

Федеральное агентство по образованию
Тверской государственный технический университет.

А.Ш.Барекян

Основы гидравлики и гидропневмоприводов

Учебное пособие

Издание первое

Тверь 2006

УДК 532.5:621.22(042.4)
ББК 38.77я7

Барекян А.Ш. Основы гидравлики и гидропневмоприводов: Учебное пособие. – 1-е изд. Тверь: 2006. – 84с.

Приведены сведения по гидростатике, основные понятия и законы гидродинамики, дана классификация и методы учета потерь напора при движении жидкостей, рассмотрены процессы вытекания жидкости и газов через отверстия и насадки. Учебное пособие включает общие сведения о преимуществе и недостатках гидропневмоприводов. Специальный раздел посвящен источникам питания основных типов гидропневмосистем и принципам их работы – ротационные насосы (шестеренчатые, пластинчатые, винтовые) и гидроаккумуляторы. Дается описание исполнительных устройств гидропневмосистем (гидромоторы, силовые и другие гидроцилиндры), их гидравлический расчет и характеристики. Рассмотрены также распределительные устройства (золотниковые, крановые и клапанные).

Предназначено для студентов машиностроительных и механических специальностей ТГТУ.

Рецензенты: зам. руководителя Московско-Окского бассейнового водного управления доцент кандидат технических наук В.И. Жирехин, директор ООО «Компалекс» кандидат технических наук А.Н. Щербаков.

ISBN 5-7995-0330-9

© Тверской государственный
технический университет, 2006

Предисловие

Содержание учебного пособия базируется на требованиях государственных образовательных стандартов Министерства образования РФ применительно к учебным планам и программам машиностроительных и механических специальностей, очной и заочной форм обучения.

Цель учебного пособия – ознакомление студентов, обучающихся по вышеперечисленным специальностям, с основами гидравлики и гидропневмопривода в соответствии с программой, рассчитанной на 42-51 час.

Учебное пособие состоит из пяти глав: в первой главе рассмотрены свойства жидкостей и газов, а также некоторые характеристики и требования к жидкостям; во второй – основы прикладной гидравлики и газодинамики; в третьей – источники питания гидросистем; в четвертой – исполнительное устройство гидросистем; в пятой – распределительное свойство. В конце приведен список литературы для более глубокого ознакомления с названным курсом.

В учебном пособии материал изложен, так что студент получает минимум необходимых знаний по основам гидравлики и гидропневмоприводу, позволяя в дальнейшем самостоятельно, более глубоко и полно изучить интересующие его отдельные вопросы, выбрав для этой цели литературу из библиографического списка.

Глава первая

СВОЙСВА И СОСТОЯНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

I.I. Основные определения

Жидкости и газы являются рабочей средой в гидравлических и пневматических приводах, с помощью которых осуществляется передача энергии.

Гидравлическим и пневматическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей среды под давлением.

В качестве рабочей жидкости в гидроприводах используются в основном минеральные масла. В пневмоприводах в качестве рабочего агента применяется очищенный воздух.

Знание свойств и состояний жидкостей и газов необходимо при проектировании гидро- и пневмоприводов.

Ж и д к о с т ь – физическое тело, обладающее свойством текучести, в силу чего жидкость не имеет собственной формы и принимает форму сосуда, в который её помещают.

Жидкость делят на два вида: капельные и газообразные. Капельные жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию (почти несжимаемы) и малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям.

Газы способны к весьма значительному уменьшению своего объёма под действием давления и к неограниченному расширению при отсутствии давления. В отличие от газов (сжимаемые жидкости) капельные жидкости образуют свободную поверхность.

Несмотря на различия, законы движения капельных жидкостей и газов при определённых условиях можно считать одинаковыми, например в случае, когда сжимаемостью газов можно пренебречь. Жидкости, существующие в природе, называются реальными. Для облегчения решения многих задач гидравлики введено абстрактное понятие идеальной жидкости, которая обладает абсолютной подвижностью частиц (отсутствуют силы внутреннего трения – вязкость равна нулю).

Формулы, полученные для идеальной жидкости, корректируются результатами опытов.

Жидкость в гидравлике рассматривается как непрерывная среда, заполняющая пространство без пустот и промежутков. Тем самым отвлекаются от молекулярного строения вещества и рассматриваемые частицы жидкости, даже весьма малые, считаются состоящими из большого числа молекул. В этом состоит гипотеза, которая упрощает исследование, так как позволяет рассматривать характеристики среды (скорость, давление, плотность) как функции координат в пространстве и времени, причем эти функции предполагаются непрерывными и дифференцируемыми.

Внешние силы, действующие на объёмы жидкости, делят на массовые и поверхностные. Массовые силы (например, сила тяжести, силы инерции переносного движения) пропорциональны массе жидкого тела. Массовые силы обычно относят к единице массы.

Поверхностные силы непрерывно распределены по поверхности жидкости. В общем случае равнодействующую поверхностной силы ΔF , действующую на площадку ΔS под некоторым углом, можно разложить на нормальную ΔF_n и тангенциальную ΔF_τ (рис. 1.1). Первая направлена внутрь объёма жидкости и называется силой давления, а ΔF_τ силой трения. Поверхностные силы относят к единице площади.

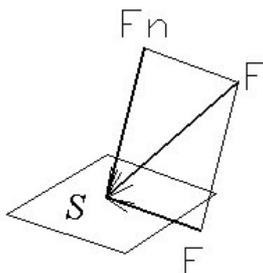


Рис.1.1

Нормальная сжимающая сила, приходящаяся на единицу площади, называется гидромеханическим давлением, а в случае покоя жидкости – гидростатическим давлением, или просто давлением и обозначается буквой P .

