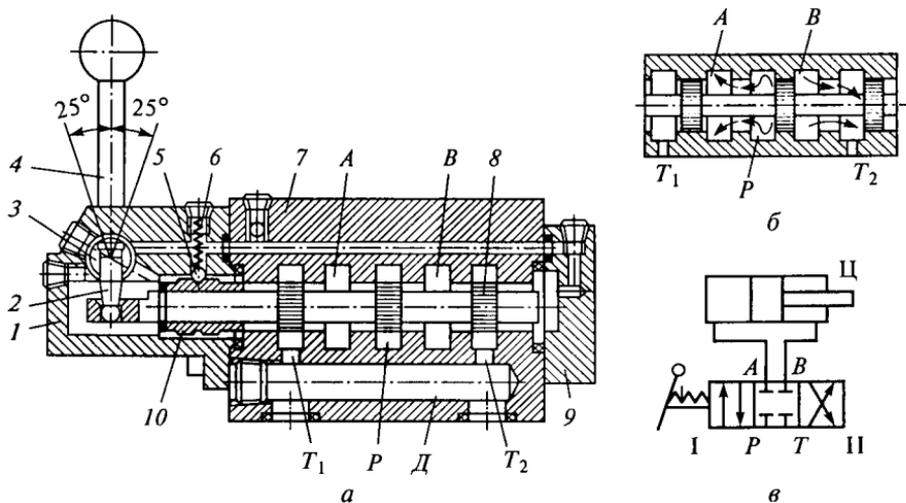


Рис. 13.7. Направляющий золотниковый гидрораспределитель $4/3$ типа ПГ74-24М с ручным управлением:

а — в исходной (нейтральной) позиции; б — при сдвиге золотника вправо; в — условное обозначение гидрораспределителя с подключенным гидроцилиндром; 1, 9 — крышки корпуса; 2 — палец; 3 — ось; 4 — рукоятка; 5 — шарик; 6 — пружина; 7 — корпус; 8 — золотник; 10 — втулка

тральном отверстии корпуса 7, имеет три цилиндрических пояска, которые перекрывают соответствующие цилиндрические расточки корпуса. Каналами, выполненными в корпусе 7 и крышках 1 и 9, торцовые полости распределителя соединены с дренажной гидролинией. Шарик 5 пружины 6 прижимается к втулке 10, обеспечивая фиксацию золотника в рабочих позициях.

Принцип работы распределителя следующий. В исходной позиции (ей соответствует средний квадрат условного обозначения, показанного на рис. 13.7, в) все проходные сечения в гидрораспределителе перекрыты. При смещении золотника, например вправо (рис. 13.7, б) в позицию I (при этом левый квадрат на рис. 13.7, в как бы передвигается на место среднего), напорная полость P распределителя соединяется с полостью A и поток жидкости под давлением поступает на выход распределителя и далее, например, в левую полость гидроцилиндра Ц (см. рис. 13.7, в). При этом полость B распределителя, а значит, и правая полость гидроцилиндра Ц, через золотник соединяется с полостью T_2 , т.е. со сливом. При смещении золотника из нейтральной позиции влево, т.е. при переключении гидрораспределителя в позицию II (см. рис. 13.7, в), направление потока жидкости изменяется: полость P (см. рис. 13.7, а) соединяется с полостью B , а полость A — с полостью T_1 .

Основным недостатком гидрораспределителя с цилиндрическим золотником является наличие утечек жидкости через диаметральный зазор между корпусом (гильзой) и золотником.

13.6. Дросселирующие гидрораспределители

Дросселирующим называется гидрораспределитель, обеспечивающий изменение как направления движения жидкости в нескольких гидролиниях одновременно, так и расхода в них в соответствии с внешним управляющим воздействием.

В отличие от направляющего гидрораспределителя запорно-регулирующий элемент дросселирующего гидрораспределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений. При этом он одновременно работает и как запорно-регулирующий элемент регулируемого гидродросселя, создавая сопротивление прохождению потока рабочей жидкости. Обычно площадь проходного сечения в дросселирующем гидрораспределителе зависит от величины управляющего сигнала.

Таким образом, дросселирующий гидрораспределитель является комбинацией направляющего гидрораспределителя и регулируемых гидродросселей с совмещенным управлением.

На рис. 13.8, а показана конструктивная схема дросселирующего золотникового гидрораспределителя 4/3 с цилиндрическим золотником 2, положение которого относительно корпуса 1 может

изменяться в зависимости от мощности электрического сигнала управления, поступающего на два электромагнита ЭМ1 и ЭМ2. В корпусе 1 распределителя имеются пять цилиндрических расточек с острыми кромками. Эти расточки внутренними каналами соединены по схеме: центральная — с напорной гидролинией *P*, две крайние — со сливом *T*. Две рабочие расточки *A* и *B* предназначены для подключения к распределителю потребителя жидкости, например гидроцилиндра. Золотник 2 имеет три цилиндрических пояска и расположен внутри корпуса 1 с радиальным зазором 4... 10 мкм. Рабочие проходные сечения (дросселирующие щели) в распределителе возникают (при осевом перемещении золотника) между кромками цилиндрических расточек корпуса 1 и кромками цилиндрических поясков золотника 2.

При отсутствии сигнала на электромагнитах золотник 2 распределителя находится в исходной (нейтральной) позиции. При этом все проходные сечения в распределителе перекрыты.

При подаче управляющего сигнала на один из электромагнитов, например ЭМ1, золотник перемещается вправо в позицию I (рис. 13.8, б, в) и рабочая жидкость поступает из гидролинии *P* в гидролинию *A* через дросселирующую щель 3, расход рабочей жидкости через которую зависит от мощности поданного управляющего сигнала. От гидрораспределителя жидкость направляется в левую полость гидроцилиндра Ц, а жидкость, вытесняемая из правой полости гидроцилиндра Ц, поступает по гидролинии *B* в гидрораспределитель. Здесь она проходит через вторую дросселирующую щель 4 и поступает через гидролинию на слив *T*.

Аналогично работает гидрораспределитель и при условии подачи управляющего сигнала на электромагнит ЭМ2. Отличие заключается только в том, что золотник при этом смещается влево.

Обычно в системах управления один из управляющих сигналов, поступающих на электромагнит ЭМ1 или ЭМ2, принимается положительным, а другой — отрицательным. Таким образом, гид-

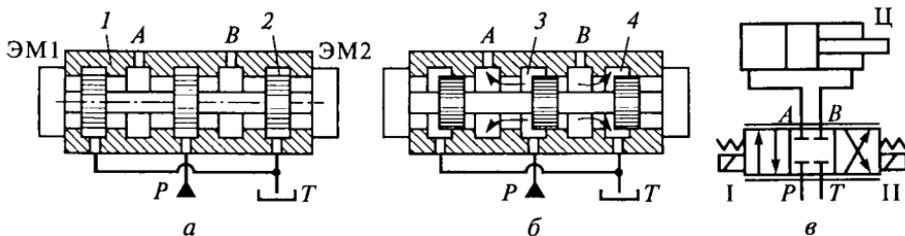


Рис. 13.8. Дросселирующий гидрораспределитель:

a — в исходной (нейтральной) позиции; *б* — в позиции I; *в* — условное обозначение гидрораспределителя с подключенным гидроцилиндром; 1 — корпус; 2 — золотник; 3, 4 — дросселирующие щели

рораспределитель в зависимости от знака управляющего сигнала обеспечивает необходимое направление движения поршня гидроцилиндра, а в зависимости от мощности управляющего сигнала — требуемую скорость его перемещения.

Основные правила построения условных обозначений направляющих гидрораспределителей, изложенные в подразд. 13.5, распространяются и на дросселирующие гидрораспределители. Признаком дросселирующего гидрораспределителя в его условном обозначении является наличие двух дополнительных параллельных линий (над обозначением и под ним) (см. рис. 13.8, *в*). При этом квадраты в обозначении соответствуют характерным позициям гидрораспределителя.

Основными преимуществами золотниковых гидрораспределителей являются их компактность и разгруженность от осевых сил, что значительно уменьшает усилие, необходимое для управления золотником.

Существенным недостатком дросселирующих гидрораспределителей является возможность загрязнения зазоров между золотником и корпусом. Поэтому в системах автоматического управления для устранения отмеченного явления золотникам сообщают поворотные или возвратно-поступательные колебания высокой частоты (более 50 Гц) и небольшой амплитуды (10... 100 мкм). Обеспечивается это с помощью механических вибраторов или электромеханических средств.

Кроме золотниковых, к дросселирующим гидрораспределителям относятся струйные гидрораспределители. Такие гидрораспределители часто используются как предварительная ступень гидравлического управления в гидрораспределителях с многоступенчатым управлением.

13.7. Гидрораспределители с электрическим управлением

Электрическое управление в гидрораспределителях применяется при условных проходах $D_y \leq 10$ мм, так как у управляющих электромагнитов обычно ограничены тяговое усилие и ход. Для больших условных проходов такие гидрораспределители делают двухступенчатыми, причем первая из ступеней является гидравлическим устройством предварительного усиления мощности входного управляющего сигнала. Эти гидрораспределители называются еще гидрораспределителями с электрогидравлическим управлением, а если гидрораспределитель дросселирующий — *электрогидравлическими усилителями* (ЭГУ). Для такого устройства входным является электрический сигнал, а выходным — некоторый поток рабочей жидкости с параметром (расходом или давлением), пропорциональным мощности входного сигнала. Направление потока

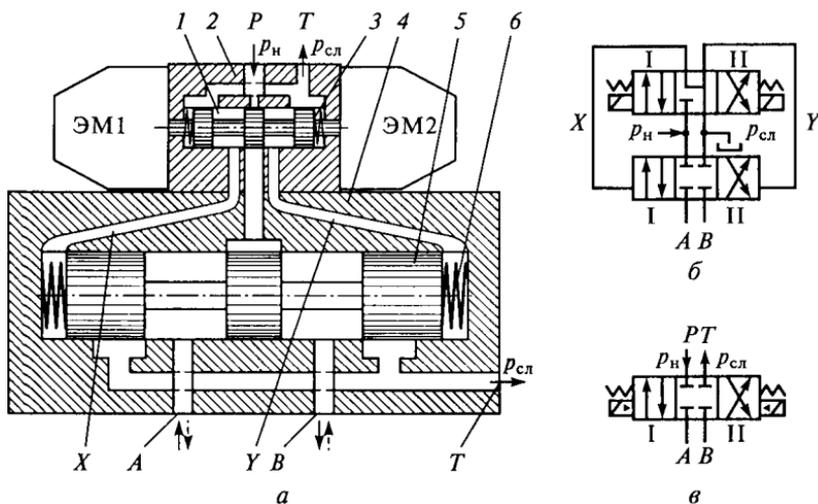


Рис. 13.9. Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением:
а — конструктивная схема; *б* — условное обозначение подробное; *в* — то же, упрощенное; 1, 5 — золотники; 2, 4 — корпуса золотников; 3, 6 — пружины

и знак перепада давления при этом соответствуют знаку входного электрического сигнала.

ЭГУ состоит из электромеханического преобразователя, в котором электрический сигнал преобразуется в некоторое механическое перемещение (поворот вала или перемещение толкателя электромагнита), и гидравлического усилителя мощности.

На рис. 13.9, *а* в качестве примера изображен двухступенчатый гидрораспределитель, в состав которого входят два золотниковых гидрораспределителя: распределитель первой ступени, состоящий из корпуса 2, золотника 1 и двух центрирующих пружин 3, с управлением от двух электромагнитов ЭМ1 и ЭМ2; гидрораспределитель второй ступени, состоящий из корпуса 4, золотника 5 и двух центрирующих пружин 6, с гидравлическим управлением. Гидрораспределитель имеет присоединительные отверстия *P*, *T*, *A*, *B*. Торцевые полости распределителя второй ступени соединены с выходными отверстиями распределителя первой ступени каналами *X* и *Y*.

При отсутствии электрического управляющего сигнала золотники обоих распределителей под действием пружин находятся в средних (нейтральных) позициях. При этом золотник 1 соединяет торцевые полости распределителя второй ступени со сливом, а золотник 5 перекрывает все проходные сечения (см. рис. 13.9, *а, б*).

При поступлении сигнала, например на электромагнит ЭМ1, золотник 1 смещается до упора вправо, т. е. распределитель первой ступени переключается в позицию I (см. рис. 13.9, *б*). При этом по

каналу X поток жидкости под давлением поступает в левую торцевую полость гидрораспределителя второй ступени, а его правая торцевая полость через канал Y соединяется со сливом. На торцах золотника 5 возникает перепад давлений, под действием которого он смещается вправо, т. е. основной гидрораспределитель переключается в позицию I. При этом соединяются гидролинии P с A и B с T .

При поступлении управляющего сигнала на вход электромагнита ЭМ2 золотники 1 и 5 перемещаются влево, т. е. гидрораспределитель переключается в позицию II. При этом соединяются гидролинии P с B и A с T .

На практике наиболее широкое распространение получили двухдроссельные (по числу регулируемых гидродросселей) гидроусилители типа «сопло—заслонка» (рис. 13.10, *a*). Этот гидроусилитель состоит из двух регулируемых гидродросселей типа «сопло—заслонка» и двух постоянных (балансных) гидродросселей 1 и 6. Важный элемент этого устройства — подпружиненный центрирующийся золотник 7 дросселирующего гидрораспределителя, который является гидроусилителем второго каскада усиления ЭГУ.

Рассматриваемый электрогидравлический усилитель можно представить в виде блок-схемы (рис. 13.10, *б*). В соответствии с ней электрический сигнал управления i поступает на электромеханический преобразователь 3, который поворачивает заслонку 4 на некоторый угол α , пропорциональный сигналу (силе электрического тока) i . При этом гидравлическое сопротивление одного из

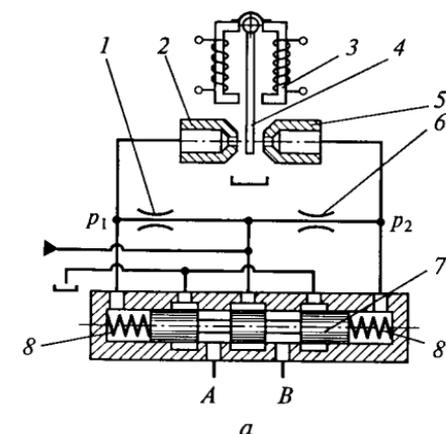


Рис. 13.10. Электрогидравлический усилитель (ЭГУ):

a — конструктивная схема ЭГУ типа «сопло—заслонка»; *б* — блок-схема ЭГУ; 1, 6 — гидродроссели; 2, 5 — сопла; 3 — электромеханический преобразователь; 4 — заслонка; 7 — золотник; 8 — пружины

регулируемых дросселей типа «сопло—заслонка» (с соплом 2 или 5) возрастает, а другого — уменьшается. В результате образуется перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, пропорциональный углу α . Таким образом, для гидроусилителя типа «сопло—заслонка» входным сигналом служит угол поворота α заслонки, а выходным — перепад давления Δp . Гидроусилитель типа «сопло—заслонка» является гидроусилителем первого каскада.

Так как давления p_1 и p_2 подводятся к торцевым полостям дросселирующего гидрораспределителя, то образовавшийся перепад давления Δp создает соответствующее усилие, действующее на золотник 7. Это приводит к тому, что золотник 7 смещается из нейтрального положения на некоторое расстояние x . Это смещение определяется жесткостью центрирующих пружин 8 золотника 7, а значит, пропорционально перепаду давления Δp на его торцах, т. е. центрирующие пружины 8 и торцевые поверхности золотника 7 выполняют роль гидромеханического преобразователя, который преобразует возникший перепад давления Δp на торцах золотника 7 в его смещение x .

Смещение золотника 7 из нейтрального положения на расстояние x приводит к тому, что открываются соответствующие проходные сечения дросселирующего гидрораспределителя. Например, если золотник 7 сместится вправо, то гидролиния A соединится с напорным трубопроводом, а гидролиния B — со сливным. Через открывшиеся дросселирующие окна гидрораспределителя начнется движение рабочей жидкости с расходом Q , пропорциональным смещению золотника x . Таким образом, для дросселирующего гидрораспределителя, являющегося гидроусилителем второго каскада, входным сигналом управления служит смещение золотника x , а выходным — расход рабочей жидкости Q , поступающей к потребителю.

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ, ГИДРОЛИНИИ, ГИДРОЕМКОСТИ, ФИЛЬТРЫ И ТЕПЛООБМЕННИКИ

14.1. Рабочие жидкости объемных гидроприводов

Рабочая жидкость, используемая в гидроприводе, прежде всего является энергоносителем, или рабочим телом, т. е. обеспечивает передачу механической энергии от насоса к гидродвигателю.

Кроме того, рабочая жидкость выполняет и другие важные функции: обеспечивает смазывание трущихся поверхностей деталей, отводит теплоту от элементов гидравлических устройств, уносит продукты износа и другие частицы загрязнения, защищает детали гидравлических устройств от коррозии.

Перечисленные функции рабочей жидкости играют важную роль в обеспечении работоспособности гидропривода, его надежности и увеличения срока службы гидравлических устройств, поэтому при эксплуатации гидропривода необходимо обеспечить постоянство ее рабочих свойств. На эти свойства влияют диапазон рабочих температур, наличие примесей, скорость движения, давление и т. д. Например, температура рабочей жидкости в гидроприводах может колебаться от -60 до $+90$ °С, скорость жидкости при дросселировании достигает 50 м/с, а давление — 32 МПа и более.

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, подразделяют на четыре типа: нефтяные, синтетические, водополимерные и эмульсионные.

Нефтяные жидкости получают из нефти обычными методами переработки. Они имеют сравнительно низкую верхнюю границу температурного диапазона. Наиболее часто в гидроприводах применяют следующие нефтяные рабочие жидкости (ГОСТ 26191—84): масло гидравлическое единое МГЕ-10А; авиационное гидравлическое масло АМГ-10; всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ и др.

Синтетические жидкости — это жидкости, основу которых составляют продукты, полученные в результате химических реакций (диэфиры, силоксаны, фосфаты и др.). Как правило, они негорючие, стойки к окислению, имеют низкую температуру застывания, обладают стабильностью вязкостных характеристик в течение длительного срока работы и в широком диапазоне температур. Однако каждая из синтетических жидкостей имеет тот или иной недостаток (несовместимость с резиновыми уплотнителями, высокая текучесть, плохая смазывающая способность, токсичность и т. д.).

Водополимерные растворы — рабочие жидкости, представляющие собой водный раствор различных полимеров (содержат до

35 % воды). Так, жидкость ПГВ (ГОСТ 25821—83) представляет собой водный раствор глицерина и полиэтиленгликоля с различными присадками. Жидкость ПГВ относится к негорючим жидкостям. Она нетоксична, инертна к большинству конструкционных материалов (в том числе, к резиновым уплотнителям).

Эмульсионные рабочие жидкости разделяют на водомасляные и масловодяные. Водомасляные эмульсии — это эмульсии типа «масло в воде», представляющие собой смеси воды и нефтяных жидкостей (не более 20 %). Их применяют в гидроприводах, работающих в пожароопасной обстановке и в условиях необходимости использования большого количества рабочей жидкости. Недостатки водомасляной эмульсии: плохая смазывающая способность, малый диапазон рабочих температур (от 5 до 55 °С). Масловодяные эмульсии — это эмульсии типа «вода в масле», представляющие собой смеси нефтяных жидкостей и воды (не более 40 %).

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, характеризуются многими эксплуатационными свойствами и показателями. Эти свойства рабочих жидкостей неравноценны, поэтому при выборе необходимо обращать внимание на наиболее важные из них. К ним в первую очередь относятся вязкость, температура вспышки, температура застывания и окисляемость.

Вязкость рабочей жидкости зависит от ее температуры (см. подразд. 1.3.2). При использовании рабочей жидкости с малой вязкостью увеличиваются внешние и внутренние утечки в гидромашинах и других гидравлических устройствах, ухудшается смазывающая способность. В то же время, чем больше вязкость у выбранной жидкости, тем больше потери давления в трубопроводах.

Температурой вспышки называется минимальная температура, при которой происходит кратковременное воспламенение паров жидкости от пламени в условиях испытания (в открытом тигле). Температура вспышки является показателем, характеризующим пожаро- и взрывоопасность смеси паров жидкости с воздухом. Маловязкие жидкости обычно имеют более низкую температуру вспышки. Максимальная температура нагрева рабочей жидкости при работе гидропривода должна быть на 10... 15 °С ниже температуры вспышки.

Температурой застывания называется температура, при которой рабочая жидкость теряет подвижность. Температуру застывания определяют по ГОСТ 20287—74. Для нефтяной рабочей жидкости она должна быть на 10... 17 °С ниже наименьшей температуры гидропривода при его работе.

Окисляемость рабочей жидкости характеризуется кислотным числом, под которым понимается количество гидрата оксида калия (КОН) в миллиграммах, необходимое для нейтрализации 1 г жидкости (например, кислотное число КОН жидкости АМГ-10 должно быть не более 0,05).

14.2. Гидролинии

Гидролиниями называются трубопроводы, необходимые для объединения отдельных элементов объемного гидропривода в единую гидросистему. В гидроприводе различают следующие типы гидролиний:

всасывающая — это гидролиния, по которой жидкость движется к насосу;

напорная — это гидролиния, по которой жидкость движется под давлением (от насоса или гидроаккумулятора);

сливная — это гидролиния, по которой рабочая жидкость сливается в бак;

управления — это гидролиния, по которой жидкость движется к устройствам управления и регулирования;

дренажная — это гидролиния, предназначенная для отвода утечек жидкости от гидравлических устройств в бак.

Гидролинии выполняют либо в виде трубопровода, соединяющего агрегаты и устройства гидропривода, либо в виде каналов, полученных сверлением, литьем или штамповкой в корпусе агрегата (устройства).

Под расчетом гидролиний на этапе проектирования гидропривода понимается: определение конструктивных размеров проходных сечений трубопроводов или каналов; расчет потерь давления в гидролинии; расчет труб или каналов на прочность.

Для труб и каналов круглого проходного сечения диаметр этого сечения определяется экономически приемлемыми и технологически допустимыми скоростями рабочей жидкости. На основании опыта проектирования гидросистем рекомендуется, чтобы средняя скорость движения рабочей жидкости v_d в гидролинии не превышала следующих значений: для напорной гидролинии — 6 м/с; для всасывающей гидролинии — 1,5 м/с; для сливной гидролинии — 2 м/с; для гидролиний управления — 5 м/с.

Расчетное значение внутреннего диаметра трубы d_p (или канала) определяют исходя из принятого значения средней скорости жидкости:

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_d}},$$

где Q — заданный расход рабочей жидкости через трубу или канал.

Полученный в результате расчета диаметр d_p используют при окончательном выборе внутреннего диаметра трубы d из стандартного ряда в соответствии с ГОСТ 16516—80.

Потери давления в гидролиниях на трение по длине и в местных гидравлических сопротивлениях определяют по методам, рассмотренным в гл. 7 с использованием формул, приведенных в гл. 5 и 6.

Расчет труб на прочность сводится к определению толщины δ их стенок при известном максимальном давлении p и допустимом напряжении материала трубы σ_d . Для этого может быть использована формула

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma_d}.$$

Для стальных труб (сталь 20, 35, 40) допустимое напряжение $\sigma_d = 400 \dots 500$ МПа, для труб из цветных металлов и сплавов $\sigma_d = 200 \dots 250$ МПа. При искажении цилиндрической формы трубы (изгиб) σ_d должно быть снижено на 25 %. Запас прочности при расчете обычно выбирают равным трем.

Если расчетная толщина стенки δ получилась малой, то, учитывая возможность внешних механических повреждений, ее не следует выбирать менее 0,8...1 мм для цветных металлов и 0,5 мм для сталей.

Трубопроводы, из которых монтируют гидрولинии в гидроприводах, по конструкции можно разделить на жесткие и гибкие.

К *жестким* относятся трубопроводы из стальных бесшовных холоднотянутых труб или труб из цветных металлов — меди или алюминия. Соединение жестких трубопроводов может производиться с помощью специальных деталей, называемых соединительной арматурой.

Пайка (сварка) труб (рис. 14.1, *а*) в машиностроении применяется редко, только для трубопроводов, не подлежащих демонтажу. При пайке (сварке) труб *1* пользуются переходными втулками *2*.

Соединение с развальцовкой (рис. 14.1, *б*) применяется для труб диаметром до 30...35 мм, изготовленных из цветных металлов или ковкой стали. Трубы *1* соединяются проходником *4* с помощью ниппеля *3* и накладных гаек *5*. Соединение с развальцовкой отличается простотой, но может применяться при давлении не более 30 МПа и имеет ограниченное число возможностей повторного монтажа в силу затвердения материала и порчи развальцованной части трубы.

Соединение по внутреннему конусу (рис. 14.1, *в*) используется для труб *1* гидросистем с рабочим давлением до 40 МПа при необходимости частого демонтажа гидрولينей. Герметичность этого соединения обеспечивается контактом шарового ниппеля *7* с конической поверхностью штуцера *6* с помощью накладной гайки *5*. Типы и размеры арматуры для соединения по внутреннему конусу указаны в ГОСТ 16039—70...16078—70.

Соединение с врезавшимся кольцом (рис. 14.1, *г*) используется для труб *1* гидросистем, работающих при высоких давлениях. Это соединение обеспечивает герметичность при давлении до 40 МПа за счет врезания кольца *8* из твердой стали в более мягкий материал трубы *1*. При этом накладная гайка *5* навинчивается на штуцер *6*.

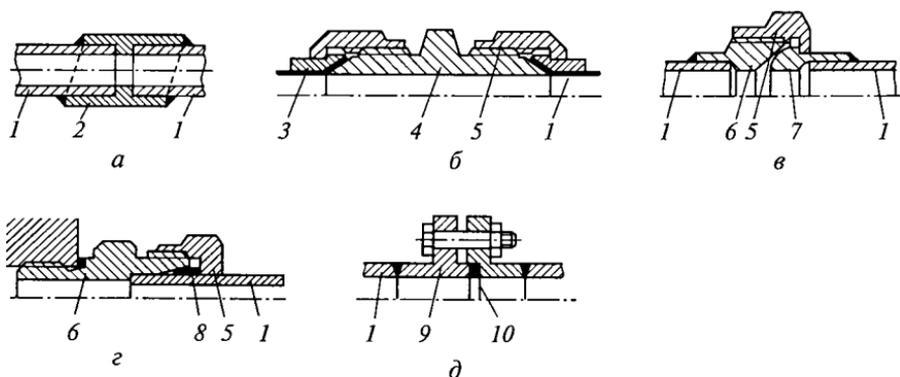


Рис. 14.1. Соединения жестких трубопроводов:

а — пайка (сварка); *б* — с развальцовкой; *в* — по внутреннему конусу; *г* — с врезающимся кольцом; *д* — фланцевое; 1 — трубы; 2 — переходная втулка; 3 — ниппель; 4 — проходник; 5 — накидная гайка; 6 — штуцер; 7 — шаровой ниппель; 8 — кольцо; 9 — фланец; 10 — прокладка

Типы и размеры арматуры для соединений с врезающимся кольцом приведены в ГОСТ 15763—75, ГОСТ 23358—78 и др.

Фланцевое соединение трубопроводов (рис. 14.1, *д*) применяется для стальных труб диаметром свыше 40 мм, причем для низких давлений фланец 9 соединяется с трубой 1 с помощью резьбы, а для высоких — сваркой. Уплотнение фланцев обычно осуществляется с помощью мягких металлических прокладок 10 (медных или алюминиевых) или резиновых колец. Типы фланцев и арматуры для этого соединения указаны в ГОСТ 12815—80.

Гибкие трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, расположенных на подвижных частях машин. При этом возможно перемещение элементов гидропривода относительно друг друга. В качестве гибкого трубопровода в основном используют резинотканевые шланги, называемые рукавами высокого давления (РВД). Рукав имеет внутренний резиновый слой, затем хлопчатобумажный, металлическую оплетку и внешний резиновый слой, предохраняющий рукав от повреждения.

Рукава (ГОСТ 6286—73) бывают: с одной оплеткой, рассчитанные на давление до 20 МПа (I тип); с двойной оплеткой, рассчитанные на давление до 30 МПа (II тип); с тройной оплеткой, рассчитанные на высокие давления (III тип). Для небольших давлений используются также рукава без металлической оплетки.

Соединение гибких рукавов с другими элементами гидросистем производится с помощью присоединительной арматуры. Способы заделки гибких трубопроводов в арматуре, применяемые в машиностроении, показаны на рис. 14.2. На рис. 14.2, *а* представлен способ зажима шланга с помощью закатки в профильный наконеч-

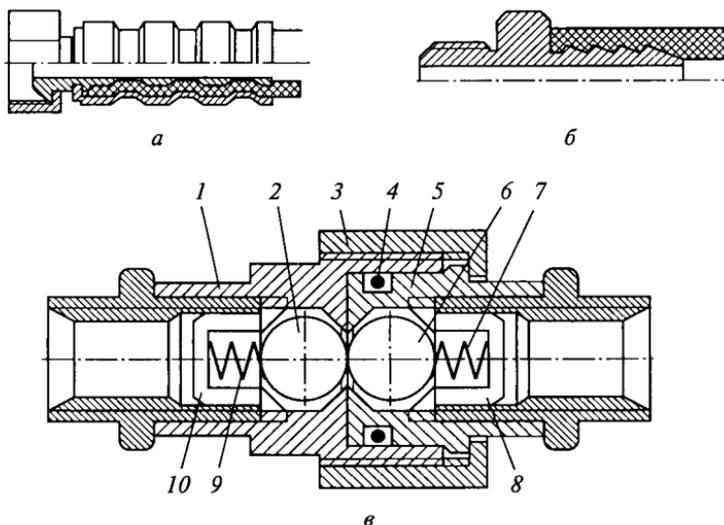


Рис. 14.2. Соединения гибких трубопроводов:

a — заделка рукавов высокого давления; *b* — заделка рукавов низкого давления; *в* — быстроразъемное соединение; 1 — гнездовой разъем; 2, 6 — запорные шарики; 3 — накидная гайка; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — штырьковый разъем; 7, 9 — пружины; 8, 10 — опорные крестовины

ник. Данный способ применяется при давлении до 16 МПа, обеспечивает надежную герметизацию и допускает большие осевые нагрузки. На рис. 14.2, *б* показан способ заделки шланга при рабочих давлениях до 0,5 МПа. В ряде случаев для увеличения прочности соединения в осевом направлении шланг снаружи зажимают хомутом.

В некоторых гидроприводах применяются быстроразъемные соединения. Такое соединение приведено на рис. 14.2, *в*. Оно состоит из двух разъемов — штырькового 5 и гнездового 1. В них установлены шарики 2 и 6, а также пружины 7 и 9, упирающиеся в крестовины 8 и 10. При соединении парных разъемов шарики соприкасаются и взаимно отжимаются от седел. В результате открываются проходные сечения. Герметичность соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 4, а прижим и фиксация разъемов — накидной гайкой 3. При расстыковке шарики 2 и 6 под действием пружин прижимаются к седлам и препятствуют вытеканию рабочей жидкости.

К монтажу трубопроводов с внутренним диаметром d и внешним диаметром d_T предъявляются следующие требования:

не допускаются вмятины на трубах;

радиус изгиба жестких трубопроводов $R \geq (4 \dots 2) d_T$;

радиус изгиба рукавов должен зависеть от их типа; рекомендуется $R \geq (12 \dots 18) d$;

крепления труб должны располагаться на расстоянии $l \leq (40 \dots 60) d$ друг от друга.

Кроме рассмотренных соединений, в гидроприводах применяются также специальные конструктивные узлы для присоединения трубопроводов к вращающимся деталям.

14.3. Гидробаки

Гидробаки (баки) служат для хранения, очистки и охлаждения рабочей жидкости, циркулирующей в гидроприводе. Гидробаки, применяемые в гидроприводах, бывают двух типов: открытые (с атмосферным давлением над жидкостью) и закрытые (с давлением, отличным от атмосферного).

На рис. 14.3 представлена типовая схема *открытого* гидробака. Корпус 1 бака закрыт крышкой 2, исключая попадание в гидробак посторонних примесей. Через крышку 2 в бак входят трубы 3 и 5 соответственно сливной и всасывающей гидролиний. Для заполнения бака в крышке установлена заливная пробка 4 с дренажным отверстием, обеспечивающим выравнивание давлений внутри и снаружи бака, а также отвод в атмосферу выделяющихся из масла газов и воздуха. Для предотвращения попадания в бак пыли дренажное отверстие снабжено воздушным фильтром. В корпусе бака установлены сливные пробки 6 и 7, расположение которых обеспечивает полное опорожнение бака. С этой же целью дно бака имеет уклоны $5 \dots 10^\circ$.

Для удлинения пути жидкости в баке между сливным и всасывающим патрубками расположена перегородка. Это улучшает удаление из жидкости воздуха и повышает эффективность ее охлаждения. С этой же целью труба 3 сливной гидролинии имеет срез под углом 45° , направленный в сторону стенки. В гидробаке всегда должен быть указатель уровня жидкости, например мерное окно. Основные размеры бака выбираются из следующих условий:

объем бака $V = (2 \dots 3) Q$ (Q — подача насоса в минуту);

высота перегородки $H = 0,67 H_0$ (H_0 — уровень жидкости в баке);

глубина погружения труб гидролиний $h_1 \geq (2 \dots 3) d$ (d — диаметр трубы);

срез всасывающей трубы должен находиться от дна на высоте $h_2 \geq 2d$.

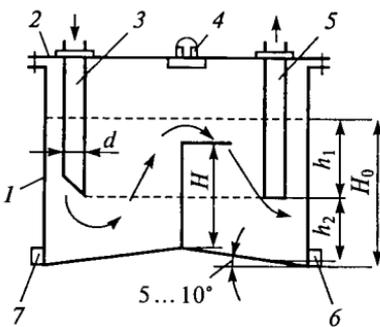


Рис. 14.3. Типовая конструкция открытого гидробака:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — сливная труба; 4 — заливная пробка; 5 — всасывающая труба; 6, 7 — сливные пробки

В большинстве случаев баки имеют сварную конструкцию и изготовляются из листовой стали. В некоторых гидроприводах баки служат станиной для установки насосов и других устройств. Насос следует устанавливать так, чтобы его высота над уровнем жидкости в баке не превышала 700 мм. Заливку жидкости в бак целесообразно производить через сетчатый фильтр. При проектировании бака следует руководствоваться ГОСТ 12448 — 80.

Закрытые гидробаки с избыточным давлением применяют в некоторых гидроприводах для обеспечения лучшего заполнения рабочих камер насосов и исключения возникновения кавитации на их входе. Герметичный бак, представляющий собой сварной цилиндр, заполняют воздухом или инертным газом под давлением до 0,2 МПа. В гидросистемах прессов такие баки служат для заполнения рабочих цилиндров жидкостью при холостом ходе машины. Избыточное давление в них достигает 0,8... 1,0 МПа.

14.4. Гидроаккумуляторы

Гидроаккумулятор — это устройство, предназначенное для аккумуляирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, для последующего возврата этой энергии в гидросистему.

Основным назначением гидроаккумуляторов являются накопление энергии рабочей жидкости в периоды пауз или малого ее потребления и возврат этой накопленной энергии в периоды интенсивной работы. Применение гидроаккумуляторов позволяет использовать насосы с меньшими рабочими объемами. Кроме того, гидроаккумуляторы используются в качестве гасителей колебаний давления.

По способу накопления энергии различают пружинные, пневматические и грузовые гидроаккумуляторы. В машиностроении наибольшее применение получили пружинные и пневматические гидроаккумуляторы.

В *пружинных* гидроаккумуляторах (рис. 14.4, *а*) аккумуляирование и возврат энергии происходят за счет упругой деформации пружины. Эти гидроаккумуляторы могут накапливать небольшие объемы жидкости при малом давлении, что обусловлено ограниченными возможностями пружин.

В *пневматических* гидроаккумуляторах (пневмогидроаккумуляторах, рис. 14.4, *б*) аккумуляирование и возврат энергии происходят за счет сжатия и расширения газа. Эти гидроаккумуляторы обладают наибольшей энергоемкостью при малых габаритах и поэтому получили широкое распространение.

По конструкции гидроаккумуляторы делятся на поршневые (см. рис. 14.4, *а*) и мембранные (с разделителем в виде гибкой диафрагмы, см. рис. 14.4, *б*). Поршневые аккумуляторы имеют недо-

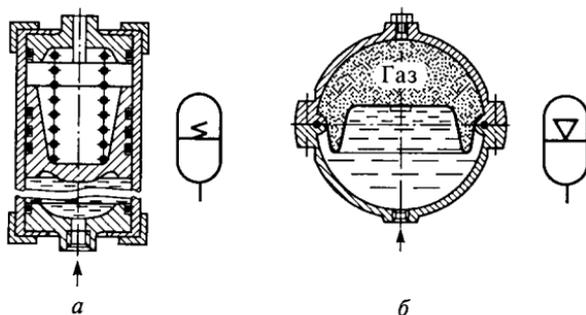


Рис. 14.4. Гидравлические аккумуляторы и их условные изображения:
а — пружинный; *б* — пневматический

статок, обусловленный трением поршня о цилиндр. Кроме того, поршневые гидроаккумуляторы достаточно инерционны. Эти недостатки отсутствуют в мембранных аккумуляторах.

14.5. Кондиционеры рабочей жидкости

Кондиционерами рабочей жидкости называются устройства, предназначенные для получения необходимых качественных показателей состояния рабочей жидкости (кондиций). В гидравлических приводах применяются два вида кондиционеров: отделители твердых частиц и теплообменники.

14.5.1. Отделители твердых частиц

Отделитель твердых частиц — это устройство для отделения от рабочей жидкости загрязняющих примесей.

Загрязнения в жидкости появляются в результате износа или окисления деталей гидромашин и гидроаппаратов.

Отделители твердых частиц характеризуются качеством (тонкостью) фильтрации, под которым понимают способность задерживать (отделять) из рабочей жидкости частицы соответствующих размеров. По качеству фильтрации отделители твердых частиц бывают: грубой очистки, задерживающие частицы с условным диаметром до 100 мкм; нормальной очистки — до 10 мкм; тонкой — до 5 мкм и особо тонкой очистки — до 1 мкм. По принципу действия отделители твердых частиц делятся на фильтры и сепараторы.

Фильтр — это отделитель твердых частиц, в котором очистка рабочей жидкости происходит при ее прохождении через фильтрующий элемент (фильтроэлемент). В зависимости от конструкции фильтрующего элемента различают шелевые, сетчатые и пористые фильтры.

В щелевых фильтрах очистка происходит при прохождении жидкости через щели, которые образованы набором пластин (пластинчатые фильтры) или провололочной навивкой (провололочные). В большинстве случаев они используются в качестве фильтров грубой очистки.

В сетчатых фильтрах очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки, полученные в результате квадратного или саржевого плетения из металлической (чаще никелевой) проволоки. Такие фильтры, как правило, используются как фильтры нормальной очистки.

В пористых фильтрах очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через поры фильтрующего элемента. К ним относятся бумажные, керамические и металлокерамические фильтры. Такие фильтры обеспечивают тонкую и особо тонкую степень фильтрации.

Рассмотренные фильтроэлементы устанавливаются в корпусе фильтра таким образом, чтобы жидкость проходила через них в гидросистему, а отделенные твердые частицы оставались в корпусе фильтра. На рис. 14.5, *a* приведена одна из наиболее распространенных конструктивных схем фильтра. Жидкость поступает в фильтр через отверстие в крышке 5 корпуса и попадает в стакан 3 корпуса, где установлен фильтрующий элемент 2. Проходя через фильтроэлемент 2, жидкость очищается, а отделенные твердые частицы оседают на дне стакана 3. Очищенная жидкость через прорези в трубчатом стержне 4, его внутренний канал и отверстие в крышке 5

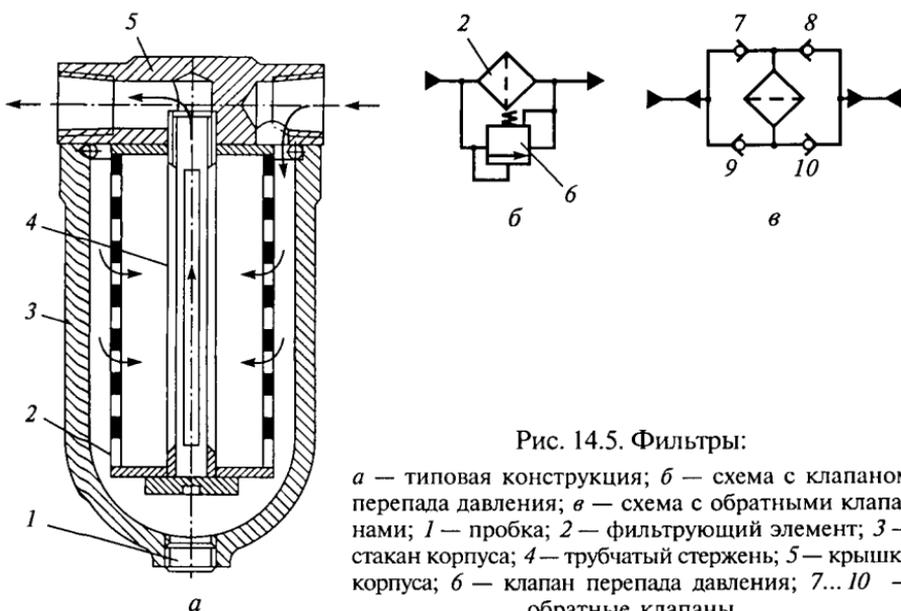


Рис. 14.5. Фильтры:

a — типовая конструкция; *б* — схема с клапаном перепада давления; *в* — схема с обратными клапанами; 1 — пробка; 2 — фильтрующий элемент; 3 — стакан корпуса; 4 — трубчатый стержень; 5 — крышка корпуса; 6 — клапан перепада давления; 7... 10 — обратные клапаны

поступает в гидросистему. Отфильтрованные примеси периодически удаляются через сливное отверстие, закрытое пробкой 1. Фильтроэлемент 2 после засорения может подвергаться очистке с целью многократного использования.

На схемах фильтры условно обозначаются в виде ромба с прерывистой линией внутри, под которой понимается фильтроэлемент (рис. 14.5, б, в).

В некоторые фильтры встраивают клапаны для обеспечения работы гидросистемы при засорении фильтра. Например, на рис. 14.5, б приведена принципиальная схема фильтра с клапаном перепада давления. При засорении фильтроэлемента 2 и увеличении на нем перепада давлений открывается клапан б и часть потока жидкости (или весь поток) движется, минуя фильтроэлемент. Кроме того, выпускаются фильтры с индикаторными устройствами, которые показывают степень засорения фильтроэлемента.

При выборе типа фильтра учитывают расход жидкости, требуемую тонкость фильтрации, давление и место установки фильтра в гидросистеме. Включение фильтров в гидросистему может производиться по двум схемам: последовательно (через фильтр проходит весь поток рабочей жидкости) и параллельно (обеспечивается фильтрация только части потока).

Для фильтра, включенного во всасывающую гидролинию (перед насосом), характерна работа при низком давлении. Однако по мере загрязнения фильтра увеличивается сопротивление во всасывающей линии и возрастает вероятность возникновения кавитации на входе насоса. Обычно в таких местах устанавливаются фильтры грубой очистки с малым рабочим перепадом давления, рассчитанные на большой расход жидкости.

Для фильтра, включенного в напорную линию (после насоса), характерна работа при высоком давлении рабочей жидкости. Поэтому у корпуса такого фильтра существенно увеличена толщина стенок для обеспечения требуемой прочности. Соответственно возрастает его масса. Кроме того, при таком включении фильтра насос не защищен от примесей, имеющихся в жидкости.

Установка фильтра в сливной линии, хотя непосредственно и не предохраняет гидравлические агрегаты от загрязняющих частиц, имеет существенные преимущества. Во-первых, фильтр не препятствует всасыванию. Во-вторых, корпус фильтра не подвержен большому давлению и при этом защищает жидкость, находящуюся в гидробаке, от продуктов износа. Однако в этом случае при загрязнении фильтра возрастает давление в сливной гидролинии.

На рис. 14.5, в показана схема установки фильтра в гидролинию, в которой возможен реверс потока жидкости. Обратные клапаны 7, 8, 9 и 10 обеспечивают постоянное направление потока рабочей жидкости через фильтр независимо от направления потока рабочей жидкости в гидролинии.

Расчет фильтров сводится к определению площади фильтрующей поверхности исходя из расхода Q , допустимого перепада давлений Δp на фильтре и удельной пропускной способности фильтрующего материала q . Площадь S фильтрующей поверхности определяется по формуле

$$S = \frac{Q}{q\Delta p} \nu\rho.$$

Для наиболее часто используемых материалов можно принимать следующие значения q : густая металлическая сетка — $0,05$ л/см²; сетка из хлопчатобумажной ткани — $0,09$ л/см²; мягкий густой войлок толщиной 10 мм — $0,015$ л/см²; пластинчатый фильтр с зазором $0,08$ мм — $0,08$ л/см².