Среднее давление определяют по формуле $P_{\text{ср}} = \frac{\Delta F}{\Delta S}$, а $P = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S}$ называется давлением в точке.

За единицу давления в международной системе единиц (СИ) принята 1 Н/м^2 – Паскаль (Па).

Касательное напряжение τ выражается подобно давлению

$$\tau = \frac{\Delta F_{\tau}}{\Delta S}$$

с той же единицей измерения.

1.2. Основные физические свойства жидкостей и газов

Плотность. Плотность ρ – масса жидкости M в единице объема W .
Для однородной жидкости

$$\rho = \frac{M}{W}. \quad (1.1)$$

Удельный объем жидкости V – объем, занимаемый единицей массы

$$V = \frac{1}{\rho}. \quad (1.2)$$

Сжимаемость. Это свойство капельной жидкости изменять свой объем под действием давления и характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p , который представляет собой относительное изменение объема жидкости при увеличении давления на единицу

$$\beta_p = -\frac{\Delta W}{W \Delta P}, \quad (1.3)$$

где W – первоначальный объем; ΔW – изменение объема; Δp – изменение давления. Знак “минус” указывает, что увеличению давления соответствует уменьшение объема. Из (1.3), пользуясь (1.1), получим плотность при изменении давления на величину Δp :

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \Delta P}, \quad (1.4)$$

где ρ_0 – начальная плотность.

Величина, обратная коэффициенту β_p , представляет собой объемный модуль упругости жидкости

$$K = \frac{1}{\beta_p}. \quad (1.5)$$

Выражая объем через плотность и переходя к дифференциалам, получим

$$K = \rho \frac{dP}{d\rho} \quad \text{или} \quad \frac{K}{\rho} = \frac{dP}{d\rho} = a^2, \quad (1.6)$$

где a – скорость распространения волн в упругой среде, равная скорости звука в той же среде.

В большинстве случаев капельные жидкости можно считать практически несжимаемыми, т.е. принимать их плотность не зависящей от давления. Но при очень высоких давлениях и упругих колебаниях сжимаемость жидкостей следует учитывать.

Тепловое расширение – свойство жидкости изменять объем при изменении температуры, характеризуется коэффициентом α_t объемного

расширения, который представляет собой относительное изменение объема при изменении температуры на 1°C

$$\alpha_t = \frac{\Delta W}{W \Delta t}, \quad (1.7)$$

где $\Delta t = t - t_0$ - изменение температуры.

Тогда плотность ρ при температуре t будет

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha_t \Delta t}, \quad (1.8)$$

где ρ_0 - плотность при температуре t_0 .

Для капельных жидкостей изменение плотности от температуры в определенных пределах можно пренебречь. Однако когда жидкость заключена в замкнутом жестком объеме, увеличение температуры может привести к опасному повышению давления.

С о с т о я н и е г а з о в. В отличие от капельных жидкостей газы характеризуются значительной сжимаемостью и высокими значениями коэффициента температурного расширения. Зависимость плотности газов от давления и температуры устанавливается уравнением состояния.

Наиболее простыми свойствами обладает разреженный газ, когда взаимодействие между его молекулами не учитывается. В этом случае газ называется совершенным, или идеальным. Для идеальных газов справедливо уравнение Клайперона, позволяющее определять плотность газа при известных давлении и температуре

$$\rho = \frac{P}{RT}, \quad (1.9)$$

где P - давление; R - удельная газовая постоянная, различная для разных газов, но не зависящая от температуры и давления; T - абсолютная температура.

В частности, для воздуха $R = 287$ дж/кг·К. Поведение реальных газов в условиях, далеких от сжижения, лишь незначительно отличается от поведения совершенных газов. Поэтому для реальных газов можно применять уравнение Клайперона в широких пределах.

Плотность газа для облегчения технических расчетов приводит к нормальным физическим уровням ($t = 0^{\circ}$; $P_0 = 101325$ Па) или к стандартным условиям ($t = 20^{\circ}\text{C}$; $P_0 = 101325$ Па). Плотность воздуха в стандартных условиях $\rho_0 = 1.2$ кг/м³.

Плотность воздуха при других условиях P и T будет

$$\rho = \rho_0 \frac{PT_0}{P_0T}. \quad (1.10)$$

Изотермический процесс проходит при $T = \text{Const}$, но сам процесс сопровождается теплообменом, поэтому из (1.9) имеем

$$\frac{P}{\rho} = \text{Const}. \quad (1.11)$$

При адиабатическом процессе теплообмен отсутствует и

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{Const}, \quad (1.12)$$

где $k = \frac{C_p}{C_v}$ – показатель адиабаты; C_p – теплоемкость газа при постоянном давлении; C_v – теплоемкость газа при постоянном объеме.

Для воздуха $k = 1,4$

Для политропического процесса

$$\frac{P}{\rho^n} = Const, \quad (1.13)$$

где n – показатель политропы.

Сжимаемость газов зависит от характера процесса. Так, при изотермическом процессе объемный модуль упругости

$$K = P,$$

а при адиабатическом

$$K = \kappa p.$$

Скорость распространения звука в однородной газовой среде при изотермическом процессе можно определить из выражения (1.6), приведенного к виду

$$a = \sqrt{\frac{P}{\rho}} = \sqrt{RT}. \quad (1.14)$$

Для адиабатического процесса

$$a = \sqrt{kRT}. \quad (1.15)$$

Значительные разности давлений, вызывающие существенное изменение плотности газов, могут возникнуть при движении с большими скоростями. Практически плотность можно принимать неизменной при скоростях движения до 100 м/с.

Вязкость. Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу (относительному смещению слоев). Сила сопротивления сдвигу называется силой внутреннего трения.

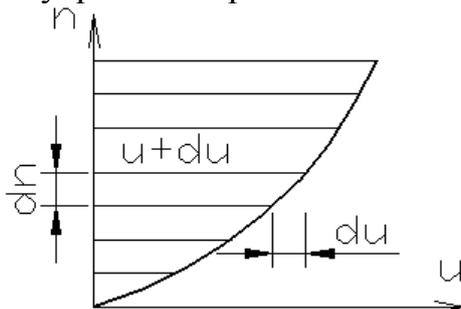


Рис.1.2.

Пусть жидкость течет вдоль плоской стенки параллельными слоями. Вследствие влияния стенки слои жидкости будут двигаться с разными скоростями с возрастанием от стенки, образуя профиль скоростей (рис.1.2). Сила внутреннего трения между слоями выражается согласно гипотезе Ньютона зависимостью

$$T = \pm \mu S \frac{du}{dn}, \quad (1.16)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости; A – площадь трущихся слоев;
 $\frac{du}{dn}$ – градиент скорости (относительный сдвиг).

Касательные напряжения между слоями жидкости

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dn}. \quad (1.17)$$

Берется тот знак, при котором τ получается положительным. В системе СИ динамическая вязкость выражается через $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ или $\text{Па} \cdot \text{с}$ I $\text{Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ П}$ (пуаз).

Применяют также кинематическую вязкость

$$\nu = \mu / \rho .$$

Единицей кинематической вязкости служит I м/с. Кинематическую вязкость измеряют в стоксах (Ст),

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

Вязкость жидкостей в сильной степени зависит от температуры. Кинематическая вязкость капельных жидкостей при увеличении температуры уменьшается, а вязкость газов возрастает.

1.3. Некоторые характеристики и требования к жидкостям, применяемым в гидросистемах

Физические свойства жидкостей и другие их характеристики должны удовлетворять условиям эксплуатации систем гидроприводов и гидроавтоматики. Универсальной рабочей жидкости не существует. Поэтому рабочую жидкость для каждой гидросистемы выбирают исходя из требований, предъявляемых к системе.

Рассмотрим некоторые специальные характеристики рабочих жидкостей – масел, применяемых в гидросистемах.

Индекс вязкости характеризует степень постоянства вязкости жидкости при изменении температуры. Чем выше индекс вязкости, тем более пологой является кривая вязкости. В лучшем случае вязкость должна быть стабильной в интервалах рабочих температур. Индекс вязкости выводится путем сравнения с эталонной жидкостью. Вязкость масел повышается с ростом давления. Вязкость масла с высоким значением индекса вязкости меньше изменяется при повышении давления.

Физической стабильностью жидкости называется ее способность длительно сохранять свои первоначальные свойства (вязкость, плотность, смазывающую способность) при работе в условиях высоких давлений, при больших перепадах давлений и значительной вибрации.

Химической стабильностью называется устойчивость жидкости к окислению кислородом воздуха. При окислении, особенно при высоких температурах, из жидкости выпадают осадки в виде смолы и коксоподобных веществ, которые, попадая в зазоры гидроаппаратов, парализуют их работу. Окисление приводит к увеличению вязкости и снижает способность масла отделять воду и воздух. На скорость окисления существенно влияют температура масла, интенсивность перемешивания и присутствие воздуха. При увеличении температуры от 50° до 70° в связи с резким увеличением скорости окислительных реакций срок эксплуатации масла уменьшается вдвое.

Смазывающая способность – свойство жидкости, обеспечивающее уменьшение контактного трения. Смазывающую способность масел улучшают введением различных присадок.

Растворимость и выделение газов. Все жидкости способны растворять газ, а при понижении давления или повышении температуры выделять его в виде пузырьков. При этом в жидкости образуются разрывы сплошности, жидкость вспенивается, и условия работы гидросистемы ухудшаются. Выделение газа происходит до тех пор, пока не наступает равновесие между жидкой и газовой фазами системы.

Интенсивность растворения и время насыщения жидкостей газом зависит от площади их соприкосновения и интенсивности перемешивания жидкости. Степень насыщения газом рабочих жидкостей зависит от вида газа. У

кислорода растворимость выше, чем у азота, а у углекислого газа – самая высокая. Большое количество выделившихся мелких пузырьков могут соединиться и создать газовые пробки, что приводит к нарушению нормальной работы гидросистемы и ухудшению динамических характеристик гидропривода.

Кроме того, выделяемый из жидкости газ образует пену. Пенообразование приводит к интенсивному протеканию окисления, нарушает нормальную работу насоса, ухудшает смазывающую способность масел и способствует коррозии стальных деталей. Одной из мер борьбы с пеной является введение в рабочую жидкость специальных противопенных присадок.

К а в и т а ц и я – это явление, когда пузырьки пара или паровоздушные пузырьки, появившиеся при давлении в движущейся жидкости, меньшем давления насыщенных паров, попадая в область повышенного давления, смыкаются (паровые пузырьки конденсируются, а газовые сжимаются). Разрушение пузырьков сопровождается шумом, вибрацией и местными гидравлическими ударами, приводящими к постепенному эрозийному разрушению твердых стенок. Возникновение кавитации значительно усиливается при наличии в жидкости пузырьков воздуха, а также растворенных газов. Кавитационные явления наиболее часто возникают в рабочих полостях насосов, гидродвигателей, в клапанах и в щелях распределительной аппаратуры. Одной из мер борьбы с кавитацией является повышение давления в зонах возможного разрыва жидкости.