Сепараторы — это отделители твердых частиц, в которых очистка рабочей жидкости происходит под воздействием каких-либо сил. В зависимости от физической природы действующей силы сепараторы разделяются на магнитные, центробежные, электростатические.

В гидроприводах применяются в основном *магнитные* сепараторы, улавливающие ферромагнитные включения, которые появляются в рабочей жидкости. Промышленностью серийно выпускаются магнитные сепараторы типа ФМ с пропускной способностью от $0,1$ до $7,0$ л/с и качеством фильтрации до 5 мкм. Магнитные сепараторы могут отфильтровывать только частицы, обладающие магнитными свойствами. Простейшими магнитными сепараторами являются сливные пробки, изготовленные из магнитного материала.

В *центробежных* сепараторах (центрифугах) жидкость очищается под действием центробежных сил. Принципиальная схема тако-

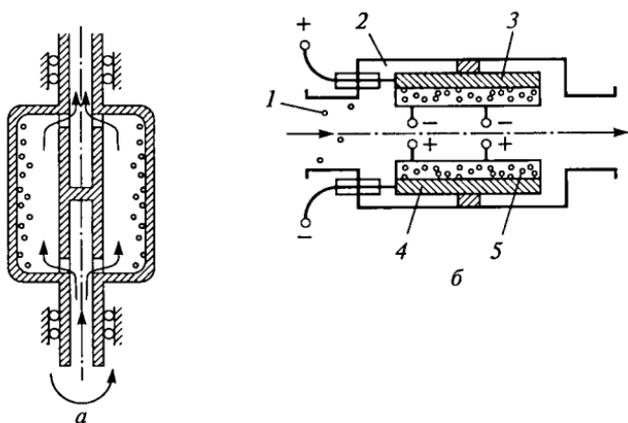


Рис. 14.6. Сепараторы:

a — центробежный; b — электростатический; 1 — частица загрязнения; 2 — корпус; $3, 4$ — электроды; 5 — пористая пластина

го сепаратора представлена на рис. 14.6, а. Жидкость, подлежащая очистке, подается через полую ось в полость вращающегося ротора ($n = 1000 \dots 8000$ об/мин), в котором она раскручивается. При этом тяжелые примеси отбрасываются под действием центробежных сил к стенкам ротора и осаждаются на них.

Электростатические сепараторы применяются для тонкой очистки жидкости от электризованных твердых частиц. Принцип действия такого сепаратора заключается в том, что находящиеся в жидкости частицы 1 (рис. 14.6, б) заряжаются статическим электричеством при движении их с диэлектрической жидкостью в результате электризации трением. Попадая в электрическое поле, созданное электродами 3 и 4, помещенными в корпус 2 сепаратора, эти частицы притягиваются к тому или другому электроду в зависимости от знака электрического заряда частицы. В момент соприкосновения заряженной частицы с электродом ее заряд может нейтрализоваться. Поэтому для удержания частицы на электроде устанавливаются пористые диэлектрические пластины 5.

14.5.2. Теплообменники

Теплообменники — это устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. Теплообменники делятся на нагреватели и охладители жидкости.

В гидроприводах, как правило, требуется охлаждение рабочей жидкости, которая нагревается в процессе работы, что приводит к ухудшению ее эксплуатационных свойств. Для большинства гидросистем температура рабочей жидкости (минеральных масел) не должна превышать $70 \dots 80$ °С.

Если выделение тепла в гидроприводе превышает естественную теплоотдачу, то в нем устанавливают *охладитель*. В большинстве

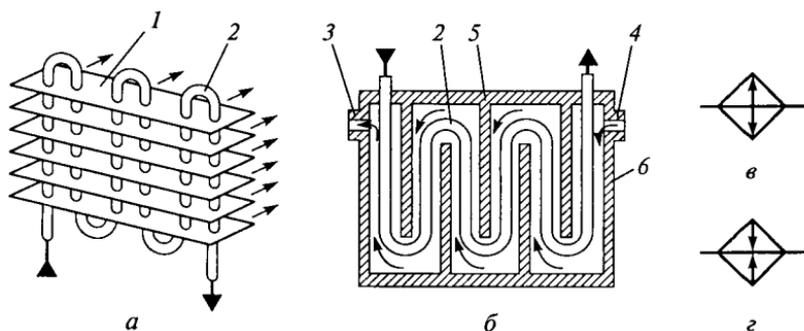


Рис. 14.7. Теплообменники:

а — воздушный радиатор; б — водяной радиатор; в, г — условные обозначения охладителя и нагревателя соответственно; 1 — ребро; 2 — труба; 3, 4 — входной и выходной штуцеры; 5 — перегородка; 6 — корпус

гидросистем охладители обычно устанавливают в сливной гидролинии (перед баком). По конструкции охладитель представляет собой радиатор, обтекаемый потоком воздуха (рис. 14.7, а) или воды (рис. 14.7, б). Воздушный радиатор (см. рис. 14.7, а) выполняется в виде змеевика из трубы 2, к которой привариваются ребра 1. Жидкость, проходя через трубу 2, отдает тепло ребрам 1. Водяные радиаторы (см. рис. 14.7, б), в которых переносчиком теплоты служит вода или другая жидкость, более эффективны. В корпусе б такого радиатора размещается змеевик в виде трубы 2 или пучок труб. Вода поступает в рубашку радиатора через штуцер 4 и, двигаясь по лабиринту, образованному перегородками 5, отбирает тепло у жидкости, проходящей по трубе 2, после чего отводится через штуцер 3.

Нагреватели устанавливают в гидроприводах для обеспечения их работоспособности в условиях низких (минусовых) температур. Нагреватели монтируют в гидробаках. Их включают перед пуском гидросистемы.

На рис. 14.7, в, г приведены условные обозначения теплообменников.

14.6. Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства предназначены для обеспечения герметичности соединений гидравлических устройств с целью предотвращения или уменьшения утечек жидкости через зазоры в соединениях, а также защиты рабочей жидкости от попадания в нее твердых частиц, влаги и воздуха. Основным элементом такого устройства является уплотнитель — деталь, которая находится в контакте с сопрягаемыми деталями и препятствует перетеканию рабочей жидкости. К вспомогательным деталям уплотнительного устройства относятся защитные и опорные кольца и т. д.

В гидравлических устройствах широко используются *резиновые уплотнительные кольца* круглого и других сечений. Наибольшее распространение получили кольца круглого сечения (ГОСТ 9833—73), которые используются при давлении до 50 МПа в неподвижных соединениях и до 32 МПа в подвижных соединениях. Скорость относительного перемещения деталей уплотнительных устройств — до 0,5 м/с.

На рис. 14.8, а показаны схемы монтажа уплотнительных колец круглого сечения. Глубину h канавки для кольца выбирают такой, чтобы кольцо было обжато по поперечному сечению на определенную величину. Канавку выполняют шириной b , приблизительно на 20...25 % большей диаметра обода кольца d . Параметры шероховатости: для неподвижного уплотнения $R_a \leq 1,6$ мкм, для подвижного — $R_a \leq 0,2$ мкм.

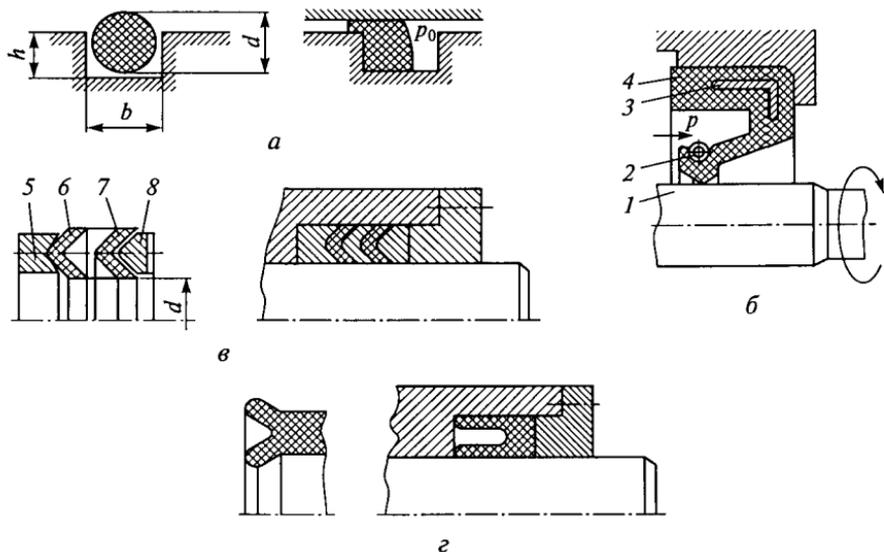


Рис. 14.8. Уплотнения (в свободном и установленном состояниях):

a — радиальное кольцо; *б* — резиновая армированная манжета; *в* — шевронные резинотканевые уплотнения; *г* — резиновая манжета; *1* — вал; *2* — пружина; *3* — металлический каркас; *4* — корпус; *5* — нажимное кольцо; *6, 7* — шевронные манжеты; *8* — опорное кольцо

Кроме колец, в гидросистемах широко используются уплотнительные манжеты. *Уплотнительная манжета* — это уплотнитель в виде кольца (обычно резинового) специальной формы. Уплотнительные манжеты применяют для герметизации подвижных соединений.

На рис. 14.8, *б* показана схема армированной манжеты, предназначенной для герметизации вращающихся валов при одностороннем давлении жидкости. Она состоит из корпуса *4* с рабочей губкой, металлического каркаса *3* и пружины *2*. Каркас обеспечивает жесткость манжеты. Нажимная (браслетная) пружина *2* предназначена для прижатия рабочей губки к валу *1*. Типовые манжеты используются в гидроприводах при давлении до 0,05 МПа, окружной скорости до 20 м/с и температуре от -50 до $+90$ °С. Уплотнительные манжеты используются также при возвратно-поступательном движении.

Для герметизации деталей, движущихся возвратно-поступательно (штоков, поршней) при скоростях менее 3 м/с, применяются *шевронные резинотканевые уплотнения*. В состав комплекта уплотнения (рис. 14.8, *в*) входят шевронные манжеты *6* и *7*, нажимное *5* и опорное *8* кольца. Число манжет, входящих в комплект, зависит от диаметра штока *d* и давления.

На рис. 14.8, *г* показана схема *резиновой уплотнительной манжеты* (ГОСТ 14896—84*). Манжета предназначена для герметизации зазоров в гидравлических устройствах с возвратно-поступательным движением выходного звена при скорости относительного перемещения не более 0,5 м/с.

Наружные каналы в корпусах гидравлических устройств герметизируют с помощью запрессовки в них гладких стальных цилиндрических заглушек с последующей чеканкой по диаметру заглушек. Высокую степень герметичности обеспечивают сварка и пайка неразъемных соединений.

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

15.1. Нерегулируемые и регулируемые объемные гидроприводы (общие положения)

В подразд. 11.3 было отмечено, что регулируемый гидропривод в отличие от нерегулируемого позволяет изменять скорость движения выходного звена. Гидроприводы, используемые в технике, должны обеспечивать заданные параметры работы, в том числе скорости выходных звеньев, поэтому большинство современных гидроприводов являются регулируемыми.

К регулируемым объемным гидроприводам следует отнести: гидроприводы, в которых имеется возможность непосредственного управления скоростью выходного звена; гидроприводы со стабилизацией скорости выходного звена; гидроприводы, в которых обеспечивается синхронное движение выходных звеньев нескольких гидродвигателей; следящие гидроприводы.

При рассмотрении гидроприводов необходимо иметь в виду, что изменение скорости выходного звена может быть обеспечено разными способами. Поэтому проведем сравнительный анализ следующих гидроприводов:

- с дроссельным регулированием скорости;
- с объемным (машинным) регулированием скорости;
- с объемно-дроссельным регулированием скорости.

Рассмотрим принципиальные схемы перечисленных гидроприводов, отметим их достоинства и недостатки. При сравнительном анализе работы гидроприводов с различными способами управления скоростью выходного звена для упрощения рассуждений сделаем следующие допущения:

- 1) пренебрегаем потерями энергии в трубопроводах и гидрораспределителях;
- 2) коэффициенты полезного действия гидромашин принимаем равными единице.

15.2. Гидроприводы с дроссельным регулированием

Дроссельный способ регулирования скорости движения выходного звена применяется в гидроприводах с нерегулируемыми гидромашинами. При этом изменение скорости выходного звена возможно за счет изменения расхода жидкости Q_r , поступающей в гидродвигатель. Поэтому в таких гидроприводах при подаче на-

сосу Q_n часть жидкости отводится в бак, минуя гидродвигатель. Основным управляющим элементом таких приводов является регулируемый гидродроссель. В зависимости от места установки регулируемого гидродросселя по отношению к гидродвигателю различают гидроприводы с параллельным и последовательным включением гидродросселя.

15.2.1. Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при параллельном включении гидродросселя

На рис. 15.1, *a* приведена принципиальная схема гидропривода, в котором регулирование скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра 4) обеспечивается за счет изменения площади проходного сечения $S_{др}$ регулируемого дросселя 5, включенного параллельно. Кроме отмеченных элементов, схема включает насос 1, клапан 2, гидрораспределитель 3 и бак 6.

При расходе жидкости через гидродроссель 5 $Q_{др}$ расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр 4, рассчитывается по формуле

$$Q_r = Q_n - Q_{др}, \quad (15.1)$$

где Q_n — подача насоса.

Расход $Q_{др}$ при коэффициенте расхода μ определяется из формулы (6.7):

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}. \quad (15.2)$$

Так как перепад давления на дросселе $\Delta p_{др}$ равен перепаду давления на гидроцилиндре Δp_r , найдем его из формулы (12.10) при известной нагрузке на штоке F и площади поршня $S_{п}$:

$$\Delta p_{др} = \Delta p_r = \frac{F}{S_{п}}.$$

Следовательно, скорость движения поршня (штока) гидроцилиндра

$$V = \frac{Q_r}{S_{п}} = \frac{1}{S_{п}} \left(Q_n - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_{п}}} \right). \quad (15.3)$$

Из полученной формулы видно, что скорость движения выходного звена в таком гидроприводе будет меняться при изменении площади проходного сечения регулируемого гидродросселя $S_{др}$.

Регулировочная характеристика, представляющая собой графическую зависимость регулируемой величины V от параметра регулирования $S_{др}$, т.е. $V = f(S_{др})$, приведена на рис. 15.1, *б* [построена по формуле (15.3)]. На графике видно, что вторым фактором, оказывающим существенное влияние на скорость поршня гидроцилиндра, является нагрузка F .

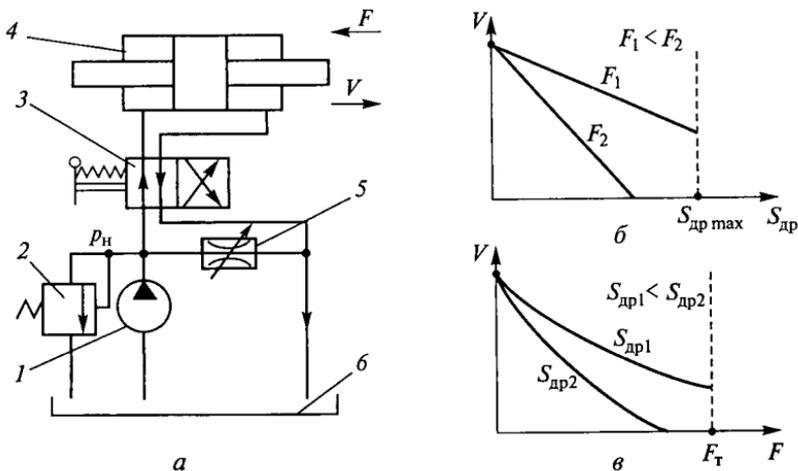


Рис. 15.1. Схема гидропривода с параллельным включением дросселя (а); регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики:

1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — гидрораспределитель; 4 — гидроцилиндр; 5 — гидродроссель; 6 — бак

Графическая зависимость скорости от нагрузки $V = f(F)$, которая получила название *механическая*, или *нагрузочная характеристика* гидропривода, приведена на рис. 15.1, в. Она построена в соответствии с формулой (15.3) для двух значений $S_{др}$ в диапазоне изменения нагрузки от нуля до максимальной F_T .

В рассматриваемом гидроприводе давление p_n на выходе насоса 1 зависит от нагрузки F и не является постоянным, поэтому такую систему регулирования называют системой с переменным давлением питания. Клапан 2, установленный в гидросистеме, является предохранительным. Гидрораспределитель 3 служит для изменения направления движения штока гидроцилиндра 4.

Одним из недостатков таких гидроприводов является то, что в них скорость регулируется только в том случае, если нагрузка создает сопротивление движению выходного звена. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре.

15.2.2. Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя

На рис. 15.2, а представлена принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя 5 (на входе в гидроцилиндр 4). Кроме отмеченных элементов, схема включает насос 1, клапан 2, гидрораспределитель 3 и бак 6.

Так как гидродроссель 5 и гидроцилиндр 4 включены последовательно, то расход Q_{Γ} жидкости, поступающей в гидроцилиндр 4, равен расходу жидкости, проходящей через регулируемый гидродроссель 5:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}}, \quad (15.4)$$

где $\Delta p_{\text{др}}$ — перепад давления на гидродросселе 5.

С учетом принятых допущений

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - \Delta p_{\Gamma} = p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\text{п}}}.$$

В данном гидроприводе давление на выходе насоса $p_{\text{н}}$ поддерживается постоянным при помощи переливного клапана 2. Тогда скорость поршня

$$V = \frac{Q_{\Gamma}}{S_{\text{п}}} = \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\text{п}}} \right)}. \quad (15.5)$$

Анализ полученной формулы показывает, что скорость движения поршня гидроцилиндра 4, как и в гидроприводе с параллельным включением гидродросселя, является функцией двух переменных: площади проходного сечения регулируемого гидродросселя $S_{\text{др}}$ и преодолеваемой нагрузки на штоке гидроцилиндра F .

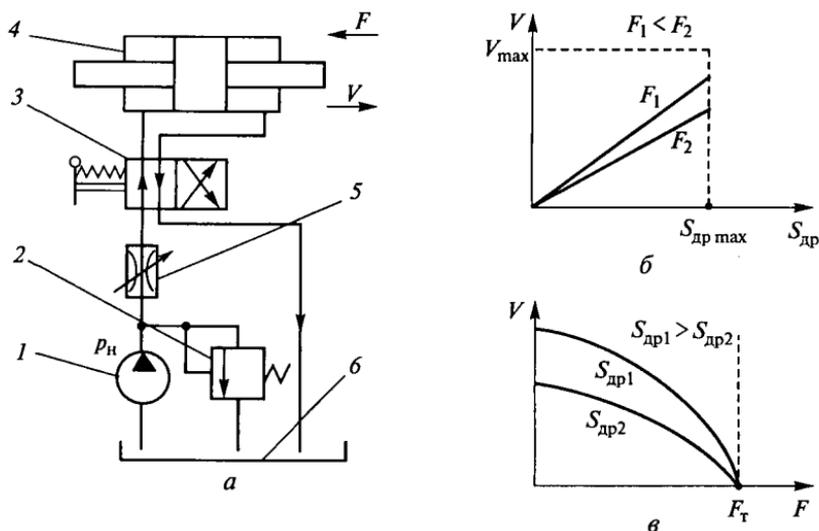


Рис. 15.2. Схема гидропривода с последовательным включением дросселя (а); регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики:

1 — насос; 2 — переливной клапан; 3 — гидрораспределитель; 4 — гидроцилиндр; 5 — гидродроссель; 6 — бак

На рис. 15.2, *б* и *в* приведены регулировочная и нагрузочная характеристики, построенные в соответствии с формулой (15.5).

Следует отметить, что гидропривод с гидродросселем 5 на входе в гидроцилиндр 4 (см. рис. 15.2, *а*), как и гидропривод с параллельным включением гидродросселя, допускает регулирование скорости выходного звена только при нагрузке, направленной против движения. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре. Поэтому в гидроприводах, работающих в условиях знакопеременной нагрузки, для обеспечения надежного регулирования скорости выходного звена рекомендуется установка гидродросселя на выходе из гидродвигателя. В этом случае уравнение (15.4) также справедливо.

15.3. Гидропривод с объемным (машинным) регулированием

При объемном способе регулирования скорость движения выходного звена изменяется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидромотора, либо обеих гидромашин. На рис. 15.3, *а* приведена принципиальная схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости, в котором частота вращения вала гидромотора 4 регулируется за счет изменения рабочих объемов обеих гидромашин.

Так как в данном гидроприводе возможен реверс потока рабочей жидкости, то в нем установлены два предохранительных клапана 2, один из которых «следит» за давлением в гидролинии А, а другой — за давлением в гидролинии Б. Для компенсации возможной нехватки жидкости в гидроприводе используется система подпитки, состоящая из дополнительного насоса 6, переливного клапана 5, гидробака 7 и двух обратных клапанов 3. Всегда осуществляется подпитка той гидролинии, которая в данный момент является всасывающей. При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление примерно 0,1...0,3 МПа (ограничено настройкой переливного клапана 5), что исключает вероятность возникновения кавитации на входе в насос 1.

Получим закон изменения частоты вращения n_r вала гидромотора 4 от рабочих объемов регулируемых гидромашин. На практике при анализе работы гидроприводов, содержащих регулируемые гидромашин, используется параметр регулирования рабочего объема e , который равен отношению действительного рабочего объема гидромашин к максимальному его значению. В нашем случае этот параметр для регулируемого насоса 1 и регулируемого гидромотора 4 соответственно имеет следующий вид:

$$e_n = \frac{W_n}{W_{n \max}} \quad \text{и} \quad e_r = \frac{W_r}{W_{r \max}} .$$

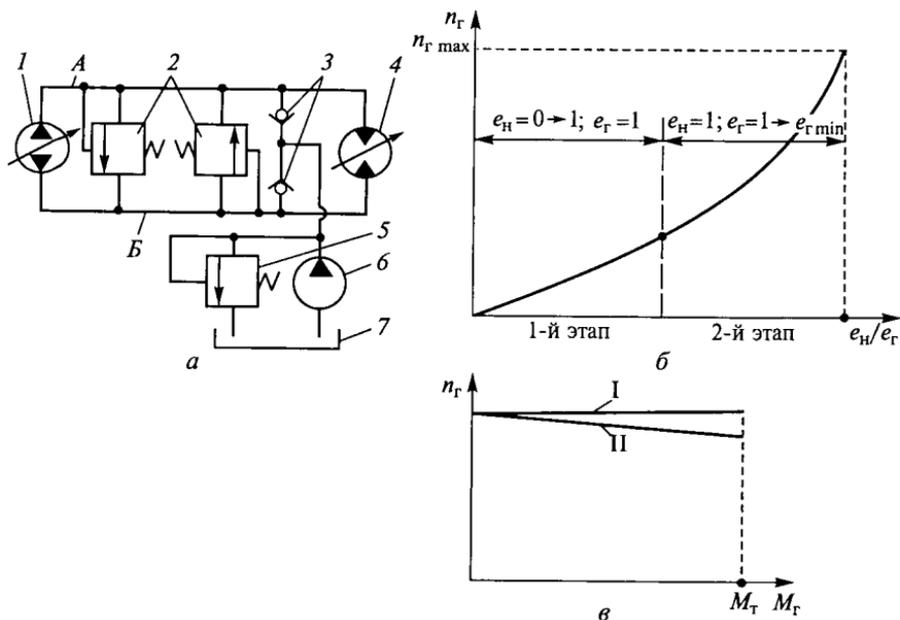


Рис. 15.3. Схема гидропривода с объемным (машинным) регулированием (а); регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики: 1 — насос; 2 — предохранительные клапаны; 3 — обратные клапаны; 4 — гидромотор; 5 — переливной клапан; 6 — дополнительный насос; 7 — гидробак

Значения e_n и e_r могут изменяться от нуля до единицы.

Пренебрегая потерями в гидромашинах, расход Q_n жидкости, поступающей от насоса в напорную гидролинию, и расход Q_r жидкости, потребляемой гидромотором, определяют по формулам:

$$Q_n = W_n n_n = e_n W_{n \max} n_n; \quad Q_r = W_r n_r = e_r W_{r \max} n_r, \quad (15.6)$$

где n_n — частота вращения вала насоса.

Принимая во внимание то, что при закрытых клапанах 2

$$Q_n = Q_r, \quad (15.7)$$

из уравнения (15.7) с учетом выражений (15.6) получаем

$$n_r = \frac{e_n}{e_r} \frac{W_{n \max}}{W_{r \max}} n_n. \quad (15.8)$$

Из формулы (15.8) видно, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора n_r является функцией двух независимых параметров регулирования: e_n и e_r . Наибольшая эффективность изменения частоты вращения вала гидромотора n_r от нуля до максимальной будет достигнута при использовании двухэтапной последовательности регулирования:

1-й этап — e_n изменяется от нуля до 1 ($e_r = 1$);

2-й этап — e_r изменяется от 1 до некоторого $e_{r\min}$ ($e_n = 1$).

Значение $e_{r\min}$ определяется при заданном моменте сопротивления на валу гидромотора M_r и допустимом перепаде давления Δp_{\max} из формулы

$$M_r = \frac{1}{2\pi} W_{r\max} e_{r\min} \Delta p_{\max} \eta_{гм}, \quad (15.9)$$

где $\eta_{гм}$ — механический коэффициент полезного действия гидромотора.

На рис. 15.3, б, в приведены соответственно регулировочная и нагрузочная характеристики гидропривода с объемным регулированием частоты вращения. При сделанных допущениях (см. подразд. 15.1) гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая I на рис. 15.3, в). Если же учесть потери в гидромашинах, то нагрузочная характеристика будет иметь наклон (прямая II на рис. 15.3, в), обусловленный объемными утечками в гидромашинах. Значение тормозного момента M_r определяется настройкой предохранительных клапанов 2.

15.4. Гидропривод с объемно-дроссельным регулированием

Объемно-дроссельный (или машинно-дроссельный) способ регулирования скорости выходного звена заключается в том, что в таком гидроприводе вместо нерегулируемого насоса используется регулируемый насос с регулятором подачи (см. подразд. 12.7). В этом случае давление поддерживается постоянным за счет уменьшения рабочего объема насоса, т. е. за счет уменьшения его подачи. Поэтому КПД гидропривода с объемно-дроссельным регулированием выше, чем гидропривода с дроссельным регулированием. Но регулируемые гидромашины существенно дороже нерегулируемых.

В качестве примера на рис. 15.4 приведена принципиальная схема гидропривода с объемно-дроссельным регулированием скорости поршня гидроцилиндра 4 при помощи дросселя 5, включенно-

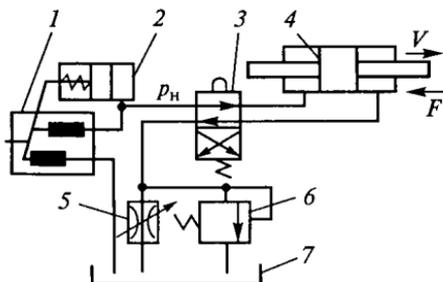


Рис. 15.4. Схема гидропривода с объемно-дроссельным регулированием:

1 — насос; 2 — регулятор подачи; 3 — распределитель; 4 — гидроцилиндр; 5 — дроссель; 6 — переливной клапан; 7 — бак

го на выходе гидроцилиндра, и переливного клапана 6. В схему также входят распределитель 3 и бак 7.

В данном гидроприводе используется насосная установка, включающая регулируемый аксиально-поршневой насос 1 с регулятором подачи 2. Она обеспечивает на выходе насоса постоянное давление p_n . Закон регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра 4 в рассматриваемом гидроприводе описывается уравнением, совпадающим с уравнением (15.5). Регулировочная и нагрузочная характеристики аналогичны приведенным на рис. 15.2, б, в.

15.5. Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием

Недостатком всех рассмотренных гидроприводов с дроссельным регулированием является зависимость скорости выходного звена от нагрузки на нем. В таких случаях говорят о том, что гидропривод имеет «нежесткую» нагрузочную характеристику. Повысить «жесткость» нагрузочной характеристики (уменьшить зависимость скорости выходного звена от нагрузки) можно за счет использования так называемых систем стабилизации скорости.

Принцип действия систем стабилизации заключается в обеспечении независимости перепада давления $\Delta p_{др}$ на регулируемом дросселе от нагрузки на выходном звене гидропривода. Это достигается при помощи дроссельных *регуляторов расхода*, конструктивные и принципиальные схемы которых приведены на рис. 15.5. Используют два варианта дроссельных регуляторов: на основе переливного клапана (см. рис. 15.5, а) и на основе редуционного клапана (см. рис. 15.5, б). В обоих случаях постоянный перепад давления $\Delta p_{др}$ на регулируемом гидродросселе 4 обеспечивается соответствующим клапаном.

В дроссельном регуляторе расхода, изображенном на рис. 15.5, а, постоянный перепад давления на гидродросселе 4 обеспечивается за счет постоянного слива части потока рабочей жидкости в бак 5 через переливной клапан, состоящий из корпуса 1, запорно-регулирующего элемента 3 и пружины 2.

В дроссельном регуляторе, изображенном на рис. 15.5, б, постоянный перепад давления на гидродросселе 4 обеспечивается за счет автоматического изменения гидравлического сопротивления редуционного клапана, который состоит из корпуса 1, запорно-регулирующего элемента 3 и пружины 2.

Итак, в рассмотренных устройствах обеспечивается постоянное значение перепада давления на регулируемом гидродросселе 4, а значит, при неизменной площади его проходного сечения поддерживается постоянство расхода проходящей через него рабочей жидкости. Это свойство дроссельных регуляторов расхода исполь-

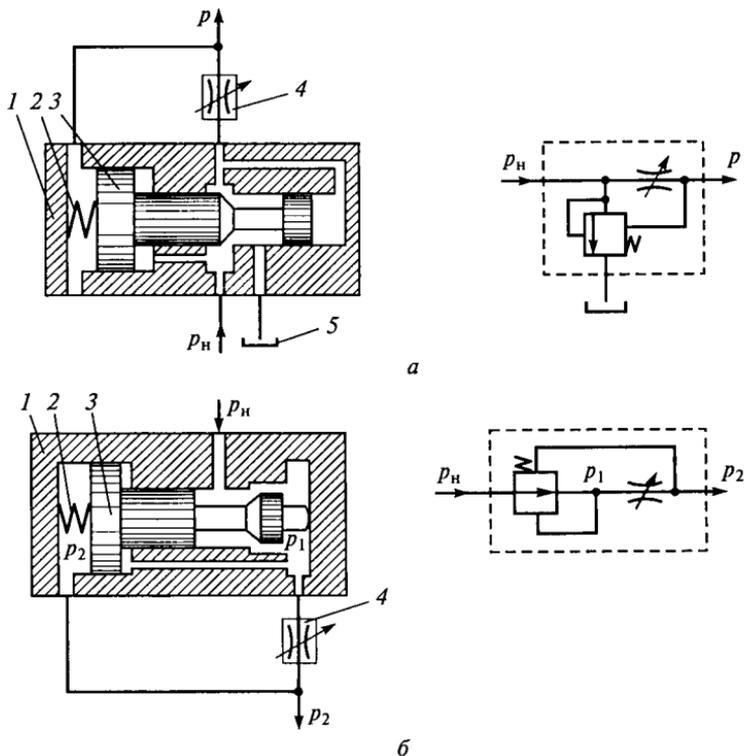


Рис. 15.5. Дроссельные регуляторы расхода на основе переливного (а) и редуционного (б) клапанов и их условные изображения:

1 — корпус; 2 — пружина; 3 — запорно-регулирующий элемент; 4 — гидродроссель; 5 — бак

зуется в гидроприводах с дроссельным регулированием для обеспечения в них «жесткой» механической характеристики.

Таким образом, ценой незначительного усложнения гидропривода с дроссельным регулированием удастся получить его нагрузочную характеристику, по жесткости не уступающую аналогичной характеристике гидропривода с объемным регулированием. При этом стоимость такого гидропривода с дроссельным регулированием, в котором используются дешевые нерегулируемые гидромашины, будет существенно ниже стоимости гидропривода с объемным регулированием. В то же время следует учитывать, что гидропривод с дроссельным регулированием существенно проигрывает гидроприводу с объемным регулированием по КПД, поэтому объемный способ регулирования может быть рекомендован для использования в гидроприводах большой мощности. При этом условии можно ожидать, что затраты на создание гидропривода окупятся в процессе его эксплуатации.

15.6. Системы синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется меньший перепад давления, перемещается быстрее, чем звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется больший перепад давления. Возможен также случай, когда выходное звено одного из гидродвигателей совсем не будет перемещаться. Системы, устраняющие этот недостаток, называются *системами синхронизации*. В гидроприводах используются дроссельные и объемные способы синхронизации движения.

При *дроссельном способе синхронизации* используют дроссельные делители потока. На рис. 15.6, а приведена схема дроссельного делителя потока. Рабочая жидкость от насоса подводится к делителю и через балансные гидродроссели 1 и 2, имеющие одинаковые сопротивления, попадает в торцевые полости А и В плунжера 3. Из них через регулируемые гидродроссели 4 и 5, которые представляют собой щели между корпусом делителя и плунжером 3, жидкость поступает в трубопроводы и далее в рабочие полости гидроцилиндров.

При равных давлениях в рабочих полостях гидроцилиндров давления в полостях А и В также одинаковы, плунжер 3 находится в нейтральном положении, при котором регулируемые дроссели 4 и 5 имеют одинаковое сопротивление. Деление потока обеспечивается при помощи балансных гидродросселей 1 и 2 в соотношении $Q_1/Q_2 = S_1/S_2$, где S_1 и S_2 — площади проходных сечений балансных гидродросселей соответственно 1 и 2. При $S_1 = S_2$ расходы равны: $Q_1 = Q_2$.

В случае неравенства давлений в рабочих полостях гидроцилиндров возникает перепад давления в полостях А и В, т. е. на торцевых поверхностях плунжера 3. В результате плунжер 3 смещается из среднего положения, изменяя проходные сечения регулируемых гидродросселей 4 и 5. При этом уменьшается проходное сечение гидродросселя, через которое жидкость поступает в гидроцилиндр с меньшим давлением, и увеличивается проходное сечение другого гидродросселя. Плунжер 3 остановится только тогда, когда в его торцевых полостях А и В давления станут одинаковыми, а значит, станут одинаковыми и перепады давлений на балансных гидродросселях 1 и 2. В результате соотношение между расходами Q_1 и Q_2 останется тем же, что и было при равенстве давлений в рабочих полостях гидроцилиндров.

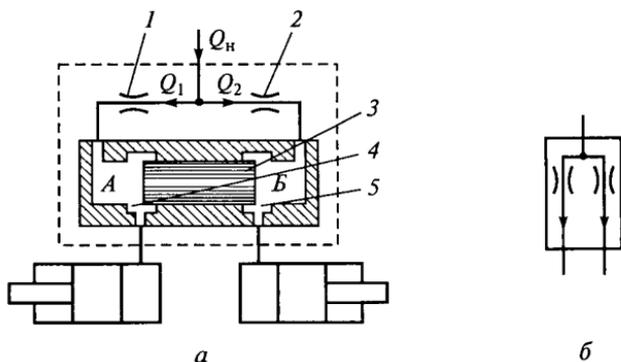


Рис. 15.6. Схема дроссельного делителя потока (а) и его условное обозначение (б):

1, 2 — балансные гидродроссели; 3 — плунжер; 4, 5 — регулируемые гидродроссели

Серийно изготавливаемые делители потока типа Г75-6 обеспечивают ошибку деления не более 3%. При помощи нескольких делителей этого типа можно разделить поток на любое число равных частей. Условное обозначение дроссельного делителя потока приведено на рис. 15.6, б.

Объемный способ синхронизации базируется на принципе объемного дозирования расхода жидкости, подводимой к гидродвигателям. Одна из схем, в которых реализуется данный способ, приведена на рис. 15.7, а. В этой схеме синхронизация достигается за счет специального цилиндра-дозатора 1, который обеспечивает одинаковые (или пропорциональные) скорости движения поршней 2 и 3.

Кроме того, синхронизация может быть обеспечена при последовательном соединении гидродвигателей. Роль *дозаторов* в этом случае выполняют сами гидродвигатели.

В качестве дозаторов могут использоваться и роторные гидромашины, имеющие высокие объемные КПД. На рис. 15.7, б приведена принципиальная схема гидропривода, в котором синхронное движение поршней двух гидроцилиндров 4 и 5 обеспечивается при помощи двух роторных гидромашин 6 и 7, валы которых жестко соединены между собой. Если пренебречь объемными потерями в гидромашинах 6 и 7, то расходы Q_1 и Q_2 рабочей жидкости между цилиндрами 4 и 5 распределяются следующим образом:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{W_{r1}n}{W_{r2}n} = \frac{W_{r1}}{W_{r2}} = \text{const},$$

где n — частота совместного вращения валов гидромашин 6 и 7; W_{r1} и W_{r2} — рабочие объемы гидромашин 6 и 7 соответственно.

Если рабочие объемы равны, то $Q_1 = Q_2 = Q_n/2$, где Q_n — подача насоса 8.

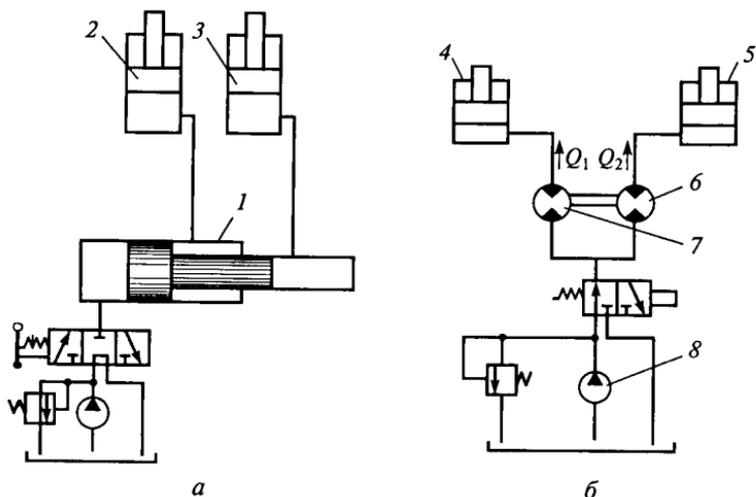


Рис. 15.7. Схемы, реализующие объемный способ синхронизации движения:

a — с объемным цилиндром-дозатором; *б* — с двумя роторными гидромашинами; 1 — цилиндр-дозатор; 2, 3 — поршни; 4, 5 — гидроцилиндры; 6, 7 — роторные гидромашины; 8 — насос

Объемные способы синхронизации более экономичны, чем дроссельные, так как гидравлическое сопротивление дроссельных делителей потока достаточно велико. Системы синхронизации, построенные на принципе дозирования, целесообразно использовать в гидроприводах большой мощности.

15.7. Следящие гидроприводы

Следящим называется гидропривод, в котором перемещение его выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

Следящий гидропривод нашел широкое применение в управлении различными машинами, агрегатами и производственными процессами. В этих системах следящий гидропривод применяется в качестве *гидравлического усилителя мощности* — устройства, которое, помимо передачи сигнала управления, обеспечивает также увеличение его мощности за счет использования возможностей гидропривода. Наибольший эффект при этом достигается в случае использования следящего электрогидравлического привода.

Значение коэффициента усиления электрогидроусилителя, определяемое отношением выходной мощности гидропривода к мощности входного (управляющего) сигнала, практически не ограничено. В системах рулевого управления крупными морскими судами

используют гидравлические следящие приводы с коэффициентом усиления до 10^5 , а в системах автоматики гидроприводов с электрическим управлением — до 10^7 . Такое высокое значение коэффициента усиления достигается за счет очень малой мощности управляющего сигнала. Так, мощность входного управляющего сигнала в гидроусилителе с электрическим управлением составляет 0,5... 1,0 Вт, а усилие для перемещения некоторых вспомогательных золотников не превышает 40 мН.

Следящий гидропривод относится к автоматическим устройствам, которые в соответствии с теорией автоматического управления называются системами с отрицательной обратной связью. В таких системах происходит непрерывное сравнение входного сигнала управления и перемещения выходного звена. Образующийся при этом сигнал рассогласования (разность) в процессе работы постепенно уменьшается. Когда эта разность становится равной нулю, перемещение выходного звена прекращается. При этом считается, что следящий привод выполнил свою функцию: его выходное звено переместилось в соответствии со значением управляющего сигнала. Рассмотрим, как этот принцип управления реализуется в некоторых следящих гидроприводах.

На рис. 15.8, а приведена принципиальная схема следящего гидропривода поступательного движения, использующегося в качестве гидроусилителя руля колесной транспортной машины. При повороте рулевого колеса 1, например по часовой стрелке, посредством винтовой передачи 2 золотник 3 дросселирующего гидрораспределителя сместится влево и соединит правую полость гидроцилиндра 4 с напорной гидролинией (p_n), а левую — со сливной гидролинией (p_c). Под действием давления p_n поршень гидроцилиндра 4 начнет перемещаться влево, поворачивая жестко свя-

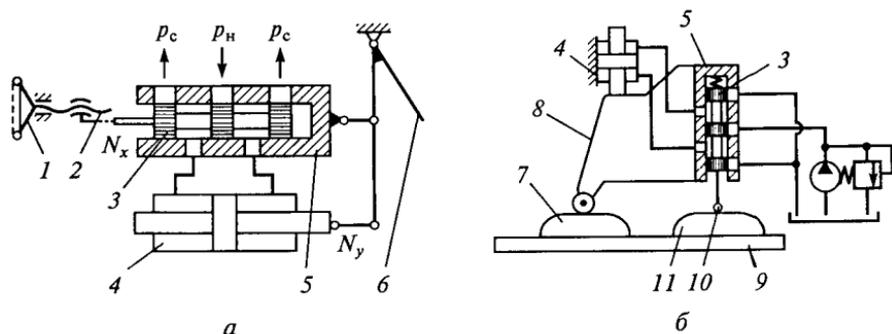


Рис. 15.8. Следящие гидроприводы:

а — рулевого управления колесной транспортной машины; б — фрезерного гидроконтрольного станка; 1 — рулевое колесо; 2 — винтовая передача; 3 — золотник; 4 — гидроцилиндр; 5 — корпус распределителя; 6 — рулевая тяга; 7 — заготовка; 8 — фрезерная головка; 9 — фрезерный стол; 10 — шуп; 11 — шаблон

занную с ним рулевую тягу b и вместе с ней управляемое колесо машины. Поворот колеса будет происходить до тех пор, пока корпус распределителя 5 , перемещающийся вместе с рулевой тягой b , не сместится на расстояние, равное смещению золотника 3 , и вновь не перекроет каналы распределителя. Итак, в данном случае сравнение сигнала управления (поворот рулевого колеса) и угла поворота управляемых колес машины происходит в дросселирующем гидрораспределителе. Результатом этого является некоторое открытие проходного сечения в нем, а следовательно, подвод давления p_n в полость гидроцилиндра. Как только площадь проходного сечения становится равной нулю, поршень гидроцилиндра останавливается. Это значит, что следящий гидропривод отработал поступивший на него сигнал управления.

Чтобы вернуть управляемые колеса машины в первоначальное положение, необходимо повернуть рулевое колесо 1 на такой же угол против часовой стрелки, в результате чего золотник 3 , поршень гидроцилиндра 4 , рулевая тяга b и, следовательно, корпус распределителя 5 возвратятся в исходное положение.

Коэффициент усиления гидроусилителя k_y в этом случае можно выразить в виде отношения $k_y = N_y/N_x$, где N_y — мощность, развиваемая на поршне гидроцилиндра; N_x — мощность, необходимая для перемещения золотника.

На рис. 15.8, b представлена принципиальная схема следящего гидропривода фрезерного гидроконтрольного станка. Этот станок предназначен для воспроизведения на заготовке 7 профиля шаблона 11 . При движении фрезерного стола 9 щуп 10 и связанный с ним золотник 3 дросселирующего гидрораспределителя перемещаются в вертикальном направлении, очерчивая профиль шаблона 11 . Это движение повторяет фрезерная головка 8 , перемещающаяся по вертикальным направляющим под действием поршня гидроцилиндра 4 . Слежение осуществляется за счет того, что корпус 5 дросселирующего распределителя жестко связан с фрезерной головкой 8 станка.

По аналогичной схеме может быть построен гидропривод фрезерной головки станка с числовым программным управлением. При этом сигнал управления золотником следящего гидрораспределителя не появляется в результате контакта щупа с поверхностью шаблона, а приходит от программного электронного устройства через электрогидравлический усилитель, который и обеспечивает смещение золотника. Отработка этого управляющего сигнала происходит так же, как в схеме, приведенной на рис. 15.8, b .

ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОМАШИНЫ

16.1. Классификация динамических насосов

В динамических насосах силовое взаимодействие между рабочими органами и жидкостью происходит в проточной части, постоянно сообщенной с входом и выходом, причем это взаимодействие достаточно эффективно при значительных скоростях движения жидкости и рабочего органа (в динамике). По характеру данного взаимодействия динамические насосы подразделяются на лопастные насосы и насосы трения.

У **лопастных насосов** взаимодействие с потоком жидкости обеспечивается за счет лопаток, которые перегоняют поток. Эти лопатки закрепляются на рабочем колесе или непосредственно на валу вращения.

Лопастные насосы в зависимости от траектории движения жидкости в проточной части подразделяются на *центробежные* и *осевые*. В центробежных насосах жидкость отбрасывается лопатками от оси вращения рабочего колеса к периферии, а в осевых насосах лопатки перегоняют жидкость в направлении оси вращения.

Следует отметить, что это разделение носит условный характер, так как в реальных насосах перемещение жидкости происходит по какой-то промежуточной траектории. В том случае, когда направление перемещения жидкости ближе к радиальному, насосы относят к центробежным, а когда это направление ближе к осевому, их считают осевыми. Кроме того, зачастую в классификацию вводится дополнительный тип лопастных насосов — *полуосевые* (или *диагональные*). Они занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми насосами.

Рабочие процессы во всех лопастных насосах однотипны, и математические зависимости, характеризующие их работу, одинаковы. Наибольшее распространение в машиностроении нашли центробежные насосы, поэтому они будут рассмотрены более подробно.

У **насосов трения** взаимодействие с потоком жидкости обеспечивается за счет трения между рабочим органом и жидкостью или трения между слоями жидкости, т. е. нагнетание рабочей жидкости осуществляется силами трения. Так как в основу работы этих насосов заложен принцип трения, предполагающий значительные потери энергии, то коэффициенты полезного действия насосов невелики и их применение ограничено.

Из насосов трения нашли применение *вихревые, дисковые, червячные* (шнековые) и *струйные* насосы. Причем струйные насосы (инжекторы) в последнее время особенно широко начали использоваться в топливных системах бензиновых двигателей внутреннего сгорания.

16.2. Устройство и принцип действия центробежных насосов

На рис. 16.1 приведена схема центробежного насоса. Основным рабочим органом центробежного насоса является рабочее колесо 4 с лопатками 6. Рабочее колесо обычно состоит из двух дисков, один из которых надет на вал, а второй соединен с первым диском лопатками 6 и имеет входное отверстие 2. В некоторых конструкциях второй диск отсутствует (открытое колесо). Лопатки 6 имеют криволинейную, цилиндрическую или более сложную пространственную форму. Рабочее колесо установлено на ведущем валу 3. Корпус насоса состоит из всасывающего патрубка 1 и спирального отвода 7, который заканчивается напорным патрубком 5.

Жидкость подводится к рабочему колесу 4 вдоль оси его вращения через всасывающий патрубок 1. Далее она через отверстие 2 попадает в межлопаточное пространство колеса 4, раскручивается лопатками 6 и отбрасывается в спиральный отвод 7. Спиральный отвод имеет улиткообразную форму и предназначен для того, чтобы уловить выходящую с колеса жидкость. По спиральному отводу жидкость направляется к напорному патрубку 5, который часто имеет расширяющуюся форму (форму диффузора).

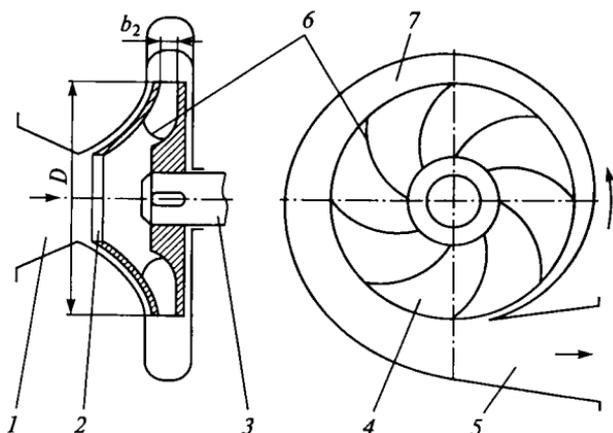


Рис. 16.1. Схема центробежного насоса:

1 — всасывающий патрубок; 2 — входное отверстие рабочего колеса; 3 — вал; 4 — рабочее колесо; 5 — напорный патрубок; 6 — лопатка; 7 — спиральный отвод

На схеме центробежного насоса нанесены его наиболее важный геометрический параметр — диаметр D рабочего колеса, а также ширина b_2 потока жидкости, выходящего с этого колеса.

Рассмотренная схема с консольной установкой рабочего колеса является одной из наиболее простых. В машиностроительных гидравлических системах используются и более сложные конструкции насосов.

Центробежные насосы могут быть выполнены с двухсторонним входом, а также с двумя или несколькими выходами.

На одном приводном валу насоса может быть установлено несколько изолированных друг от друга рабочих колес. Если жидкость проходит через них последовательно, то такие насосы называются многоступенчатыми и служат для получения высокого давления на выходе. Если у каждого из этих колес есть собственный вход и собственный выход, т. е. жидкость проходит через них параллельными потоками, то такие насосы называются многопоточными и служат для получения больших подач.

Кроме того, центробежные насосы различаются по конструкции рабочих колес.

Центробежные насосы могут быть предназначены для особых условий эксплуатации, например для перекачки нефти и нефтепродуктов, для работы с химически активными жидкостями, для работы при повышенной температуре и т. д. Особенности эксплуатации накладывают дополнительные требования к насосам, и это обычно приводит к усложнению их конструкций.

Рассматриваемые насосы могут выпускаться вместе с приводным двигателем как единое изделие. Такое устройство называется насосным агрегатом. Если насосный агрегат дополнительно снабжен трубопроводами и смонтированным оборудованием, обеспечивающим его работу, то такое устройство называют насосной установкой.

В заключение отметим, что центробежные и другие лопастные насосы по сравнению с объемными насосами обладают рядом преимуществ и недостатков. Так, они имеют практически равномерную подачу и нетребовательны к чистоте рабочей жидкости (могут перекачивать весьма загрязненные жидкости). Однако они не могут перекачивать вязкие жидкости и в отличие от объемных насосов не обладают самовсасыванием. Под самовсасыванием понимают способность насоса, работая без жидкости, создавать достаточное разрежение и за счет этого подсасывать жидкость из емкости, расположенной ниже насоса. Поэтому перед началом работы такого насоса его всасывающий трубопровод должен быть заполнен рабочей жидкостью. Кроме того, лопастные насосы имеют нежесткую характеристику, т. е. подача насоса существенно зависит от его напора (и наоборот). Поэтому при изменении сопротивления в трубопроводе меняется напор, а с ним и подача насоса.

16.3. Основное уравнение центробежного насоса

Для вывода основного уравнения центробежного насоса рассмотрим схему движения жидкости в межлопаточном пространстве (рис. 16.2), при этом величины, относящиеся к входу на лопатку (точка 1 на рис. 16.2), будем обозначать с индексом 1, а относящиеся к выходу (точка 2 на рис. 16.2), — с индексом 2. Например, радиус на входе колеса обозначен символом R_1 , а радиус на выходе — R_2 ($R_2 = D/2$).

Движение жидкости в межлопаточных каналах вращающегося колеса (от точки 1 к точке 2) является сложным. Его можно рассматривать как результат сложения двух движений: вращения вместе с колесом с угловой скоростью ω и перемещения относительно лопатки колеса. Поэтому в любой точке внутри колеса вектор абсолютной скорости v является суммой двух векторов: окружной скорости U и относительной скорости W . В качестве примера на рис. 16.2 показаны векторы скоростей на выходе с рабочего колеса (в точке 2), поэтому они обозначены с индексами 2.

На схеме также указаны углы между векторами скоростей. Причем следует иметь в виду, что угол α_2 между векторами скоростей v_2 и U_2 является величиной, изменяющейся в процессе работы насоса, а угол β_2 между векторами скоростей W_2 и U_2 — величина постоянная для данного насоса, так как он одновременно является углом между касательной к лопатке и касательной к окружности колеса. Поэтому угол β_2 — одна из важных геометрических характеристик рабочего колеса, а следовательно, и насоса.

Для анализа различных аспектов работы центробежного насоса, кроме указанных скоростей, используют проекцию абсолютной скорости v_2 на направление окружной скорости U_2 . Эта величина обозначена на рис. 16.2 вектором v_{2U} . Также используют и проекцию абсолютной скорости v_2 на направление радиуса. Эта величина обозначена на рис. 16.2 вектором v_{2R} .

Для вывода основного уравнения центробежного насоса сделаем следующие допущения.

1. Число лопаток бесконечно велико и они имеют бесконечно малую толщину, т. е. в межлопаточном пространстве существует струйное течение и форма всех струй совершенно одинакова, так как каждая струйка движется между двух лопаток.

2. В насосе отсутствуют все виды потерь энергии, т. е. его коэффициент полезного действия равен единице ($\eta = 1$).

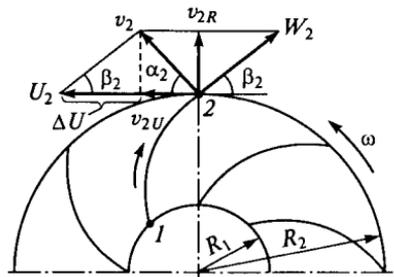


Рис. 16.2. Схема движения жидкости в межлопаточном пространстве

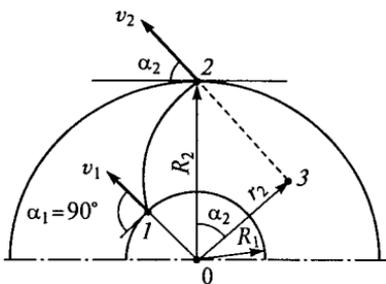


Рис. 16.3. Схема для определения моментов количества движения

На основании второго допущения приравняем потребляемую мощность насоса $N_{\text{потр}}$, равную произведению вращающего момента насоса M и его угловой скорости ω , к полезной мощности $N_{\text{пол}}$, пропорциональной произведению подачи насоса Q и его теоретического напора $H_{\text{Т.т.}}$ ($H_{\text{Т.т.}}$ — теоретический напор идеального насоса с бесконечным числом лопаток):

$$M\omega = H_{\text{Т.т.}}\rho g Q. \quad (16.1)$$

Второй математической зависимостью, используемой для вывода, является закон сохранения количества движения, записанный для вращательного движения, т. е. изменение импульса момента (Mt) равно изменению момента количества движения рабочей жидкости за время t .

Момент количества движения равен произведению вектора количества движения и радиуса. Например, если в точке 2 (рис. 16.3) находится частица жидкости массой m_0 с абсолютной скоростью v_2 , то ее момент количества движения может быть вычислен по формуле

$$M_{\text{кол}} = m_0 v_2 r_2 = m_0 v_2 R_2 \cos \alpha_2,$$

так как из геометрических соотношений следует $r_2 = R_2 \cos \alpha_2$ (см. рис. 16.3).

Изменение момента количества движения найдем с учетом того, что за время t жидкость массой m уходит с рабочего колеса со скоростью v_2 и такое же количество жидкости массой m поступает в межлопаточное пространство колеса, но уже со скоростью v_1 .

Тогда

$$Mt = m v_2 R_2 \cos \alpha_2 - m v_1 R_1 \cos \alpha_1,$$

или

$$M = \frac{m}{t} (R_2 v_2 \cos \alpha_2 - R_1 v_1 \cos \alpha_1).$$

В последней зависимости отношение массы m к времени t представляет собой массовую подачу насоса $Q_m = Q\rho$, следовательно:

$$M = Q\rho (R_2 v_2 \cos \alpha_2 - R_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (16.2)$$

Необходимо отметить, что эта зависимость справедлива не только для центробежного, но и для других лопастных насосов. Аналогичную зависимость можно получить и для лопастного гидродви-

гателя (гидротурбины), если учесть, что в нем момент количества движения жидкости уменьшается.

Следует иметь в виду, что у большинства центробежных насосов жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки и вступает в межлопаточные каналы, двигаясь радиально (см. рис. 16.3). Это значит, что угол α_1 равен 90° , а $\cos \alpha_1 = 0$. Кроме того, из анализа рис. 16.2 следует, что $v_{2U} = v_2 \cos \alpha_2$. Тогда зависимость (16.2) упрощается и принимает следующий вид:

$$M = Q\rho R_2 v_{2U}. \quad (16.3)$$

Подставив (16.3) в (16.1), с учетом $U_2 = \omega R_2$ получим зависимость для теоретического напора насоса с бесконечным числом лопаток:

$$H_{\text{тот}} = \frac{\omega R_2 v_{2U}}{g} = \frac{U_2 v_{2U}}{g}. \quad (16.4)$$

Последняя зависимость носит название основного уравнения центробежного насоса, или уравнения Эйлера. Оно широко используется для анализа работы не только центробежных, но и других лопатных насосов.

16.4. Характеристика центробежного насоса

Основное уравнение центробежного насоса может быть использовано для получения его характеристики. Характеристикой насоса принято называть графическую зависимость его действительного напора от подачи $H = f(Q)$, построенную при постоянной частоте вращения n рабочего колеса. Она во многом определяет эксплуатационные свойства насоса и является важнейшим показателем его работы.

Для преобразования теоретического основного закона [см. формулу (16.4)] в используемую на практике зависимость $H = f(Q)$ прежде всего необходимо преобразовать правую часть (16.4): из нее целесообразно исключить внутренние скорости U_2 и v_{2U} , характеризующие течение жидкости через насос. Учитывая положение векторов на рис. 16.2, а также геометрическую зависимость между катетами ΔU , v_{2R} и углом β_2 прямоугольного треугольника, получим

$$v_{2U} = U_2 - \Delta U = U_2 - v_{2R} \text{ctg} \beta_2. \quad (16.5)$$

Скорость v_{2R} нормальна к цилиндрической поверхности $S_6 = \pi D b_2$ (см. рис. 16.1), которая является сечением потока, выходящего из рабочего колеса, и поэтому связана с подачей насоса известной зависимостью:

$$Q = S_6 v_{2R} = \pi D b_2 v_{2R}. \quad (16.6)$$

Тогда

$$v_{2R} = \frac{Q}{\pi D b_2}.$$

Подставив это выражение для v_{2R} в формулу (16.5), а затем в (16.4), будем иметь математическую зависимость

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{U_2 v_{2R}}{g} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right),$$

а с учетом известного соотношения для окружной скорости $U_2 = \omega D/2$ окончательно получим для теоретического напора насоса с бесконечным числом лопаток:

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{\omega D}{2g} \left(\frac{\omega D}{2} - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right).$$

Для определения действительного напора следует отказаться от допущений, при которых был выведен основной закон (см. подразд. 16.3).

Прежде всего необходимо учесть, что рабочее колесо имеет конечное число лопаток и каждая лопатка обладает определенной толщиной (см. первое допущение). Наиболее просто это сделать, введя безразмерный коэффициент влияния числа лопаток k_z . Тогда значение теоретического напора $H_{\text{т}}$, учитывающее влияние лопаток, определится по формуле

$$H_{\text{т}} = k_z H_{\text{т.о.}} = k_z \frac{\omega D}{2g} \left(\frac{\omega D}{2} - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right). \quad (16.7)$$

Величина $H_{\text{т}}$ представляет собой напор, который создавался бы при отсутствии потерь напора внутри насоса. Коэффициент k_z можно считать постоянным для данного насоса, так как он зависит от числа лопаток, соотношения радиусов R_1/R_2 и угла наклона лопаток на выходе β_2 .

Зависимость (16.7) приведена на рис. 16.4 в графической форме при $\beta_2 < 90^\circ$. Необходимо иметь в виду, что при $\beta_2 = 90^\circ$ тригонометрическая функция ctg меняет знак, а при $\beta_2 > 90^\circ$ можно получить значительно бóльшие напоры (см. штриховые линии на рис. 16.4). Однако у современных насосов β_2 находятся в диапазоне $15 \dots 40^\circ$, так как при бóльших углах возрастают абсолютные скорости движения жидкости, резко увеличиваются гидравлические потери и падает коэффициент полезного действия насоса.

Далее необходимо учесть снижение напора из-за гидравлических потерь энергии в проточной части насоса. Действительный на-

пор насоса H меньше теоретического H_T на суммарную потерю напора $\Sigma h_{\text{пот}}$:

$$H = H_T - \Sigma h_{\text{пот}}. \quad (16.8)$$

Зависимость потерь напора от подачи насоса $\Sigma h_{\text{пот}} = f(Q)$ также приведена на рис. 16.4. Представленная зависимость имеет минимальное значение при $Q = Q_0$. Этот режим является расчетным, и векторы скоростей жидкости в насосе направлены по касательным (или близким к ним траекториям) к обтекаемым поверхностям (лопаткам колеса, спиральному отводу и др.). При отклонении Q от Q_0 условия обтекания ухудшаются, возникают дополнительные вихреобразования и растут потери энергии.

Имея зависимость $\Sigma h_{\text{пот}} = f(Q)$ и пользуясь формулой (16.8), получим действительную характеристику насоса, которая также представлена на рис. 16.4. Такой вид имеют характеристики всех лопастных насосов (центробежных, осевых и диагональных). Необходимо указать, что соотношение действительного H и теоретического H_T напоров учитывает гидравлические потери в проточной части насоса и представляет собой его гидравлический КПД:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H_T - \Sigma h_{\text{пот}}}{H_T} = \frac{H}{H_T}. \quad (16.9)$$

Подробнее вопросы КПД будут рассмотрены в подразд. 16.5.

В заключение следует отметить, что, кроме указанного способа, характеристики лопастных насосов могут быть получены экспериментально или с помощью формул теории подобия лопастных насосов (см. подразд. 16.6).

16.5. Коэффициенты полезного действия центробежного насоса

Как было отмечено в подразд. 11.2, полный коэффициент полезного действия гидромашин η определяется произведением трех частных КПД:

$$\eta = \eta_0 \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}, \quad (16.10)$$

где η_0 — объемный КПД, учитывающий потери на утечки и перетечки жидкости через зазоры; $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический КПД, учитывающий потери на вихреобразование и трение в жидкости (в про-

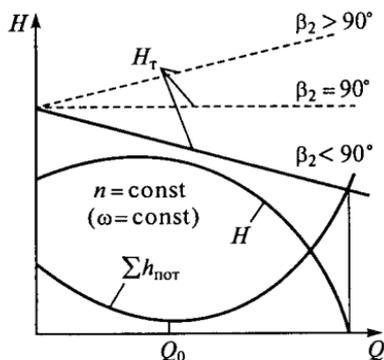


Рис. 16.4. Теоретическая и действительная характеристики насоса

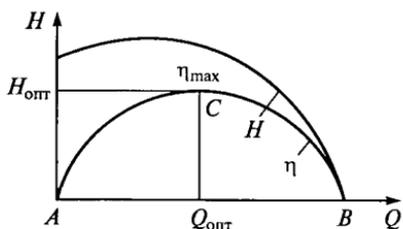


Рис. 16.5. Характеристики насоса

точной части насоса); η_m — механический КПД, учитывающий механические потери в подшипниках и уплотнениях.

В центробежных (и в других лопастных) насосах все три вида потерь имеют существенное значение и должны учитываться при проведении расчетов.

У большинства современных центробежных насосов частные КПД лежат в пределах 0,80...0,98. Причем необходимо иметь в виду, что увеличение одного частного КПД обычно влечет за собой уменьшение другого. Например, уменьшение зазора в большинстве случаев влечет за собой уменьшение утечек и увеличение объемного КПД. Однако это изменение зазора приводит к увеличению механического трения и падению механического КПД.

Численные значения полных КПД большинства центробежных насосов лежат в пределах 0,70...0,85, причем КПД крупных насосов выше (могут достигать 0,92), а маленьких — ниже (до 0,6).

Следует также отметить, что полный КПД любого лопастного насоса дважды принимает нулевое значение: при $Q = 0$ (точка A на рис. 16.5) и при $H = 0$ (точка B на рис. 16.5), так как в обоих случаях полезная мощность насоса, определяемая зависимостью $N = H\rho gQ$, равна нулю. Поэтому зависимость КПД насоса от подачи $\eta = f(Q)$ имеет максимум (точка C на рис. 16.5). Точка C определяет оптимальный (номинальный) режим работы насоса, на котором наиболее целесообразно его эксплуатировать.

16.6. Основы теории подобия лопастных насосов

Процессы течения жидкости в центробежных и других лопастных насосах описываются достаточно сложными математическими зависимостями. Это весьма затрудняет их использование при проведении расчетов машиностроительных гидросистем и не позволяет получать результаты с достаточной точностью. Поэтому при проектировании гидросистем с лопастными насосами широко используют методы математического моделирования, т. е. расчет конкретного насоса ведут с учетом известных параметров другого насоса, подобного первому. Наиболее сложной проблемой при математическом моделировании является выбор критерия подобия насосов.

В подразд. 4.1 было показано, что для обеспечения полного гидродинамического подобия двух потоков необходимы три частных подобия: геометрическое, кинематическое и динамическое. Поэтому

для обеспечения подобия двух насосов указанные частные подобия должны существовать для потоков, проходящих через эти насосы. Учитывая сложную конфигурацию рассматриваемых потоков, проверку их подобия проводят по наиболее важным параметрам — геометрическим, кинематическим и динамическим.

Как показала практика, геометрическое подобие определяется (в первую очередь) двумя геометрическими параметрами: диаметром рабочего колеса D и толщиной потока на выходе колеса b_2 (см. рис. 16.1). Тогда для геометрически подобных насосов I и II должно выполняться равенство

$$\frac{b_{2I}}{b_{2II}} = \frac{D_I}{D_{II}}. \quad (16.11)$$

Кинематическое подобие определяется, главным образом, подобием векторов скоростей на выходе рабочего колеса (точка 2 на рис. 16.2). Тогда для выполнения кинематического подобия двух насосов I и II необходимо обеспечить пропорциональность трех скоростей v_{2R} , v_{2U} и U_2 :

$$\frac{(v_{2R})_I}{(v_{2R})_{II}} = \frac{(v_{2U})_I}{(v_{2U})_{II}} = \frac{(U_2)_I}{(U_2)_{II}}. \quad (16.12)$$

Как было показано в подразд. 4.2, для динамического подобия двух потоков необходимо обеспечить равенство чисел Рейнольдса Re . Но следует учитывать, что лопастные насосы работают при турбулентном течении в области автомодельности (при больших числах Re), когда для обеспечения полного подобия потоков достаточно наличия геометрического и кинематического подобий (см. подразд. 5.3).

Таким образом, для обеспечения полного гидродинамического подобия двух насосов необходимо выполнение равенств (16.11) и (16.12).

Подчеркнем одно важное следствие, вытекающее из подобия насосов. На подобных режимах работы двух насосов соблюдается пропорциональность между полезными напорами, потерями напора, подачами жидкости и утечками через зазоры. Поэтому на подобных режимах работы объемные и гидравлические КПД таких насосов одинаковы, а поскольку, как показывает практика, их механические КПД меняются незначительно, то можно считать одинаковыми и полные КПД насосов.

Использование для оценки подобия насосов достаточно сложных условий (16.11) и (16.12) крайне неудобно при проведении практических расчетов. Поэтому эти условия целесообразно упростить, исключив из них внутренние скорости v_{2R} , v_{2U} и U_2 , характеризующие течение жидкости через насос, а также размер b_2 . Разумно, чтобы условия подобия были связаны с основными экс-

платационными параметрами насосов: напором H , подачей Q и частотой вращения n , а также с основным геометрическим параметром — диаметром рабочего колеса насоса D .

Используя для определения расходов двух подобных насосов формулу (16.6), с учетом зависимости (16.11) после математических преобразований получим отношение расходов для двух подобных насосов:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{(nD^3)_I}{(nD^3)_{II}}. \quad (16.13)$$

Аналогичным образом найдем отношение напоров для двух подобных насосов. Для этого в качестве исходной формулы примем (16.7). При переходе от теоретического напора H_T к действительному H используем (16.9). Тогда с учетом (16.12) и равенства гидравлических КПД на подобных режимах после математических преобразований получим

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{n_I^2 D_I^2}{n_{II}^2 D_{II}^2}. \quad (16.14)$$

Из зависимостей (16.13) и (16.14) можно получить отношение для полезных мощностей подобных насосов, работающих на одной и той же жидкости. Так как полезная мощность насоса определяется по формуле $N = H\rho gQ$, то с учетом (16.13) и (16.14) получим

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{n_I^3 D_I^5}{n_{II}^3 D_{II}^5}. \quad (16.15)$$

Формулы (16.13) ... (16.15) позволяют по параметрам одного насоса рассчитывать параметры другого подобного насоса.

Следует отметить, что эти формулы справедливы не только для насосов, но могут быть использованы и для расчета лопастных гидродвигателей.

Из зависимостей (16.13), (16.14) может быть получен критерий для оценки подобия лопастных насосов. В качестве такого критерия используется величина, которая получила название *коэффициента быстроходности*:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (16.16)$$

Коэффициент быстроходности n_s вычисляют по формуле (16.16) при оптимальном режиме работы насоса, т. е. при максимальном значении КПД. Следует иметь в виду, что он является размерной величиной, но на практике этот коэффициент принято считать условно безразмерным и его размерность обычно не указывается.

При вычислении коэффициента быстроходности n_s параметры в формулу (16.16) подставляют в следующих единицах измерения:

частота вращения рабочего колеса n — об/мин;

подача насоса Q — м³/с;

напор насоса H — м.

Коэффициент быстроходности n_s зависит от типа насоса и в первую очередь от формы рабочего колеса. Так, для центробежных насосов его значение составляет 50... 300, для полуосевых (диагональных) насосов — 250... 500, а для осевых — 500... 1000.

Таким образом, используя коэффициент быстроходности, можно оценить подобие насосов, т. е. если два насоса имеют одинаковые или близкие значения n_s , то они подобны.

16.7. Пересчет характеристик лопастных насосов

С помощью зависимостей (16.13)...(16.15) можно построить характеристику любого лопастного насоса, используемого в гидросистеме. Построение характеристики для насоса гидросистемы можно проводить по нескольким точкам в следующем порядке:

1) на оптимальном режиме работы насоса вычисляется его коэффициент быстроходности n_s и из каталога (или справочника) подбирается подобный насос-прототип с известными зависимостями $H_I = f(Q)$ и $\eta_I = f(Q)$;

2) строится характеристика насоса-прототипа (линия H_I на рис. 16.6), на которой выделяется необходимое число точек для пересчета;

3) подача насоса-прототипа Q_I для каждой выбранной точки пересчитывается с использованием формулы (16.13) в подачу насоса гидросистемы Q_{II} ;

4) напор насоса-прототипа H_I для каждой выбранной точки пересчитывается с использованием формулы (16.14) в напор насоса гидросистемы H_{II} ;

5) все точки наносят на график и через них проводят полученную зависимость $H_{II} = f(Q)$ (на рис. 16.6 показано перестроение точки A_I в A_{II}).

Построение зависимости $\eta_{II} = f(Q)$ проводят при допущении, что у подобных насосов на подобных режимах работы потери пропорциональны и, следовательно, КПД одинаковы. Тогда зависимость $\eta_{II} = f(Q)$ целе-

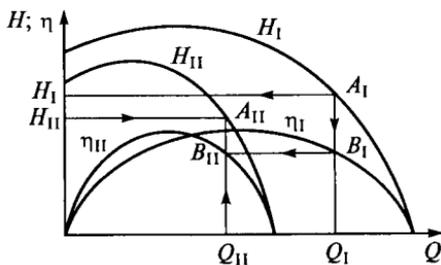


Рис. 16.6. Пересчет характеристик

сообразно строить по точкам, соответствующим тем же режимам, что и в предыдущем построении, в следующем порядке:

1) строится зависимость $\eta_I = f(Q)$ для насоса-прототипа (линия η_I на рис. 16.6), на которой выделяются точки на соответствующих режимах (например, точка B_I соответствует точке A_I);

2) точки с зависимости $\eta_I = f(Q)$ переносятся на зависимость $\eta_{II} = f(Q)$ при подобных режимах работы (например, точка B_I на рис. 16.6 переносится в положение точки B_{II});

3) через полученные точки проводится новая зависимость $\eta_{II} = f(Q)$.

Таким же образом можно пересчитать характеристики насоса с одной частоты вращения n_I на другую n_{II} . Но в этом случае зависимости (16.13)...(16.15) упрощаются (так как $D_I = D_{II}$) и принимают вид

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{n_I}{n_{II}}; \quad \frac{H_I}{H_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2; \quad \frac{N_I}{N_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^3.$$

Такой пересчет проводят в том случае, если в паспорте насоса (или каталоге) дана его характеристика при одной частоте вращения, а насос в гидросистеме работает при другой.

16.8. Кавитационный расчет лопастных насосов

В подразд. 4.3 была рассмотрена кавитация, возникающая в местных гидравлических сопротивлениях при высоких скоростях движения жидкости. Аналогичное явление может происходить и в лопастных насосах (обычно на входе в насосное колесо). В этом случае из-за выделения паров и растворенных газов нарушается нормальная работа насоса, возникает характерный шум, а также падают его эксплуатационные показатели (напор, подача, мощность и КПД). Во избежание кавитации в гидросистеме после выбора насоса проводят его проверочный (кавитационный) расчет.

Для удобства анализа кавитационных процессов в насосах вводят физический параметр — кавитационный запас. Кавитационным запасом напора насоса принято называть разность между полным напором на входе в насос и напором насыщенных паров рабочей жидкости:

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho g}, \quad (16.17)$$

где $v_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вх}}$ — соответственно скорость и давление жидкости на входе в насос; $p_{\text{нп}}$ — давление насыщенных паров жидкости.

На рис. 16.7 представлена зависимость основных эксплуатационных параметров насоса от кавитационного запаса. На приведенном графике видно их резкое падение после появления кавитации. Предельное значение кавитационного запаса, при котором возможна нормальная работа насоса, называют критическим кавитационным запасом $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$.

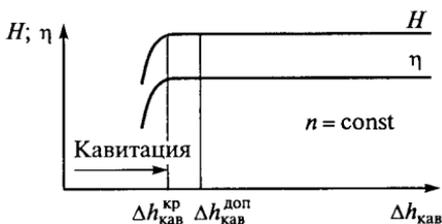


Рис. 16.7. Кавитационная характеристика

Для гарантированного устранения возможности возникновения кавитации допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ должен превышать на 10...30 % критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$.

Значение критического кавитационного запаса может быть дано в паспорте насоса или получено по результатам кавитационного испытания. Кроме того, оно может быть получено из теории кавитации в лопастных насосах, разработанной С. С. Рудневым. Им установлена следующая связь между критическим кавитационным запасом, частотой вращения и подачей насоса:

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}/10)^{3/4}}, \quad (16.18)$$

где C — кавитационный коэффициент быстроходности (по аналогии с n_s).

Численное значение C зависит от конструкции рабочего колеса и меняется в сравнительно узких пределах. Так, для обычных насосов $C = 800 \dots 1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами (с расширенным входом) $C \geq 1300$. Приведенные значения C получаются при подстановке в формулу (16.18) частоты вращения рабочего колеса n в об/мин, подачи насоса Q в м³/с и кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$ в м.

При проведении кавитационного расчета по формуле (16.17) определяют существующий кавитационный запас на входе в насос. Из справочных данных или с использованием формулы (16.18) находят значение критического кавитационного запаса. Последнее значение позволяет определить допустимый запас напора и сравнить его с существующим кавитационным запасом.

16.9. Насосы трения

Насосы трения относят, так же как и лопастные, к группе динамических насосов. В этих насосах силовое взаимодействие происходит в проточной части за счет сил трения, причем их проточная

часть, как и у всех динамических насосов, постоянно сообщается с входом и выходом. Так как в основу работы этих насосов заложен принцип трения, то эффективность их работы невысока — низкие КПД. Поэтому насосы трения не получили широкого распространения в технике. Из насосов этого типа наиболее часто используются вихревые и струйные насосы.

16.9.1. Вихревые насосы

Вихревые насосы принято относить к насосам трения, однако по своему рабочему процессу и свойствам они близки также к центробежным (лопастным) насосам.

Конструктивная схема вихревого насоса приведена на рис. 16.8. Основной деталью насоса является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками. Колесо установлено в корпусе 3 и приводится во вращение валом 2. Важным конструктивным элементом является концентрический канал 4, который охватывает колесо по большей части окружности — от входного отверстия до выходного. По меньшей части окружности (от выходного отверстия до входного) канал отсутствует, что служит уплотнением между напорной и всасывающей полостями.

При вращении рабочего колеса 1 в межлопаточных полостях и концентрическом канале 4 образуются вихри 5, что приводит к непрерывному перемещению частиц жидкости из межлопаточных полостей колеса в канал и обратно. За счет этого происходит передача энергии от колеса к жидкости в концентрическом канале. Жидкость в канале как бы увлекается образовавшимися вихрями и перемещается вместе с колесом от полости всасывания к полости нагнетания.

К вихревым насосам могут быть применены те же законы теории подобия, что и для лопастных насосов, в том числе методы пересчета характеристик. Коэффициенты быстроходности для вихревых насосов $n_s = 5 \dots 50$.

Вихревые насосы по сравнению с центробежными насосами создают значительно большие напоры (в 3...10 раз) при тех же размерах и частоте вращения. Они обладают свойством самовсасывания, но имеют весьма низкие КПД ($\eta = 0,30 \dots 0,45$).

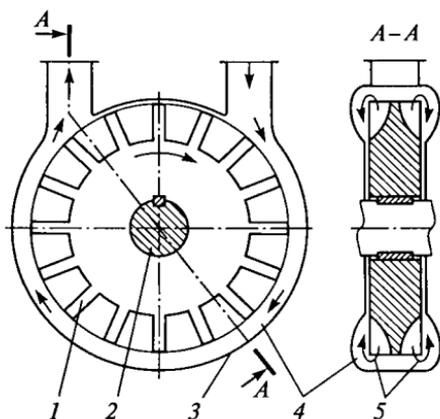


Рис. 16.8. Конструктивная схема вихревого насоса:

1 — рабочее колесо; 2 — вал; 3 — корпус; 4 — концентрический канал; 5 — вихри

16.9.2. Струйные насосы

Струйные насосы также относятся к динамическим насосам трения. У этих насосов отсутствуют вращающиеся части, а поток перекачиваемой жидкости перемещается за счет трения, возникающего между ним и другим (рабочим) потоком жидкости. Рабочий поток жидкости подводится к насосу извне и должен обладать достаточной энергией для обеспечения перекачки жидкости с заданными параметрами. Его можно считать условным рабочим органом данного насоса. Рабочий и перекачиваемый потоки могут быть одной и той же или разными жидкостями.

На рис. 16.9 приведена одна из возможных конструктивных схем струйного насоса. Он состоит из полости 1 для подвода перекачиваемой жидкости, сопла 2 для подвода рабочей жидкости, сопла 3 для подвода перекачиваемой жидкости, камеры смешивания 4 и диффузора 5. Рабочая жидкость под напором подводится к соплу 2, из которого вытекает с большой скоростью v_1 в камеру смешивания 4. Перекачиваемая жидкость из полости 1 через сопло 3 также подводится в камеру смешивания. В последней за счет трения струя рабочей жидкости увлекает перекачиваемую жидкость, обеспечивая ее нагнетание. При этом рабочая и перекачиваемая жидкости перемешиваются и образуют общий поток, движущийся со скоростью v_2 ($v_2 < v_1$). Диффузор 5 необходим для преобразования кинетической энергии, которой обладает поток на выходе из камеры смешивания, в пьезометрический напор на выходе насоса, т. е. для повышения давления.

В зависимости от видов рабочих и перекачиваемых жидкостей различают следующие разновидности струйных насосов:

эжектор — оба потока являются жидкостями;

элеватор — для рабочего потока используется жидкость, которая перекачивает пульпу (смесь жидкости с песком, шлаком и т. д.) или жидкость другой температуры (в системах отопления);

инжектор — для рабочего потока используется газ (пар), который перекачивает жидкость.

Как было отмечено, существенным преимуществом струйных насосов является отсутствие подвижных и вращающихся частей. Кроме того, они малочувствительны к загрязненным и агрессивным жидкостям. В качестве их недостатков следует отметить невысокие давления на выходе и крайне низкие КПД ($\eta = 0,20 \dots 0,35$). Струйные насосы могут быть использованы одновременно как смесители жидкости.

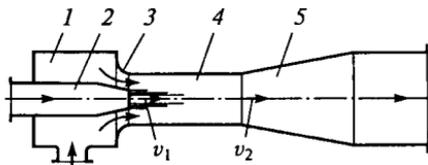


Рис. 16.9. Схема струйного насоса:
1 — всасывающая полость; 2, 3 — сопла; 4 — камера смешивания; 5 — диффузор

16.10. Динамические гидродвигатели (гидротурбины)

В динамическом гидродвигателе силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью, так же как и в динамическом насосе, происходит в проточной части, постоянно сообщенной с входом и выходом. В технике нашли широкое применение лопастные гидродвигатели — гидравлические турбины (гидротурбины).

Гидравлическая турбина — это гидромашина, обратная лопастному насосу, которая служит для преобразования механической энергии потока жидкости в механическую энергию на валу. Гидравлическая турбина по конструкции принципиально не отличается от лопастного насоса, но направление движения жидкости через турбину противоположно направлению ее движения через насос. Например, если к выходному патрубку лопастного насоса подвести поток жидкости под напором, то жидкость будет вытекать через входной патрубок, а вал насоса — вращаться. Следовательно, насос будет работать в режиме гидродвигателя. Таким образом, эти гидромшины являются обратимыми.

Из известных лопастных турбин на практике наибольшее применение получили осевые, радиально-осевые и диагональные гидротурбины.

У *осевых* гидравлических турбин поток жидкости перед контактом с лопатками рабочего колеса движется параллельно оси вращения турбины (при этом не следует учитывать возможную закрутку этого потока). Гидротурбины данного типа могут быть с жестко закрепленными лопатками или с поворотными лопатками. Первые называются пропеллерными, вторые — поворотными лопастными.

У *радиально-осевых* турбин поток жидкости перед контактом с лопатками движется перпендикулярно оси вращения (имеет радиальное направление), а выходит из турбины параллельно оси. Они выполняются обычно с жестко закрепленными лопатками.

Диагональные гидравлические турбины занимают промежуточное положение между первыми двумя типами турбин. Их лопасти устанавливаются под углом $45...60^\circ$ к оси вращения, а жидкость перед контактом с ними движется под углом к оси вращения турбины.

Гидравлические турбины получили широкое применение на гидроэлектростанциях, а также при бурении скважин. Кроме того, гидравлические турбины являются составной частью гидродинамических передач.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

17.1. Общие сведения о гидродинамических передачах

В подразд. 11.1 было отмечено, что гидропередача — это устройство для передачи механической энергии посредством потока жидкости. В состав гидропередачи входят насос, гидравлический двигатель и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью. Гидропередачи, использующие динамические гидромашины, называются гидродинамическими.

В гидродинамических передачах применяют лопастные насосы и в качестве гидравлического двигателя — лопастную турбину. Указанные машины предельно сближают и располагают соосно в общем корпусе, а так как они имеют общий корпус, то в дальнейшем насос будем называть насосным колесом, а турбину — турбинным колесом. В такой конструкции отсутствуют трубопроводы, поэтому жидкость из насосного колеса сразу попадает на турбинное колесо, а из турбинного — вновь на насосное колесо.

Гидродинамические передачи, применяемые в машиностроении, подразделяют на гидравлические муфты (гидромуфты) и гидравлические трансформаторы (гидротрансформаторы).

Гидравлические муфты, состоящие из насосного и турбинного колес, служат для передачи энергии без изменения вращающего момента, т.е. вращающие моменты на входном и выходном валах гидромуфты практически одинаковы.

Гидравлические трансформаторы, кроме насосного и турбинного колес, имеют хотя бы одно дополнительное колесо. Оно на большинстве режимов работы неподвижно, т.е. является неактивным (реактивным), поэтому его принято называть реактором. Включение в состав гидротрансформатора реактора позволяет ему изменять (трансформировать) передаваемый вращающий момент. Таким образом, вращающие моменты на входном и выходном валах гидротрансформатора на большинстве режимов работы различны.

На современных транспортных и самоходных машинах получили широкое применение *комплексные гидротрансформаторы*. Комплексным называют гидротрансформатор, который в широком диапазоне изменения своих передаточных отношений работает как гидротрансформатор, а при больших значениях передаточных отношений работает как гидромуфта. Это позволяет существенно повысить его коэффициент полезного действия.

17.2. Устройство и рабочий процесс гидромуфты

Основными элементами гидравлической муфты являются два соосно установленных лопастных колеса — насосное и турбинное, а также корпус, подшипники и другие детали. На рис. 17.1 приведена схема одной из возможных конструкций гидромуфты. На осевом разрезе гидромуфты (см. рис. 17.1, *а*) показаны насосное колесо Н, турбинное колесо Т и корпус гидромуфты К. У большинства муфт лопастные колеса имеют однотипную конструкцию, представляющую собой половину торообразной полости с плоскими радиально расположенными лопатками (см. рис. 17.1, *в*).

Насосное колесо Н приводится во вращение двигателем с угловой скоростью ω_1 . Жидкость, находящаяся в межлопастном пространстве насосного колеса, раскручивается вместе с ним и центробежными силами отбрасывается от оси вращения к периферии колеса (от точки 1 к точке 2 на рис. 17.1, *б*). Участвуя во вращательном движении вместе с насосным колесом, частицы жидкости приобретают кинетическую энергию и скорость в направлении движения этого колеса. Далее в окрестностях точки 2 (см. рис. 17.1, *а*) жидкость перемещается с насосного колеса Н на турбинное колесо Т.

В межлопаточном пространстве турбинного колеса Т частицы жидкости оказывают воздействие на его лопатки и заставляют вращаться с угловой скоростью ω_2 . Вращаясь вместе с турбинным колесом, частицы жидкости постепенно отдают ему кинетическую энергию, полученную в насосном колесе. При этом они переме-

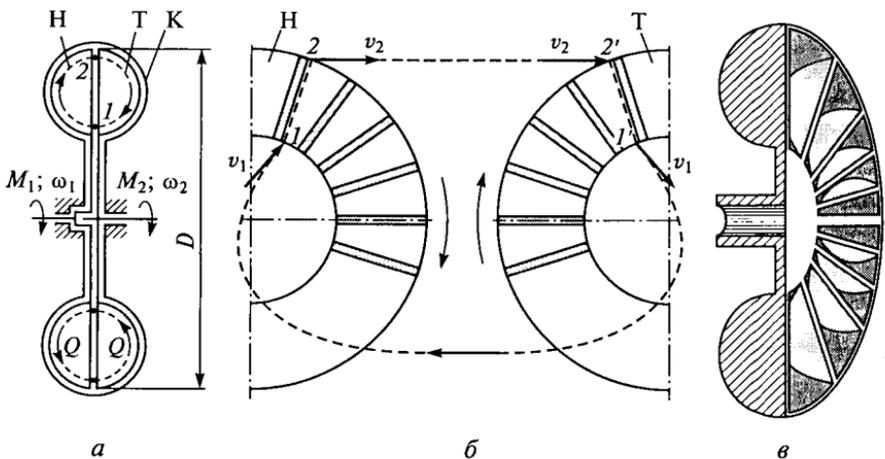


Рис. 17.1. Конструктивная схема гидромуфты:

а — осевой разрез; *б* — развертка лопастной системы; *в* — насосное колесо (в разрезе); Н — насосное колесо; Т — турбинное колесо; К — корпус

щаются от периферии колеса к его оси вращения (от точки 2 к точке 1 на рис. 17.1, а). В окрестностях точки 1 жидкость переходит с турбинного колеса Т на насосное колесо Н. Далее рабочий процесс повторяется, т. е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с расходом Q .

Учитывая, что в описанном рабочем процессе частицы жидкости имеют сложную пространственную траекторию движения, для его пояснения на рис. 17.1, б приведена условная развертка колес гидромурфты. На этой развертке показана траектория движения одной частицы жидкости. Эта частица перемещается вдоль плоской лопатки насосного колеса от точки 1 к точке 2. В точке 2 она «срывается» с насосного колеса, имея абсолютную скорость v_2 и с такой же скоростью v_2 «ударяет» в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Далее частица жидкости перемещается вдоль лопатки турбинного колеса от точки 2' до точки 1' и в точке 1' уходит с турбинного колеса, имея абсолютную скорость v_1 . В точке 1 эта частица попадает в межлопаточное пространство насосного колеса с такой же абсолютной скоростью v_1 . Далее рабочий процесс повторяется.