В о с п л а м е н я е м о с т ь рабочей жидкости имеет большое значение, особенно при работе в закрытых помещениях. Существуют три показателя воспламеняемости: температура вспышки; температура воспламенения; температура самовоспламенения. Наименьшая температура – это температура вспышки, которая для некоторых минеральных масел равна (360 - 390) К. При выборе масел необходимо учитывать температурные свойства.

О б л и т е р а ц и я. Установлено, что расход даже тщательно очищенной жидкости через щели и отверстия малых размеров не подчиняется классическим законам гидродинамики. Интенсивность уменьшения расхода зависит от перепада давления, формы и размеров щелей, типа рабочей жидкости, её чистоты, температуры и материала стенок. Уменьшение расхода жидкости при течении через щели микронных размеров называется облитерацией и объясняется следующим образом. Рабочая жидкость содержит активно-полярные молекулы, а металлические стенки щелей обладают поверхностной энергией в виде внешнего электрического поля. Поэтому протекание через щель сопровождается отложением поляризованных молекул на ее стенках, толщина слоя которых может достигать до 10 мкм. Этот слой обладает свойствами квазитвердого тела и может выдержать большие нагрузки не разрушаясь. Поляризованный слой молекул разрушается при увеличении перепада давления, но потом эта щель снова зарастает. Эффективным средством борьбы с облитерацией является механическое удаление слоя поляризованных молекул при помощи относительного перемещения поверхностей щели.

Обобщая свойства и характеристики рабочих жидкостей, приходим к выводу, что им должны быть присущи: хорошие смазывающие свойства, высокий индекс вязкости, большой модуль упругости, химическая и физическая стабильность в течение длительного времени эксплуатации, сопротивляемость вспениванию, малая плотность и способность к растворению воздуха, хорошая теплопроводность, низкое давление насыщенных паров и высокая температура кипения, совместимость с материалами гидросистемы, негигроскопичность, нетоксичность и т.д.

Подобрать рабочую жидкость, которая бы удовлетворяла всем требованиям одновременно, практически невозможно.

Наибольшее распространение нашли минеральные масла на нефтяной основе, которые содержат антиокислительную, антипенную, антикоррозионную и антиизносную присадки. Минеральные масла имеют низкую стоимость, доступность в больших количествах, хорошую смазывающую способность и большой срок службы при высоких давлениях.

В промышленных гидросистемах широко применяют трансформаторное, веретенное АУ, индустриальное, турбинное, цилиндрическое, ВМГЗ, МГ-30, ГМ-50И и др. масла.

Некоторые масла предназначены для узкого диапазона температур (ДО-11-летний, ДП-8-зимний). Для широкого диапазона температур применяют масла АТМ, МВП, ГМ-50И, но их стоимость большая. В авиационных системах применяют масло АМГ-Ю для работы при температурах 220-360 К.

Тем не менее минеральные масла имеют ряд недостатков, ограничивающих их применение. При повышенных температурах ухудшается смазывающая способность, а при низких температурах резко возрастает вязкость. Кроме того, при повышенных температурах из минеральных масел выпадают смолянистые осадки, которые засоряют ячейки фильтров и осаждаются во внутренних проходах гидроаппаратуры.

В гидроприводах и системах гидроавтоматики, работающих при температуре порядка 450 К, применяют синтетические силиконовые и кремнийорганические жидкости. Они имеют высокую химическую стойкость, хорошо смешиваются с минеральными маслами, у них отсутствует коррозионная активность.

При температурах выше 600 К нельзя применять ни минеральные, ни синтетические жидкости. Перспективным является применение жидких металлов при температурах от 260 до 1020 К, например сплав из 77 % натрия и 23 % калия. Однако жидкие металлы имеют плохие смазывающие свойства и окисляются при контакте с кислородом.

Таким образом, рабочую жидкость необходимо выбирать конкретно для каждой гидросистемы отдельно с учетом условий работы. При этом надо учитывать совместимость рабочей жидкости и материалов гидросистемы.

ОСНОВЫ ПРИКЛАДНОЙ ГИДРАВЛИКИ И ГАЗОДИНАМИКИ

При расчете и конструировании гидроприводов, пневмоприводов, а также систем гидропневмоавтоматики используют основные закономерности прикладной гидравлики и газодинамики. В данной главе кратко изложены основные вопросы гидравлики и газодинамики.

2.1. Гидростатика

Гидростатика является разделом гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей. В покоящейся жидкости возможны лишь нормальные напряжения сжатия. Величина гидростатического давления в точке по всем направлениям одинакова (не зависит от ориентации площади).

$$P_x = P_y = P_z = P_n,$$

где $P_x = P_y = P_z = P_n$ – давления соответственно по произвольному направлению и осям координат.

Основной задачей гидростатики является определение давления в зависимости от координат

$$P = f(x, y, z). \quad (2.1)$$

2.2. Основное уравнение гидростатики

Равновесие жидкости описывается дифференциальным уравнением

$$dP = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad (2.2)$$

где X, Y, Z – проекции единичных массовых сил.

Тогда уравнение поверхностей равного давления или поверхностей уровня ($P = \text{Const}$) будет

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (2.3)$$

В поле силы тяжести ($X=Y=0, Z=-g$) уравнения (2.2) и (2.3) будут

$$dP = -\rho g dz \quad \text{и} \quad -gdz = 0 \quad (2.4)$$
$$z = \text{Const},$$

где g – ускорение силы тяжести.

Таким образом, в поле силы тяжести поверхности равного давления, включая и свободную поверхность, являются горизонтальными плоскостями.