В подразд. 17.1 было отмечено, что гидромурфта не изменяет передаваемого момента, т. е. вращающие моменты M_1 на насосном и M_2 на турбинном колесах у нее всегда одинаковы. Действительно, с учетом момента сопротивления M_c можно записать, что сумма моментов, приложенных к гидромурфте извне, должна равняться нулю:

$$M_1 - M_2 - M_c = 0.$$

Момент сопротивления M_c вызван трением в узлах гидромурфты. Наибольшее влияние на него оказывает трение вращающихся колес о воздух (в ряде конструкций вращающимся является также корпус). На большинстве эксплуатационных режимов момент M_c мал и им можно пренебречь. Тогда

$$M_1 = M_2 = M, \quad (17.1)$$

что подтверждает равенство моментов на насосном и турбинном колесах.

Передаваемый гидромурфтой момент M изменяется в зависимости от соотношения угловых скоростей ω_1 насосного и ω_2 турбинного колес. На рис. 17.2 приведены два варианта (I и II) зависимости передаваемого момента M от передаточного отношения гидромурфты

$$i = \omega_2 / \omega_1. \quad (17.2)$$

Из анализа графиков $M = f(i)$ на рис. 17.2 следует, что при малых i передаваемые моменты значительны, причем зависимость $M = f(i)$ может иметь максимум (см. линию II на рис. 17.2) или не

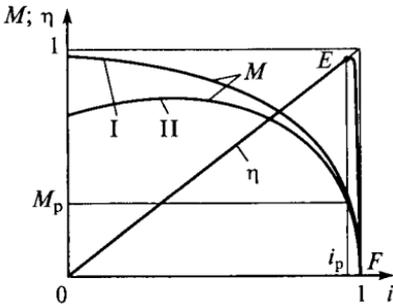


Рис. 17.2. Характеристика гидромуфты

иметь его (линия I). При больших передаточных отношениях i передаваемый момент M уменьшается, а при $i \rightarrow 1$ резко падает до нуля.

Приведенная зависимость $M = f(i)$ при $\omega_1 = \text{const}$ называется характеристикой гидромуфты. Характеристика гидромуфты, кроме $M = f(i)$, включает в себя также зависимость ее КПД от передаточного отношения, т.е. $\eta = f(i)$. КПД найдем из отношения выходной мощности N_2 на турбинном колесе

к входной N_1 на насосном колесе. С учетом зависимостей (17.1) и (17.2) получим

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M \omega_2}{M \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i. \quad (17.3)$$

Таким образом, пренебрегая моментом сопротивления M_c , можно считать, что КПД гидромуфты равен ее передаточному отношению. Зависимость $\eta = f(i)$ показана на рис. 17.2.

Формула (17.3) получена при допущении, что момент сопротивления M_c мал и поэтому им можно пренебречь. Такое допущение справедливо для широкого диапазона изменения передаточного отношения i (участок $0E$ зависимости $\eta = f(i)$ на рис. 17.2). Но при $i \rightarrow 1$ оно неприемлемо, так как в области больших i резко падает передаваемый момент (см. рис. 17.2) и при $i = i_p$ он оказывается соизмеримым с моментом сопротивления M_c . В этом случае зависимость (17.3) становится неверна, а КПД гидромуфты из-за момента сопротивления M_c резко падает — участок EF на графике $\eta = f(i)$ (см. рис. 17.2).

Режим максимального КПД гидромуфты (95...98% — точка E на рис. 17.2) принято считать расчетным. Момент сопротивления M_p и передаточное отношение i_p , соответствующие этому режиму, также будем считать расчетными.

Кроме рассмотренных ранее параметров, при анализе работы гидродинамических передач применяется также безразмерный кинематический параметр, который получил название *скольжение*. Он определяется отношением разности угловых скоростей насосного и турбинного колес к скорости первого из них:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i.$$

Этот параметр широко используется при анализе работы гидромуфт, эксплуатируемых на режимах со значительной разностью частот вращения насосного и турбинного колес.

17.3. Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора

Основными элементами гидравлического трансформатора являются три соосно установленных лопастных колеса — насосное, турбинное и реактивное (реактор), а также корпус, подшипники и другие вспомогательные детали. На осевом разрезе гидротрансформатора (рис. 17.3, а) показаны насосное колесо Н, турбинное колесо Т, реактивное колесо (реактор) Р и корпус гидротрансформатора К, а также муфта свободного хода М, назначение которой будет рассмотрено позднее. Основным конструктивным отличием колес гидротрансформатора от колес гидромуфты является сложный криволинейный профиль их лопаток (рис. 17.3, б).

Насосное колесо Н приводится во вращение вращающим моментом M_1 двигателя. Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве насоса, раскручивается с угловой скоростью ω_1 и отбрасывается от оси вращения к периферии колеса — от точки 1 к точке 2 (см. рис. 17.3, б). При этом каждая частица жидкости приобретает кинетическую энергию и скорость в направлении вращения колеса. В окрестностях точки 2 поток жидкости перемещается с насосного колеса на турбинное колесо Т (см. рис. 17.3, а). В межлопаточном пространстве турбинного колеса жидкость воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во враще-

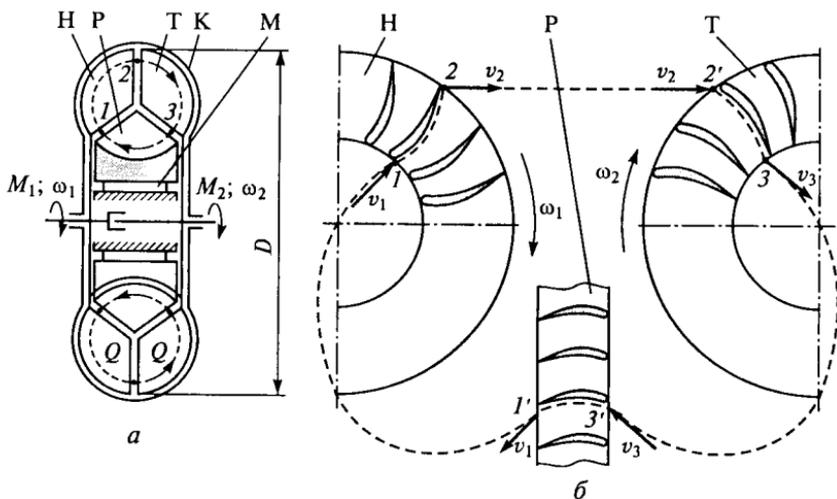


Рис. 17.3. Конструктивная схема гидротрансформатора:

а — осевой разрез; б — развертка лопастной системы; Н — насосное колесо; Т — турбинное колесо; Р — реактивное колесо (реактор); К — корпус; М — муфта свободного хода

ние с угловой скоростью ω_2 . При этом частицы жидкости постепенно теряют кинетическую энергию, полученную в насосном колесе, и движутся от периферии к оси вращения (от точки 2 к точке 3). В окрестностях точки 3 поток жидкости перемещается с турбинного колеса Т на реактор Р (см. рис. 17.3, а).

Затем поток жидкости проходит через межлопаточное пространство неподвижного реактора от точки 3 к точке 1 и в окрестностях точки 1 перемещается на насосное колесо. Далее рабочий процесс повторяется, т. е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с расходом Q .

Реактор Р служит для изменения вращающего момента на гидротрансформаторе, т. е. для получения на выходном валу вращающего момента M_2 , отличного от входного момента M_1 . Для более подробного рассмотрения рабочего процесса в гидротрансформаторе на рис. 17.3, б приведена условная развертка его колес. На этой развертке показана траектория движения частицы жидкости через его рабочие колеса. Эта частица перемещается вдоль криволинейной лопатки насосного колеса от точки 1 к точке 2. В точке 2 она «срывается» с насосного колеса и «ударяет» в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Затем частица жидкости перемещается вдоль криволинейной лопатки турбинного колеса от точки 2' к точке 3, потом уходит с турбинного колеса в реактор и перемещается вдоль лопатки реактора от точки 3' до точки 1'. В точке 1' частица уходит с реактора и попадает в точке 1 на лопатку насосного колеса. Далее рабочий процесс повторяется.

Изменение вращающего момента с M_1 на насосном колесе до M_2 на турбинном колесе происходит за счет дополнительной закрутки потока лопатками реактора, т. е. за счет изменения вектора скорости от v_3 до v_1 (см. рис. 17.3, б).

Необходимо отметить, что у каждого гидротрансформатора существует частный режим работы, когда векторы v_1 и v_3 одинаковы. На этом частном режиме обеспечивается равенство моментов $M_1 = M_2$. При отклонении от него указанное равенство нарушается, причем оно может нарушаться как в одну сторону ($M_1 > M_2$), так и в другую ($M_1 < M_2$).

Для проведения анализа характеристик гидротрансформатора рассмотрим его работу на установившемся режиме. На этом режиме сумма моментов, приложенных к гидротрансформатору извне, должна равняться нулю:

$$M_1 - M_2 \pm M_3 - M_c = 0,$$

где M_1 и M_2 — вращающие моменты на валах соответственно насосного и турбинного колес; M_3 — вращающий момент, воспринимаемый корпусом; M_c — момент сопротивления, вызванный трением в подшипниках и уплотнениях.

На большинстве эксплуатационных режимов момент сопротивления M_c мал по сравнению с активными моментами и им пренебрегают.

Тогда

$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0, \quad (17.4)$$

т. е. момент на валу турбинного колеса M_2 может быть больше или меньше момента на валу насосного колеса M_1 на величину реактивного момента M_3 .

Зависимость (17.4) представлена в виде графика (рис. 17.4, а) при постоянной угловой скорости насосного колеса ω_1 , постоянном вращающем моменте M_1 и переменном передаточном отношении $i = \omega_2/\omega_1$. Отметим, что при малых i в любой произвольно выбранной точке A_1 момент M_2 определяется суммой моментов M_1 и M_3 . При $i = i^*$ момент M_3 на реакторе принимает нулевое значение и $M_1 = M_2$. Возможность работы гидротрансформатора без изменения вращающего момента была отмечена ранее при рассмотрении его рабочего процесса. Так происходит, когда $v_3 = v_1$ (см. рис. 17.3, б). Этот частный режим работы гидротрансформатора принято называть режимом гидромукты.

При $i > i^*$ в любой произвольно выбранной точке A_2 момент M_2 определяется разностью M_1 и M_3 (см. рис. 17.4, а).

При сравнительном анализе свойств различных гидротрансформаторов широко используются безразмерные параметры. В частности, для анализа изменения моментов вводят коэффициент трансформации

$$k = M_2 / M_1. \quad (17.5)$$

Графическая зависимость $k = f(i)$ приведена на рис. 17.4, б. Она практически идентична кривой $M_2 = f(i)$ на рис. 17.4, а, так как последняя была построена для $M_1 = \text{const}$. Максимальные значения коэффициента трансформации k_{max} могут колебаться от 2 до 8 в зависимости от назначения и конструкции гидротрансформатора.

Важной характеристикой эффективности работы гидротрансформатора является его КПД.

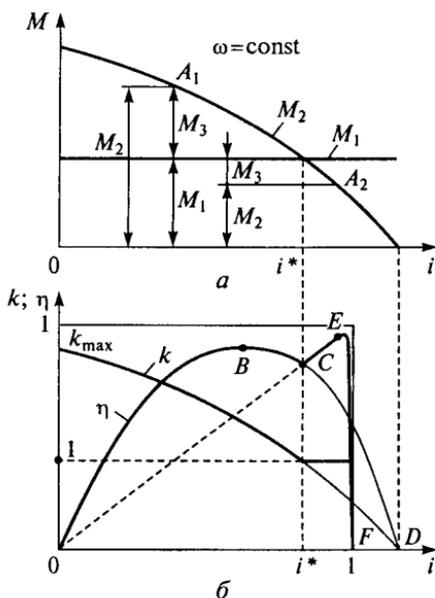


Рис. 17.4. Характеристика гидротрансформатора:
а — изменение моментов; б — безразмерные параметры

Математическую формулу для его оценки получим из отношения мощностей N_2 на турбинном и N_1 на насосном колесах. С учетом (17.2) и (17.5) имеем

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = ki, \quad (17.6)$$

т.е. КПД гидротрансформатора равен произведению коэффициента трансформации k и передаточного отношения i .

Графическая зависимость $\eta = f(i)$ показана на рис. 17.4, б. Она представляет собой кривую с максимумом в точке B и нулевыми значениями в точках O и D . В точке O КПД принимает нулевое значение, так как в этой точке $i = 0$. Тогда в соответствии с (17.6) $\eta = 0$. В точке D КПД принимает нулевое значение, так как в этой точке $k = 0$, и, следовательно, $\eta = 0$.

Следует отметить, что график, приведенный на рис. 17.4, б, принято называть характеристикой гидротрансформатора.

Применение гидротрансформаторов ограничивается недостаточно высокими КПД. Их максимальные значения составляют 0,80...0,93 (точка B на рис. 17.4, б), но существенно падают при отклонении от этого режима. Особенно неприемлемо это падение в области высоких значений передаточного отношения, т.е. при $i \rightarrow 1$ (окрестности точки D на рис. 17.4, б).

КПД гидротрансформатора при $i \rightarrow 1$ можно существенно повысить, начиная с режима гидромукты, т.е. с $i = i^*$. До этого режима (при $i < i^*$) вращающий момент на реакторе M_3 имеет положительное значение (см. рис. 17.4, а), а после него (при $i > i^*$) принимает отрицательные значения. Следовательно, при $i = i^*$ вращающий момент на реакторе меняет знак, т.е. направление действия.

Это обстоятельство используют следующим образом. В конструкцию гидротрансформатора включают муфту свободного хода M (см. рис. 17.3, а). При положительном значении вращающего момента на реакторе она обеспечивает неподвижность реактивного колеса (стопорит). При изменении направления момента на реакторе (этот момент действует и на обгонную муфту M) она освобождает реактор, который начинает свободно вращаться вместе с потоком жидкости. Тогда гидротрансформатор становится гидромуктой, так как в этом случае у него отсутствует неподвижное реактивное колесо. Такое устройство, совмещающее функции гидротрансформатора и гидромукты, называется *комплексным гидротрансформатором*.

Характеристика комплексного гидротрансформатора при $0 < i < i^*$ совпадает с характеристикой обычного гидротрансформатора, т.е. графической зависимостью КПД является линия $OBС$ (см. рис. 17.4, б). При $i > i^*$ характеристика комплексного трансформатора совпадает с характеристикой гидромукты, т.е. зависимостью КПД является линия $СЕF$. Таким образом, КПД комп-

лексного гидротрансформатора изменяется по линии $0BCFEF$ (см. рис. 17.4, б) и имеет существенно более высокие значения в области больших передаточных отношений по сравнению с обычным гидротрансформатором.

Коэффициент трансформации k комплексного трансформатора с переходом его на режим гидромукты становится равным единице.

Для повышения КПД используют также блокировку гидротрансформатора. С этой целью в его конструкцию включают дополнительное устройство с принудительным включением, которое позволяет на определенном режиме соединить валы насосного и турбинного колес, т. е. объединить их в единый вал. В этом случае КПД гидротрансформатора становится $0,95 \dots 0,98$.

17.4. Использование методов подобия при проектировании гидропередаточных механизмов и машин

Характеристики гидродинамических передач, рассмотренные ранее, не могут быть получены с достаточной точностью теоретическим путем. Поэтому при проектировании механизмов и машин с такими передачами широко используются методы, основой которых являются положения теории подобия лопастных гидромашин. Они позволяют подбирать или определять характеристики и основные геометрические параметры гидродинамических передач, удовлетворяющие заданным условиям эксплуатации. При этом проектировании исходным материалом являются экспериментальные данные, полученные для рассматриваемой или подобной гидропередачи на подобном режиме работы.

В подразд. 4.1 было отмечено, что для использования методов подобия наиболее важным является выбор критерия подобия. В качестве такого критерия для лопастных гидромашин выбирают коэффициент быстроходности (см. подразд. 16.6), который получают при условии подобия скоростей на границах геометрически подобных лопастных колес (на входе и на выходе).

При рассмотрении гидродинамических передач мы имеем дело с системами лопастных колес (в гидромукте их два, в гидротрансформаторе — не менее трех). Следовательно, указанное условие должно выражаться в подобии скоростей на стыках колес (см. точки 1, 2, 3 на рис. 17.1 и 17.3). Внешним проявлением этого подобия является передаточное отношение i , так как оно определяется соотношением наиболее важных скоростей. Поэтому для геометрически подобных гидродинамических передач критерием подобия режимов работы является передаточное отношение, т. е. i должно однозначно определять все остальные эксплуатационные параметры.

При использовании методов подобия удобно разделить качественную и количественную стороны выбора гидропередачи для проектируемой машины или механизма. Тогда в процессе качественного анализа безразмерных характеристик гидропередатчиков можно выбрать наиболее оптимальную характеристику из множества вариантов, приведенных в справочной литературе, а количественные расчеты позволят определить конструктивные и геометрические параметры этой гидропередачи.

Расчетные формулы гидродинамических передач могут быть получены на основе уравнения (16.2), которое применимо для лопастных колес гидромуфт и гидротрансформаторов. При получении расчетных зависимостей учтем, что для геометрически подобных лопастных колес гидропередачи любой размер пропорционален основному геометрическому размеру D , за который принимают наибольший диаметр рабочей полости. Кроме того, будем считать, что любая скорость колеса пропорциональна его частоте вращения. Тогда из (16.2) получим

$$M = \lambda \rho \omega^2 D^5, \quad (17.7)$$

где λ — безразмерный коэффициент вращающего момента. Он не является постоянной величиной и может изменяться при изменении режима работы гидропередачи.

Формула (17.7) связывает вращающий момент на валу лопастного колеса M гидропередачи с его угловой скоростью ω и наиболее важным геометрическим параметром D . Поэтому она является основной формулой при расчетах гидромуфт и гидротрансформаторов.

Из (17.7) может быть получена также формула для вычисления мощности на валу колеса:

$$N = \lambda \rho \omega^3 D^5. \quad (17.8)$$

Для качественной оценки целесообразности использования гидропередачи в проектируемой машине применяют безразмерные графические характеристики, которые были рассмотрены в подразд. 17.2 и 17.3 (см. рис. 17.2 и 17.4). Однако некоторые из приведенных там зависимостей, а именно, зависимости моментов от передаточных отношений, не являются безразмерными. Наиболее неудобным является наличие размерной зависимости момента M_1 на насосном колесе от передаточного отношения i .

Зависимость $M_1 = f(i)$ целесообразно привести к безразмерному виду. Это достаточно просто сделать, потому что характеристики гидропередатчиков строятся при постоянной частоте вращения насосного колеса. Тогда в соответствии с (17.7) вращающий момент на валу данного насосного колеса пропорционален коэффициенту момента, т.е. $M_1 \sim \lambda_1$. Следовательно, график зависимости $\lambda_1 = f(i)$ является безразмерной характеристикой, определяющей изме-

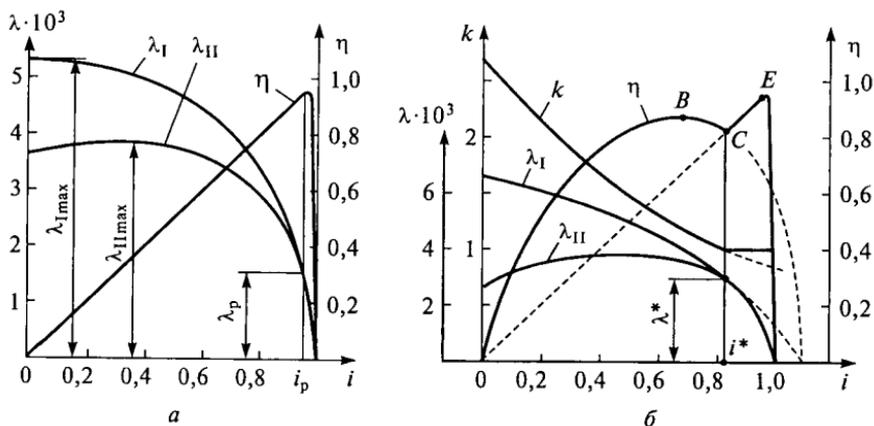


Рис. 17.5. Безразмерные характеристики:

a — гидромуфта; b — гидротрансформаторов

нение момента на насосном колесе (на ведущем валу гидропередачи).

В большинстве случаев индекс «1» у коэффициента λ опускают, т. е. используют зависимость $\lambda = f(i)$. Для гидромуфты это не имеет значения, так как $M_1 = M_2 = M$ и, следовательно, $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$. В случае гидротрансформатора $\lambda = f(i)$ является зависимостью, определяющей момент M_1 на ведущем валу, а для характеристики момента M_2 на ведомом валу дополнительно приводят зависимость для коэффициента трансформации $k = f(i)$ [см. формулу (17.5)].

На рис. 17.5, a в качестве примера показаны безразмерные характеристики двух гидромуфт, причем зависимость $\eta = f(i)$ у них одна и та же, а зависимости $\lambda = f(i)$ — разные (λ_I и λ_{II}). Первая муфта имеет существенно переменный коэффициент момента во всем диапазоне передаточных отношений i . Максимальное значение коэффициента момента $\lambda_{I \max}$ (следовательно, и M_{\max}) у этой муфты при нулевом значении i . Такие гидромуфты используются при работе с двигателями внутреннего сгорания. Вторая муфта имеет гораздо меньшее изменение коэффициента момента λ_{II} в широком диапазоне изменения передаточного отношения i , но при $i \rightarrow 1$ его значение резко падает. Коэффициент момента λ_{II} (следовательно, и M) у этой гидромуфты достигает максимума $\lambda_{II \max}$ при $i \neq 0$. Такие гидромуфты в большинстве случаев используются при работе с асинхронными электродвигателями.

Одним из параметров муфт, который имеет важное значение при проектировании машин и механизмов, является коэффициент перегрузки δ . Он определяется отношением максимального момента M_{\max} или коэффициента момента λ_{\max} к аналогичной величине на расчетном режиме (M_p или λ_p). В качестве расчетного

режима принимается режим максимального КПД, т. е. при $i = i_p$ (см. рис. 17.5, а). Следовательно, коэффициент перегрузки

$$\delta = \frac{M_{\max}}{M_p} = \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_p}$$

показывает, во сколько раз больше момент, который может передать гидромуфта от нагруженного вала на приводной двигатель, по сравнению с расчетным M_p . Таким образом, δ определяет степень защиты, которую обеспечивает гидромуфта двигателю. Большинство современных гидромуфт имеют коэффициент перегрузки $\delta = 2 \dots 6$.

На рис. 17.5, б приведены безразмерные характеристики двух гидротрансформаторов, причем зависимости $\eta = f(i)$ и $k = f(i)$ у них одинаковы, а $\lambda = f(i)$ — разные (λ_I и λ_{II}). Оба гидротрансформатора являются комплексными, т. е. при $i = i^*$ переходят на режим гидромуфты (см. сплошные линии). Однако такие гидротрансформаторы могут быть и некомплексными. Тогда их характеристики на рис. 17.5, б при $i > i^*$ будут соответствовать не сплошным, а штриховым линиям. Важным отличием этих гидротрансформаторов друг от друга является характер изменения коэффициента момента λ при изменении передаточного отношения i .

Как было отмечено ранее, коэффициент λ пропорционален вращающему моменту на валу насосного колеса M_1 . При рассмотрении характеристик гидротрансформатора в подразд. 17.3 этот момент принимался постоянным. Однако в реальных условиях при $\omega_1 = \text{const}$, переменных ω_2 и M_2 обеспечить постоянное значение λ (или M_1) у большинства гидротрансформаторов невозможно. Изменение λ (или M_1) в зависимости от передаточного отношения i характеризует *прозрачность гидротрансформатора*.

Гидротрансформаторы, у которых момент M_1 на насосном колесе (следовательно, и λ) не зависит от момента M_2 и угловой скорости ω_2 турбинного колеса (или зависит незначительно), называются *непрозрачными*. Характеристика непрозрачного гидротрансформатора приведена на рис. 17.4, а. Такой гидротрансформатор не передает нагрузку с ведомого вала на двигатель. Например, если непрозрачный гидротрансформатор используется на автомобиле, то двигатель этого автомобиля будет работать на установившемся режиме независимо от дорожных условий. Двигатель с таким гидротрансформатором не «чувствует дороги».

Гидротрансформаторы с падающей зависимостью коэффициента момента [см. кривую $\lambda_I = f(i)$ на рис. 17.5, б] называются *прозрачными*. У таких гидротрансформаторов нагрузка с ведомого вала передается на двигатель. Например, у прозрачного гидротрансформатора на автомобиле при повышении сопротивления движению снижается i , что приводит к росту коэффициента λ_I (см. рис. 17.5, б),

т. е. увеличению момента на валу двигателя. Двигатель переходит на режим с большей нагрузкой, т. е. «чувствует дорогу». Чем значительно изменение $\lambda = f(i)$, тем в большей степени передается нагрузка на двигатель.

Прозрачность гидротрансформатора характеризуется коэффициентом прозрачности Π , который равен отношению коэффициента момента λ_0 (при $i = 0$) к λ^* (на режиме гидромукты): $\Pi = \lambda_0/\lambda^*$ (см. рис. 17.5, б).

Гидротрансформаторы бывают также с обратной прозрачностью. Повышение нагрузки на ведомом валу такого гидротрансформатора приводит к снижению нагрузки на двигатель. Характеристика гидротрансформатора с обратной прозрачностью $\lambda_{11} = f(i)$ также приведена на рис. 17.5, б. На этой характеристике видно, что при $i < 0,3$ происходит уменьшение коэффициента λ_{11} , а следовательно, и момента.

При проектировании машин с гидротрансформаторами важным является выбор расчетного режима. При этом выборе исходят из целесообразности обеспечения высоких КПД на наиболее употребляемых режимах работы, и поэтому он определяется условиями эксплуатации проектируемой гидропередачи. Как следует из анализа характеристики $\eta = f(i)$ на рис. 17.5, б, область высоких КПД лежит между точками *B* и *E*. Любая из точек на этом участке может быть использована в качестве расчетной. Но наиболее часто в качестве расчетного режима принимается режим гидромукты (точка *C* на рис. 17.5, б).

Может быть рекомендована следующая методика проектирования машин с использованием основ подобия гидродинамических передач. На первом этапе на базе анализа безразмерных характеристик подбирается наиболее подходящий вариант гидропередачи. Из условий эксплуатации проектируемой машины выбирается расчетный режим. Для выбранного расчетного режима с использованием формулы (17.7) или (17.8) определяется основной геометрический параметр гидропередачи — диаметр рабочих колес D . Затем (при известном D и безразмерной характеристике) подбирается существующая гидропередача или с использованием формул подобия лопастных гидромашин (см. подразд. 16.6) вычисляются параметры проектируемой гидропередачи. На заключительном этапе получают характеристики проектируемой машины при совместной работе двигателя и гидропередачи, анализируют полученные результаты и в случае необходимости вносят коррективы в ранее проведенные расчеты.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ

18.1. Системы водоснабжения

Системы водоснабжения состоят из внешних водопроводных сетей, которые служат для подвода воды к зданиям и сооружениям, и внутреннего водопровода. Внутренний водопровод служит для подачи воды непосредственно к потребителям, начинается с устройства ввода и включает систему трубопроводов с водоразборной, запорной и регулирующей арматурой, а также контролируемые приборы. В зависимости от назначения в него могут также входить насосные установки, водонапорные баки и другие устройства, расположенные внутри здания или в непосредственной близости от него.

В здании может быть как единый трубопровод, так и отдельные трубопроводы для хозяйственно-питьевых, производственных и других целей. Внутренние трубопроводы по способу соединения с внешней сетью можно разделить на циркуляционные и прямоточные.

Циркуляционные трубопроводы (рис. 18.1, *а*) применяются в основном на промышленных предприятиях с целью повторного использования воды. Такие трубопроводы имеют не менее двух при-

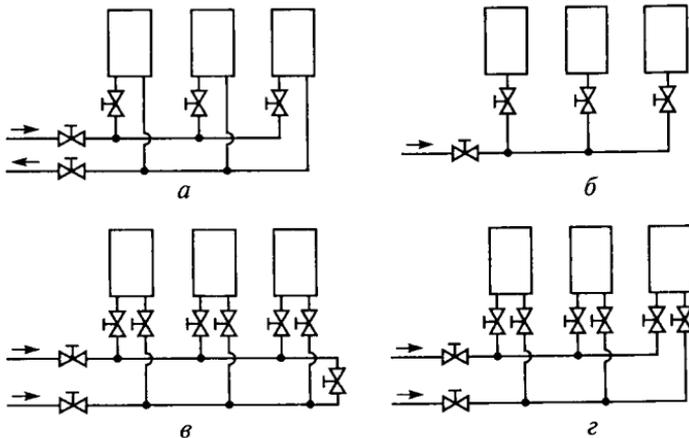


Рис. 18.1. Схемы трубопроводов:

а — циркуляционного; *б* — прямоточного тупикового; *в* — прямоточного кольцевого; *г* — прямоточного двойного

соединительных гидролиний, одна из которых служит для подвода воды, а вторая — для ее отвода.

Прямоточные трубопроводы являются основными в системах водоснабжения. Их в свою очередь можно разделить на *тупиковые*, *кольцевые* и *двойные*. В технике вместо термина «трубопровод» часто используется термин «сеть». Наиболее простыми и распространенными из перечисленных являются тупиковые сети (рис 18.1, б). Они имеют один вход и внутренние трубопроводы для подвода воды к потребителям. В кольцевых водопроводных сетях (рис. 18.1, в) вода имеет возможность циркулировать по замкнутому контуру в пределах внутреннего трубопровода. Кольцевые сети, как правило, имеют не менее двух входов. При такой схеме подключения потребителей обеспечивается надежность в обеспечении водой. Двойные сети (рис. 18.1, г) представляют собой две тупиковые сети, работающие параллельно. В этом случае достигается наибольшая надежность в обеспечении потребителей.

Большинство внутренних водопроводов потребляют воду от внешних источников. Однако существуют системы водоснабжения с внутренними насосными установками. Такие насосные установки применяются при постоянном или периодическом недостатке напора в наружной водопроводной сети, а также при отсутствии внешней водопроводной сети. Применяемые установки можно разделить на системы, работающие с постоянно или периодически действующими насосами, и системы, в которых насосы работают совместно с водонапорными или пневмонапорными баками. В таких установках применяются в основном центробежные насосы.

Установки с постоянно действующими насосами неэкономичны, так как на ряде режимов работы они обеспечивают излишние по сравнению с требуемыми подачу или напор. Установки с периодически включаемыми насосами более экономичны, но для них необходима система управления, которая должна обеспечивать своевременное включение и выключение.

Насосные установки, работающие совместно с водонапорными или пневмонапорными баками, экономичны и не требуют сложных автоматических систем, но по габаритам больше предыдущих.

В установке с водонапорным баком насос помещается на высоте, обеспечивающей необходимый напор в гидросистеме. Насос нагнетает воду в бак, из которого она расходуется потребителями по мере необходимости.

Аналогичным образом работает установка с пневматическим баком, т. е. насос заполняет жидкостью бак, из которого она расходуется потребителями. При заполнении бака, представляющего собой герметичную емкость, воздух над свободной поверхностью воды в нем сжимается, и уже под действием сжатого воздуха вода направляется потребителям. В таких системах для создания давления воздуха в баке могут применяться компрессоры.

При проектировании систем водоснабжения исходными данными являются требуемый расход и необходимое давление. Рекомендуется обеспечивать давления не менее 0,2 МПа для бытовых потребителей и не менее 0,4 МПа для водонагревательных приборов (колонок).

В системах водоснабжения наибольшее применение получили стальные трубы диаметрами от 10 мм и более, допускающие давления до 1; 1,6 и 2,5 МПа. Используются также чугунные и асбоцементные трубы диаметром 50 мм и выше, первые из которых допускают давление до 1 МПа, а вторые — до 0,6 МПа. В некоторых случаях применяют пластмассовые трубы.

При соединении стальных труб используют фланцевые, резьбовые и сварные соединения. *Фланцевые* соединения применяют для труб больших диаметров (50 мм и более). К концам трубы приваривают специальные фланцы, затем между фланцами двух труб устанавливают уплотнительные кольца, а фланцы стягивают болтами. *Резьбовые* соединения применяют для труб диаметром до 65 мм. Для этого используют специальные резьбовые соединительные элементы: муфты — для соединения двух труб, расположенных в одну линию; угольники — для двух труб, расположенных под углом 90°; тройники — для трех труб, расположенных в одной плоскости и под углом 90° относительно друг друга; кресты — для четырех труб, расположенных крестообразно в одной плоскости, и др. *Сварные* соединения могут быть использованы для стальных труб любого диаметра.

В водопроводах применяется различная запорно-регулирующая арматура. К ней в первую очередь относятся пробковые краны, вентили, задвижки, а также предохранительные, редукционные и обратные клапаны.

Конструктивная схема проходного *пробкового крана* представлена на рис. 18.2, *а* в двух рабочих положениях. Кран состоит из корпуса 1 и поворотной пробки 2 с четырехгранной головкой 3. Пробка 2 имеет отверстие 4, которое при закрытом положении перпендикулярно направлению движения жидкости. Если пробку повернуть за головку 3 на 90°, то она займет новое положение и отверстие 4 совпадет с отверстием трубы, т. е. кран откроется. Применяются также более сложные пробковые краны.

Конструктивная схема *вентиля* приведена на рис. 18.2, *б*. Его основным элементом является шпиндель 6, который установлен на ходовой резьбе в корпусе 1. Шпиндель 6 приводится во вращение маховиком 5, а на его конце закреплен клапан 7 с уплотнительной прокладкой 8. При положении клапана 7, изображенном на рисунке, проход для воды закрыт. Если маховик 5 повернуть на несколько оборотов, то вал также повернется, клапан 7 с прокладкой 8 поднимется и откроет проходное отверстие. Следует отметить, что вентиль работает только при направлении движения жидкости, указанном стрелкой.

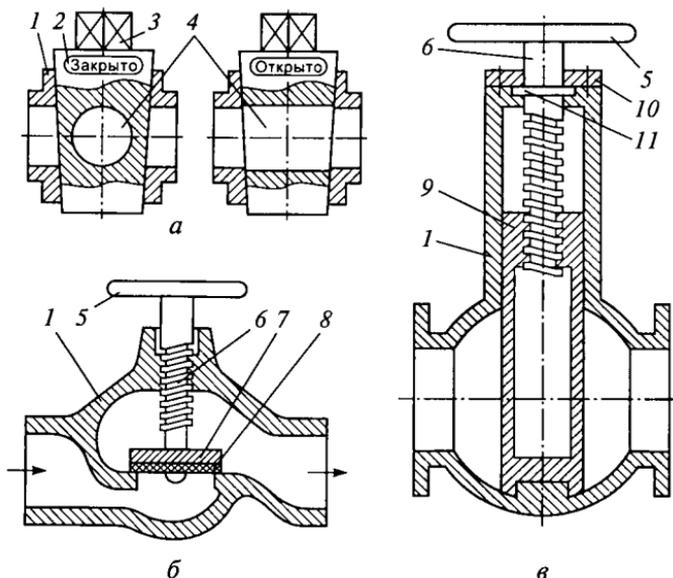


Рис. 18.2. Водопроводная арматура:

a — пробковый кран; *б* — вентиль; *в* — задвижка; 1 — корпус; 2 — поворотная пробка; 3 — головка; 4 — проходное отверстие; 5 — маховик; 6 — шпindelь; 7 — клапан; 8 — прокладка; 9 — задвижка; 10 — крышка; 11 — буртик

Конструктивная схема *задвижки* с невидящим шпинделем представлена на рис. 18.2, *в*. В корпусе 1 с крышкой 10 размещены подвижные элементы: задвижка 9, шпindelь 6 и маховик 5. На шпинделе 6 имеется буртик 11, который позволяет шпинделю вращаться относительно корпуса 1, но не дает возможность перемещаться в осевом направлении. Шпindelь 6 и задвижка 9 соединены между собой ходовой резьбой. На рисунке задвижка изображена в закрытом положении. При повороте маховика 5 шпindelь также повернется, потянет вверх задвижку 9 и откроет проходное отверстие.

Следует отметить, что пробковые краны и вентили применяются в основном в трубопроводах с небольшими и средними проходными сечениями, а задвижки — в трубопроводах со средними и большими сечениями.

Предохранительные, редуцирующие и обратные клапаны выполняют те же функции, что и в гидроприводах (см. подразд. 13.3), но несколько отличаются от них, так как работают при меньших давлениях, но больших расходах.

При необходимости снижения давления на отдельных участках водопроводной сети перед этими участками устанавливают дисковые диафрагмы с центральным калиброванным отверстием (при постоянных расходах воды) или редуцирующие клапаны (при переменных расходах).

Для контроля расхода воды в современных водопроводах наибольшее применение нашли крыльчатые и турбинные счетчики. Основным элементом такого устройства является колесо с радиальными лопатками, или колесо турбинного типа. На лопатки колеса воздействует поток и поэтому его частота вращения пропорциональна скорости и расходу воды. Число оборотов колеса регистрируется механическим или электронным счетчиком.

18.2. Системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей металлорежущих станков

При обработке деталей на металлорежущих станках в зоне контакта инструмента и обрабатываемой поверхности возникает трение, которое может привести к весьма существенному повышению температуры. Кроме того, при обработке имеет место значительное количество отходов в виде стружки и отдельных частей металла, а иногда и продуктов износа режущего инструмента. Для снижения негативных последствий отмеченных явлений в зону обработки подают смазочно-охлаждающую жидкость (СОЖ), которая должна обеспечить снижение трения, отвод тепла от обрабатываемой поверхности и режущего инструмента, а также способствовать удалению (вымыванию) отходов резания.

Современные смазочно-охлаждающие жидкости классифицируются на смеси с водной основой, эмульсии и углеводородные составы.

К *смесям на водной основе* относятся различные комбинированные растворы полимеров, солей, моющих и поверхностно-активных веществ и их суспензии. Эти смеси в отдельных литературных источниках называют химическими, или синтетическими, жидкостями.

К *эмульсиям* относятся дисперсные системы, состоящие из двух и более нерастворимых друг в друге жидкостей. В эмульсиях одна из жидкостей, которую называют дисперсной фазой, находится в виде взвешенных капелек в другой. В настоящее время наибольшее применение получили эмульсии типа «масло в воде». Используются также эмульсии типа «вода в масле».

К *углеводородным составам* относят смеси растительных и минеральных масел. Первые из указанных масел дают хороший эффект при использовании в составе смесей, но дороги, а вторые дешевле, но менее эффективны при использовании в качестве смазочно-охлаждающих жидкостей.

Кроме основных компонентов, в состав современных смазочно-охлаждающих жидкостей входят также различные присадки, улучшающие те или иные свойства. Следует также отметить, что к этим жидкостям предъявляются высокие требования по пожаро- и

взрывобезопасности, токсичности, а также возможности разложения на составляющие компоненты.

С точки зрения гидросистем все смазочно-охлаждающие жидкости целесообразно разделить на две группы. К первой группе следует отнести маловязкие жидкости с преобладанием водного компонента, т.е. различные смеси на водной основе (синтетические жидкости) и эмульсии типа «масло в воде». Ко второй группе смазочно-охлаждающих жидкостей целесообразно отнести более вязкие жидкости с преобладанием масляного компонента, т.е. эмульсии типа «вода в масле» и углеводородные составы.

Гидравлические системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости подразделяются на *централизованные*, которые предназначены для всех станков цеха или группы станков, и *индивидуальные*, предназначенные для одного станка. При использовании централизованных гидросистем существенно упрощаются проблемы очистки, охлаждения и контроля качества смазочно-охлаждающих жидкостей. Однако в этом случае все станки будут обеспечиваться одной и той же жидкостью. Поэтому в крупных цехах используются как централизованные системы подачи жидкости для групп станков, так и индивидуальные системы для отдельных станков.

На рис. 18.3, *а* представлена одна из возможных схем централизованной гидросистемы подачи смазочно-охлаждающей жидкости. Она включает в себя насос подачи жидкости 4, очиститель (фильтр) 5, раздаточный бак 1, бак-накопитель 6, отстойник 7, емкость 8, а также насадки 3 для подачи жидкости в зону резания и вентили 9 для управления потоками жидкости.

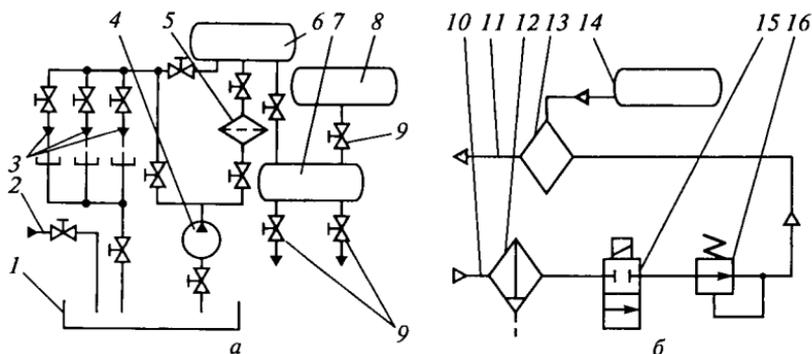


Рис. 18.3. Схема гидросистем для подготовки и подачи СОЖ:

а — централизованная система; *б* — индивидуальная установка УП-ЗА для подготовки воздушно-жидкостной смеси; 1 — раздаточный бак; 2 — входной трубопровод; 3 — насадки; 4 — насос; 5 — фильтр; 6 — бак-накопитель; 7 — отстойник; 8 — емкость; 9 — вентили; 10 — входной пневмопровод; 11 — трубопровод отвода эмульсии; 12 — фильтр-влагодетелитель; 13 — распылитель; 14 — бак; 15 — распределитель; 16 — редукционный клапан

Свежеприготовленная смазочно-охлаждающая жидкость поступает в раздаточный бак 1 по трубопроводу 2. Из раздаточного бака 1 жидкость может направляться к станкам и далее через насадки 3 в зоны резания, а оттуда вновь возвращаться в бак 1. Если смазочно-охлаждающая жидкость загрязнена, то она направляется через очиститель 5 в бак-накопитель 6 и далее опять к насадкам 3 станков. После потери работоспособности жидкость подается в отстойник 7. В отстойник 7 из емкости 8 может быть также направлено химически активное вещество для разложения отработавшей смазочно-охлаждающей жидкости на составные компоненты. Эти компоненты затем удаляются из отстойника 7.

Кроме указанных устройств, гидросистема может включать и другие элементы, обеспечивающие определенные качественные показатели жидкости. Например, для достижения низких температур смазочно-охлаждающей жидкости в систему может быть введен дополнительный холодильный контур. В ряде случаев в системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости устанавливают устройства для уничтожения микроорганизмов и т. д.

Индивидуальные системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей могут включать элементы того же назначения, что и централизованные системы, но меньшей производительности. Однако в большинстве случаев индивидуальные системы существенно прощают централизованных гидросистем.

В гидравлических системах подачи смазочно-охлаждающих жидкостей наибольшее применение получили центробежные, вихревые, шестеренные и пластинчатые насосы. Центробежные и вихревые насосы относятся к динамическим насосам, поэтому их целесообразно использовать для подачи маловязких жидкостей (см. гл. 16). Центробежные насосы следует применять для получения больших расходов и невысоких давлений, а для создания значительных давлений целесообразнее использовать вихревые насосы. Для подачи вязких жидкостей можно применять шестеренные и пластинчатые насосы, которые относятся к роторным насосам (см. гл. 12). Они могут создавать значительные давления. Следует отметить, что эти насосы чувствительны к загрязнениям и поэтому не могут длительное время перекачивать жидкости с примесями твердых частиц.

В гидросистемах подачи смазочно-охлаждающих жидкостей используются весьма разнообразные кондиционеры, обеспечивающие требуемые параметры качества этих жидкостей. К таким кондиционерам относятся фильтрующие устройства, теплообменники для охлаждения жидкости и другие установки.

Объем баков рассматриваемых гидросистем рекомендуется выбирать равным подаче насоса за 10... 12 мин работы. В качестве трубопроводов и трубопроводной арматуры используются устройства, применяемые в системах подачи воды (для смазочно-охлаждающих

жидкостей на водной основе) или в гидроприводах (для жидкостей на основе масел).

Для подвода жидкости непосредственно к зоне обработки используются различные способы. Наиболее распространенными из них являются подача жидкости свободно падающей струей, напорной струей и в виде струи воздушно-жидкостной смеси. Подвод жидкости свободно падающей струей (поливом) — наиболее простой и часто применяемый способ. подача жидкости напорной струей позволяет направлять ее в зону резания с высокой точностью и обеспечивать хорошее очищение от отходов обработки. подача жидкости в виде воздушно-жидкостной смеси является наиболее экономичным способом, так как ее расход минимален.

На рис. 18.3, б представлена принципиальная схема установки УП-3А для подготовки воздушно-жидкостной смеси. Она состоит из бака 14, распылителя 13, а также устройств подготовки и подвода воздуха. Воздух подводится к установке через входной пневмопровод 10 под давлением 0,2... 0,6 МПа, проходит через фильтр-влажготделитель 12, распределитель 15 с электромагнитным управлением, редукционный клапан 16 и поступает в распылитель 13. В распылитель также подводится смазочно-охлаждающая жидкость из бака 14. Готовая воздушно-жидкостная смесь направляется к зоне резания по трубопроводу 11.

Важными элементами гидросистем подачи смазочно-охлаждающих жидкостей являются устройства для их подвода непосредственно к зоне резания. На рис. 18.4 представлены конструктивные схемы насадков, применяемых для подвода жидкости в зону резания. Насадки, приведенные на рис. 18.4, а, б, используются при подводе жидкости свободно падающей струей. При подаче жидкости напорной струей может быть использован насадок типа сопла (см. рис. 18.4, в). Следует иметь в виду, что при применении высоконапорной струи (давление более 1,5 МПа) диаметр выходного отверстия не должен превышать 0,8 мм, а при подаче низконапорной струей (под давлением 0,05... 0,2 МПа) его значение должно составлять 2... 5 мм. При подводе смазочно-охлаждающей жидкости воздушно-жидкостной струей используются насадки с фасками в конце калиброванного отверстия, что позволяет получить расширяющуюся струю (см. рис. 18.4, г, д).

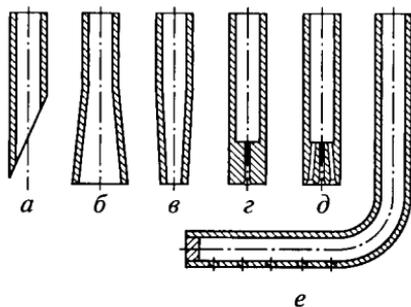


Рис. 18.4. Конструктивные схемы насадков для подвода смазочно-охлаждающей жидкости:

а — со скосом; б — диффузорный; в — сопло; г — одноструйный; д — веерный; е — для расширенной зоны обработки

Следует отметить, что насадки, изображенные на рис. 18.4, *a ... г*, направляют струю в ограниченную зону. Насадки, представленные на рис. 18.4, *д, е*, обеспечивают подачу жидкости в значительные по величине зоны резания, что важно при шлифовании и других видах абразивной обработки.

Кроме рассмотренных способов подвода смазочно-охлаждающей жидкости к зоне резания существуют и другие, как более простые (контактное смачивание, нанесение кисточкой и др.), так и более сложные (через каналы в режущем инструменте, через поры шлифовального круга и др.).

18.3. Гидравлические системы охлаждения и нагревания

Гидравлические системы охлаждения и нагревания получили применение в качестве устройств для отвода теплоты от различных машин или объектов (например, от двигателей внутреннего сгорания), а также для подвода теплоты к ним (например, к жилым помещениям). Принцип работы таких гидросистем заключается в следующем: жидкость получает теплоту, затем переносит ее по трубопроводам на определенное расстояние и наконец отдает ее. В системах нагревания жидкость получает теплоту от нагревателя, а отдает ее нагреваемому объекту. В системах охлаждения жидкость получает теплоту от охлаждаемого объекта, а передает ее теплообменнику-охладителю. Следует отметить, что в рассматриваемых системах имеет место перенос теплоты жидкостью, но отсутствует преобразование теплоты в работу (или работы в теплоту), как в тепловых машинах или холодильных установках.

Гидравлические системы нагревания и охлаждения подразделяются на *проточные* и *циркуляционные*. В проточных гидросистемах жидкость после совершения рабочего цикла сбрасывается, а в циркуляционных она циркулирует по замкнутому контуру. Проточные системы получают все меньшее применение в технике, так как имеют два существенных недостатка. Первым недостатком является необходимость технической очистки жидкости перед началом рабочего цикла, а вторым — экологические проблемы из-за ее сброса.

По способу, которым обеспечивается движение жидкости, гидросистемы подразделяются на *термосифонные* (гравитационные) и *насосные*. В термосифонных системах движение вызвано изменением плотности жидкости из-за изменения температуры в различных точках гидросистемы. В насосных гидросистемах жидкость перекачивается насосами.

На рис. 18.5 приведена упрощенная схема термосифонной системы нагревания. Она включает нагреватель *I*, расширительный

бак 2, теплообменники 4, вентили 3 и соединительные трубопроводы с жидкостью. Такие системы применяются для теплоснабжения бытовых помещений. В качестве нагревателя 1 может быть использовано любое из известных нагревательных устройств: электрическое, а также на газовом, жидком или твердом топливе. Теплообменники (радиаторы) 4 служат для передачи теплоты от жидкости к нагреваемому объекту (воздуху в отапливаемом помещении). Расширительный (или компенсационный) бак необходим для компенсации утечек, испарений и изменения объема жидкости, вызванного изменением температуры.

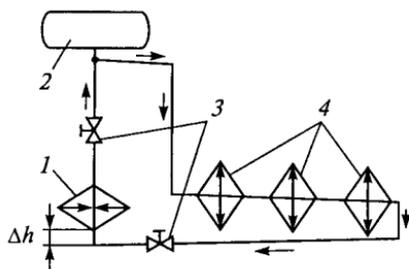


Рис. 18.5. Упрощенная схема термосифонной системы нагрева-
ния:

1 — нагреватель; 2 — расширительный бак; 3 — вентили; 4 — теплообменники (радиаторы)

Жидкость в системе циркулирует по замкнутому контуру, получая теплоту в нагревателе 1 и отдавая ее в теплообменниках 4. Циркуляция жидкости обеспечивается тем, что ее температура в нагревателе 1 растет, а плотность уменьшается; жидкость становится легче и поэтому поднимается вверх. В дальнейшем жидкость проходит по замкнутому контуру и ее температура снижается, а плотность растет; жидкость становится тяжелее и поэтому опускается вниз. В таких системах уровни трубопроводов постепенно должны понижаться с уклоном не менее 0,01. Это позволяет удалить воздух через бак 2 и способствует лучшей циркуляции жидкости. Кроме того, высота подвода жидкости к нагревателю должна иметь минимально возможное значение ($\Delta h \rightarrow 0$).

Термосифонная циркуляция жидкости получила ограниченное применение в системах нагрева. Еще реже она используется в системах охлаждения. Значительно чаще применяются насосные гидравлические системы, особенно в системах охлаждения. Наиболее распространенными из таких устройств являются системы охлаждения тепловых двигателей.

На рис. 18.6, а приведена схема водяной системы охлаждения двигателя автомобиля. Основными элементами этой системы являются радиатор (теплообменник) 1, насос 4, «рубашка» охлаждения двигателя 6, термостат 3, расширительный (компенсационный) бак 5 и соединительные трубопроводы.

При работе двигателя на номинальном режиме основной поток жидкости движется по большому контуру (толстые стрелки), т. е. от радиатора 1 поступает к насосу 4, который нагнетает ее в «рубашку» двигателя 6. Проходя через «рубашку» двигателя 6, жидкость нагревается и переносит полученную теплоту в радиа-

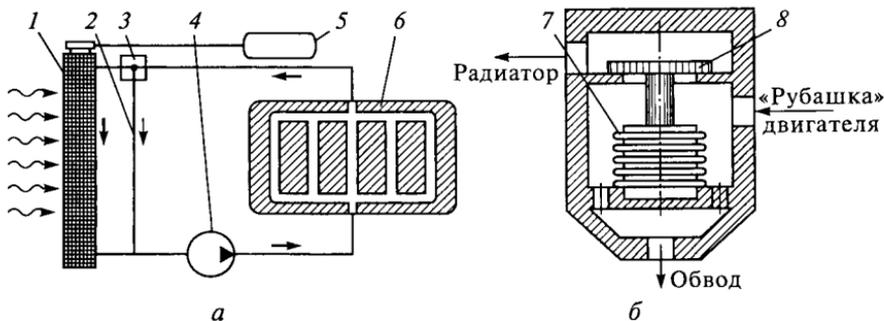


Рис. 18.6. Схема водяной системы охлаждения двигателя автомобиля (а) и одноклапанного термостата (б):

1 — радиатор; 2 — обводной трубопровод; 3 — термостат; 4 — насос; 5 — расширительный бак; 6 — «рубашка» двигателя; 7 — сильфон; 8 — клапан

тор 1. В радиаторе 1, через который вентилятором продувается воздух, происходит охлаждение жидкости.

При работе двигателя на менее напряженном режиме, когда не требуется интенсивного охлаждения, жидкость движется по малому контуру (тонкая стрелка). В этом случае термостат 3 выключает из контура циркуляции радиатор 1 и направляет жидкость к насосу по обводному трубопроводу 2.

Принципиальная схема одноклапанного термостата приведена на рис. 18.6, б. Основным элементом термостата является сильфон 7, на штоке которого установлен клапан 8. На рис. 18.6, б термостат изображен при работе системы по малому контуру, т. е. жидкость от двигателя направляется по обводному трубопроводу к насосу. При увеличении температуры материал, находящийся в сильфоне, начинает расширяться, клапан 8 открывается и основная часть потока жидкости начинает двигаться по большому контуру.

В системах охлаждения и нагревания используются в основном лопастные насосы, реже применяются вихревые и крайне редко — другие насосы.

Нормальная работа замкнутых систем охлаждения и нагревания возможна в определенном диапазоне давлений. Поэтому они обычно имеют два предохранительных клапана — воздушный и паровой. Воздушный клапан открывается, когда давление становится ниже атмосферного (обычно на 0,1...0,2 кПа), а паровой — при превышении предельного давления в системе.

В качестве рабочих жидкостей применяются технически чистая вода, водные растворы этиленгликоля и др. Вода по сравнению с этиленгликолем обладает большей теплоемкостью и поэтому она предпочтительнее. Однако вода иногда не может использоваться из-за опасности замерзания.

В заключение следует отметить, что рассмотренные системы имеют повышенную опасность из-за возможности перегрева жидкости. Поэтому они всегда оборудуются приборами контроля температуры и давления.

18.4. Системы смазки

Гидравлические системы используются для принудительной смазки тяжело нагруженных трущихся поверхностей различных машин и механизмов. Наиболее широкое применение они нашли в тепловых двигателях, в частности в поршневых двигателях внутреннего сгорания. Учитывая одинаковые или схожие принципы построения систем смазки для большинства машин, рассмотрим их на примерах использования в поршневых двигателях.

Основной задачей системы смазки является обеспечение жидкостного трения в трущихся узлах. Кроме своей основной задачи, она выполняет также две дополнительные: удаление продуктов износа и загрязнений из зазоров в парах трения и частичный отвод теплоты от трущихся поверхностей. В поршневых двигателях системой смазки может отводиться до 5 % теплоты, а в двигателях с воздушным охлаждением — до 8 %. Необходимо также отметить, что система смазки обеспечивает антикоррозийную защиту деталей двигателей.

Для выполнения своих задач система смазки должна обеспечивать необходимые значения расхода жидкости и давления. Практика показывает, что для тихоходных дизелей расход жидкости должен составлять 6...20 л/(кВт·ч), для карбюраторных двигателей — 13...50 л/(кВт·ч), а для быстроходных дизелей — 16...65 л/(кВт·ч). Давление для системы смазки тихоходных двигателей рекомендуется выбирать в пределах 0,1...0,2 МПа, а быстроходных — 0,2...0,5 МПа. В качестве смазывающих жидкостей в современных двигателях используется широкий спектр минеральных, синтетических и полусинтетических масел.

На двигателях применяются в основном принудительные (циркуляционные) и смешанные смазочные системы. В принудительных системах масло под давлением подводится к коренным и шатунным подшипникам по каналам. В этом случае часть каналов высверливается в коленчатом валу двигателя. В смешанных системах коренные подшипники смазываются за счет подвода жидкости по каналам, а шатунные — за счет разбрызгивания.

По месту нахождения основного количества масла системы смазки подразделяются на системы с мокрым и сухим картером. В системах с мокрым картером, которые нашли широкое применение в двигателях автомобилей и тракторов, в качестве масляного бака используют поддон картера двигателя. В системах смазки с сухим

картером для жидкости имеется специальный бак, а из поддона картера смазывающая жидкость откачивается специальными насосами. Такие системы используются на судовых и авиационных двигателях. Необходимость введения в систему дополнительных баков вызвана возможностью ее вспенивания в картере из-за качки, тряски и т. д.

На рис. 18.7, *а* представлена схема одной из возможных систем смазки с мокрым картером. Она включает бак 2, которым является поддон картера двигателя, насос 8, фильтры 5 и 9, теплообменник-охладитель 4, а также клапаны 1, 6 и 7. Из бака 2 через фильтр грубой очистки 9 жидкость поступает в насос 8. Насос 8 нагнетает жидкость через фильтр тонкой очистки 5 и охладитель 4 в магистраль 3, из которой масло направляется к трущимся поверхностям двигателя, а от них вновь стекает в поддон картера (бак 2). В гидросистему включены также предохранительный клапан 7 и клапан 1, поддерживающий постоянное давление в магистрали 3. Клапан перепада давления 6 открывается при чрезмерном засорении фильтра. В этом случае часть потока жидкости движется через клапан 6, минуя фильтр 5. Таким образом, при засоренном фильтре система будет работать, но с частичной фильтрацией масла.

В системах смазки с сухим картером жидкость после смазывания трущихся поверхностей также стекает в поддон, из которого она перекачивается в основной бак гидросистемы смазки специальным насосом (или насосами).

В рассмотренной системе при нормальной эксплуатации происходит фильтрация всего потока жидкости. Во многих системах смазки

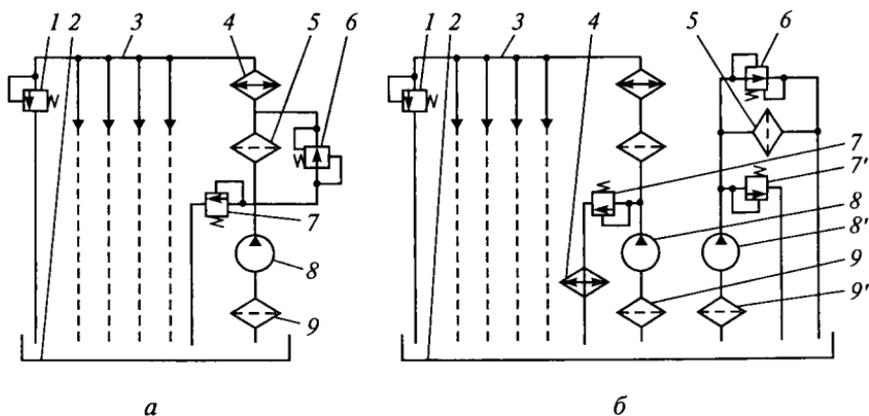


Рис. 18.7. Схемы систем смазки двигателя с мокрым картером с полной (*а*) и частичной (*б*) фильтрацией:

1, 7, 7' — предохранительные клапаны; 2 — бак; 3 — масляная магистраль; 4 — теплообменник-охладитель; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — клапан перепада давления; 8, 8' — насосы; 9, 9' — фильтры грубой очистки

двигателей используется частичная фильтрация рабочей жидкости. Например, в схеме, приведенной на рис. 18.7, б, имеется отдельная подсистема фильтрации, которая состоит из дополнительного насоса 8', фильтра грубой очистки 9', предохранительного клапана 7' и фильтра тонкой очистки 5 с клапаном перепада давления б. Насос 8' перекачивает жидкость через фильтры 9' и 5 для ее очистки. Клапаны б и 7' выполняют те же функции, что и в схеме на рис. 18.7, а.

Следует отметить, что системы смазки могут иметь как последовательно установленные охладители (см. рис. 18.7, а), так и параллельно (см. рис. 18.7, б).

В качестве насосов в системах смазки поршневых двигателей наибольшее применение получили шестеренные насосы с внешним или с внутренним зацеплением (см. подразд. 12.4).

Фильтры грубой очистки, устанавливаемые в начале всасывающих трубопроводов, в большинстве случаев представляют собой сетчатые маслоприемники. Для тонкой очистки масла используют фильтры с различными поверхностными или объемными фильтроэлементами (см. подразд. 14.5.1). На некоторых двигателях в качестве фильтров тонкой очистки масла применяют центробежные сепараторы (см. подразд. 14.5.1) и другие типы фильтров.

В качестве охладителей в системах смазки используют теплообменники-радиаторы, которые устанавливают в местах движения воздуха, часто вблизи радиаторов системы охлаждения. Применяемые в системах смазки клапаны принципиально не отличаются от клапанов, рассмотренных в подразд. 13.3.

Следует иметь в виду, что во всех рассмотренных системах насос приводится во вращение от основного двигателя, т. е. система смазки нормально функционирует только при работающем двигателе. Для обеспечения смазки трущихся поверхностей перед пуском некоторые двигатели оборудуются дополнительной подсистемой. Эта подсистема включает ручной масляный насос и гидроаппараты для его соединения с основной системой смазки.

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ (ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ)

19.1. Выбор принципиальной схемы гидропривода и подбор его элементов

Основы расчета гидравлических систем рассмотрим применительно к объемному гидравлическому приводу как наиболее сложной гидросистеме. Методику расчета других гидросистем, например системы подачи жидкости, можно получить при упрощении методики расчета гидравлических приводов. Обычно проектирование объемного гидропривода заключается в выполнении следующих действий:

выбора принципиальной схемы гидропривода;

предварительного расчета с целью подбора его элементов;

уточненного расчета с целью определения потребляемой мощности, КПД, а также скоростей движения выходных элементов и нагрузок на них.

Расчеты в большинстве случаев проводят для установившихся режимов работы гидропривода.

В техническое задание на проектирование гидропривода обычно входят: назначение привода; описание условий его эксплуатации; основные технические требования, включающие характер движения выходного звена, максимальное значение преодолеваемой нагрузки, диапазон регулирования скорости, требования к ее стабильности; индикаторная диаграмма технологического процесса, обеспечиваемая работой гидропривода, и т. п.

Данная информация является основой для выбора принципиальной схемы гидропривода. При выборе схемы рекомендуется провести анализ схем существующих гидроприводов, выполняющих подобные функции. Имеют значение также традиции, характерные для данной области техники, и возможности комплектования гидропривода гидравлическими устройствами, приобретаемыми у предприятий-смежников.

Кроме выбора схемы гидропривода, результатом проведенного анализа, как правило, является выбор типа гидромашин, а также номинального рабочего давления $p_{ном}$. Под номинальным давлением понимают наибольшее давление, при котором устройство должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в заданных пределах.

Далее выбирают гидродвигатель из существующего в каталоге типоразмерного ряда. При этом максимальный рабочий перепад давления на гидродвигателе $\Delta p_{гд}$ на предварительной стадии расче-

та принимают на 10...20 % меньше выбранного значения $p_{\text{ном}}$, учитывая возможные потери давления в гидросистеме. При использовании в гидросистеме последовательного соединения нескольких гидродвигателей необходимо следить, чтобы сумма перепадов давления на них не превышала принятое значение $p_{\text{ном}}$.

Выбор гидромотора ведется по значению минимального расчетного рабочего объема $W_{\text{ог}}$, которое определяется из формулы (12.13):

$$W_{\text{ог}} = \frac{2\pi M}{\Delta p_{\text{гд}} \eta_{\text{мг}}},$$

где M и $\eta_{\text{мг}}$ — соответственно максимальный момент на валу гидромотора и его механический КПД.

Из каталога выбирается гидромотор с ближайшим бóльшим рабочим объемом.

Гидроцилиндр подбирается по необходимому перемещению штока и по эффективной площади поршня S , расчетное значение которой определяют из формулы (12.10):

$$S = \frac{F}{\Delta p_{\text{гд}} \eta_{\text{мц}}},$$

где F и $\eta_{\text{мц}}$ — соответственно максимальная сила на штоке гидроцилиндра и его механический КПД.

На основании полученного значения S из каталога выбирается гидроцилиндр, у которого эффективная площадь поршня не меньше расчетной.

После выбора гидродвигателя по формуле (12.11) или (12.14) проводится расчет расхода $Q_{\text{гд}}$ рабочей жидкости, необходимого для обеспечения требуемой скорости выходного элемента гидропривода. При этом в большинстве случаев считают, что объемный КПД гидроцилиндра равен единице.

Затем с учетом наличия в гидросистеме других (кроме гидродвигателя) потребителей жидкости определяется максимальная подача $Q_{\text{н max}}$, которая вместе с принятым давлением $p_{\text{ном}}$ используется при выборе насоса. В большинстве случаев насос выбирается по расчетному значению рабочего объема $W_{\text{он}}$, которое определяется из формул (11.7) и (12.8):

$$W_{\text{он}} = \frac{Q_{\text{н max}}}{n_{\text{н}} \eta_{\text{о}}},$$

где $n_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{о}}$ — соответственно частота вращения вала и объемный КПД насоса.

Из каталога выбирается насос, имеющий ближайший бóльший рабочий объем.

После этого подбираются другие гидравлические элементы, входящие в состав гидропривода. Выбор осуществляется по значе-

нию максимального расхода жидкости, проходящей через устройство, и допустимому давлению. При этом следует учитывать рекомендации, приведенные для соответствующих гидравлических устройств в гл. 13 и 14.

Завершающим этапом предварительного расчета является подбор трубопроводов, длины которых определяются исходя из расположения гидравлических элементов гидропривода, а их внутренние диаметры — по рекомендациям, приведенным в подразд. 14.2.

19.2. Общая методика уточненного расчета гидропривода

Так как в большинстве случаев гидропривод представляет собой сложный трубопровод с насосной подачей, то его уточненный статический расчет рекомендуется выполнять графоаналитическим методом, теоретическое обоснование которого приведено в гл. 7. Этот расчет следует делать для основных режимов работы гидропривода с целью проверки выполнения им технических требований, приведенных в техническом задании на проектирование.

При этом рекомендуется такая последовательность действий.

На *первом этапе* целесообразно заменить принципиальную схему гидропривода расчетной, в которой отметить каждое гидравлическое сопротивление, участвующее в расчете. На этом же этапе полученную схему разбивают на ряд простых трубопроводов.

На *втором этапе* осуществляют построение характеристики насосной установки в координатах $p-Q$.

На *третьем этапе* составляют аналитические характеристики для каждого из простых трубопроводов, входящих в расчетную схему.

На *четвертом этапе* аналитические характеристики, полученные на третьем этапе для каждого простого трубопровода, наносят на график и по правилам графического сложения строят суммарную характеристику сложного трубопровода. Завершающим действием этого этапа является нахождение рабочей точки, определяющей режим работы гидропривода (см. подразд. 7.4).

На *пятом этапе* по графику определяют численные значения необходимых физических величин, а затем вычисляют параметры, характеризующие работу гидропривода.

После проведения уточненного расчета анализируют соответствие полученных результатов техническим требованиям к проектируемому гидроприводу. В случае невыполнения этих требований вносят коррективы в гидравлическую схему или меняют отдельные элементы гидропривода.

В дальнейшем будут рассмотрены некоторые аспекты уточненных расчетов объемных гидроприводов и приведены примеры таких расчетов.

19.3. Построение характеристики насосной установки

В большинстве случаев для подачи рабочей жидкости в объемных гидравлических приводах с постоянным давлением используют насосные установки двух типов: нерегулируемый насос с переливным клапаном или регулируемый насос с автоматом регулирования подачи. Для гидроприводов с переменным давлением как нерегулируемый, так и регулируемый насос используется совместно с предохранительным клапаном, который срабатывает только в режиме перегрузки. Рассмотрим методику построения характеристик насосных установок.

19.3.1. Объемный насос с предохранительным клапаном

Предохранительный клапан срабатывает только в аварийных ситуациях, а при нормальном режиме работы закрыт. Поэтому в расчете принимаются $Q_{кл} = 0$ и подача насосной установки $Q_{н.у} = Q_n$, а это значит, что характеристика насосной установки совпадает с линией AB на рис. 12.9, a и может быть построена по методу, описанному в подразд. 12.7.

19.3.2. Объемный нерегулируемый насос с переливным клапаном

Переливной клапан постоянно участвует в работе насосной установки (см. рис. 12.9, b), обеспечивая требуемое давление питания гидросистемы. Поэтому под характеристикой насосной установки в этом случае понимается зависимость, определяющая совместную работу насоса и переливного клапана (см. подразд. 12.7). Эта зависимость (линия ACD на рис. 12.9, a) может быть получена в результате графического вычитания из характеристики насоса характеристики клапана в соответствии с уравнением

$$Q_{н.у} = Q_n - Q_{кл} \quad (19.1)$$

(расходы $Q_{н.у}$, Q_n и $Q_{кл}$ обозначены на рис. 12.9, a , b).

При этом целесообразна такая последовательность действий:

на графике строят характеристику объемного насоса по методике, изложенной в подразд. 12.7 (линия 1 на рис. 19.1, a);

на этом же графике строят характеристику клапана (линия 2 на рис. 19.1, a), которая берется из паспорта данного клапана или может быть построена с использованием рекомендаций подразд. 13.3;

после построения характеристик насоса (линия 1) и клапана (линия 2) проводят графическое вычитание в соответствии с формулой (19.1). Оно достигается переносом точки C' в положение C и точки D' в положение D ;

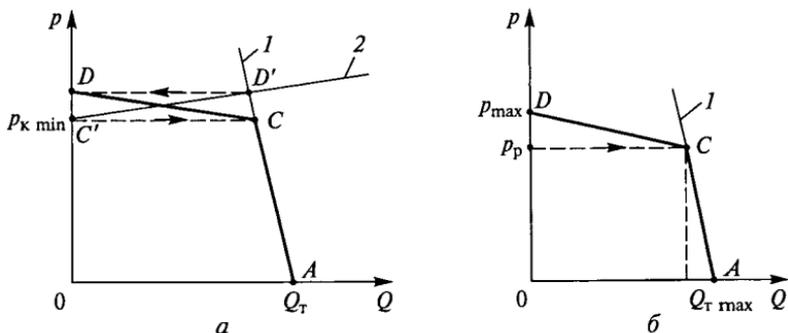


Рис. 19.1. Построение характеристик насосных установок:

a — с переливным клапаном; *б* — с регулятором подачи; 1, 2 — линии

проводят линию, соединяющую точки *C* и *D*.

В результате получают характеристику насосной установки — ломаную линию *ACD* на рис. 19.1, *a*.

19.3.3. Объемный регулируемый насос с регулятором подачи

В насосной установке с регулируемым насосом и регулятором подачи (см. рис. 12.9, *в*), работа которой описана в подразд. 12.7, обеспечивается равенство $Q_{н.у} = Q_n$. При построении характеристики такой насосной установки рекомендуется такая последовательность действий:

на графике строят характеристику объемного насоса по изложенной ранее методике, принимая $W_n = W_{n \max}$ (линия 1 на рис. 19.1, *б*);

по значению давления срабатывания регулятора p_p на характеристике насоса (линия 1) находят точку *C*;

по максимальному давлению p_{\max} отмечают точку *D* на рис. 19.1, *б*;

проводят линию, соединяющую точки *C* и *D*.

При описанных построениях значения давлений p_p и p_{\max} берут из паспортных данных регулятора подачи или определяют расчетным путем. Во втором случае давление p_p находят из условия равновесия поршня δ (см. рис. 12.9, *в*) в крайнем правом положении, а давление p_{\max} — из аналогичного условия при крайнем левом положении поршня δ .

Полученная характеристика насосной установки с регулятором подачи (линия *ACD* на рис. 19.1, *б*) внешне имеет тот же вид, что и характеристика объемного насоса с переливным клапаном. Однако необходимо помнить, что при использовании переливного клапана эффект снижения подачи насосной установки получается за счет слива части подаваемой насосом жидкости в бак, а при использовании регулятора подачи — за счет уменьшения рабочего объема насоса, что более экономично.

19.4. Определение мощности, потребляемой гидроприводом

Основой для определения мощности, потребляемой гидроприводом (мощности на входе) $N_{\text{вх}}$, являются координаты рабочей точки гидросистемы, полученной в результате графических построений (см. подразд. 7.4).

Для насосной установки, состоящей из насоса и предохранительного клапана, в условиях нормальной работы насоса рабочая точка гидросистемы будет лежать на характеристике насоса (точка R на рис. 19.2, *a*).

В общем случае без учета потерь во всасывающем трубопроводе

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_n Q_n}{\eta_o \eta_m}, \quad (19.2)$$

где η_o — объемный КПД насоса при давлении на выходе насоса $p = p_n$; η_m — механический КПД насоса.

Если учесть, что $Q_n = Q_T \eta_o$, то формула (19.2) будет иметь вид

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_n Q_T}{\eta_m}. \quad (19.3)$$

Для насосной установки, состоящей из нерегулируемого насоса и переливного клапана, рабочая точка может располагаться либо на участке AC характеристики насосной установки, либо на участке CD (рис. 19.2, *б*).

Если рабочая точка располагается на участке AC , совпадающем с характеристикой насоса (точка R), то задача определения потребляемой мощности $N_{\text{вх}}$ аналогична рассмотренному выше случаю и при расчете используется формула (19.3).

Если рабочая точка располагается на участке CD (точка R'), то следует иметь в виду, что подача самого насоса соответствует точке B (см. рис. 19.2, *б*):

$$Q_n = Q'_{n,y} + Q_{\text{кл}},$$

где $Q_{\text{кл}}$ — расход жидкости через переливной клапан.

Очевидно, что $N_{\text{вх}}$ в этом случае также определяется по формуле (19.3).

Для насосной установки, состоящей из регулируемого насоса и регулятора подачи, рабочая точка системы может располагаться либо на участке AC характеристики насосной установки, либо на участке CD (рис. 19.2, *в*).

Если рабочая точка лежит на участке AC (точка R), то по аналогии со случаями, рассмотренными выше,

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_n Q_{T\text{max}}}{\eta_m}.$$

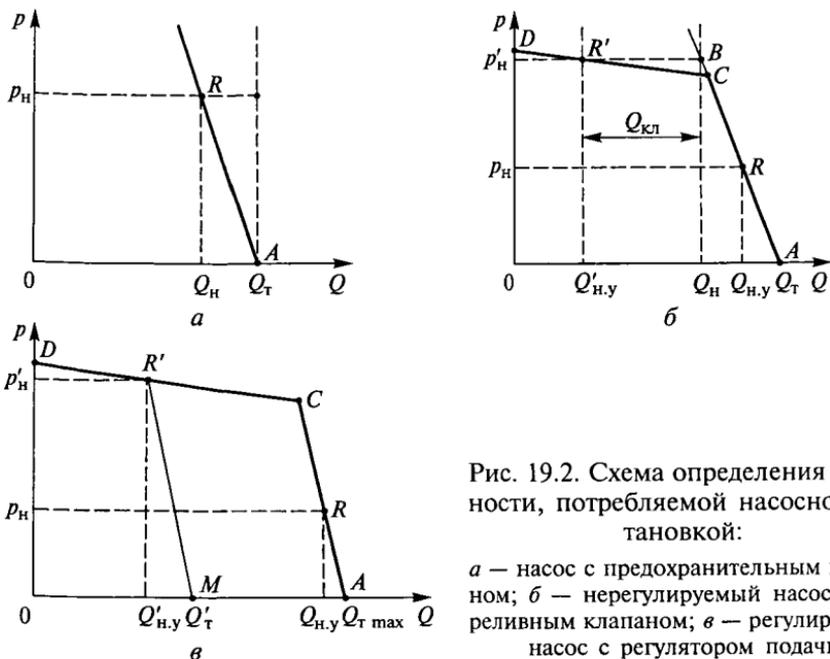


Рис. 19.2. Схема определения мощности, потребляемой насосной установкой:

a — насос с предохранительным клапаном; *б* — нерегулируемый насос с переливным клапаном; *в* — регулируемый насос с регулятором подачи

Если же рабочая точка лежит на участке *CD* (точка *R'*), то в этом диапазоне давлений регулятор подачи изменяет рабочий объем насоса, а следовательно, соответственно изменяются теоретическая подача насоса и его характеристика. Новое значение теоретической подачи $Q'_т$ регулируемого насоса можно получить графически, если через точку *R'* провести линию *R'M* параллельно *AC* (см. рис. 19.2, *в*). При этом считают, что при изменении рабочего объема регулируемого насоса объемные потери в нем не меняются.

Тогда

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_n Q'_т}{\eta_m}. \quad (19.4)$$

19.5. Расчет простого трубопровода, содержащего гидродвигатель

В состав любого объемного гидропривода входит гидродвигатель (см. подразд. 12.8) — устройство, преобразующее энергию потока рабочей жидкости в механическую работу. При гидравлическом расчете гидродвигатель рекомендуется рассматривать как местное гидравлическое сопротивление, в котором потери давле-

ния $\Delta p_{\text{гд}}$ идут на совершение полезной работы — перемещение выходного звена, преодолевающего внешнюю нагрузку.

Поэтому в общем случае уравнение характеристики простого трубопровода, содержащего гидродвигатель, можно представить в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{гд}}. \quad (19.5)$$

Методика определения потерь давления на трение в трубопроводе $\Delta p_{\text{тр}}$ и в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{м}}$, входящих в уравнение (19.5), изложена в гл. 5 и 7. Определение $\Delta p_{\text{гд}}$ зависит от типа гидродвигателя.

Для гидромотора при известном моменте M на его валу и рабочем объеме W_0 потеря давления $\Delta p_{\text{гд}}$ может быть получена из формулы (12.13):

$$\Delta p_{\text{гд}} = \frac{2\pi M}{W_0 \eta_{\text{м}}}. \quad (19.6)$$

При этом частота вращения его вала $n_{\text{г}}$ может быть получена из (12.14):

$$n_{\text{г}} = \frac{Q \eta_0}{W_0}, \quad (19.7)$$

где Q — расход жидкости, проходящей через гидромотор.

Для гидроцилиндра при известной силе F на штоке и эффективной площади поршня S (см. подразд. 12.8.1) потеря давления $\Delta p_{\text{гд}}$ может быть получена из формулы (12.10):

$$\Delta p_{\text{гд}} = \frac{F}{S \eta_{\text{м}}}, \quad (19.8)$$

а скорость движения поршня (штока) — из формулы (12.11):

$$V_{\text{п}} = Q/S. \quad (19.9)$$

В подразд. 12.8.1 отмечалось, что у гидроцилиндров с односторонним штоком (см. рис. 12.11) из-за неравенства эффективных площадей поршня в штоковой и бесштоковой полостях расходы жидкости на входе в гидроцилиндр Q и на выходе из него Q' разные. При расчете это учитывается с помощью зависимости (12.12). В гидроцилиндрах с двухсторонним штоком (см. рис. 12.10, в), когда эффективные площади с обеих сторон поршня равны, расходы на входе Q и выходе Q' гидроцилиндра одинаковы.

Анализ формул (19.6) и (19.8) показывает, что потери давления $\Delta p_{\text{гд}}$ в гидродвигателе (при определенных допущениях) не зависят от расхода Q поступающей в него жидкости, а определяются внешней нагрузкой на его выходном звене и конструктивными параметрами гидродвигателя. Поэтому в общем случае уравнение характеристики простого трубопровода, содержащего гидродвига-

тель, из уравнения (19.5) может быть преобразовано в следующее уравнение:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{гд}} + K_1 Q + K_2 Q^2, \quad (19.10)$$

где K_1 и K_2 — коэффициенты, определяющиеся гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе.

19.6. Примеры выполнения уточненного расчета

19.6.1. Расчет гидропривода строгального станка

На рис. 19.3 представлена упрощенная схема гидропривода строгального станка. Насос 1 с переливным клапаном 7 образуют насосную установку, которая подает жидкость из бака 6 в гидроцилиндр 4, обеспечивающий движение режущего инструмента. Скорость движения поршня гидроцилиндра $v_{\text{п}}$ регулируется за счет изменения проходного сечения регулируемого гидродросселя 2, а реверс движения обеспечивается переключением гидрораспределителя 3. Для очистки рабочей жидкости в систему включен фильтр 5.

Дано: усилие резания $F = 8 \text{ кН}$; размеры гидроцилиндра — $D = 50 \text{ мм}$, $d_{\text{ш}} = 30 \text{ мм}$; параметры трубопроводов — $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 1,5 \text{ м}$, $l_3 = 4 \text{ м}$, $d_{\text{т}} = 10 \text{ мм}$; фильтр и каждый канал распределителя заданы эквивалентными длинами — $l_{\text{эф}} = 200 d_{\text{т}}$, $l_{\text{эр}} = 150 d_{\text{т}}$; дроссель задан площадью проходного сечения $S_{\text{др}} = 5 \text{ мм}^2$ и коэффициентом расхода $\mu_{\text{др}} = 0,7$; параметры насоса — рабочий объем $W_{\text{н}} = 10 \text{ см}^3$, частота вращения вала $n_{\text{н}} = 1460 \text{ об/мин}$, объемный КПД $\eta_{\text{о,н}} = 0,85$ при $p = 7 \text{ МПа}$, механический КПД $\eta_{\text{м,н}} = 0,9$; характеристика переливного клапана — $p_{\text{к}} = p_{\text{к min}} + K_{\text{к}} Q$, где $p_{\text{к min}} = 5 \text{ МПа}$ и $K_{\text{к}} = 0,004 \text{ МПа} \cdot \text{с/см}^3$; параметры рабочей жидкости — кинематическая вязкость $\nu = 0,2 \text{ см}^2/\text{с}$ и плотность $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$.

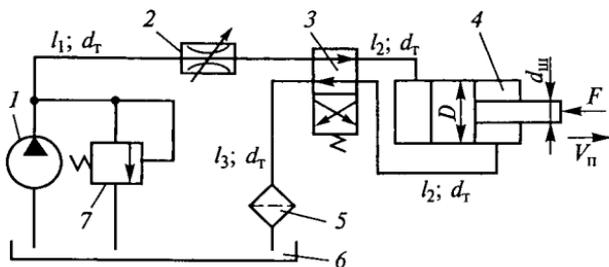


Рис. 19.3. Схема гидропривода строгального станка:

1 — насос; 2 — дроссель; 3 — гидрораспределитель; 4 — гидроцилиндр; 5 — фильтр; 6 — бак; 7 — переливной клапан

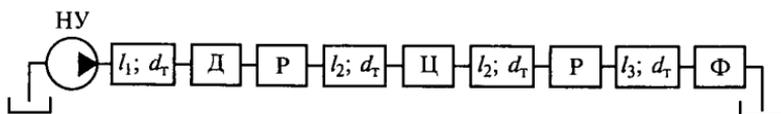


Рис. 19.4. Эквивалентная расчетная схема гидропривода строгального станка

Определить: скорость $V_{п}$ движения штока гидроцилиндра; мощность, потребляемую гидроприводом; коэффициент полезного действия гидропривода.

Решение.

1. Замена принципиальной схемы гидропривода эквивалентной.

На рис. 19.4 представлен один из возможных вариантов такой эквивалентной схемы, полученной на основании принципиальной схемы рассматриваемого гидропривода (см. рис. 19.3).

Из эквивалентной схемы (см. рис. 19.4) видно, что поток рабочей жидкости от насосной установки НУ по трубопроводу l_1 поступает к дросселю Д, а затем через один из каналов распределителя Р и трубу l_2 в гидроцилиндр Ц. Из гидроцилиндра жидкость по такой же трубе l_2 , через другой канал распределителя Р, трубу l_3 и фильтр Ф сливается в гидробак.

Таким образом, схема гидропривода представляет собой ряд последовательно соединенных элементов (гидравлических сопротивлений), а значит, при расчете может рассматриваться как простой трубопровод.

2. Построение характеристики насосной установки.

Учитывая линейность характеристик объемного насоса и переливного клапана (см. подразд. 19.3), находим по две точки для этих характеристик (рис. 19.5).

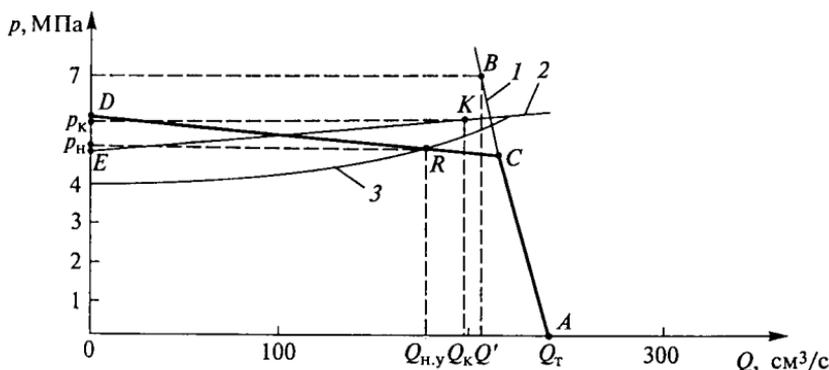


Рис. 19.5. Графическое решение к расчету гидропривода строгального станка:

1, 2 — линии; 3 — кривая

Для насоса первая точка A при $p = 0$, $Q_T = W_H n_H = 243 \text{ см}^3/\text{с}$; вторая точка B при $p = 7 \text{ МПа}$, $Q' = Q_T \eta_{0,н} = 207 \text{ см}^3/\text{с}$.

Для клапана первая точка E при $Q_K = 0$, $p_K = p_{K\text{мин}} = 5 \text{ МПа}$; вторая точка K при $Q_K = 200 \text{ см}^3/\text{с}$, $p_K = p_{K\text{мин}} + K_K Q_K = 5,8 \text{ МПа}$.

По найденным точкам строим характеристики насоса (линия 1) и переливного клапана (линия 2) (см. рис. 19.5), проводим графические построения (см. подразд. 19.3.2) и получаем характеристику насосной установки (линия ACD).

3. Составление уравнения характеристики трубопровода.

На основании эквивалентной схемы (см. рис. 19.4) уравнение характеристики трубопровода в данном случае можно представить в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{тр}1} + \Delta p_{\text{др}} + \Delta p_p + \Delta p_{\text{тр}2} + \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p'_{\text{тр}2} + \Delta p'_p + \Delta p'_{\text{тр}3} + \Delta p'_ф.$$

Здесь штрих у потерь указывает на то, что потери давления в этих гидравлических сопротивлениях следует определять по расходу рабочей жидкости на выходе из гидроцилиндра, который, как указывалось в подразд. 12.8.1, отличается от расхода, поступающего в гидроцилиндр. В расчете при этом следует использовать формулу (12.12), которая позволяет выразить расход Q' на выходе из гидроцилиндра через расход Q , поступающий в него.

Расчет начинается с оценки режима течения жидкости в трубопроводе. Для этого вычисляем число Рейнольдса по максимально возможному расходу:

$$Re = \frac{4Q_T}{\pi d_T v} \approx 1547 < Re_{кр}.$$

Следовательно, в трубопроводе возможен только ламинарный режим течения жидкости и поэтому уравнение характеристики трубопровода примет вид

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{ц}} + \left(K_1 + K_2 \frac{D^2 - d^2}{D^2} \right) Q + K_3 Q^2,$$

где $\Delta p_{\text{ц}} = \frac{4F}{\pi D^2}$ (механический КПД гидроцилиндра по условию задачи не задан, поэтому принимаем $\eta_m = 1$);

$$K_1 = \frac{128\nu(l_1 + l_2 + l_{\text{эп}})\rho}{\pi d_T^4}; \quad K_2 = \frac{128\nu(l_2 + l_{\text{эп}} + l_3 + l_{\text{эф}})\rho}{\pi d_T^4}; \quad K_3 = \frac{\rho}{2\mu_{\text{др}}^2 S_{\text{др}}^2}.$$

4. Построение характеристики трубопровода и определение рабочей точки гидросистемы.

Расчетные точки для построения характеристики трубопровода гидропривода строгального станка

Q , м ³ /с	0	$50 \cdot 10^{-6}$	$100 \cdot 10^{-6}$	$150 \cdot 10^{-6}$	$200 \cdot 10^{-6}$
Δp_{Σ} , МПа	4,07	4,13	4,41	4,86	5,47

Подставив данные из условия задачи, получим:

$$\Delta p_{\text{ц}} = 4,07 \text{ МПа}; K_1 = 390 \cdot 10^6 \text{ кг}/(\text{м}^4 \text{с});$$

$$K_2 = 586 \cdot 10^6 \text{ кг}/(\text{м}^4 \text{с}); K_3 = 32,7 \cdot 10^{12} \text{ кг}/\text{м}^7.$$

Так как характеристика трубопровода нелинейна, то для ее построения необходимо не менее пяти точек в рабочем диапазоне значений расходов. Данные расчета рекомендуется свести в табл. 19.1.

По этим данным строится характеристика трубопровода (кривая 3 на рис. 19.5). Точка пересечения линии 3 с CD дает рабочую точку гидросистемы (точка R). Ее координаты $Q_{\text{н.у}} = 180 \text{ см}^3/\text{с}$ и $p_{\text{н}} = 5,2 \text{ МПа}$.