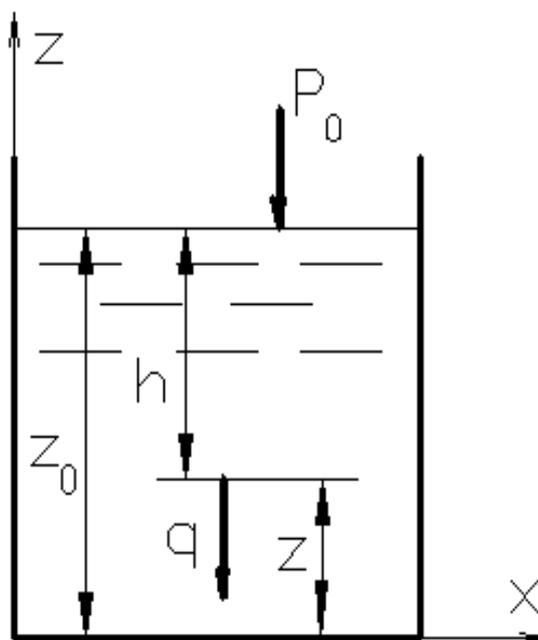


Рис.2.1

Из (2.4) с учетом граничных условий получаем основное уравнение гидростатики (рис.2.1):

$$P = P_0 + \rho gh, \quad (2.5)$$

где P - давление в произвольной точке на глубине h от свободной поверхности ($h = Z_0 - Z$); P_0 - давление на свободной поверхности. Величина давления ρgh обусловлена весом столба жидкости высотой h .

Рис.2.1. Формулу (2.5) можно переписать в виде

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{вн}} + P_{\text{изб}},$$

где $P_{\text{абс}}$ - абсолютное давление; $P_{\text{вн}}$ и $P_{\text{изб}}$ - соответственно внешнее и избыточное давления.

Из уравнения (2.5) следует, что при изменении внешнего давления P_0 величина P в любой точке жидкости изменяется на такую же величину. Таким образом, внешнее давление передается без изменения во все точки внутри жидкости (закон Паскаля).

Если на свободной поверхности величина давления равна атмосферному, то имеем

$$P_{\text{изб}} = \rho gh. \quad (2.6)$$

Из (2.6) видно, что давление можно измерять высотой столба жидкости при помощи открытой пьезометрической трубки, подсоединяемой к уровню, где

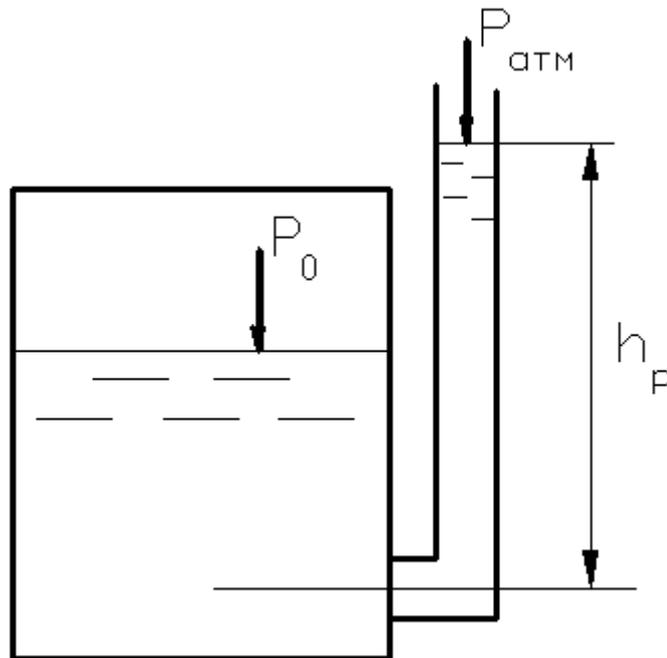


Рис.2.2.

измеряется давление (рис.2.2). Пьезометрическая высота, равная $P/\rho g$, представляет собой высоту столба данной жидкости в пьезометре. При этом

$$P_{абс} = P_{атм} + \rho g h_p,$$

где h_p - пьезометрическая высота, равная

$$h_p = \frac{P_{абс} - P_{атм}}{\rho g}.$$

Например, одной технической атмосфере ($P = 9,81 \cdot 10^4$ Па) соответствуют высоты столба воды ($\rho_{в} = 1000$ кг/м²) и ртути ($\rho_{рт} = 13600$ кг/м²):

$$h_в = \frac{P}{\rho_в g} = \frac{9,81 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 10^3} = 10 м,$$

$$h_{рт} = \frac{P}{\rho_{рт} g} = \frac{9,81 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 13600} = 0,735 м.$$

За физическое атмосферное давление принимается давление, соответствующее 760 мм рт.ст., что равнозначно 10,3 м.вод.ст. или 101325 Н/м².

Если абсолютное давление в жидкости или газе меньше атмосферного, то имеет место вакуум. Вакуумом называется недостаток абсолютного давления до атмосферного

$$P_{вак} = P_{атм} - P_{абс}.$$

Вакуумметрическая высота (рис.2.3) равна

$$h_{вак} = \frac{P_{атм} - P_{абс}}{\rho g}. \quad (2.7)$$

Так как абсолютное давление не может быть отрицательным, то вакуум не может быть больше атмосферного давления.

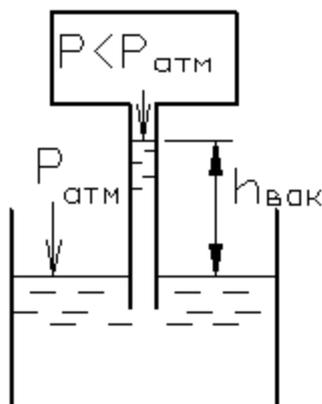


Рис.2.3.

2.3. Приборы для измерения давления

Давление измеряют пьезометрами (рис.2.2), жидкостными и механическими манометрами. Жидкостные манометры применяют при относительно маленьких давлениях - до 3 атм. В качестве рабочей жидкости для манометрических трубок чаще применяют ртуть, а для измерения маленьких давлений - спирт, воду.

На рис.2.4 показаны схемы жидкостных манометров, измеряющих давление в сосуде А.

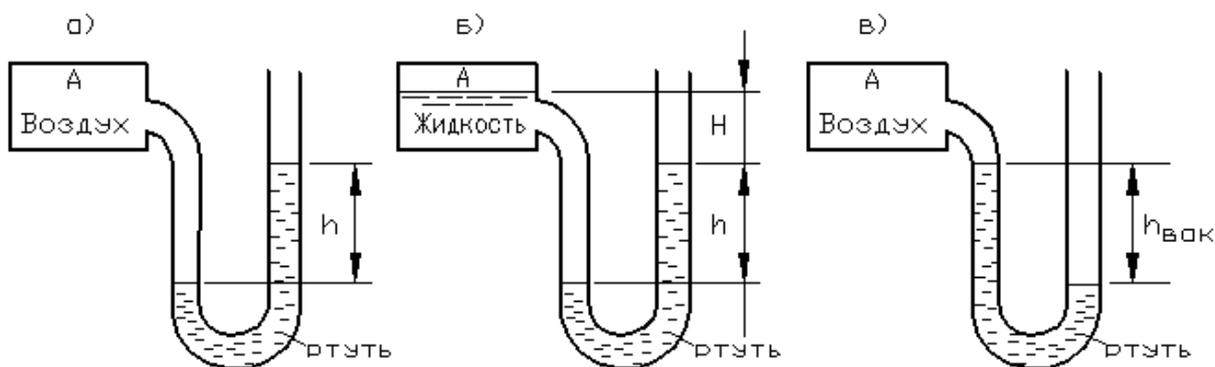


Рис.2.4.

Давление воздуха в сосуде А (рис.2.4 а) будет

$$P_A = \rho gh,$$

где ρ - плотность жидкости в манометрической трубке.

При наличии в сосуде жидкости (рис.2.4 б) избыточное давление над поверхностью будет

$$P_A = (\rho - \rho_{жс})gh - \rho_{жс}gh,$$

где $\rho_{ж}$ – плотность жидкости в сосуде.

При помощи мановакуумметра (рис. 2.4 в) можно измерять как давление, так и вакуум в пределах шкалы манометрической трубки (на рисунке манометр показывает вакуум).

Для измерения разности давлений в двух точках (рис. 2.5) применяют дифференциальные жидкостные манометры

$$P_1 - P_2 = \rho gh.$$

Если емкости заполнены жидкостью, то

$$P_1 - P_2 = (\rho - \rho_{жс})gh.$$

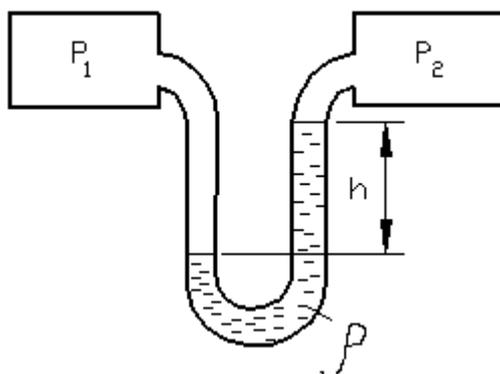


Рис. 2.5.

Механические пружинные (рис.2.6 а) и мембранные (рис.2.6 б) манометры используются для измерения больших избыточных давлений.

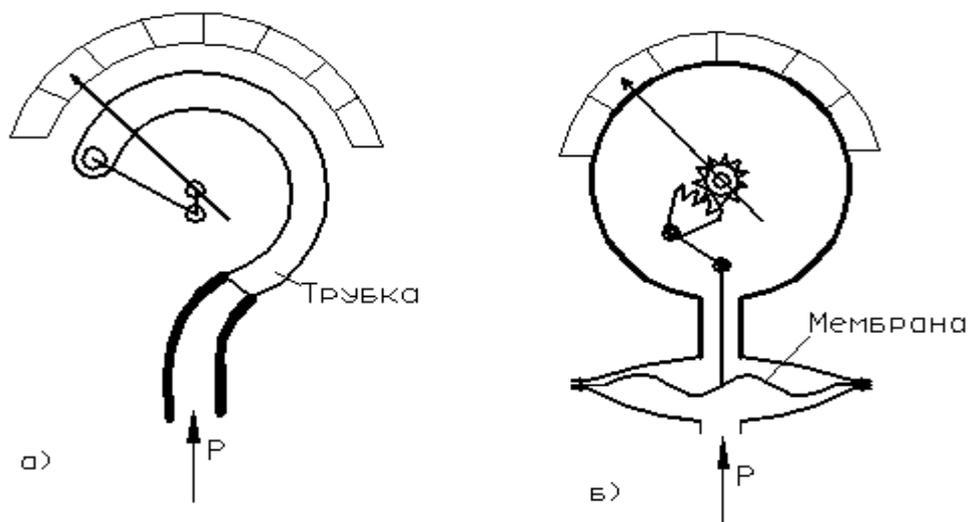


Рис.2.6.