5. Определение искомых параметров гидропривода.

Так как вся подача насосной установки $Q_{\text{н.у}}$ поступает в гидроцилиндр, то скорость движения его штока определяется по формуле (19.9) (в соответствии с рекомендациями принимаем объемный КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{о.ц}} = 1$):

$$V_{\text{п}} = \frac{4Q_{\text{н.у}}}{\pi D^2} = 9,17 \text{ см}/\text{с}.$$

Мощность, потребляемая гидроприводом, равна мощности, потребляемой насосной установкой, и в данном случае определяется по формуле (19.3):

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{т}}}{\eta_{\text{м.н}}} = 1404 \text{ Вт}.$$

Для определения КПД гидропривода $\eta_{\text{гп}}$ вначале необходимо рассчитать полезную мощность, развиваемую на его выходном звене:

$$N_{\text{вых}} = FV_{\text{п}} = 734 \text{ Вт},$$

тогда

$$\eta_{\text{гп}} = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} = 0,52.$$

19.6.2. Расчет гидропривода подъемного механизма

В гидроприводе, упрощенная схема которого представлена на рис. 19.6, регулируемый насос 2 подает рабочую жидкость из гид-

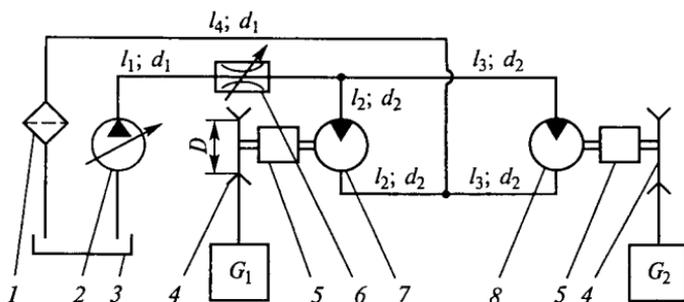


Рис. 19.6. Схема гидропривода подъемного механизма:

1 — фильтр; 2 — насос; 3 — гидробак; 4 — шкивы; 5 — редукторы; 6 — дроссель; 7, 8 — гидромоторы

робака 3 через дроссель 6 к двум гидромоторам 7 и 8, а от них через фильтр 1 обратно в гидробак 3. Выходные валы гидромоторов через механические редукторы 5 связаны со шкивами 4, на которые наматываются тросы с подвешенными грузами.

Дано: веса грузов $G_1 = 2,2$ кН и $G_2 = 2,1$ кН; параметры насоса — максимальный рабочий объем $W_{н\max} = 30$ см³, частота вращения вала $n_n = 25$ об/с, объемный КПД насоса $\eta_{о.н} = 0,82$ при $p = 6$ МПа, механический КПД $\eta_{м.н} = 0,9$; параметры регулятора подачи — давление настройки $p_p = 4,85$ МПа, максимальное давление $p_{\max} = 5,4$ МПа; размеры гидролиний — $d_1 = d_2 = 0,8$ см, $l_1 = 5$ м, $l_2 = l_3 = 8,5$ м, $l_4 = 3$ м; коэффициент сопротивления фильтра $\zeta_{\phi} = 5$; параметры гидродросселя — площадь проходного сечения $S_{др} = 14$ мм², коэффициент расхода $\mu_{др} = 0,7$; параметры гидромоторов — рабочий объем $W_r = 32$ см³, механический КПД $\eta_{м.г} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{о.г} = 0,9$; передаточное отношение механического редуктора $i = n_{вх}/n_{вых} = 40$; диаметр шкива $D = 0,5$ м; параметры рабочей жидкости — кинематическая вязкость $\nu = 0,14$ см²/с, плот-

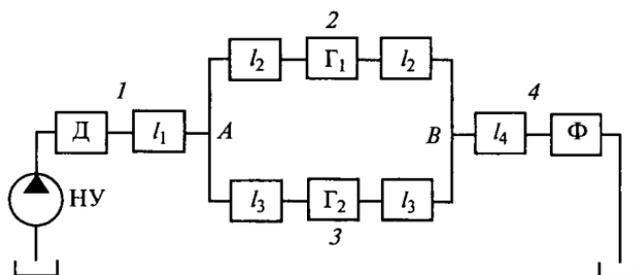


Рис. 19.7. Эквивалентная расчетная схема гидропривода подъемного механизма:

1... 4 — трубопроводы

ность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Принять, что в трубах с диаметром d_1 режим течения турбулентный и $\lambda = 0,04$, а с диаметром d_2 — ламинарный.

Определить: скорости подъема грузов; мощность, потребляемую гидроприводом; коэффициент полезного действия гидропривода.

Решение.

1. Замена принципиальной схемы гидропривода эквивалентной.

На рис. 19.7 приведена эквивалентная, или расчетная, схема, полученная на основании принципиальной схемы гидропривода (см. рис. 19.6). Поток жидкости от насосной установки НУ по трубопроводу l_1 через гидродроссель Д поступает к точке разветвления потока А. Далее от нее в верхней ветви параллельного соединения по трубопроводу l_2 он попадает в гидромотор Γ_1 и по трубопроводу l_2 — к точке объединения потоков В. Аналогичный процесс происходит в нижней ветви параллельного соединения. От точки В поток жидкости по трубопроводу l_4 через фильтр Ф сливается в бак.

Из анализа расчетной схемы ясно, что гидропривод подъемного механизма представляет собой сложный трубопровод с последовательно-параллельным соединением отдельных участков (простых трубопроводов) 1, 2, 3 и 4.

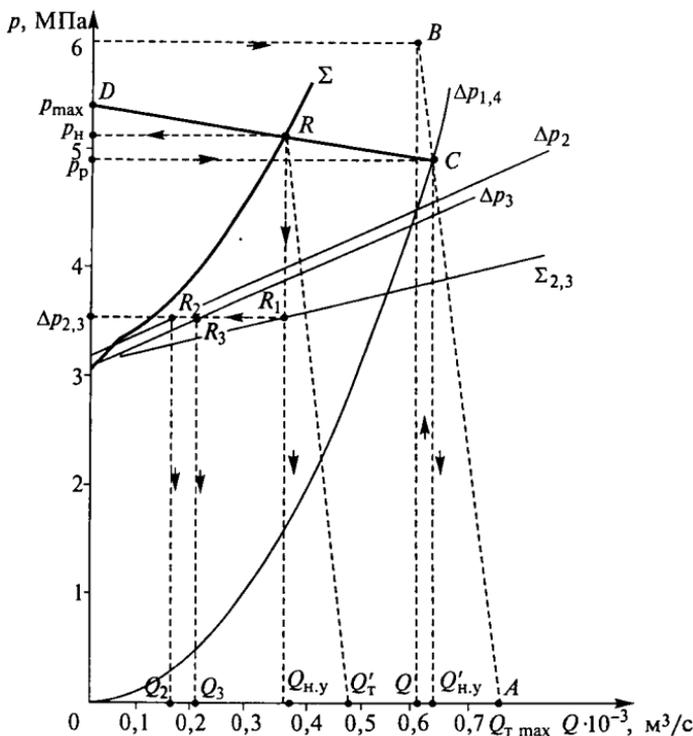


Рис. 19.8. Графическое решение к расчету гидропривода подъемного механизма

2. Построение характеристики насосной установки.

Учитывая линейность характеристик насоса и насосной установки с регулятором подачи насоса, построение каждой из них проводим по двум точкам в соответствии с вышеизложенной методикой (рис. 19.8).

Для насоса первая точка A при $p = 0$, $Q_{\text{т max}} = W_{\text{н max}} n_{\text{н}} = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; вторая точка B при $p = 6 \text{ МПа}$, $Q' = Q_{\text{т max}} \eta_{\text{о.н}} = 0,615 \cdot 10^{-3} \text{ см}^3/\text{с}$.

Соединяя точки A и B прямой, получаем характеристику насоса (см. рис. 19.8).

Для насосной установки с регулятором подачи первая точка C — это точка пересечения горизонтали, соответствующей давлению настройки регулятора $p_{\text{р}} = 4,85 \text{ МПа}$, с характеристикой насоса. Подача насосной установки при этом равна $Q'_{\text{н.у}} = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Положение второй точки D определяется максимальным давлением $p_{\text{max}} = 5,4 \text{ МПа}$ при $Q = 0$.

Соединяя точки C и D , получаем характеристику насосной установки (ломаная линия ACD на рис. 19.8).

3. Составление уравнений характеристик простых трубопроводов.

Составление уравнений характеристик простых трубопроводов 1, 2, 3 и 4 базируется на заданном условии: на участках 1 и 4 — режим течения турбулентный, а на участках 2 и 3 — ламинарный. Следовательно,

$$\text{для 1-го: } \Delta p_1 = \Delta p_{\text{тр1}} + \Delta p_{\text{др}} = \lambda \frac{8l_1 \rho}{\pi^2 d_1^5} Q^2 + \frac{\rho}{2\mu_{\text{др}}^2 S_{\text{др}}^2} Q^2 = K_1 Q^2;$$

$$\text{для 2-го: } \Delta p_2 = 2\Delta p_{\text{тр2}} + \Delta p_{\text{r1}} = 2 \frac{128\nu l_2 \rho}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_1}{W_{\text{r}} \eta_{\text{м.г}}} = K_2 Q + \Delta p_{\text{r1}};$$

$$\text{для 3-го: } \Delta p_3 = 2\Delta p_{\text{тр3}} + \Delta p_{\text{r2}} = 2 \frac{128\nu l_3 \rho}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_2}{W_{\text{r}} \eta_{\text{м.г}}} = K_3 Q + \Delta p_{\text{r2}};$$

$$\text{для 4-го: } \Delta p_4 = \Delta p_{\text{тр4}} + \Delta p_{\text{ф}} = \lambda \frac{8l_4 \rho}{\pi^2 d_1^5} Q^2 + \zeta_{\text{ф}} \frac{8\rho}{\pi^2 d_1^4} Q^2 = K_4 Q^2.$$

В этих уравнениях M_1 и M_2 — моменты на валах гидромоторов 7 и 8 соответственно. Для рассматриваемого случая

$$M_1 = \frac{G_1 D}{2i}, \quad M_2 = \frac{G_2 D}{2i}.$$

4. Построение характеристик простых трубопроводов, суммарной характеристики сложного трубопровода и определение рабочей точки гидросистемы.

Расчетные точки для построения характеристик трубопроводов гидропривода подъемного механизма

Q , м ³ /с	0	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,3 \cdot 10^{-3}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
Δp_2 , МПа	3,2	—	—	—	4,27	—
Δp_3 , МПа	3,05	—	—	—	4,12	—
$\Delta p_{1,4}$, МПа	0	0,51	1,14	2,03	3,18	4,57

Участки 1 и 4 включены последовательно, поэтому для них можно написать общее уравнение

$$\Delta p_{1,4} = \Delta p_1 + \Delta p_4 = (K_1 + K_4)Q^2 = K_{1,4}Q^2$$

и сразу построить их суммарную характеристику.

Подставив данные из условия задачи в приведенные выше зависимости, получим:

$$\Delta p_{r1} = 3,2 \text{ МПа}; \quad \Delta p_{r2} = 3,05 \text{ МПа};$$

$$K_2 = K_3 = 2,13 \cdot 10^9 \text{ кг}/(\text{м}^4\text{с}); \quad K_{1,4} = 12,7 \cdot 10^{12} \text{ кг}/\text{м}^7.$$

Поскольку характеристики 2 и 3 трубопроводов линейны, для их построения достаточно двух точек, а для построения нелинейной характеристики используем шесть точек. Результаты расчетов заносим в табл. 19.2.

По данным табл. 19.2 на графике (см. рис. 19.8) строим характеристики каждого простого трубопровода. Затем по правилам графического сложения характеристик трубопроводов (они подробно рассмотрены в подразд. 7.3) необходимо получить характеристику всего сложного трубопровода. Сначала по правилам сложения параллельных участков (вдоль оси расходов) получаем суммарную характеристику участков 2 и 3 (линия $\Sigma_{2,3}$). Далее проводим графическое сложение полученной характеристики (линия $\Sigma_{2,3}$) с характеристикой $\Delta p_{1,4} = f(Q)$ по правилу сложения характеристик последовательно соединенных трубопроводов (вдоль оси давлений) и в результате получаем суммарную характеристику всего сложного трубопровода (линия Σ).

Заметим, что при сложении линейных зависимостей достаточно провести сложение по двум точкам, а при сложении характеристик, из которых хотя бы одна нелинейна, необходимо пять—семь точек.

Пересечение полученной характеристики сложного трубопровода с характеристикой насосной установки определяет рабочую точку гидросистемы (точка R). Ее координаты: $p_n = 5,25$ МПа и $Q_{н.у} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

5. Определение искомых величин.

Потребляемую гидроприводом мощность определим по изложенной выше методике для регулируемого насоса с регулятором подачи. Для этого через точку R проводим прямую параллельно AB и находим, что $Q'_T = 0,485 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Тогда

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{н}} Q'_T}{\eta_{\text{м.н}}} = 2,83 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Чтобы определить скорости подъема грузов и КПД гидропривода, необходимо найти частоту вращения вала каждого гидромотора. Для этого следует знать расходы Q_2 и Q_3 в параллельных трубопроводах 2 и 3.

Эту задачу можно решить графически, исходя из того, что если имеется графическая зависимость $p = f(Q)$, то по одной из известных координат легко определяется другая.

Опустив вертикаль из точки R , соответствующую подаче насосной установки $Q_{\text{н.у}}$, находим точку R_1 пересечения этой вертикали с кривой $\Sigma_{2,3}$ и, следовательно, потерю давления $\Delta p_{2,3}$ на участке параллельного соединения, где, как известно, $\Delta p_{2,3} = \Delta p_2 = \Delta p_3$.

Проведя теперь горизонталь через точку R_1 , соответствующую потерям давления $\Delta p_2 = \Delta p_3$, находим точки ее пересечения с характеристиками 2 и 3 трубопроводов (соответственно точки R_2 и R_3). Опустив вертикали из точек R_2 и R_3 , находим расходы $Q_2 = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и $Q_3 = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

По известным расходам Q_2 и Q_3 с учетом передаточного отношения i механического редуктора и диаметра D шкива определяем скорости подъема левого v_1 и правого v_2 грузов. При этом используются формулы:

$$n_r = \frac{Q}{W_r} \eta_{\text{о.г}} \quad \text{и} \quad v = \pi n_r \frac{D}{i}.$$

Отсюда, подставив соответствующие значения, получим:

$$v_1 = 0,19 \text{ м/с}; \quad v_2 = 0,224 \text{ м/с.}$$

Полезная мощность, развиваемая гидроприводом, складывается из мощностей, затрачиваемых на подъем обоих грузов:

$$N_{\text{вых}} = G_1 v_1 + G_2 v_2 = 0,888 \text{ кВт.}$$

Тогда коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta_{\text{гп}} = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} = 0,314.$$

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

20.1. Законы движения газа

В современных машинах при автоматизации и механизации производственных процессов, наряду с гидравлическими системами, нашли широкое применение и пневмосистемы, использующие в качестве рабочей среды сжатый газ. В пневмосистемах, которые применяются в машиностроении, практически всегда в качестве рабочей среды используют воздух.

К преимуществам пневмосистем относятся: надежность и долговечность, быстрота срабатывания, простота, экономичность, пожаробезопасность и нейтральность рабочей среды, обеспечивающие возможность работы пневмосистем в шахтах, химических производствах, в условиях радиации.

Рабочей средой пневмосистем является сжатый воздух, поэтому расчет процессов, происходящих в этих системах, проводят на основе законов термодинамики, подробно рассмотренных в гл. 8. При движении газа, кроме параметров состояния p , w , T , необходимо учитывать еще и скорость течения газа v .

Рассмотрим особенности установившегося течения газа в пневмосистемах при истечении газа через отверстие, при заполнении или опорожнении емкостей, при течении по трубам и через местные сопротивления.

Примем, что при установившемся течении массовый расход газа одинаков во всех сечениях вдоль потока:

$$Q_m = \rho v S = \text{const},$$

где v — скорость течения газа; S — площадь сечения потока.

В отличие от течения несжимаемой жидкости для газа не сохраняется постоянство объемного расхода Q , расход увеличивается вследствие расширения, вызванного понижением давления вдоль потока, а расширение в свою очередь приводит к изменению температуры в соответствии с формулой (8.1). Поэтому уравнение Бер-

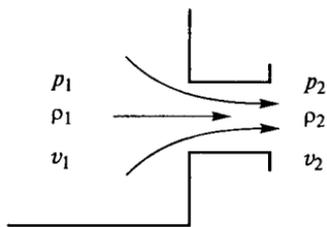


Рис. 20.1. Расчетная схема истечения газа

нулли для газа отличается от уравнения для жидкости. Если не учитывать разность нивелирных высот z_1 и z_2 , поскольку плотность газа мала, то уравнение Бернулли для политропического процесса можно записать в таком виде:

$$\alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\rho g} = \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}}, \quad (20.1)$$

где α — коэффициент Кориолиса; n — показатель политропы газа.

Как и в гл. 6, воспользуемся уравнением Бернулли (20.1) для определения скорости истечения газа через отверстие площадью S (рис. 20.1).

Считая скорость v_1 равной нулю, течение турбулентным ($\alpha_2 = 1$) и пренебрегая потерями при истечении ($\sum h_{\text{пот}} = 0$), получим

$$v_2 = \sqrt{\frac{2n}{n-1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)},$$

где p_1 и p_2 — давление газа соответственно в резервуаре и среде, в которую происходит истечение, т. е. в начале и конце газового потока.

Если учесть, что из формул (8.10) и $w = 1/\rho$ следует

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}},$$

то, проведя алгебраические преобразования, можно привести формулу для определения массового расхода газа, протекающего со скоростью v через сечение площадью S , к такому виду:

$$Q_m = \rho_2 v_2 S = S \sqrt{\frac{2n}{n-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}. \quad (20.2)$$

В большинстве промышленных пневмосистем происходит или адиабатный процесс изменения параметров воздуха, или политропический процесс, когда показатель политропы n близок по своему значению к показателю адиабаты $k = 1,4$. Поэтому в формулу (20.2) для практических расчетов целесообразно вместо n подставить показатель адиабаты k . Кроме того, в реальных потоках воздуха через отверстия существуют потери, которые, как и

при истечении несжимаемой жидкости, учитываются коэффициентом расхода μ , представляющим собой отношение реального расхода к теоретическому (см. гл. 6).

С учетом сказанного, а также используя уравнение Клапейрона (8.1), преобразуем формулу (20.2) в общую формулу для расчета массового расхода воздуха через отверстие площадью S :

$$Q_m = \mu S p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (20.3)$$

Проведя анализ формулы (20.3), легко убедиться, что при $p_2/p_1 = 0$ и $p_2/p_1 = 1$ массовый расход Q_m равен 0. Следовательно, значение p_2/p_1 , при котором массовый расход Q_m будет максимальным, можно получить, приравняв производную функции $Q_m = f(p_2/p_1)$ к нулю.

В результате максимальный массовый расход Q_m будет при

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (20.4)$$

Это отношение для воздуха при $k = 1,4$ составляет примерно 0,528.

На рис. 20.2 штриховая линия соответствует графику функции (20.3), а сплошной линией показана реальная, экспериментально подтвержденная зависимость. Очевидно, что в диапазоне $0,528 < p_2/p_1 < 1$ теоретическая и реальная зависимости совпадают, а в диапазоне $0 < p_2/p_1 < 0,528$ существенно расходятся, поскольку расход Q_m в этой области не зависит от перепада давлений и остается постоянным, равным максимальному.

Отношение $p_2/p_1 = 0,528$ получило название «критическое» $(p_2/p_1)_{кр}$, а скорость течения воздуха v_2 при таком отношении давлений равна скорости звука, которая для идеального газа определяется формулой

$$a = \sqrt{kRT}.$$

Для воздуха при $k = 1,4$ и $T = 293$ К, получим $a = 347$ м/с.

Поэтому при течении газа всегда рассматриваются две области:

а) докритическая (дозвуковая), для которой массовый расход определяется формулой (20.3);

б) надкритическая (сверхзвуковая), для которой массо-



Рис. 20.2. Характеристика истечения газа

вый расход определяется по формуле, полученной путем подстановки в формулу (20.3) значения p_2/p_1 — из формулы (20.4):

$$Q_{m \max} = \mu S \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k+1)RT_1}}. \quad (20.5)$$

20.2. Приближенные расчеты течения газа в трубопроводах

Как и в гидравлике (см. гл. 5), расчет течения газа в трубопроводах сводится к определению потерь по длине трубы. По сравнению с течением несжимаемой жидкости течение газа — более сложное явление, связанное прежде всего с изменением параметров газа вдоль трубопровода и, следовательно, с изменениями скорости и режима течения газа. На практике используют приближенные методы расчета, основанные на допущениях, правомерность которых подтверждена опытным путем.

При достаточно длинном трубопроводе, даже в случае его теплоизоляции, течение газа происходит при постоянной температуре. Если принять, что $T = \text{const}$, то постоянной также будет и вязкость, а следовательно, и число Re . С учетом этого потери по длине трубопровода могут быть определены по известной формуле гидравлики (см. подразд. 5.3):

$$\Delta p_{\text{тр}} = p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_{\text{ср}}^2}{2} \rho_{\text{ср}}.$$

В эту формулу, в отличие от применяемой в гидравлике, подставляется среднее значение плотности $\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$, где ρ_1 и ρ_2 — плотность газа соответственно в начале и конце трубы.

Для трубы круглого проходного сечения

$$v_{\text{ср}} = \frac{4Q_m}{\pi d^2 \rho_{\text{ср}}},$$

где Q_m — массовый расход газа, постоянный вдоль потока.

Расчеты и опыты показывают, что течение воздуха в трубопроводах носит обычно турбулентный характер и число Re лежит в пределах от 2300 до 10^8 . Поэтому значение коэффициента λ , как и в гидравлике, определяют по формуле (5.7), в которой

$$Re = \frac{4Q_m}{v_{\text{ср}} \pi d}.$$

Если течение газа по трубопроводу происходит под действием малого перепада давлений, когда $0,9 \leq p_2/p_1 < 1$, то массовый расход Q_m для приближенного расчета можно определять по формуле

$$Q_m = \mu S \sqrt{\frac{2p_1}{RT_1} (p_1 - p_2)}. \quad (20.6)$$

20.3. Течение газа через местные сопротивления

Специальные местные сопротивления в пневматических системах, как и в гидросистемах, играют важную роль, особенно при построении систем управления и контроля. Наиболее распространенными специальными местными сопротивлениями являются дроссели, которые и в пневмосистемах, и гидросистемах выполняют одну и ту же задачу и строятся по одному и тому же принципу (см. подразд. 13.2). Считая процесс течения воздуха через пневмодроссель адиабатическим, массовый расход Q_m при $(p_2/p_1)_{кр} < p_2/p_1 < 1$ можно определить по формуле (20.3), а при $p_2/p_1 < (p_2/p_1)_{кр}$ — по формуле (20.5). Однако из-за сложности формулы (20.3) на практике с допустимой погрешностью пользуются формулой

$$Q_m = \mu S_{др} \sqrt{2\rho_1 (p_1 - p_2)}. \quad (20.7)$$

В формуле (20.7) индексы 1 и 2 соответственно относятся к сечению перед дросселем и за дросселем, $S_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя, а μ — коэффициент расхода, который определяется так же, как и для несжимаемой жидкости (см. гл. 6).

В некоторых элементах пневмоавтоматики для решения конкретных задач дроссели устанавливают последовательно. На рис. 20.3 приведена принципиальная схема такого элемента.

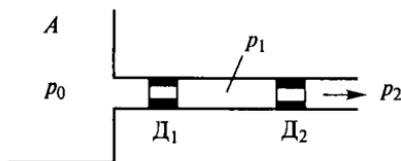


Рис. 20.3. Схема последовательного соединения пневмодросселей

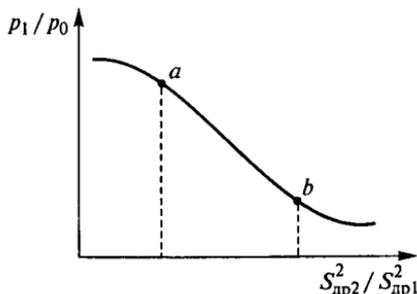


Рис. 20.4. График зависимости давления от соотношения квадратов площадей проходных сечений пневмодросселей

Воздух из резервуара A , в котором поддерживается постоянное давление $p_0 = \text{const}$, вытекает в атмосферу ($p_2 = p_{\text{атм}}$) через два последовательно установленных пневмодросселя D_1 и D_2 , имеющих площади проходного сечения соответственно $S_{\text{др}1}$ и $S_{\text{др}2}$. Так как при таком соединении массовые расходы через дроссели одинаковы, то, воспользовавшись упрощенной формулой (20.7), можно записать:

$$\mu_1 S_{\text{др}1} \sqrt{2\rho_0 (p_0 - p_1)} = \mu_2 S_{\text{др}2} \sqrt{2\rho_1 (p_1 - p_2)}. \quad (20.8)$$

Для того чтобы получить удобную и очень важную для систем пневмоавтоматики зависимость $p_1 = f(S_{\text{др}2}^2/S_{\text{др}1}^2)$, будем считать, что сжимаемостью воздуха можно пренебречь (вполне допустимо при скоростях течения воздуха менее 70 м/с), а коэффициенты расхода μ для однотипных дросселей D_1 и D_2 одинаковы. Тогда, возведя в квадрат правую и левую части уравнения (20.8) и перейдя к избыточной системе измерения давлений, при которой $p_2 = p_{\text{атм}}$ принимается равным нулю, получим

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{S_{\text{др}1}^2}{S_{\text{др}1}^2 + S_{\text{др}2}^2}. \quad (20.9)$$

На рис. 20.4 представлен график зависимости отношения p_1/p_0 от величины $S_{\text{др}2}^2/S_{\text{др}1}^2$, соответствующий формуле (20.9). При $p_0 = \text{const}$ этот график выражает функцию $p_1 = f(S_{\text{др}2}^2/S_{\text{др}1}^2)$.

Участок ab на графике соответствует его зоне, близкой к линейной, в которой обычно и работают элементы пневмоавтоматики. Эта зона лежит приблизительно в пределах отношения $S_{\text{др}2}^2/S_{\text{др}1}^2$ от 0,3 до 1,2.

На основании материалов этой главы можно заключить, что законы статики и законы движения газов и жидкостей для промышленных пневмосистем практически одинаковы. Поэтому назначение, принцип действия, классификация, терминология и условные обозначения основных элементов пневматических и гидравлических систем аналогичны.

Конструктивные отличия и применение особых пневмоэлементов (кондиционеров и некоторых пневмоаппаратов) обусловлены особенностями газа как рабочей среды.

ПНЕВМОСЕТЬ И КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕГО ГАЗА

21.1. Система подготовки сжатого воздуха

Как правило, источником сжатого воздуха как рабочей среды пневмосистем являются *компрессорные установки*. Они могут быть стационарными, установленными на специальном фундаменте, или передвижными, установленными на каких-либо транспортных средствах. Компрессорные установки могут осуществлять централизованное питание нескольких различных по назначению потребителей сжатого воздуха или индивидуальное питание какого-либо потребителя, например пневмопривода тормозов грузового автомобиля.

В состав любой компрессорной установки, помимо самого компрессора, входят элементы контроля и регулирования, а также кондиционеры воздушной среды.

Для того чтобы представить общую систему подготовки и использования сжатого воздуха, рассмотрим упрощенную схему стационарной компрессорной установки, осуществляющей централизованное питание всех возможных потребителей сжатого воздуха. На рис. 21.1 условными обозначениями показана такая пневмосеть.

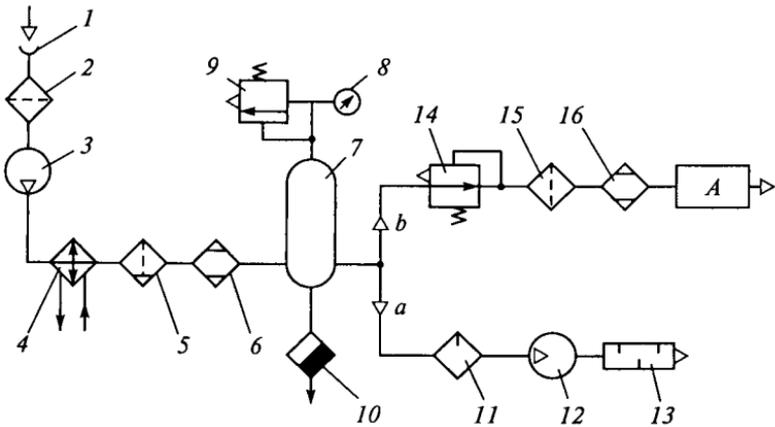


Рис. 21.1. Схема промышленной пневмосети:

1 — воздухозаборник; 2, 15 — фильтры; 3 — компрессор; 4 — охладитель; 5 — фильтр-влагодетелитель; 6, 16 — химические осушители; 7 — воздухооборник; 8 — манометр; 9 — предохранительный клапан; 10 — конденсатоотводчик; 11 — маслораспылитель; 12 — пневмомотор; 13 — глушитель; 14 — редукционный клапан

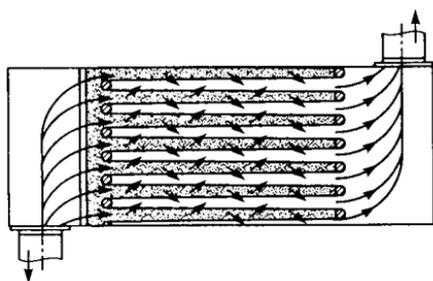


Рис. 21.2. Схема фильтра воздухозаборника

Воздух, который попадает в воздухозаборник 1 из окружающей среды, содержит большое количество пыли. Обладая абразивными свойствами, частицы пыли вызывают быстрый износ деталей компрессора. Поэтому перед компрессором устанавливают специальные пылеуловители или обычные фильтры, в которых в качестве фильтрующего элемента используют ткань или металлические сетки. Схема

фильтра 2 с тканевым фильтрующим элементом представлена на рис. 21.2. В таком фильтре хлопчатобумажная или шерстяная ткань натягивается на деревянный или металлический каркас так, чтобы воздух мог проходить только через ткань и уже очищенным от пыли поступать во всасывающий трубопровод компрессора.

Основным требованием к фильтру 2, помимо заданной тонкости фильтрации, является минимально возможное сопротивление потоку воздуха. Площадь фильтрующего элемента должна быть такой, чтобы перепад давления на фильтре $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ не превышал 100 кПа.

Из компрессора 3 нагретый в процессе сжатия воздух поступает в водяной охладитель 4, который обычно входит в конструкцию самого компрессора (см. гл. 22). Охлаждение воздуха приводит к конденсации паров воды, которые попадают в компрессор вместе с воздухом, и паров масел, используемых в компрессоре для смазки трущихся поверхностей. Поэтому после охладителя воздух проходит через фильтр-влагоотделитель 5, который фильтрует воздух, как обычный фильтр, и одновременно осушает его.

На рис. 21.3 показана конструктивная схема фильтра-влагоотделителя. Сжатый воздух, подведенный по каналу 1, проходит в стакан 3 через щели отражателя 7, которые благодаря своей конструкции сообщают воздуху вихревое вращательное движение. Мелкие частицы воды и масла, находящиеся в потоке воздуха, под действием центробежных сил отбрасываются к стенкам стакана и стекают вниз в зону, отделенную заслонкой 4, которая препятствует конденсату, собранному в этой зоне, снова попадать в поток воздуха. Осушенный воздух через фильтрующий элемент 6 поступает в выходной канал 2. Стакан обычно изготавливают из прозрачного материала, поэтому легко определить уровень конденсата.

При достижении предельного уровня конденсата открывается запорный кран 5 и конденсат выводится из стакана под действием сжатого воздуха. Вместе с конденсатом удаляются и твердые частицы, задержанные фильтром.

Рис. 21.3. Фильтр-влагоотделитель:

1 — входной канал; 2 — выходной канал; 3 — стакан; 4 — заслонка; 5 — запорный кран; 6 — фильтрующий элемент; 7 — отражатель

Наибольшую сложность представляет удаление из потока воздуха компрессорного масла, которое содержится в воздухе в виде аэрозоля с частицами размером $0,01 \dots 1$ мкм. Из-за малости этих частиц нельзя удалить их в фильтре-влагоотделителе центробежного действия. Поэтому воздух из фильтра-влагоотделителя 5 (см. рис. 21.1) поступает в химический осушитель 6, в котором влага адсорбируется при прохождении воздуха через специальное вещество — адсорбент, в качестве которого может использоваться активированный уголь, активный оксид алюминия или силикагель.

После осушения воздух попадает в воздухохраник (ресивер) 7. В пневмосистемах воздухохраники выполняют несколько функций: во-первых, создают запас сжатого воздуха для использования в моменты максимального потребления; во-вторых, сглаживают пульсацию подачи воздуха, которая возникает при использовании компрессоров объемного типа, особенно поршневых; в-третьих, отделяют влагу, содержащуюся в потоке воздуха, которая выпадает в виде конденсата в процессе расширения воздуха при заполнении воздухохраника и при движении воздуха по воздухохранику.

Для обеспечения нормальной работы воздухохраник снабжен аппаратурой контроля и управления: манометром 8 для контроля давления; предохранительным пневмоклапаном 9, ограничивающим верхний предел давления в воздухохранике; конденсатоотводчиком 10.

На рис. 21.4 представлена конструктивная схема типового воздухохраника. Для лучшего влагоотделения ввод воздуха обычно делают в средней части воздухохраника, загибая входной трубопровод вниз, а вывод — в верхней части. Внутри

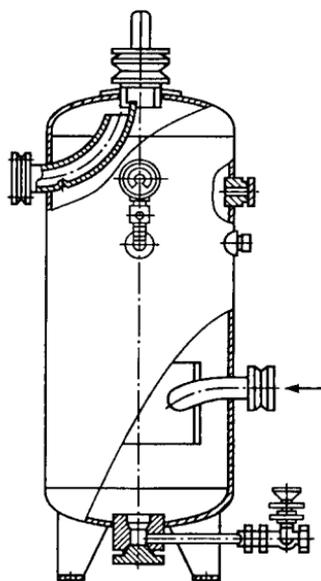
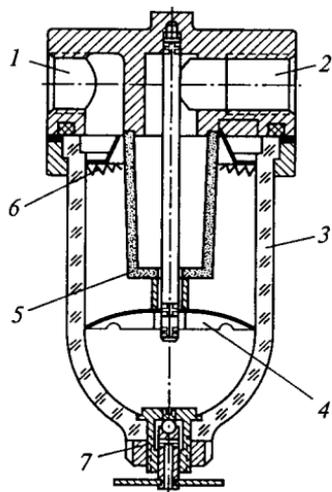


Рис. 21.4. Воздухохраник

воздухосборника устанавливают перегородки, заставляющие воздух изменять направление движения, создавая тем самым центробежные силы, которые, как и в фильтре-влажготделителе, способствуют осушению воздуха.

Конденсат собирается в нижней части воздухосборника и через конденсатоотводчик периодически вручную или автоматически сливается. Объем воздухосборника определяют в зависимости от производительности компрессора и цикличности потребления сжатого воздуха, при этом объем воздухосборника должен быть не менее $0,5W_0$, где W_0 — объем свободного воздуха (при атмосферном давлении и нормальной температуре), всасываемого компрессором за 1 мин.

За воздухосборником пневмосеть, показанная на рис. 21.1, разделяется на две ветви. По пневмолинии a сжатый воздух подводится к различным пневмодвигателям с рабочим давлением $0,5 \dots 0,6$ МПа по избыточной шкале, например к пневмоцилиндрам подъемников, формовочных машин и зажимных механизмов, к пневмомоторам ручного пневмоинструмента, сверлильных головок и транспортирующих устройств. Пневмосистемы, работающие при таких давлениях, называются *пневмосистемами высокого давления*.

По пневмолинии a сжатый воздух поступает в маслораспылитель 11 , который обеспечивает смазку трущихся деталей пневмодвигателей за счет подачи в поток воздуха распыленного жидкого смазочного материала, обычно минеральных масел.

В машиностроении наибольшее распространение получили маслораспылители эжекторного типа. В них подача масла в поток воздуха происходит за счет разности между давлением над жидкостью в стакане маслораспылителя и давлением в том месте потока воздуха, где в него вводится масло. Принцип работы такого маслораспылителя легко объяснить по схеме, представленной на рис. 21.5, a .

Согласно уравнению Бернулли в потоке воздуха давление $p_1 > p_2$. За счет $\Delta p = p_1 - p_2$ масло из стакана 1 по трубке 2 подается в поток воздуха, распыляется и вместе с потоком поступает в пневмодвигатели. Такой маслораспылитель централизованно обеспечивает смазкой либо все пневмодвигатели пневмосистемы, либо группу пневмодвигателей.

Для индивидуального обеспечения смазкой одного пневмодвигателя используют смазочные питатели различных типов. Конструктивная схема одного из них и схема его включения в пневмосеть показаны на рис. 21.5, b . Сжатый воздух, имеющий давление p_1 , подводится к резервуару 3 с минеральным маслом. Масло по трубопроводу с малым диаметром поступает в питатель 4 . Если пневмораспределитель 5 находится в позиции B , то штоковая полость пневмоцилиндра соединена с атмосферой ($p_2 = p_{\text{атм}}$). Тогда под действием перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ запорный шарик питателя перемещается вправо и открывает вход в дозирующую камеру K ,

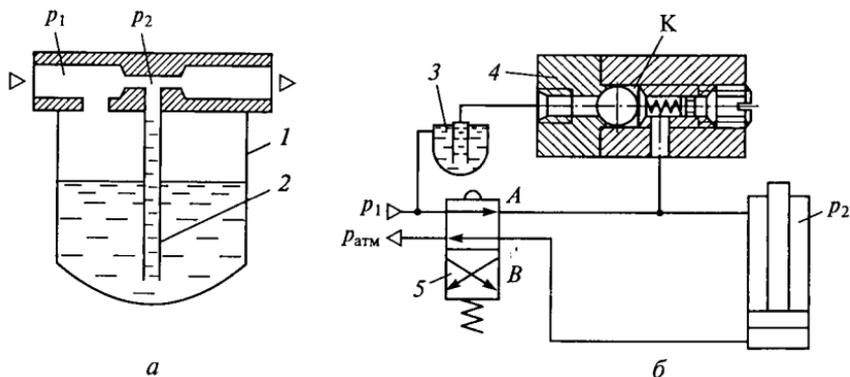


Рис. 21.5. Схема устройств для внесения масла в поток воздуха:

а — маслораспылитель; *б* — смазочный питатель; 1 — стакан; 2 — трубка; 3 — резервуар с маслом; 4 — питатель; 5 — пневмораспределитель

перекрывая одновременно сообщение камеры с пневмолинией. Камера заполняется маслом. При переключении распределителя в позицию *А* давление p_2 становится равным p_1 и шарик под действием пружины перемещается влево, перекрывая вход в дозирующую камеру и одновременно соединяя ее с пневмолинией, по которой масло из камеры *К* вместе с потоком воздуха поступает в рабочую полость пневмоцилиндра. Обычно питатель 4 размещают непосредственно возле пневмодвигателя, а к резервуару 3 могут быть подключены несколько питателей.

На рис. 21.1 в качестве пневмодвигателя показан пневмомотор 12. Отработавший воздух из пневмомотора поступает в атмосферу через глушитель 13, который служит для снижения уровня шума, возникающего при работе пневмодвигателей. Этот шум может быть механического или аэродинамического происхождения.

Механический шум возникает в основном при ударах подвижных деталей в пневматических двигателях и устройствах управления (удары поршней о стенки цилиндра, клапанов о седла, вибрация трубопровода и т. п.). Снижение уровня шума механического происхождения достигается за счет оптимизации конструктивных решений, применения тормозных и амортизирующих устройств. Следует также отметить, что механический шум в пневмосистемах, как правило, не превышает уровень шума другого работающего на участке оборудования и имеет относительно невысокую частоту.

Шум аэродинамического происхождения возникает в основном из-за турбулентного смешивания отработавшего воздуха с воздухом окружающей среды при выхлопе. В пневмосистемах высокого давления истечение воздуха в атмосферу при выхлопе происходит со скоростью, близкой к скорости звука, а интенсивность аэроди-

намического шума весьма существенно зависит от скорости струи воздуха.

Уровень аэродинамического шума при работе большинства пневмодвигателей, не оснащенных средствами его снижения, составляет 95... 120 дБ, причем наибольший уровень находится в высокочастотной части звукового спектра, что существенно усугубляет вредное воздействие на человека. Для снижения уровня аэродинамического шума применяют специальные устройства — глушители, которые снижают скорость воздуха при выхлопе.

Наиболее широко в промышленных пневмосистемах используют активные глушители (глушители трения), в которых скорость гасится при прохождении воздуха через пористый проницаемый материал (синтетика, металлокерамика, минеральные порошковые материалы и т. п.).

На рис. 21.6, *a* представлена конструктивная схема глушителя трения со втулкой из пористой керамики с радиальным выходом потока воздуха. Наиболее эффективны такие глушители с порами размером до 100 мкм. Простота и низкая стоимость указанных глушителей позволяют использовать их индивидуально на выходе каждого пневмодвигателя.

Однако через такие глушители проходят аэрозольные частицы масел, которые были внесены в поток воздуха маслораспылителями, что приводит к загрязнению окружающей среды в производственных помещениях. Установлено, что концентрация масляных аэрозолей более 5 мг на 1 м³ воздуха может привести к повреждению легких. Поэтому при повышенных требованиях к улавлива-

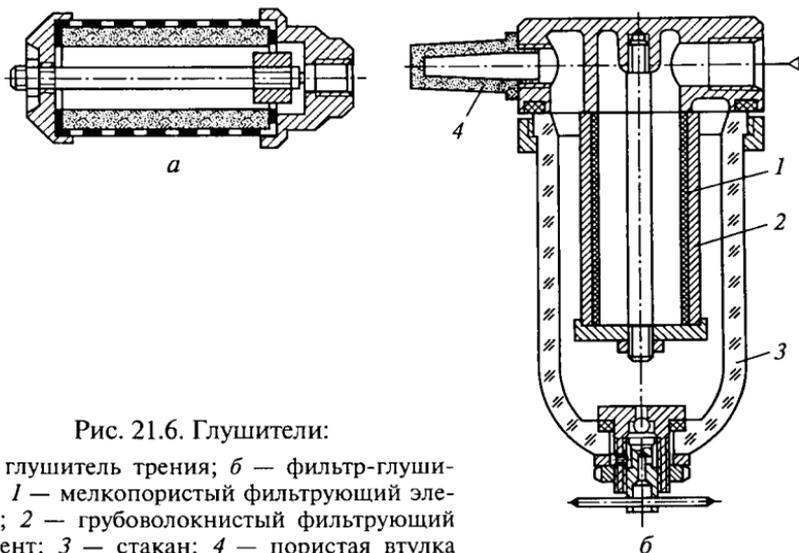


Рис. 21.6. Глушители:

a — глушитель трения; *б* — фильтр-глушитель; 1 — мелкопористый фильтрующий элемент; 2 — грубоволокнистый фильтрующий элемент; 3 — стакан; 4 — пористая втулка

нию масляных аэрозолей используют специальные глушители комбинированного типа — фильтры-глушители (рис. 21.6, б).

В фильтре-глушителе воздух проходит через мелкопористый слой фильтрующего элемента 1, в котором аэрозольные частицы объединяются в более крупные капли, а затем через грубоволокнистый фильтрующий элемент 2. Расширение воздуха во втором слое фильтроэлемента приводит к значительному снижению скорости воздуха, и капельки масла под действием силы тяжести стекают на дно стакана 3. Выхлоп воздуха в атмосферу происходит через пористую втулку 4, которая является обычным глушителем трения. Фильтры-глушители эффективно снижают шум и улавливают аэрозоли масла. Однако, учитывая более сложную конструкцию и более высокую стоимость фильтров-глушителей, их обычно устанавливают на общем выхлопном трубопроводе, объединяющем выхлоп нескольких пневмодвигателей.

По пневмолинии *b* (см. рис. 21.1) сжатый воздух из воздухо-сборника 7 поступает к пневмоэлементам регулирования и контроля, которые на схеме условно объединены в блок А. Избыточное рабочее давление пневмоэлементов, включенных в блок А, находится в пределах 0,05...0,20 МПа. Пневмосистема с таким рабочим давлением считается *пневмосистемой низкого давления*, поэтому сжатый воздух по пневмолинии *b* поступает в пневматический редукционный клапан (редуктор) 14, который понижает уровень давления и поддерживает его постоянным в процессе работы.

На рис. 21.7 представлена конструктивная схема пневматического редукционного клапана, работающего в пневмосистемах с рабочим избыточным давлением до 0,6 МПа.