Основная деталь пружинного манометра - это полая латунная трубка, согнутая по кругу. Сечение трубки имеет форму эллипса. Закрытый конец трубки соединен со стрелкой. Трубка, распрямляясь, перемещает показывающую стрелку тем больше, чем больше давление. Пружинные манометры рассчитаны на высокие давления (некоторые специальные конструкции до 10 000 атм).

Мембранные манометры в качестве основной детали имеют мембрану волнообразного сечения. Подведенное под мембрану давление приводит к ее деформации, которая через кинематику передается показывающей стрелке. Мембранные манометры работают в диапазоне от 0,2 до 30 атм. Вакуумметры также бывают пружинные и мембранные со шкалой, отградуированной в мм ртутного столба. В настоящее время в системах автоматики широко применяют различные датчики давления (пьезодатчики, тензометрические, индуктивные, емкостные), преобразующие величину давления в электрический импульс, который легко усиливается и передается на расстояние.

2.4. Сила давления жидкости на плоские поверхности

На ограничивающие поверхности действует сила давления жидкости. Необходимо знать направление, величину и точку приложения силы давления. Линия действия силы будет нормальной к поверхности.

Величина полной силы давления равна (рис.2.7)

$$F_n = (P_0 + \rho g h_c') S, \quad (2.8)$$

где P_0 - давление на свободную поверхность жидкости; h_c' - глубина погружения центра тяжести S рассматриваемой плоской площади под свободную поверхность жидкости; S - площадь поверхности.

Сила избыточного давления будет

$$F = (P_{0 \text{ изоб}} + \rho g h_c') S \quad (2.9)$$

или

$$F = \rho g h_c S,$$

где h_c - расстояние от центра тяжести до пьезометрической плоскости.

В случае открытых сосудов, когда на свободную поверхность действует атмосферное давление, имеем

$$F = \rho g h_c' S.$$

Точка приложения D равнодействующей силы давления называется центром давления. Координата центра давления (рис.2.7 и 2.8) определяется по формуле

$$y_g = y_c + \frac{J_0}{y_c S}, \quad (2.10)$$

где J_0 - момент инерции площадки относительно центральной оси, параллельной свободной поверхности, следовательно, оси X ; y_g , y_c , h_g , h_c - координаты точек C и D) соответственно по оси y и по вертикали.

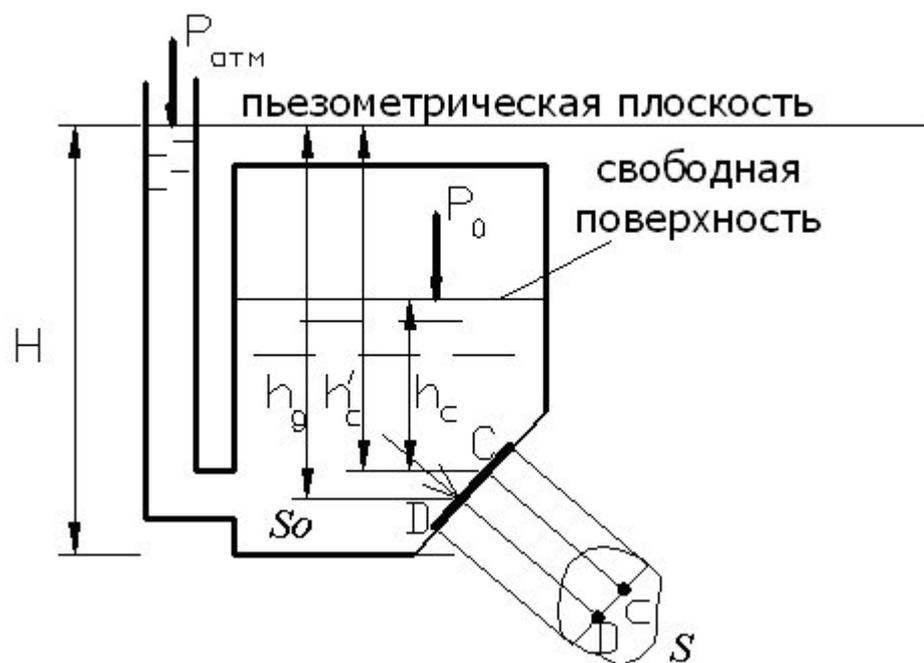


Рис.2.7

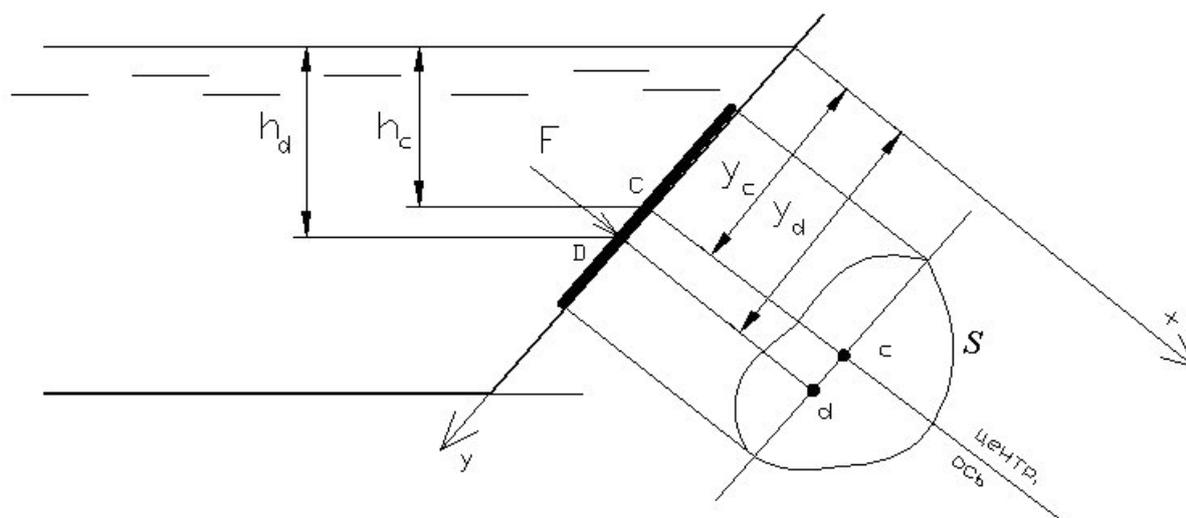


Рис.2.8

Если давление на свободную поверхность отличается от атмосферного (при закрытом сосуде), то координаты y_g и y_c отсчитываются от пьезометрической плоскости.