Воздух с давлением $p_{вх}$ подается в редуктор и через зазор между седлом корпуса 2 и поверхностью клапанного запорно-регулирующего элемента 1 поступает на выход с давлением $p_{вых} < p_{вх}$. Выходная полость редуктора через канал сообщается с полостью 3, поэтому давление $p_{вых}$ воздействует на мембрану 4, нагруженную сверху усилием пружины 5, которое регулируется винтом 6.

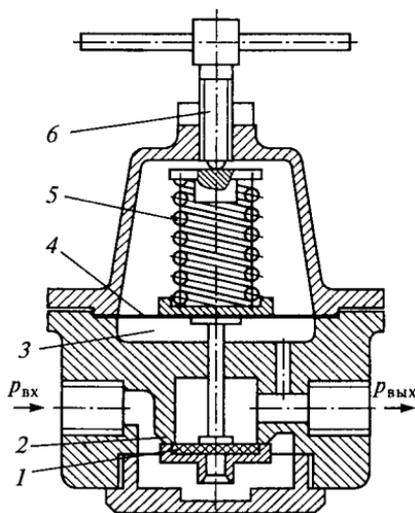


Рис. 21.7. Пневматический редукционный клапан:

1 — запорно-регулирующий элемент; 2 — корпус; 3 — полость; 4 — мембрана; 5 — пружина; 6 — регулировочный винт

Уравнение статических сил на запорно-регулирующем устройстве может быть записано в виде

$$p_{\text{вх}}S_{\text{к}} - p_{\text{вых}}S_{\text{к}} + p_{\text{вых}}S_{\text{м}} - F_{\text{пр}} = 0, \quad (21.1)$$

где $S_{\text{к}}$ — эффективная площадь тарелки клапана; $S_{\text{м}}$ — эффективная площадь мембраны; $F_{\text{пр}}$ — усилие пружины 5.

Из уравнения (21.1) получаем

$$p_{\text{вых}} = \frac{F_{\text{пр}} - p_{\text{вх}}S_{\text{к}}}{S_{\text{м}} + S_{\text{к}}}. \quad (21.2)$$

В пневматических редуционных клапанах, работающих при давлениях, значительно меньших, чем давление в гидросистемах, $S_{\text{к}} \ll S_{\text{м}}$, поэтому формула (21.2) может быть записана в виде

$$p_{\text{вых}} = \frac{F_{\text{пр}}}{S_{\text{м}}} = \text{const.}$$

Принцип действия и уравнение сил пневматического редуционного клапана точно такие же, как у гидравлического редуционного клапана (см. подразд. 13.3). Некоторое же отличие в конструкции запорно-регулирующего устройства, прежде всего использование эластичных мембран большой площади, обусловлено низким уровнем рабочего давления и необходимостью высокой степени герметизации.

После редуционного клапана (см. рис. 21.1) воздух через дополнительный фильтр 15 и химический осушитель 16 поступает к пневмоэлементам блока А. Дополнительные фильтры, фильтры-влажнотделители и химические осушители обычно устанавливают перед пневмоэлементом или блоком пневмоэлементов, при работе которых к воздуху предъявляются повышенные требования по загрязнению и влажности, особенно в том случае, если сжатый воздух от источника питания подводится к пневмоэлементам по длинным трубопроводам. В процессе движения воздуха по трубопроводу происходят его охлаждение и выпадение конденсата (паров влаги), а также загрязнение воздуха частицами окалина, ржавчины и т. п.

Сжатый воздух в пневмосистемах транспортируется по пневмолиниям, конструкция которых зависит от рабочего давления. В магистральных пневмолиниях высокого давления воздух, как правило, транспортируется по жестким металлическим трубопроводам, выполненным из стали, алюминия, меди или латуни.

Трубы из меди, медных и алюминиевых сплавов отличаются высокой гибкостью, удобны для коротких участков пневмолинии со сложными изгибами и при необходимости подгонки размера в процессе монтажа. Эти преимущества в наибольшей степени проявляются при небольших диаметрах, поэтому такие трубы приме-

няют до диаметров 20...25 мм. Кроме того, трубы из цветных металлов не требуют антикоррозийных покрытий. Однако их стоимость выше стоимости стальных труб, которые обычно применяют для больших диаметров, изготавливают из углеродистой стали и предохраняют от коррозии за счет покрытия цинком, медью и т. п.

К пневмодвигателям, например к пневмоцилиндрам или пневмомоторам ручного инструмента, воздух подводится по гибким резиновым шлангам с текстильным каркасом (резиновым рукавам).

Соединение трубопроводов и присоединение их к пневмоагрегатам как для жестких трубопроводов, так и для резиновых шлангов осуществляются с помощью соединительной арматуры, полностью аналогичной арматуре гидравлических систем (см. подразд. 14.2).

В пневмолиниях низкого давления, как правило, используются пластмассовые трубопроводы, выполненные из полиэтилена или поливинилхлорида. Основными преимуществами таких трубопроводов являются: отсутствие коррозии, малая стоимость, малая масса и удобство монтажа. Соединения пластмассовых трубопроводов, которые широко используют, например, в струйных пневмоэлементах, представлены на рис. 21.8. Такие безрезьбовые соединения осуществляются с помощью металлического или пластмассового ниппеля с различной конфигурацией уплотнительной поверхности.

При эксплуатации таких соединений в условиях температур более 40 °С пластмассовые трубки надевают на ниппели в разогретом до температуры 100 °С состоянии, а затем охлаждают до температуры окружающей среды.

Расчет пневмолинии включает в себя два основных компонента: определение внутреннего диаметра трубопровода и определение потерь в трубопроводе.

Сначала определяют внутренний диаметр по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v} \frac{\rho_0}{\rho}},$$

где Q — объемный расход воздуха; v — скорость движения воздуха; ρ_0 и ρ — соответственно плотность воздуха при атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе.

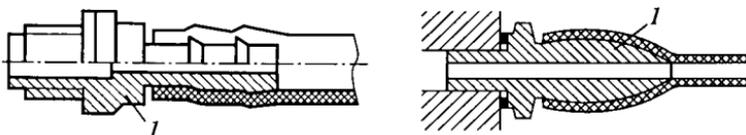


Рис. 21.8. Соединения эластичных трубопроводов:

I — ниппель

При этом руководствуются правилом, что для магистральных трубопроводов высокого давления длиной более 500 м скорость движения воздуха не должна превышать 10 м/с. Для более коротких трубопроводов рекомендуется принимать скорость до 15 м/с, а для трубопроводов, соединяющих элементы одного пневмоприбора, допускается скорость до 40 м/с.

После определения внутреннего диаметра рассчитывают потери давления при движении воздуха по трубопроводу, используя формулы подразд. 20.3:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}},$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — потери на трение по длине; $\Delta p_{\text{м}}$ — потери в местных сопротивлениях. Обычно потери в трубопроводе при правильном выборе его параметров составляют не более 5... 10 % рабочего давления.

21.2. Основные требования к монтажу, наладке и эксплуатации элементов пневмосети

Монтаж, наладка и соблюдение правил эксплуатации во многом определяют надежность и долговечность как отдельных пневмоустройств, так и пневмосистемы в целом.

Общие требования к монтажу любых пневматических устройств можно свести к следующим:

исключить возможность внешнего повреждения при эксплуатации;

исключить возможность загрязнения внутренних полостей;

обеспечить доступность для регулирования и обслуживания;

монтировать пневматические устройства так, чтобы направление потока воздуха совпадало с направлением стрелок на этих устройствах.

Монтаж *пневмомоторов* и *пневмодвигателей* поворотного типа необходимо осуществлять так, чтобы соблюдалась соосность с валом.

После монтажа пневмомотор следует опробовать в холостом режиме ведомого механизма. Осевые усилия на валу не допускаются. Далее пневмомотор необходимо опробовать в рабочем режиме в течение 15...20 мин, обращая внимание на герметичность соединений, отсутствие стуков и шумов внутри мотора, нагрев наружной поверхности, особенно в области установки подшипников. Нагрев свыше 60 °С недопустим.

Монтаж *пневмоцилиндров* должен обеспечивать отсутствие смещения или перекоса осей штока пневмоцилиндра и ведомого механизма, которые приводят к возникновению радиальных усилий на штоке.

Пневмоцилиндры следует устанавливать вниз отверстиями для подвода сжатого воздуха во избежание сбора конденсата в рабочих полостях. В пневмоцилиндрах одностороннего действия для предотвращения попадания загрязнений в нерабочую полость в отверстие, соединяющем эту полость с атмосферой, устанавливают фильтр (сапун).

После монтажа определяют свободу и плавность совместного перемещения штока и ведомого механизма, для чего снимают транспортные заглушки с присоединительных отверстий, обеспечивая свободу хода.

Фильтр-влагоотделитель, исходя из его принципа действия, необходимо монтировать в вертикальном положении. Такие устройства удаляют только капельную влагу и твердые частицы загрязнения, а оставшиеся пары могут конденсироваться в трубопроводе. Поэтому фильтр-влагоотделитель необходимо располагать как можно ближе к пневмоэлементам.

Если конденсат из фильтра-влагоотделителя удаляется через автоматический конденсатоотводчик, то при эксплуатации необходимо следить за возможным засорением его каналов. Ручной конденсатоотводчик более прост, дешев и надежен, однако его следует применять только в том случае, когда опасность накопления конденсата в отстойнике сверх нормы мала, а сброс его производится не чаще одного раза за рабочую смену. В процессе эксплуатации необходимо периодически удалять и твердые частицы загрязнения, которые оседают на фильтрующем элементе.

Дешевые фильтрующие элементы (бумажные, тканевые) просто заменяют, а дорогие (керамические, порошковые) очищают от загрязнения либо путем промывки, либо пропуская воздух в направлении, обратном направлению движения в рабочем процессе.

Маслораспылитель также монтируют только в вертикальном положении, причем устанавливают как можно ближе к объекту смазки и выше него. Это делается для того, чтобы масло перемещалось в нужном направлении под действием силы тяжести. Во время эксплуатации необходимо контролировать уровень смазывающей жидкости в бачке маслораспылителя.

Монтаж *глушителя* производится непосредственно у отверстия выхлопа пневматического двигателя или на выхлопных трубопроводах, объединяющих выхлоп нескольких пневмодвигателей. В последнем случае глушители следует располагать на удалении от рабочих мест. При эксплуатации следует учитывать, что часть выносимого из пневмодвигателя масла задерживается в глушителе и может стекать с него, загрязняя окружающую среду.

Монтаж *трубопроводов* должен обеспечивать: прочность и герметичность труб, их соединений между собой и присоединений к пневмоагрегатам; надежность их закрепления на опорных конст-

рукциях; возможность удаления влаги, продувки и промывки трубопроводов. При монтаже не допускается образование впадины, так как это приводит к скоплению влаги и грязи. Если избежать впадин не удастся, то обязательно предусматривают в низких местах установку устройств для удаления влаги и твердых частиц загрязнения. При присоединении пневмоустройств, например к магистральному трубопроводу, необходимо располагать точки присоединения в верхней части трубы, что уменьшает вероятность попадания конденсата к потребителю.

Особое значение при монтаже имеет изгиб трубопроводов. Минимальный радиус изгиба R_{\min} ограничен значениями, при которых не нарушается статическая и усталостная прочность труб. Для стальных труб $R_{\min} = (3 \dots 5)D$, где D — наружный диаметр трубы. Для труб из цветных металлов $R_{\min} = (2 \dots 3)D$, а для труб из пластмассы $R_{\min} = (3 \dots 6)D$. При монтаже гибких шлангов, особенно при подсоединении их к подвижным пневмодвигателям, необходимо учитывать, что они могут работать только на изгиб, а работа на скручивание не допускается.

При монтаже в трубопроводе кранов, клапанов и других пневмоустройств их необходимо располагать на опорах (скобах, кронштейнах и т. п.).

В процессе эксплуатации трубопроводы следует периодически очищать. Очистку металлических труб проводят двумя способами: продувкой сжатым воздухом и промывкой.

Продувка хорошо очищает трубу от обычных загрязнений, но не позволяет удалять коксообразующие отложения, ржавчину, окалину и т. п. Эти продукты загрязнения удаляют промывкой труб различными растворами синтетических моющих средств.

При эксплуатации пластмассовых трубопроводов следят за отсутствием перегибов, соприкосновений трубопровода с подвижными деталями, нарушений целостности. В случае потери работоспособности трубопроводы заменяют.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

22.1. Компрессоры

Как уже отмечалось в подразд. 20.3, принцип действия аналогичных элементов пневматических и гидравлических систем одинаков. Это в полной мере можно отнести к пневматическим и гидравлическим машинам. Поэтому уравнения, описывающие работу гидромашин, формулы для определения их основных параметров, характеристики, классификация, подробно изложенные в гл. 12 и 16, справедливы и для пневматических машин.

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов. В этих машинах подведенная механическая энергия преобразуется в энергию потока газа.

По принципу действия компрессоры аналогичны гидравлическим насосам и также делятся на два класса: динамические и объемные.

22.1.1. Динамические компрессоры

В динамических компрессорах энергия сообщается потоку газа за счет того, что рабочие органы компрессора оказывают силовое воздействие на газ, находящийся в его проточной части.

В промышленности используют динамические компрессоры лопастного типа, в которых рабочим органом является колесо с лопастями. Эти лопасти при вращении колеса оказывают силовое воздействие на газ.

По направлению движения потока газа относительно оси вращения рабочего колеса лопастные компрессоры делятся на *центробежные* и *осевые*. Если одно рабочее колесо (одна ступень) в лопастных компрессорах не может создать требуемое давление сжатия газа, то используют последовательно несколько ступеней сжатия — *многоступенчатые компрессоры*, которые применяют в пневмосистемах с рабочим давлением газа до 1 МПа и выше.

На рис. 22.1, а представлена схема одной ступени центробежного компрессора. Газ поступает на лопатки рабочего колеса 2, которое вместе с валом 1 вращается в корпусе 3. Приобретая энергию на рабочем колесе, газ поступает сначала в диффузор 4, где кинетическая энергия превращается в потенциальную, а затем в обратный направляющий аппарат 5, где потенциальная энергия снова переходит в кинетическую. Рабочее колесо и обратный направля-

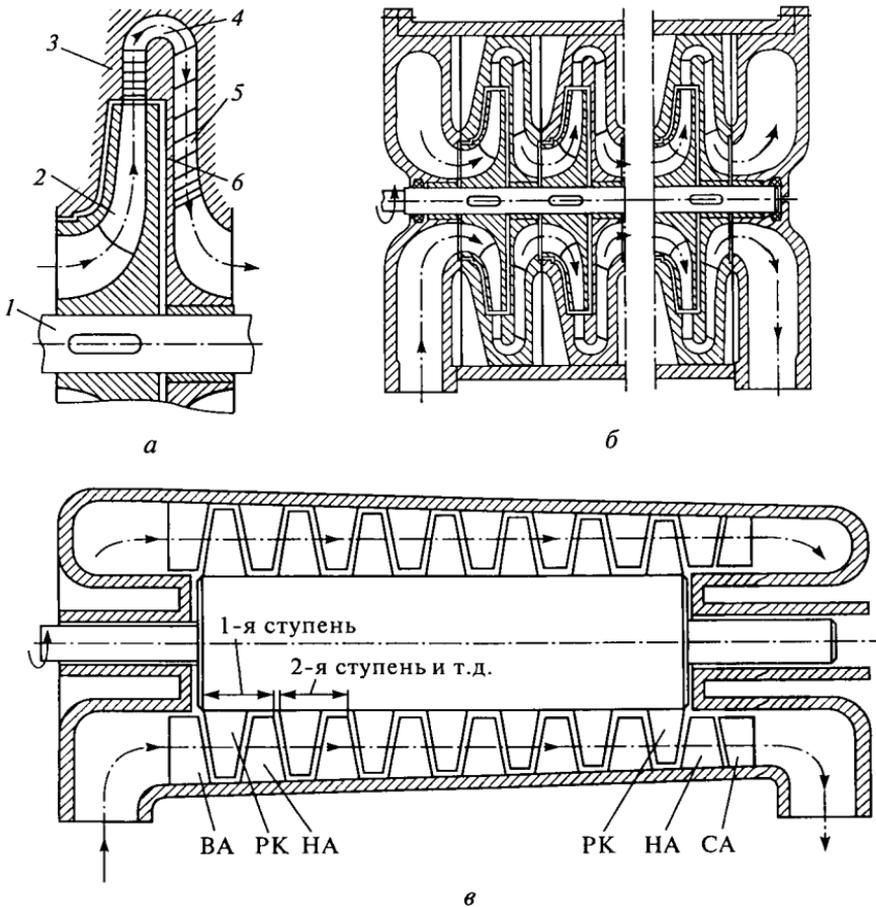


Рис. 22.1. Динамические компрессоры:

a — схема одной ступени центробежного компрессора; *б* — схема соединения ступеней центробежного компрессора; *в* — конструктивная схема осевого компрессора; 1 — вал; 2 — рабочее колесо; 3 — корпус; 4 — диффузор; 5 — направляющий аппарат; 6 — диафрагма; ВА — входной направляющий аппарат; РК — рабочее колесо; НА — направляющий аппарат; СА — спрямляющий аппарат

ющий аппарат разделены диафрагмой *б*. В многоступенчатом центробежном компрессоре ступени соединяются последовательно, как показано на рис. 22.1, *б*. Число ступеней определяется требуемым давлением газа на выходе компрессора с учетом того, что в обычных конструкциях в одной ступени давление повышается в 1,2... 1,5 раза.

Примером простейшего одноступенчатого осевого компрессора может служить обычный бытовой вентилятор, у которого на роторе расположены лопасти (лопатки), сообщаемые воздуху осевое движение.

В промышленности осевой компрессор — это сложная многоступенчатая лопастная машина, состоящая из ротора с закрепленными на нем рядами профилированных лопаток, каждый ряд которых представляет собой рабочее колесо одной ступени, и статора с закрепленными на нем рядами таких же лопаток, образующих направляющие аппараты ступеней.

Конструктивная схема многоступенчатого осевого компрессора представлена на рис. 22.1, в. Газ поступает в компрессор через входной конфузор либо прямо на лопатки рабочего колеса первой ступени, либо через лопатки входного направляющего аппарата ВА, создающего предварительную закрутку потока газа, что улучшает рабочие характеристики компрессора. За входным направляющим аппаратом располагаются ступени компрессора. Каждая ступень — совокупность рабочего колеса РК и следующего за ним направляющего аппарата НА. Цель направляющего аппарата — придать потоку газа, выходящему из рабочего колеса, направление движения, необходимое для поступления в следующую ступень.

Пройдя n ступеней компрессора, поток газа выходит закрученным и с большой скоростью. Для раскрутки потока и снижения его скорости перед выходным диффузором устанавливают спрямляющий аппарат СА.

22.1.2. Объемные компрессоры

Работа объемных компрессоров, как и объемных насосов, основана на принципе вытеснения газа из рабочих камер за счет движения вытеснителей.

Если вытеснители совершают только поступательное движение, то такие компрессоры называют *возвратно-поступательными* (или *поршневыми*). Процессы, которые происходят в рабочей камере поршневого компрессора, можно объяснить с помощью теоретической индикаторной диаграммы, представленной на рис. 22.2, а. Она построена при допущении, что утечки и перетечки газа, объем воздуха в рабочей камере при крайнем левом положении поршня, потери во всасывающей и напорной пневмолиниях, а также инерционность клапанов отсутствуют.

При движении поршня из крайнего правого положения влево происходит сжатие газа. Процессу сжатия соответствует кривая 1—2 диаграммы. Характер кривой зависит от характера процесса (изотермический, адиабатический или политропический). При достижении давления сжатия p_2 открывается выпускной клапан K_1 и происходит процесс вытеснения газа из рабочей камеры в напорную пневмолинию. Процессу соответствует изобара 2—3. При крайнем левом положении поршня газ полностью вытеснен из рабочей камеры, выпускной клапан K_1 открыт, а впускной K_2 закрыт.

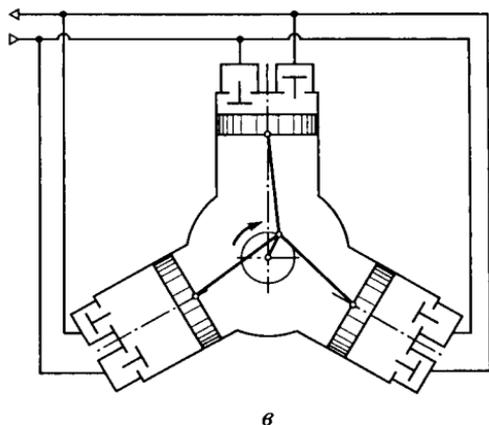
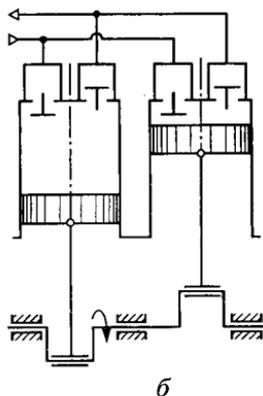
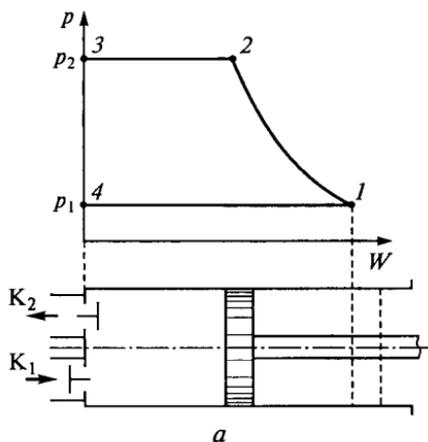


Рис. 22.2. Поршневые компрессоры:

a — теоретическая индикаторная диаграмма одной ступени; *б* — многцилиндровый компрессор с рядным расположением цилиндров; *в* — многцилиндровый компрессор с радиальным расположением цилиндров

В начале движения поршня вправо клапан K_1 закрывается, а клапан K_2 при падении давления в рабочей камере до p_1 открывается, и начинается процесс заполнения рабочей камеры при постоянном давлении $p_1 < p_0$, где p_0 — давление в пространстве, из которого воздух поступает в рабочую камеру. Процессу соответствует изобара 4—1. После прихода поршня в крайнее правое положение весь цикл повторяется.

Замкнутая фигура 1—2—3—4—1 является теоретической индикаторной диаграммой компрессора.

Любые неисправности, которые появляются в компрессоре (нарушение герметичности, разрушение пружин клапанов, появление дополнительных сопротивлений в пневмолиниях и т.п.), приводят к отклонению формы индикаторной диаграммы от эталонной. При эксплуатации компрессора периодически снимают его индикаторную диаграмму и, сравнивая ее с эталонной диаграммой, оценивают его работоспособность.

Использование в поршневом компрессоре одной рабочей камеры, как и в поршневых насосах, приводит к существенной пульсации подачи газа (см. рис. 12.2, *а*). Поэтому в промышленных компрессорах используют несколько рабочих камер (цилиндров), которые располагаются в ряд (рис. 22.2, *б*) или радиально (рис. 22.2, *в*). Такие компрессоры называются *многоцилиндровыми*.

Компрессоры, в которых вытеснители совершают вращательное или вращательно-поступательное движение, называются *роторными*.

В промышленных компрессорных установках наибольшее распространение получили пластинчатые роторные компрессоры. Конструктивная схема такого компрессора представлена на рис. 22.3. Внешний двигатель вращает ротор 1, ось которого смещена относительно оси полости статора (корпуса 2). Рабочие камеры компрессора образуются поверхностью ротора, стенками корпуса и пластинами 3, которые свободно перемещаются в пазах ротора и центробежной силой прижимаются к корпусу компрессора. За счет эксцентриситета при вращении ротора происходит изменение объема рабочих камер, и за один оборот ротора прослеживаются три процесса работы компрессора, отмеченные на схеме. Между стенками корпуса 2 циркулирует охлаждающая жидкость, обеспечивающая отвод тепла, выделяющегося при работе компрессора.

Сравнение рассмотренных типов компрессоров проводится по тем же параметрам, что и для гидравлических насосов (см. подразд. 12.1). Например, лопастные компрессоры, как и лопастные насосы, отличаются быстродействием, малой металлоемкостью, плавностью подачи, надежностью, долговечностью, и, что немаловажно, газ на выходе из такого компрессора практически свободен от паров масла. Однако каждая из ступеней может обеспечивать на выходе невысокое давление. Поршневые компрессоры могут создавать высокое давление газа, однако у них большая металлоемкость, неравномерность подачи, ограниченное быстродействие. Роторные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют меньшую металлоемкость, большую равномерность подачи и большее быстродействие. Поскольку смазка трущихся поверхностей в объемных компрессорах происходит непосредственно в рабочих камерах, то сжатый газ на выходе из компрессора содержит большое количество паров масла.

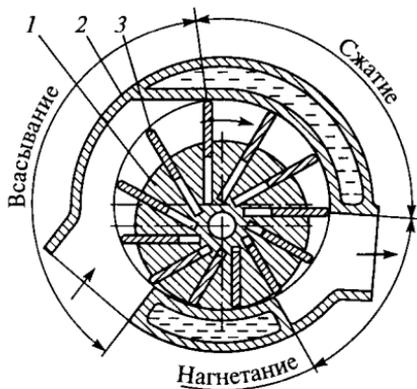


Рис. 22.3. Роторный компрессор:
1 — ротор; 2 — корпус; 3 — пластина

22.1.3. Охлаждение газа в компрессорах

Из термодинамики известно (см. подразд. 8.6), что для устройства, рабочий процесс которого в системе координат p — w изображается в виде замкнутой линии, механическая работа пропорциональна площади, ограниченной этой линией, т.е. площади его индикаторной диаграммы. Минимальная площадь будет в том случае, если процесс сжатия (кривая 1—2 на рис. 22.2, а) будет соответствовать изотермическому процессу.

В таком процессе постоянная температура газа поддерживается за счет отвода тепла, выделяющегося в компрессоре. На практике добиться изотермического процесса сжатия газа не удается из-за необходимости серьезных усложнений конструкции системы охлаждения. В промышленных компрессорах различных типов система охлаждения обеспечивает политропический процесс сжатия, для которого показатель политропы $1 < n < k$ (для воздуха $k = 1,4$). При этом чем эффективнее система охлаждения, тем ближе процесс сжатия к изотермическому.

Охлаждение в компрессорах бывает водяное и воздушное. Воздушное охлаждение малоэффективно и применяется в компрессорах малой мощности. В промышленных компрессорных установках охлаждение происходит за счет циркуляции по полостям в корпусе компрессора охлаждающей жидкости, обтекающей рабочие камеры (см. рис. 22.3). В центробежных компрессорах полости проектируют так, чтобы охлаждающая жидкость обтекала стенки направляющего аппарата каждой ступени (см. рис. 22.1). Такое охлаждение называют внутренним или рубашечным, так как полости корпуса образуют как бы рубашку охлаждения.

В компрессорных установках, где используются объемные многоступенчатые компрессоры, помимо внутреннего охлаждения применяют внешнее с помощью охладителей, в которых газ отдает теплоту на пути между ступенями. В качестве таких охладителей чаще всего используют обычные трубчатые теплообменники (радиаторы), в которых под напором циркулирует вода или специальная охлаждающая жидкость. Использование и внутреннего, и внешнего охлаждения сжатого газа существенно повышает экономичность работы компрессоров.

22.2. Пневматические двигатели

Пневматические двигатели, как и гидравлические, делятся на возвратно-поступательные (пневмоцилиндры), поворотные и вращательные (пневмомоторы). Поскольку принцип действия пневматических и гидравлических двигателей одинаков, рассмотрим конструктивные особенности только тех двигателей, которые преимущественно применяются в пневматических системах.

22.2.1. Пневматические цилиндры

В пневматических системах высокого давления наибольшее распространение получили поршневые пневмоцилиндры как одно-стороннего, так и двухстороннего действия. Так как воздух обладает высокой сжимаемостью, он при сжатии накапливает значительную энергию. При определенных условиях эта энергия в пневмоцилиндрах переходит в кинетическую энергию поршня и других движущихся масс, вызывая ударные нагрузки, которые могут привести, например, к разрушению корпуса пневмоцилиндра или вызвать поломку в исполнительном механизме. Поэтому в пневмосистемах, где требуется плавная (безударная) остановка исполнительного механизма, применяют *пневмоцилиндры с торможением* в конце хода. Основной способ торможения — увеличение сопротивления течению воздуха в конце хода поршня. Одна из возможных схем поршневого пневмоцилиндра одностороннего действия с торможением представлена на рис. 22.4, *а*.

При рабочем ходе поршня *1* диаметром D , пока часть поршня диаметром d не вошла в полость корпуса *2* диаметром d_1 , воздух беспрепятственно поступает в выхлопную пневмолинию. Когда часть поршня диаметром d входит в полость корпуса диаметром d_1 , воздух из штоковой полости начинает проходить в выхлопную пневмолинию через кольцевой зазор $\delta = (d_1 - d)/2$, который является пневматическим сопротивлением. В штоковой полости повышается давление и, следовательно, возникает тормозное усилие, которое растет по мере движения поршня, так как увеличивается сопротивление потоку воздуха. На рис. 22.4, *б* показано условное графическое обозначение пневмоцилиндра с торможением.

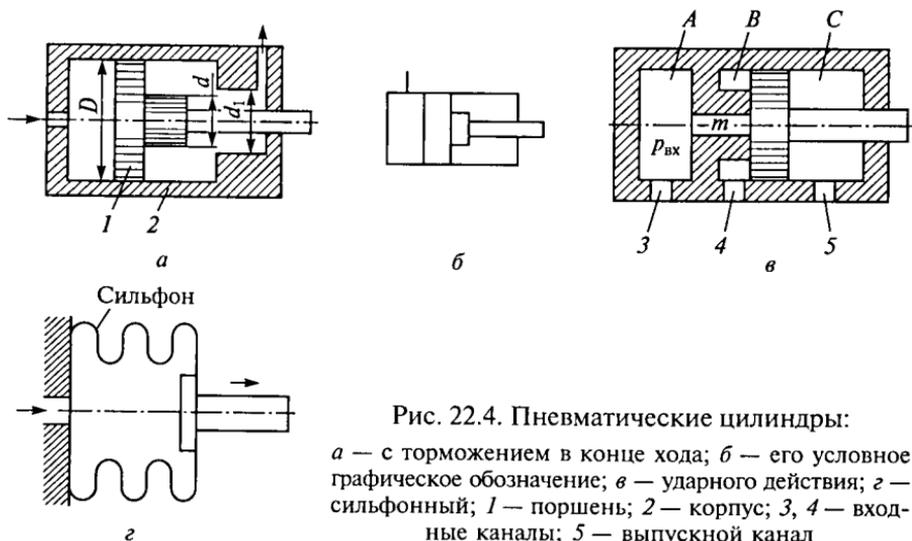


Рис. 22.4. Пневматические цилиндры:

а — с торможением в конце хода; *б* — его условное графическое обозначение; *в* — ударного действия; *г* — сильфонный; *1* — поршень; *2* — корпус; *3*, *4* — входные каналы; *5* — выпускной канал

Если в пневмосистеме используют обычный цилиндр без описанного выше устройства, то требуемое торможение обеспечивается за счет включения во внешнюю выхлопную пневмолинию специального местного сопротивления (дресселя).

В таких технологических операциях, как штамповка, клеймение, пробивка отверстий, обрубка литников и ряд других, требующих ударного воздействия, используют различные *ударные пневмоцилиндры*. Схема работы одного из них представлена на рис. 22.4, в.

В цилиндре имеются три полости *A*, *B*, *C*. Полость *A*, которая играет роль ресивера, во время работы через канал 3 всегда соединена с напорной пневмолинией ($p_{вх}$). В исходном положении полость *B* через канал 4 соединена с атмосферой, а полость *C* через канал 5 — с напорной пневмолинией. За счет разности эффективных площадей поршень прижимается к седлу корпуса, перекрывая отверстие *m*. Для осуществления рабочего хода полость *C* соединяют с атмосферой, а канал 4 полости *B* перекрывают. Давление в полости *C* падает, и поршень начинает двигаться вправо. Как только поршень открывает отверстие *m*, резко возрастает движущая сила, поскольку сжатый воздух с давлением $p_{вх}$ действует теперь на всю площадь поршня. Поршень получает значительное ускорение. Чтобы избежать удара поршня о корпус цилиндра, в конструкции предусматривают возможность перекрытия канала 5 в конце хода поршня. Поршень останавливается без удара о корпус за счет сжатия воздуха в полости *C*. При первоначальном соединении полостей *B* и *C* поршень цилиндра приходит в исходное положение.

Наряду с мембранными пневмоцилиндрами, которые, как и гидравлические, применяются при небольших перемещениях выходного звена, в пневмосистемах низкого давления при малых перемещениях используют *сильфонные пневмоцилиндры*. Рабочей камерой такого пневмоцилиндра является полость гофрированной металлической трубки (сильфона), способной увеличивать свою длину под действием давления сжатого воздуха (рис. 22.4, г). Как правило, сильфонные пневмоцилиндры — одностороннего действия. Возврат в исходное положение происходит под действием внешних сил или упругих сил самого сильфона.

22.2.2. Поворотные пневмодвигатели и пневмомоторы

Поворотные пневмодвигатели, как и гидравлические, в основном используют в своей работе принцип механического преобразования поступательного движения поршня в поворотное движение выходного звена.

На рис. 22.5, а представлена схема поворотного пневмодвигателя с *механическим преобразованием движения*, в котором канал 1 и, следовательно, полость *A* всегда подключены к напорной пневмолинии с давлением $p_{вх}$. Если канал 2 соединить с напорной

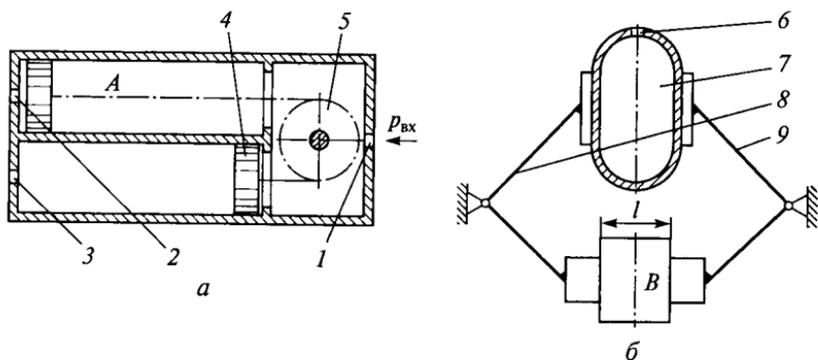


Рис. 22.5. Схемы поворотных пневмодвигателей:

a — с механическим преобразованием движения; *б* — камерного; *l* — напорный канал; 2, 3 — рабочие каналы; 4 — поршень; 5 — звездочка; 6 — входной канал; 7 — рабочая камера; 8, 9 — поворотные рычаги

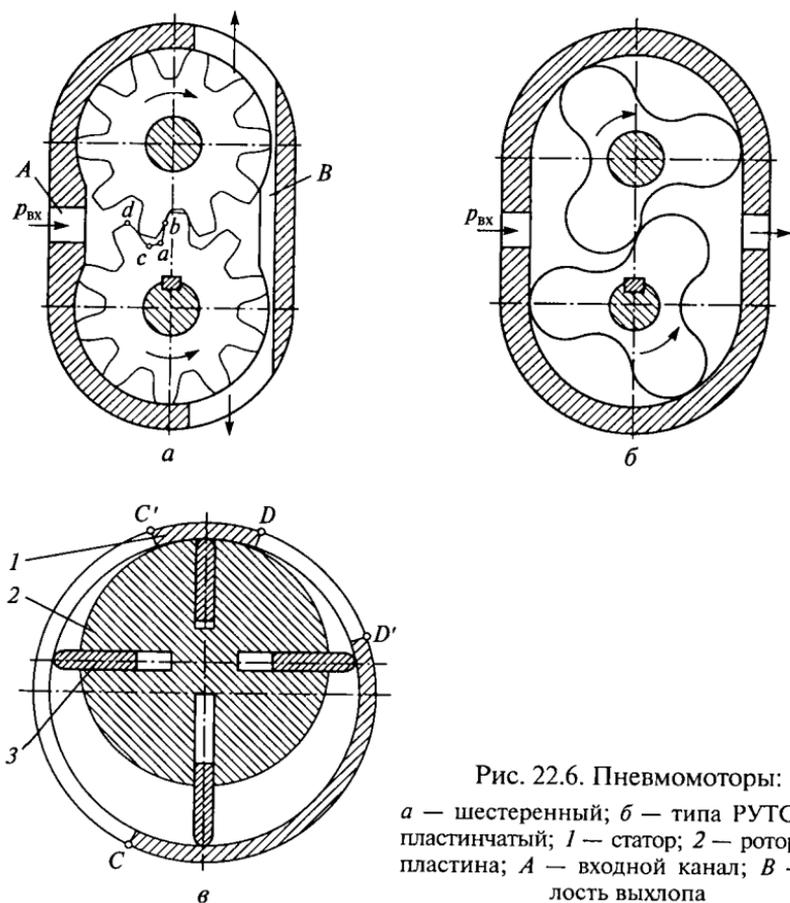


Рис. 22.6. Пневмомоторы:

a — шестеренный; *б* — типа РУТС; *в* — пластинчатый; 1 — статор; 2 — ротор; 3 — пластина; A — входной канал; B — полость выхлопа

пневмолинией, а канал 3 с атмосферой, то под действием перепада давлений поршень 4 начнет перемещаться влево. При этом он будет поворачивать через цепную передачу звездочку 5 по часовой стрелке. Вращение звездочки и, следовательно, выходного вала в обратную сторону будет происходить при соединении канала 2 с атмосферой, а канала 3 с напорной пневмолинией.

В механизмах для зажима деталей в станках и автоматических линиях используют *камерный* поворотный пневмодвигатель (рис. 22.5, б). Сжатый воздух через канал 6 подается в камеру 7, стенки которой выполнены из эластичного материала. Под давлением воздуха камера расширяется, поворачивая рычаги 8 и 9 вокруг осей вращения и обеспечивая тем самым зажим детали В. При этом усилие зажима практически не зависит от размера l детали В.

Пневмомоторы преимущественно используют принцип работы роторных машин. Наиболее широко применяются шестеренные и пластинчатые пневмомоторы. Их используют для привода ручного пневмоинструмента, сверлильных головок станков, лебедок и т. п.

На рис. 22.6, а представлена схема работы *шестеренного* пневмомотора с внешним зацеплением. Сжатый воздух с давлением $p_{вх}$ через входной канал А подается к зубчатым колесам. Зубья, касаясь друг друга в точке зацепления b , отделяют полость высокого давления от полости выхлопа В. Давление $p_{вх}$ воздействует на зубья колес, которые имеют в области зацепления неуравновешенные участки ab и dc . На этих участках возникают неуравновешенные силы, равные произведению давления $p_{вх}$ и площади неуравновешенных участков зубьев. Эти силы создают моменты, вращающие колеса в направлениях, показанных стрелками. Точно по такому же принципу работает пневмомотор типа РУТС, у которого зубья колес имеют специфическую форму (рис. 22.6, б).

На рис. 22.6, в представлена схема *пластинчатого* пневмомотора. Подача сжатого воздуха с давлением $p_{вх}$ происходит на участке DD' статора 1, а выхлоп — на участке CC' . Рабочая камера образована поверхностями ротора 2, статора 1 и двух соседних пластин 3 на участке $D'C$. Из-за эксцентриситета в расположении осей ротора и статора объем рабочей камеры на участке $D'C$ увеличивается, а давление воздуха при расширении падает и всегда будет меньше $p_{вх}$. Разность давлений по обе стороны пластин, находящихся в рабочей камере, создает результирующее усилие на пластину и, следовательно, вращающий момент, направленный по часовой стрелке. Пластины прижимаются к статору под действием центробежной силы и силы давления сжатого воздуха, который по специальным каналам подводится в пазы под торцы пластин.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ

23.1. Пневмоаппараты

Пневмоаппаратами принято называть пневматические элементы, предназначенные для управления потоками воздуха (газа). Точно так же, как и гидравлические аппараты, их делят на три основные группы: пневмодроссели, пневмоклапаны и пневмораспределители.

Пневмодроссели используют главным образом для регулирования скорости и торможения пневмодвигателей, регулирования скорости заполнения и опорожнения различных емкостей с целью создания требуемых временных задержек и т. п. В качестве настраиваемых (нерегулируемых) и регулируемых пневмодросселей могут быть использованы идентичные гидравлические дроссели любого типа.

В регулируемых пневмодросселях используют запорно-регулирующие устройства кранового, золотникового и игольчатого типов, но наибольшее распространение получили пневмодроссели типа «сопло — заслонка».

Настраиваемые пневмодроссели, как правило, являются составной частью других пневмоаппаратов и устройств и выполняются в виде калиброванных отверстий в деталях или в виде щелей, образованных между двумя деталями (щелевые пневмодроссели). Примером щелевого пневмодросселя может служить устройство торможения пневмоцилиндра, рассмотренное в подразд. 22.2.

Регулируемые пневмодроссели выполняют обычно в виде отдельных аппаратов, которые включают в пневмосистему.

Пневмоклапаны выполняют такие же функции, что и гидравлические клапаны, и имеют те же принципы действия. Поэтому любой регулирующий или направляющий гидроклапан принципиально может быть использован в пневмосистеме. Возможные конструктивные отличия, прежде всего запорно-регулирующих устройств, обусловлены более низким давлением в пневмосистемах по сравнению с гидросистемами и повышенными требованиями к герметичности. Эти отличия были рассмотрены на примере редукционного клапана (см. подразд. 21.1).

В пневмосистемах используют и специфические клапаны, которые в гидросистемах не применяют. Примером такого клапана является клапан быстрого выхлопа. Конструктивная схема клапана быстрого выхлопа и способ его включения в пневмосистему показаны на рис. 23.1, а. Поршень пневмоцилиндра 1 совершает рабо-

чий ход при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость. Возврат поршня (холостой ход) совершается под действием возвратной пружины. Для того чтобы ускорить холостой ход, нужно быстро освободить бесштоковую полость от воздуха. Эту задачу и выполняет клапан быстрого выхлопа, который состоит из корпуса 5, крышки 2 и мембраны 3.

Если распределитель 4 находится в исходной позиции, то пневмолиния А соединена с атмосферой, мембрана под действием сил упругости прижата к корпусу клапана и пневмолиния Б соединена с атмосферой через отверстия *n*, которые располагаются по окружности и имеют большую суммарную площадь. При подаче управляющего сигнала распределитель 4 переходит в рабочую позицию, соединяя линию А с напорной пневмолинией. Под действием сжатого воздуха мембрана клапана поднимается вверх и прижимается к крышке, перекрывая отверстия *n*, а линии А и Б соединяются через центральное отверстие в мембране. Сжатый воздух поступает в бесштоковую полость пневмоцилиндра, и его поршень совершает рабочий ход.

При снятии управляющего сигнала распределитель приходит в исходную позицию и мембрана клапана также занимает исходное положение, соединяя бесштоковую полость с атмосферой. Так как клапан быстрого выхлопа всегда устанавливается прямо на пневмоцилиндре, воздух почти беспрепятственно выходит в атмосферу и поршень быстро возвращается в исходное положение под действием

даже малого усилия возвратной пружины. На рис. 23.1, б показано условное обозначение клапана быстрого выхлопа на схемах.

Пневмораспределители предназначены для изменения направления, пуска и остановки потоков сжатого воздуха. В пневмосистемах широкое распространение получили распределители золотникового типа с запорно-регулирующим устройством в виде цилиндрического золотника. Конструкция таких пневмораспределителей проста и технологична. Основной задачей, которую необходимо решать при их конструировании, является обеспечение герметичности золотника. В отличие от гидрораспределителей этого типа в пневморас-

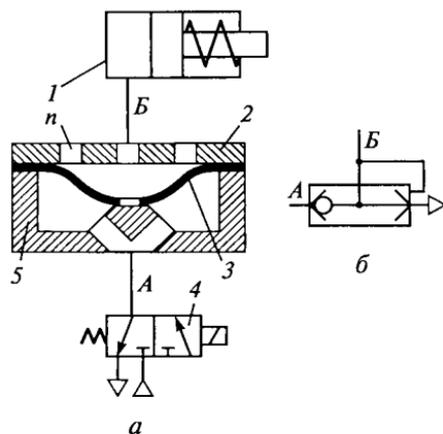


Рис. 23.1. Клапан быстрого выхлопа:

a — схема включения в пневмосеть; *б* — условное обозначение; 1 — пневмоцилиндр; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4 — распределитель; 5 — корпус

пределителях применяют специальные уплотнения, препятствующие утечке воздуха через зазоры между золотником и корпусом (гильзой).

Примером решения этой проблемы является трехлинейный двухпозиционный пневмораспределитель, конструктивная схема которого показана на рис. 23.2. В корпус 1 распределителя запрессована гильза 3, относительно которой перемещается золотник 2. Для предотвращения перетечек воздуха через зазоры между гильзой и поясками золотника на поясках установлено эластичное уплотнение, обеспечивающее хорошую герметичность.

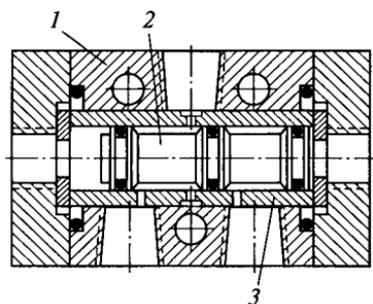


Рис. 23.2. Пневматический золотниковый распределитель:

1 — корпус; 2 — золотник; 3 — гильза

Наряду с золотниковыми, в пневмораспределителях широкое применение получили и клапанные запорно-регулирующие устройства, которые практически не используют в гидрораспределителях из-за больших усилий, требующихся для управления.

На рис. 23.3 представлена конструктивная схема трехлинейного двухпозиционного пневмораспределителя клапанного типа с ручным управлением. Из напорной пневмолинии сжатый воздух подводится к каналу *a* в корпусе 1 распределителя, канал *b* соединен с атмосферой, а канал *c* — с полостью *A* поршневого пневмоцилиндра 4 одностороннего действия. В положении рукоятки управления 6, изображенном на схеме, клапан 3 прижат к седлу корпуса, а клапан 5 опущен. Полость *A* пневмоцилиндра соединена с атмосферой, и поршень пневмоцилиндра под действием возвратной пружины находится в исходном положении. При изменении положения рукоятки 6 клапан 3 опускается, а клапан 5 поднимается, перекрывая выход в атмосферу. Сжатый воздух поступает в пневмоцилиндр, и поршень движется вправо, совершая рабочий ход. Надежная герметизация клапанов осуществляется за счет плоских резиновых или фторо-

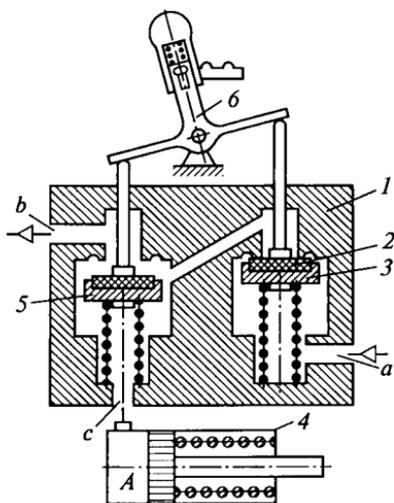


Рис. 23.3. Пневматический клапанный распределитель:

1 — корпус; 2 — прокладка; 3, 5 — клапаны; 4 — пневмоцилиндр; 6 — рукоятка управления

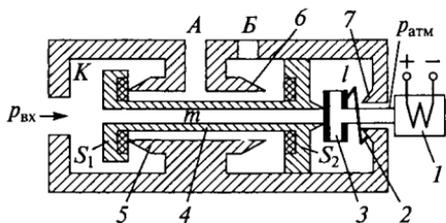


Рис. 23.4. Пневматический распределитель с электрическим управлением:

1 — электромагнит; 2 — пружина; 3 — вспомогательный клапан; 4 — основной клапан; 5... 7 — седла корпуса распределителя

В таких случаях используют пневмораспределители прямого действия. Наибольшее распространение в пневмосистемах получили пневмораспределители с электрическим управлением (рис. 23.4).

В исходном положении при отсутствии управляющего сигнала на электромагните 1 пружина 2 прижимает вспомогательный клапан 3 к седлу корпуса основного клапана 4, перекрывая канал m . Полость l сообщена при этом с атмосферой. Давление сжатого воздуха $p_{вх}$, действуя на эффективную площадь S_1 клапана 4, прижимает его к седлу 5 корпуса распределителя. Пневмолиния A соединена с пневмолинией B . При подаче управляющего сигнала электромагнит, втягивая якорь, сжимает пружину 2 и прижимает клапан 3 к седлу 7 корпуса распределителя, тем самым закрывая выход из полости l в атмосферу и одновременно соединяя ее с полостью K через открытый канал m . Давление сжатого воздуха $p_{вх}$ начинает теперь действовать и на площадь S_2 клапана 4. Так как $S_2 > S_1$, результирующая сила давления перемещает клапан 4 влево и прижимает его к седлу 6, тем самым разъединяя пневмолинии A и B и соединяя линию A с напорной пневмолинией. При снятии управляющего сигнала распределитель приходит в исходное положение. Такой двухпозиционный трехлинейный пневмораспределитель с электрическим управлением может быть использован, например, в качестве распределителя, представленного на рис. 23.1, а.

23.2. Логические элементы пневмосистем

Особенности газа, прежде всего его высокая сжимаемость, ограничивают сферу применения пневматических приводов в системах непрерывного действия (аналоговые системы), где требуются плавность хода, равномерность скоростей при изменяющихся на-

грузках, точность позиционирования. Поэтому пневмоприводы чаще всего используют в дискретных системах, таких, например, как подача и зажим заготовок при механической обработке, транспортировка деталей от места обработки до места сортировки или складирования, открытие и закрытие люков, задвижек и т. п. Очевидно, что и сигналы управления таким приводом должны быть дискретными, а формировать сигналы должны дискретные элементы управления.

В пневматических системах для формирования дискретного сигнала управления используют пневматические логические элементы, работа которых основана на законах алгебры логики.

23.2.1. Основы алгебры логики

Логика — это наука, изучающая формы мышления, ход рассуждений и умозаключений. Она оперирует понятием *высказывание*. Под высказыванием понимают предложение, о котором можно судить, является ли оно истинным или ложным. Например, высказывание «Идет снег» будет истинным, если на улице идет снег, или ложным, если погода ясная. Высказывания могут быть простые и сложные. Примером простого высказывания является приведенное выше. Сложное высказывание получается при объединении простых путем использования логических связей, выраженных союзами «и», «или», «если ..., то» и др. Из двух простых высказываний «Деталь бракуется по отклонению размера диаметра от заданного» и «Деталь бракуется по отклонению размера длины от заданного» путем использования логической связи «или» можно построить сложное высказывание «Деталь бракуется при отклонении размеров диаметра или длины от заданных». Первое и второе простые высказывания будут истинными (деталь бракуется), если будет зафиксировано отклонение размеров от заданных значений, и будут ложными при отсутствии отклонений.

Сложное высказывание будет истинным или ложным в зависимости от того, какими будут простые высказывания. По логике приведенное сложное высказывание будет истинным, если одно из простых высказываний или тем более оба будут истинными. Только если оба простых высказывания будут ложными, указанное сложное высказывание будет тоже ложным.

Алгебра логики переводит логические рассуждения в область алгебраических исчислений высказываний.

Простое высказывание в алгебре логики называется *переменной*, а сложное — *логической функцией*. Вид логической функции определяется видом логической связи. В рассмотренном примере сложное высказывание будет логической функцией «ИЛИ». Для исчисления высказываний используется двоичная система, в которой переменная и функция могут иметь только два значения

Таблица 23.1

Таблица состояний логической функции «ИЛИ»

x	y	f
1	0	1
0	1	1
1	1	1
0	0	0

Таблица 23.2

Таблица состояний логической функции «И»

x	y	f
0	0	0
0	1	0
1	0	0
1	1	1

(ноль или единица). Принимают за условие, что истинное высказывание имеет значение «единица», а ложное — «ноль». Переменные обозначают латинскими буквами x, y, z , а функции — буквой f . Представим теперь логические рассуждения, приведенные выше, в виде таблицы состояний логической функции «ИЛИ» для двух переменных (табл. 23.1).

Проанализировав численные значения f при различных значениях x и y с учетом того, что в двоичной системе $1 + 1 = 1$, можно заключить, что логическую функцию «ИЛИ» в алгебраическом виде можно выразить как $f = x + y$, т. е. как функцию сложения. Реализация этой функции на каких-либо элементах (гидравлических, электрических, пневматических) называется логической операцией «ИЛИ», или операцией логического сложения.

Рассмотрим еще два простых высказывания: «Точильный станок работает только при нажатой кнопке» и «Точильный станок работает только при опущенном экране». С помощью логической связи «И» строим сложное высказывание «Точильный станок работает только при нажатой кнопке и опущенном экране». Используя принятые обозначения и двоичную систему счета, представим логические рассуждения в виде таблицы состояний логической функции «И» для двух переменных (табл. 23.2).

Алгебраически логическую функцию «И» для двух переменных можно представить как $f = xy$, т. е. как функцию логического умножения. Реализация этой функции называется логической операцией «И», или операцией логического умножения.

Таблица 23.3

Таблица состояний логической функции «НЕ»

x	0	1
f	1	0

Рассмотренные логические функции «И» и «ИЛИ» являются базовыми. Вместе с логической функцией отрицания (функция «НЕ») они являются основой для построения более сложных логических функций.

Логическая функция «НЕ» — функция одной переменной. Она используется в том случае, если переменная будет истинной, а функция — ложной, или наоборот. Другими словами, функция всегда изменяет (переворачивает) значение переменной, поэтому часто функцию «НЕ» называют инверсией, а операцию — инверсированием. Обозначают функцию отрицания как $f = \bar{x}$. Табл. 23.3 представляет таблицу состояния этой функции.

23.2.2. Реализация логических операций на мембранных пневматических элементах

Во всех рассматриваемых логических пневматических элементах сигнал, соответствующий функции, и сигналы переменных реализуются в виде потока сжатого воздуха с давлением p , которое приблизительно равно 0,15 МПа. Наличие потока сжатого воздуха в пневмолинии или в канале пневмоэлемента соответствует единице, а отсутствие — нулю.

На рис. 23.5, *a* представлена конструктивная схема пневмоклапана «ИЛИ», в котором запорно-регулирующим устройством является мембрана 2, зажата между корпусом 1 и крышкой 3. При отсутствии сигнала мембрана находится в нейтральном положении и каналы *a*, *b*, *c* соединены между собой.

Если в каналы *a* и *c* подавать сигналы двух переменных x и y , а из канала *b* снимать сигнал функции f , то на пневмоэлементе реализуется логическая функция «ИЛИ» (см. табл. 23.1), т.е. логическое сложение. Действительно, если сжатый воздух подать в канал *a* ($x = 1$), а канал *c* соединить с атмосферой ($y = 0$), то под действием давления сжатого воздуха мембрана сместится вправо, прижмется к седлу корпуса и перекроет канал *c*. Поток воздуха пройдет в канал *b*, что означает $f = 1$.

При комбинации переменных $x = 0$, $y = 1$ сжатый воздух подается в канал *c*, мембрана, прижимаясь к крышке, перекрывает канал *a*, и сжатый воздух поступает в канал *b* ($f = 1$). Если $x = 1$ и $y = 1$, то сжатый воздух поступает и в канал *a*, и в канал *c*. В каком бы положении ни находилась мембрана, воздух всегда поступит в канал *b*, и только при отсутствии потока сжатого воздуха в каналах *a* и *c* ($x = 0$; $y = 0$) в канале *b* также не будет потока сжатого воздуха ($f = 0$). На таком пневмоэлементе реализуется только логи-

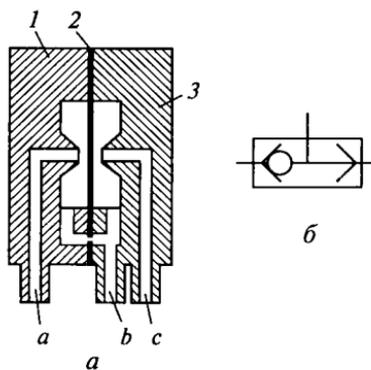


Рис. 23.5. Пневмоклапан «ИЛИ» (*a*) и его условное обозначение (*б*):

1 — корпус; 2 — мембрана; 3 — крышка

ческое сложение, поэтому он называется пневмоклапаном «ИЛИ». Его условное обозначение показано на рис. 23.5, б.

Более универсальным является один из основных элементов унифицированной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА), конструктивная схема которого представлена на рис. 23.6, а. Запорно-регулирующее устройство этого пневмоэлемента (мембранный блок 1) состоит из трех мембран, зажатых между деталями корпуса, и цилиндрического стержня, жестко соединенного с мембранами. За счет эластичности мембран стержень может подниматься вверх и перекрывать сопло 2 в крышке 5 или опускаться вниз, перекрывая при этом сопло 3 в крышке 4. Сопла соединяются с внешними пневмолиниями через каналы *m* и *n*. Между мембранами и корпусом образуются четыре полости *A*, *B*, *C*, *D*, которые соединяются с внешними пневмолиниями соответственно каналами *a*, *b*, *c*, *d*.

Центральная мембрана, разделяющая полости *B* и *C*, имеет бóльшую эффективную площадь, чем две другие. Поэтому, если подать сжатый воздух в полость *B*, мембранный блок под действием силы давления на мембрану бóльшей площади опустится вниз.

На рис. 23.6, б показано условное обозначение этого пневмоэлемента.

Для использования рассмотренного пневмоэлемента в логических операциях необходимо, чтобы он работал в режиме реле. Для этого, во-первых, надо иметь определенное положение мембранного блока, в котором он должен перекрывать либо сопло 2, либо сопло 3. Поэтому в полости *B* или *C* создают постоянный «подпор»,

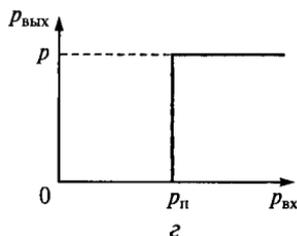
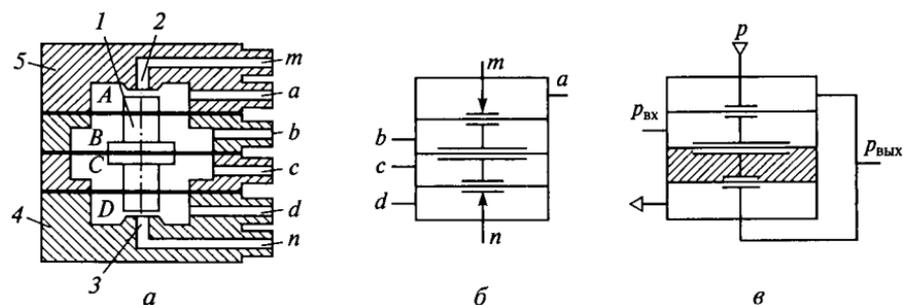


Рис. 23.6. Мембранный пневмоэлемент УСЭППА:

a — конструктивная схема; *б* — условное обозначение; *в* — пневмореле; *г* — характеристика пневмореле; 1 — мембранный блок; 2, 3 — сопла; 4, 5 — крышки

подавая туда воздух с давлением $p_{\text{п}} \geq 0,5p$, где p — рабочее давление питания в пневмосистеме ($p \approx 0,15$ МПа). На условном обозначении эту полость заштриховывают (рис. 23.6, в).

Во-вторых, соединяют каналы a и n , образуя выход реле.

На рис. 23.6, г показана идеальная характеристика такого пневмореле. При $p_{\text{вх}} < p_{\text{п}}$ мембранный блок за счет давления подпора поднят вверх. Сопло 2, к которому подведено давление питания p , перекрыто (см. рис. 23.6, а). Выход через открытое нижнее сопло 3 соединен с атмосферой ($p_{\text{вых}} = 0$). При $p_{\text{вх}} > p_{\text{п}}$ мембранный блок опускается, открывает верхнее сопло 2 и закрывает нижнее сопло 3. Выход изолируется от атмосферы и соединяется с полостью А, где присутствует давление питания p ($p_{\text{вых}} = p$). Меняя только соединения каналов m , b , c , d с соответствующими пневмолиниями, на пневмореле можно реализовать все основные логические операции, рассмотренные в подразд. 23.2.1.

При реализации операции отрицания каналы пневмореле соединяются с пневмолиниями так, как показано на рис. 23.7, а.

Рассмотрим работу пневмореле, используя табл. 23.3. Если $x = 0$, то под действием давления подпора мембранный блок опущен вниз (см. рис. 23.7, а), сопло, соединенное с напорной пневмолинией, открыто, а нижнее сопло закрыто. Сжатый воздух с давлением p проходит на выход реле, $f = 1$. Если $x = 1$, то под действием давления $p > p_{\text{п}}$ мембранный блок перемещается вверх, перекрывает верхнее сопло и открывает нижнее, соединяя тем самым выход реле с атмосферой, $f = 0$. Таким образом, реализуется функция $f = \bar{x}$.

Изменим подсоединение каналов пневмореле так, как показано на рис. 23.7, б, и кратко рассмотрим его работу, используя табл. 23.2.

При $x = 0$ и $y = 0$ мембранный блок находится в верхнем положении под действием давления подпора. Выход реле соединен с атмосферой, $f = 0$. Если $x = 0$, а $y = 1$, мембранный блок смещен вниз. Выход в атмосферу перекрыт, а выход реле соединен с каналом x . Так как $x = 0$, то и $f = 0$. При $x = 1$, $y = 0$ мембранный блок, положение которого в этой схеме определяет только значение пе-

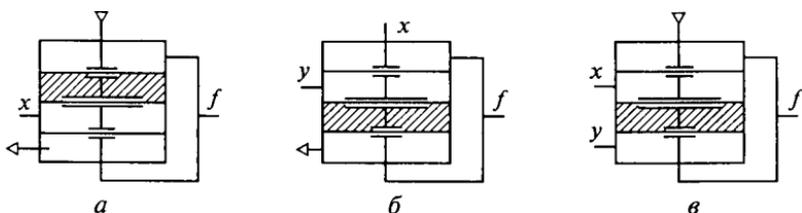


Рис. 23.7. Схемы реализации логических операций на пневмореле:

а — отрицание; б — умножение; в — сложение

ременной y , находится в том же положении, что и при $x = 0$, $y = 0$. Это значит, что $f = 0$. Если $x = 1$ и $y = 1$, то мембранный блок смещен вниз, выход в атмосферу перекрыт, а выход реле соединен с каналом x . Но теперь $x = 1$, следовательно, и $f = 1$.

Очевидно, что при такой схеме включения на реле реализуется операция логического умножения ($f = xy$).

Снова изменим подсоединение каналов пневмореле, как показано на рис. 23.7, *в*, и рассмотрим его работу. В этой схеме положение мембранного блока будет определять только значение переменной x . При $x = 1$ мембранный блок всегда опущен вниз и выход реле соединен с напорной пневмолинией, $f = 1$. При $x = 0$ мембранный блок поднят вверх, сопло, соединенное с напорной пневмолинией, перекрыто. Выход реле соединен с каналом y . В этом случае значение функции f будет зависеть от значения переменной y . Таким образом, при $x = 1$ всегда $f = 1$, при $x = 0$ $f = 1$, когда $y = 1$, и $f = 0$, когда $y = 0$. Это соответствует табл. 23.1. Следовательно, на пневмореле реализуется операция логического сложения ($f = x + y$).

Используя различные схемы соединения нескольких реле, можно реализовать и более сложные функции. Основным недостатком всех мембранных пневмоэлементов является то, что их запорно-регулирующие устройства содержат подвижные механические части. Из-за этого снижается быстродействие элементов, уменьшаются их надежность и долговечность, появляются сбои в работе при вибрациях и значительных перегрузках. Поэтому в современных пневматических системах большее распространение получили струйные пневмоэлементы.

23.2.3. Реализация логических операций на струйных пневматических элементах

Струйные элементы не имеют подвижных механических частей, и их работа основана на взаимодействии потоков газа (струй) между собой или со стенками каналов, по которым проходит поток. Отсутствие подвижных частей делает эти элементы надежными, долговечными и работоспособными в самых сложных условиях эксплуатации. Их быстродействие хотя и уступает электронным элементам, но выше, чем у мембранных пневмоэлементов.

Схемы взаимодействия струй между собой и со стенками каналов представлены на рис. 23.8.

Если струю воздуха направить только через сопло a , то она попадет в канал b (см. сплошную стрелку на рис. 23.8, *а*). Если же направить струю и через канал c , то в результате взаимодействия струй (основной и управляющей) основная струя отклонится и попадет в канал d (штриховые стрелки).

Струя воздуха, направленная по каналу a (см. рис. 23.8, *б*), должна попасть в канал b . Но, встретив на своем пути криволинейную

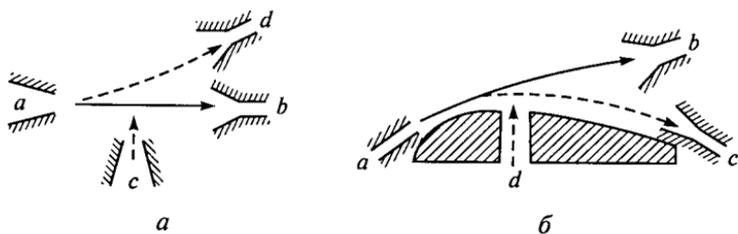


Рис. 23.8. Схемы взаимодействия воздушных струй:
а — двух струй; *б* — струи с криволинейной стенкой

стенку канала *c*, струя «прилипнет» к криволинейной стенке и вместо канала *b* попадет в канал *c*. Для того чтобы оторвать струю от стенки и направить ее в канал *b*, необходимо подать управляющую струю воздуха по каналу *d*. В этой схеме сочетается и взаимодействие струи со стенкой, и взаимодействие двух струй. Легко представить, как на струйных пневмоэлементах, построенных по таким схемам, можно реализовать операцию логического отрицания ($f = \bar{x}$).

Если на схеме рис. 23.8, *а* канал *b* соединить с пневмолинией, соответствующей функции f , канал *c* — с переменной x , а канал *d* — с атмосферой, то при $x = 0$ $f = 1$, а при $x = 1$ $f = 0$.

Соединив канал *c* (см. рис. 23.8, *б*) с пневмолинией f , канал *d* — с переменной x , а канал *b* — с атмосферой, также получим схему операции отрицания.

Если сопла расположить под определенным углом и направить через них одинаковые по мощности струи, то в точке взаимодействия обе струи изменят направление движения и результирующая струя будет направлена в нужный по условиям операции канал. На рис. 23.9, *а* представлена схема реализации логического умножения при таком взаимодействии струй. Очевидно, что $f = 1$ только при $x = 1$ и $y = 1$.

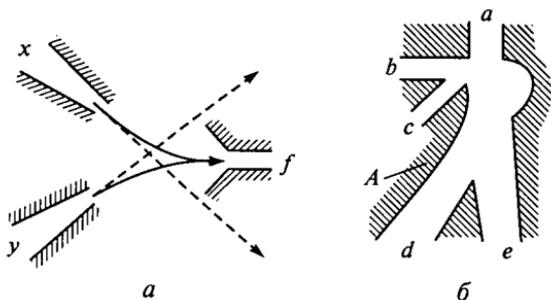


Рис. 23.9. Схемы реализации логических функций на струйных пневмоэлементах:

а — функция «И»; *б* — функции «НЕ» и «ИЛИ»

Более универсальными и поэтому более распространенными являются струйные пневмоэлементы, основанные на взаимодействии струй как со стенками каналов, так и между собой. На рис. 23.9, б показана схема такого пневмоэлемента, позволяющая реализовать несколько логических функций при различных соединениях каналов с пневмолиниями.

Например, логическое отрицание будет реализовано при соединении канала a с напорной пневмолинией, канала d — с функцией f , канала b — с переменной x , каналов c и e — с атмосферой. Струя из сопла канала a , попав в камеру, сразу «прилипнет» к стенке A и попадет в канал d ($f = 1$). При подаче управляющей струи по каналу b ($x = 1$) она, взаимодействуя с основной струей, оторвет ее от левой стенки и направит в канал e ($f = 0$).

Оставив канал a соединенным с напорной пневмолинией, канал d соединим с атмосферой, канал e — с функцией f , b и c — с переменными x и y . Очевидно, что основная струя попадет в канал e ($f = 1$) при подаче управляющей струи либо в канал b ($x = 1$), либо в канал c ($y = 1$), либо в оба канала одновременно. При отсутствии струй в обоих каналах b и c основная струя попадет в атмосферу ($f = 0$). Реализуется логическое сложение.

На таком принципе построены современные струйные пневмоэлементы системы «Волга».

Разрез элемента СТ-55 системы «Волга» показан на рис. 23.10, а. Канал питания I всегда подключен к напорной пневмолинии, давление в которой $p = 0,02 \dots 0,03$ МПа. Канал I через сопло A соединен с диффузором камеры B . Ось сопла смещена относительно оси диффузора так, чтобы струя воздуха, подаваемая через сопло, всегда «прилипала» к правой стенке камеры B и направлялась в выходной канал 4. Вторым выходом элемента является канал 5. В каналы 2, 3, 6 и 7 в различных комбинациях подаются сигналы управления.

Для устранения возможности появления в каналах остаточных давлений и обеспечения нормальной работоспособности каналы имеют вентиляционные камеры C , соединенные с атмосферой. Пневмоэлемент СТ-55 является базовым элементом. Используя

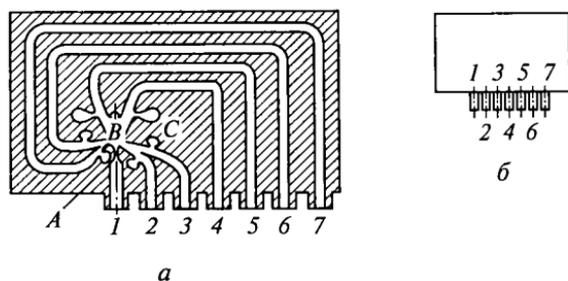


Рис. 23.10. Схема внутренних каналов (а) и внешний вид (б) струйного пневмоэлемента СТ-55 системы «Волга»:

$I \dots 7$ — каналы

несколько таких элементов и меняя комбинации соединений, можно реализовать практически любые логические функции.

Внешний вид элемента «Волга» показан на рис. 23.10, б. Конструктивно элементы системы «Волга» представляют собой соединения двух пластмассовых пластин, на которых выполнены канавки, соответствующие определенному рисунку (см. рис. 23.10, а). Если соединить (склеить) две пластины с зеркальным расположением канавок, то в такой детали образуются соответствующие камеры и каналы, заканчивающиеся цилиндрическими ниппелями, на которые надеваются пластмассовые трубки пневмолиний.

С целью увеличения компактности и сокращения числа пластмассовых соединительных трубок из нескольких элементов системы «Волга» образуют блоки. В этом случае элементы монтируются на общей монтажной плате. Ниппели каждого элемента вставляются в соответствующие отверстия монтажной платы, которые с помощью внутренних каналов соединяются по определенной схеме. Такая конструкция проста и технологична, что обеспечивает низкую стоимость струйных элементов и их блоков.

23.3. Пневматические системы контроля размеров

Основным элементом систем контроля размеров является пневмодроссель «сопло — заслонка». Известно, что площадь проходного сечения такого дросселя $S_{др}$ определяется зазором между срезом сопла и плоскостью заслонки (рис. 23.11, а) и равна площади боковой поверхности цилиндра: $S_{др} = \pi d_c z$.

Если в качестве заслонки использовать поверхность детали А (рис. 23.11, б), то $z = H - h$, где H — фиксированная высота расположения среза сопла над базовой плоскостью, а h — высота детали А.

Очевидно, что, контролируя каким-то образом $S_{др}$ и, следовательно, зазор z , можно контролировать размер детали $h = H - z$.

В промышленных пневмосистемах используют два способа контроля зазора z : ротаметрический и манометрический.

Ротаметрический способ основан на принципе измерения расхода воздуха через пневмодроссель «сопло — заслонка». Согласно формуле (20.7) расход воздуха через дроссель при постоянном перепаде давлений будет зависеть от $S_{др}$, т. е. от размера z . Следовательно, если обеспечить постоянный перепад давлений ($p_1 - p_2 = \text{const}$), то,

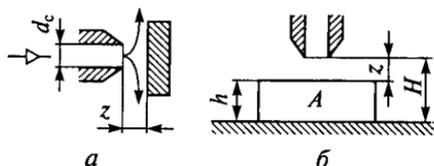


Рис. 23.11. Схемы пневматического дросселя «сопло — заслонка» (а) и замера высоты детали h (б)

контролируя расход воздуха, можно контролировать величину z и размер детали h . Схема ротаметрической системы контроля размеров представлена на рис. 23.12, *a*.

Редукционный пневмоклапан *1* обеспечивает постоянство давления на входе в сопло *4* ($p_1 = \text{const}$). На выходе дросселя давление атмосферное и, следовательно, $p_1 - p_2 = \text{const}$. Расходомер *2* (ротаметр) обеспечивает измерение расхода. По его показанию судят о размерах z и h .

Ротаметр, используемый в данной схеме, работает следующим образом. В прозрачной трубе *5* с небольшой конусностью располагается цилиндрическая деталь (поплавок *3*), которая может свободно перемещаться по всей длине конусной трубы с небольшим зазором. Труба *5* располагается вертикально. Если по трубе пропустить поток воздуха, то поплавок *3* относительно трубы займет определенное положение, соответствующее равенству силы тяжести поплавок F_1 силе давления воздуха на поплавок F_2 , направленной вверх и подсчитываемой по формуле

$$F_2 = K \frac{\rho v^2}{2} S,$$

где K — постоянный коэффициент ротаметра; v — скорость воздуха в зазоре между поплавком и стенками трубы; S — площадь поперечного сечения поплавка.

При этом $v = Q/S_T$, где Q — расход воздуха, а S_T — площадь поперечного сечения зазора. При некотором значении Q поплавок расположится в том сечении трубы, где значение скорости v будет удовлетворять равенству $F_1 = F_2$. Если Q изменится, то изменится и скорость v в том сечении, где располагался поплавок. Нарушится равенство сил, действующих на поплавок, и он займет какое-то новое положение, при котором снова $F_1 = F_2$.

Например, расход повысился до значения Q' , скорость воздуха v в зазоре возросла, увеличилась сила F_2 и стала больше постоянной силы веса поплавок F_1 . Так как труба ротаметра обычно располага-

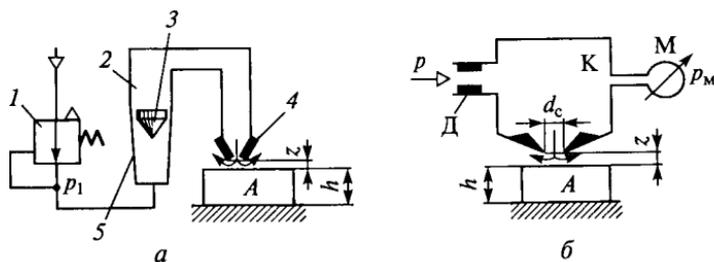


Рис. 23.12. Схемы пневматических систем контроля размеров:

a — ротаметрической; *b* — манометрической; *1* — редукционный пневмоклапан; *2* — расходомер; *3* — поплавок; *4* — сопло; *5* — конусная труба

ется вершиной конуса вниз, поплавков начнет двигаться вверх, пока не дойдет до сечения площадью S'_T , где

$$\frac{Q'}{S'_T} = \frac{Q}{S_T} = v.$$

Скорость потока воздуха в новом сечении будет такой же, как в начальном, и F_2 снова станет равной F_1 , что и будет соответствовать новому установившемуся положению поплавка.

При соответствующей тарировке ротаметра по положению поплавка можно судить об изменении расхода через пневмодроссель и, следовательно, об изменении зазора z и размера детали h .

В качестве расходомеров при ротаметрическом способе контроля размеров могут использоваться и другие приборы, например трубка Пито или трубка Вентури.

Манометрический способ основан на измерении давления между двумя последовательно соединенными пневмодросселями (см. подразд. 20.3). Согласно формуле (20.9) это давление будет зависеть от соотношения площадей проходных сечений дросселей. Схема манометрической системы контроля размеров представлена на рис. 23.12, б.

В напорную пневмолинию с давлением p последовательно включены настраиваемый пневмодроссель Д и регулируемый пневмодроссель «сопло — заслонка». Между ними расположена камера К, давление в которой p_m измеряется манометром М. Считая давление p и площадь проходного сечения дросселя Д постоянными, формулу (20.9) можно представить в виде

$$p_m = \frac{A}{B + S_2^2} \quad \text{или} \quad p_m = f(S_2),$$

где A и B — константы, а S_2 — площадь проходного сечения дросселя «сопло — заслонка».

Характер графика функции $p_m = f(S_2)$ будет таким же, как на рис. 20.4. Поскольку площадь S_2 зависит от зазора z , и следовательно-

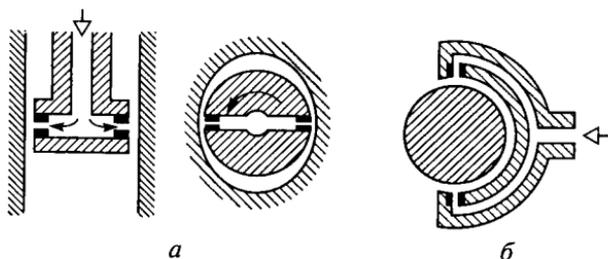


Рис. 23.13. Схемы измерительных головок:

a — пробка и ее сечение; *б* — скоба

но, от размера детали h , то $p_m = \varphi(h)$. При соответствующей тарировке по показанию манометра M можно судить о размере h .

График функции $p_m = \varphi(h)$, как и график на рис. 20.4, будет нелинейным. Поэтому диапазон измерений будет ограничен линейной зоной (участок ab на графике рис. 20.4).

Следует отметить, что и ротаметрические, и манометрические датчики контроля размеров будут фиксировать изменение зазора z только при условии, что $\pi d_c z < \pi d_c^2/4$, т. е. в пределах изменения z от 0 до $0,25d_c$. Таким образом, пределы измерения таких датчиков ограничены диаметром сопла d_c .

На рис. 23.13 приведены конструктивные схемы некоторых измерительных головок пневматических датчиков контроля размеров, которые используются в массовом производстве.

На рис. 23.13, *а* показана пневматическая пробка, контролирующая размер отверстия. Она позволяет не только контролировать диаметр, но и при относительном повороте пробки и детали измерять овальность. Соблюдение соосности пробки и отверстия не обязательно, поскольку датчик будет реагировать на суммарный зазор между соплами пробки и стенками отверстия.

На рис. 23.13, *б* показана пневматическая скоба, которая может контролировать и диаметр, и овальность вала.

Очевидным преимуществом пневматических датчиков размеров является то, что они осуществляют бесконтактное измерение. Не изнашивается измерительный инструмент (головка), не нарушается чистота обработки поверхности детали. Кроме того, такие датчики легко включаются в систему автоматизированного контроля и в общую систему автоматизации технологического процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б.* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
2. *Васильченко В. А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 301 с.
3. Внутренние санитарно-технические устройства: Справочник проектировщика. Ч. 1 / Под ред. И. Г. Староверова. — М.: Стройиздат, 1976. — 282 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.
5. *Дмитриевский А. В., Тюфяков А. С.* Бензиновые двигатели. — М.: Машиностроение, 1986. — 211 с.
6. *Киселев П. Г.* Гидравлика: Основы механики жидкости. — М.: Энергия, 1980. — 360 с.
7. *Кривченко Г. И.* Гидравлические машины: Турбины и насосы. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 320 с.
8. *Мухачев Г. А., Шукин В. К.* Термодинамика и теплопередача. — М.: Высш. шк., 1991. — 480 с.
9. Основы термодинамики, газовой динамики и теплопередачи / С. И. Исаев, Б. М. Миронов, С. И. Никитин, В. И. Хвостов. — М.: Машиностроение, 1968. — 275 с.
10. *Свешников В. К., Усов А. А.* Станочные гидроприводы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1982. — 464 с.
11. Смазочно-охлаждающие технологические средства: Справочник / Под ред. С. Г. Энтелиса, Э. М. Берлинера. — М.: Машиностроение, 1986. — 351 с.
12. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов и др. — Минск: Вышэйш. шк., 1985. — 382 с.
13. *Стесин С. П., Яковенко Е. А.* Гидродинамические передачи. — М.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
14. Теплоснабжение / В. Е. Козин, Т. А. Левина, А. П. Марков и др. — М.: Высш. шк., 1980. — 408 с.
15. *Холин К. М., Никитин О. Ф.* Основы гидравлики и объемные гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1989. — 264 с.
16. *Худобин Л. В., Бердичевский Е. Г.* Техника применения смазочно-охлаждающих средств в металлообработке: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1977. — 189 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Часть I ГИДРАВЛИКА	
Глава 1. Общие положения	5
1.1. Предмет гидравлики, основные понятия и методы	5
1.2. Силы, действующие в жидкости. Давление	6
1.3. Основные физические свойства жидкостей и газов	9
1.3.1. Плотность и удельный вес	9
1.3.2. Вязкость	10
1.3.3. Сжимаемость	11
1.3.4. Температурное расширение	12
1.3.5. Парообразование	12
Глава 2. Гидростатика	14
2.1. Свойства гидростатического давления и основной закон гидростатики	14
2.2. Способы измерения давления	15
2.3. Сила давления на плоскую стенку	17
2.4. Сила давления на криволинейные стенки. Плавание тел	19
2.5. Относительный покой жидкости	22
Глава 3. Основные законы кинематики и динамики жидкости	26
3.1. Основные понятия и определения	26
3.2. Расход. Уравнение расхода	27
3.3. Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости	29
3.4. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости	32
3.5. Экспериментальная (графическая) иллюстрация уравнения Бернулли	36
Глава 4. Гидродинамическое подобие и режимы течения жидкости	39
4.1. Основы гидродинамического подобия	39
4.2. Режимы течения жидкости	43
4.3. Течение капельной жидкости с кавитацией	45
Глава 5. Потери напора в гидравлических сопротивлениях	48
5.1. Общие сведения о гидравлических сопротивлениях	48

5.2. Потери напора при ламинарном течении в круглых трубах	50
5.3. Потери напора при турбулентном течении в трубах	52
5.4. Местные гидравлические сопротивления	55
5.5. Местные сопротивления при больших и малых числах Рейнольдса. Метод эквивалентной длины	58
Глава 6. Истечение жидкости	61
6.1. Истечение через отверстие в тонкой стенке	61
6.2. Истечение под уровень	64
6.3. Истечение через насадки	66
6.4. Истечение жидкости через проходные сечения в гидравлических устройствах	69
Глава 7. Гидравлический расчет трубопроводов	71
7.1. Расчет простого трубопровода	71
7.2. Построение характеристики потребного напора простого трубопровода	73
7.3. Соединения простых трубопроводов	75
7.4. Трубопровод с насосной подачей	79
7.5. Гидравлический удар в трубопроводе	81

Часть II

ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА

Глава 8. Основы термодинамики	85
8.1. Термодинамическая система и ее состояние	85
8.2. Энергетические характеристики систем	88
8.3. Теплоемкость	92
8.4. Первый закон термодинамики	94
8.5. Термодинамические процессы	96
8.6. Термодинамические циклы	101
8.7. Второй закон термодинамики	105
Глава 9. Термодинамические циклы машин (техническая термодинамика)	108
9.1. Особенности анализа термодинамических циклов машин	108
9.2. Поршневые двигатели	109
9.3. Газотурбинные двигатели	112
9.4. Реактивные двигатели	113
9.5. Паросиловые установки	117
9.6. Холодильные установки	119
Глава 10. Основы теплообмена	123
10.1. Основные понятия	123
10.2. Основы теплопроводности	125
10.3. Теплопроводность через однослойную стенку	126
10.4. Основы конвективного теплообмена	129
10.5. Передача теплоты от одного теплоносителя к другому через плоскую стенку	132
10.6. Теоретические основы теплообмена излучением	135

Часть III
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Глава 11. Общие положения	140
11.1. Общие сведения о гидросистемах	140
11.2. Гидромашины, их общая классификация и основные параметры	141
11.3. Объемный гидропривод, принцип действия и основные понятия	145
11.4. Основные преимущества и недостатки объемных гидроприводов	148
Глава 12. Объемные гидравлические машины	150
12.1. Основные сведения об объемных насосах	150
12.2. Возвратно-поступательные (поршневые) насосы	151
12.3. Общие свойства и классификация роторных насосов	155
12.4. Шестеренные насосы	156
12.5. Пластинчатые насосы	158
12.6. Роторно-поршневые насосы	160
12.7. Характеристика насоса и насосной установки	164
12.8. Объемные гидравлические двигатели	167
12.8.1. Гидроцилиндры	167
12.8.2. Гидромоторы	169
12.9. Обозначение гидромашин на гидравлических схемах	170
Глава 13. Элементы управления объемными гидравлическими приводами (гидроаппараты)	172
13.1. Основные термины, определения и параметры	172
13.2. Гидродроссели	174
13.3. Регулирующие гидроклапаны	177
13.4. Направляющие гидроклапаны	182
13.5. Общие сведения о гидрораспределителях. Направляющие гидрораспределители	183
13.6. Дросселирующие гидрораспределители	186
13.7. Гидрораспределители с электрическим управлением	188
Глава 14. Рабочие жидкости, гидролинии, гидроемкости, фильтры и теплообменники	192
14.1. Рабочие жидкости объемных гидроприводов	192
14.2. Гидролинии	194
14.3. Гидробаки	198
14.4. Гидроаккумуляторы	199
14.5. Кондиционеры рабочей жидкости	200
14.5.1. Отделители твердых частиц	200
14.5.2. Теплообменники	204
14.6. Уплотнительные устройства	205
Глава 15. Объемные гидроприводы	208
15.1. Нерегулируемые и регулируемые объемные гидроприводы (общие положения)	208
15.2. Гидроприводы с дроссельным регулированием	208

15.2.1. Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при параллельном включении гидродросселя	209
15.2.2. Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя	210
15.3. Гидропривод с объемным (машинным) регулированием	212
15.4. Гидропривод с объемно-дроссельным регулированием	214
15.5. Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием	215
15.6. Системы синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей	217
15.7. Следящие гидроприводы	219
Глава 16. Динамические гидромашины	222
16.1. Классификация динамических насосов	222
16.2. Устройство и принцип действия центробежных насосов	223
16.3. Основное уравнение центробежного насоса	225
16.4. Характеристика центробежного насоса	227
16.5. Коэффициенты полезного действия центробежного насоса	229
16.6. Основы теории подобия лопастных насосов	230
16.7. Пересчет характеристик лопастных насосов	233
16.8. Кавитационный расчет лопастных насосов	234
16.9. Насосы трения	235
16.9.1. Вихревые насосы	236
16.9.1. Струйные насосы	237
16.10. Динамические гидродвигатели (гидротурбины)	238
Глава 17. Гидродинамические передачи	239
17.1. Общие сведения о гидродинамических передачах	239
17.2. Устройство и рабочий процесс гидромолоты	240
17.3. Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора	243
17.4. Использование методов подобия при проектировании гидропередач механизмов и машин	247
Глава 18. Гидравлические системы подачи жидкости	252
18.1. Системы водоснабжения	252
18.2. Системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей металлорежущих станков	256
18.3. Гидравлические системы охлаждения и нагревания	260
18.4. Системы смазки	263
Глава 19. Основы расчета гидравлических систем (гидравлических приводов)	266
19.1. Выбор принципиальной схемы гидропривода и подбор его элементов	266
19.2. Общая методика уточненного расчета гидропривода	268
19.3. Построение характеристики насосной установки	269
19.3.1. Объемный насос с предохранительным клапаном	269
19.3.2. Объемный нерегулируемый насос с переливным клапаном	269

19.3.3. Объемный регулируемый насос с регулятором подачи	270
19.4. Определение мощности, потребляемой гидроприводом	271
19.5. Расчет простого трубопровода, содержащего гидродвигатель	272
19.6. Примеры выполнения уточненного расчета	274
19.6.1. Расчет гидропривода строгального станка	274
19.6.2. Расчет гидропривода подъемного механизма	277

Часть IV

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Глава 20. Общие сведения о пневматических системах	283
20.1. Законы движения газа	283
20.2. Приближенные расчеты течения газа в трубопроводах	286
20.3. Течение газа через местные сопротивления	287
Глава 21. Пневмосеть и кондиционеры рабочего газа	289
21.1. Система подготовки сжатого воздуха	289
21.2. Основные требования к монтажу, наладке и эксплуатации элементов пневмосети	298
Глава 22. Пневматические машины	301
22.1. Компрессоры	301
22.1.1. Динамические компрессоры	301
22.1.2. Объемные компрессоры	303
22.1.3. Охлаждение газа в компрессорах	306
22.2. Пневматические двигатели	306
22.2.1. Пневматические цилиндры	307
22.2.2. Поворотные пневмодвигатели и пневмомоторы	308
Глава 23. Пневматические элементы управления и контроля	311
23.1. Пневмоаппараты	311
23.2. Логические элементы пневмосистем	314
23.2.1. Основы алгебры логики	315
23.2.2. Реализация логических операций на мембранных пневматических элементах	317
23.2.3. Реализация логических операций на струйных пневматических элементах	320
23.3. Пневматические системы контроля размеров	323
Список литературы	327