2.5. Сила давления жидкости на криволинейные поверхности

Чаще всего в прикладных задачах имеют место цилиндрические, сферические, конические поверхности, имеющие вертикальную плоскость симметрии. Сила давления жидкости в этих случаях сводится к равнодействующей горизонтальной и вертикальной составляющим, лежащим в плоскости симметрии.

На рис.2.9 показана цилиндрическая поверхность, на которую давление жидкости действует с разных сторон.

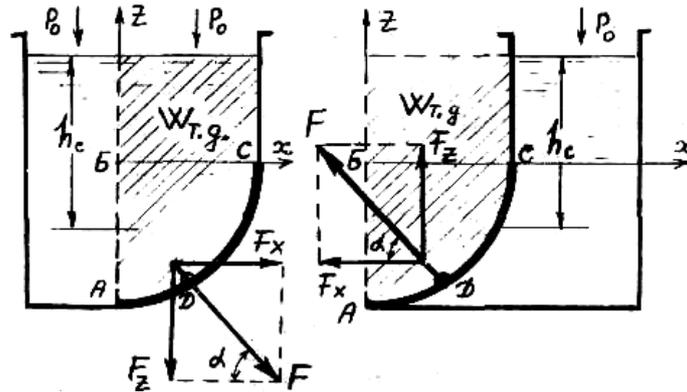


Рис.2.9

Горизонтальная составляющая силы избыточного давления будет

$$F_x = \rho g h_c A_z, \quad (2.11)$$

где A_z - площадь проекции поверхности AC на вертикальную плоскость $юз$, т.е. площадь AB; h_c - глубина погружения центра тяжести площади AB под свободную поверхность. Сосуд может быть закрытым, а внешнее давление больше или меньше атмосферного давления. В этом случае глубину погружения центра тяжести необходимо отсчитывать от пьезометрической плоскости. Сила F_x проходит через центр давления площади AB.

Чтобы определить вертикальную составляющую, необходимо найти объем тела давления $W_{т.д.}$. Объемом тела давления называется объем, заключенный между криволинейной поверхностью, пьезометрической плоскостью и вертикальной проектирующей поверхностью.

Вертикальная составляющая избыточной силы давления равна весу жидкости в объеме тела давления независимо от того, заполнен этот объем жидкостью или нет.

$$F_z = \rho g W_{м.д.} \quad (2.12)$$

Сила F_z направлена вертикально вниз, если поверхность смочена сверху, и вверх, если поверхность смочена снизу и проходит через центр тяжести объема тела давления (рис.2.9). Равнодействующая сила равна

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}.$$

Линия действия силы давления наклонена под углом

$$\alpha = \arctg \frac{F_z}{F_x}.$$

Например, найдем объем тела давления для полусферы (рис.2.10). Объем тела давления для поверхности AB будет ABED, а вертикальная сила направлена вниз.

Для поверхности BC объем тела давления будет BCDE, а сила направлена вверх. Следовательно, объем тела давления равен объему полусферы (на рисунке заштрихован). При избыточном давлении на поверхность при

определении F_x отсчет надо вести от пьезометрической плоскости, при этом $W_{т.д}$ не зависит от внешнего давления.

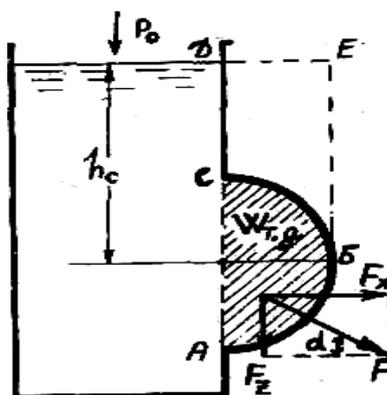


Рис.2.10

2.6. Основные понятия гидродинамики

Гидродинамика - раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и их применение в инженерной практике.

В гидродинамике широко используется понятие "идеальная жидкость", решения для которой применяются и к реальной жидкости с учетом влияния вязкости. Движение жидкости характеризуется скоростью движения частиц и давлением, являющимися функциями координат x, y, z и времени t .

Различают два вида движения: установившееся и неустановившееся.

Установившимся движением называется такой вид движения, при котором скорость U и давление P в данной точке не меняются с течением времени, а зависят только от положения рассматриваемой точки, являясь функцией координат:

$$U = f_1(x, y, z); \quad P = f_2(x, y, z); \quad \rho = f_3(x, y, z).$$

При неустановившемся движении:

$$U = f_1(x, y, z, t); \quad P = f_2(x, y, z, t); \quad \rho = f_3(x, y, z, t).$$

Установившееся движение делится на равномерное и неравномерное.

Л и н и е й т о к а называется линия, проведенная в данный момент времени в движущейся жидкости так, что в любой ее точке вектор скорости частиц совпадает с касательной (рис.2.II). При установившемся движении линия тока совпадает с траекторией частиц.

,

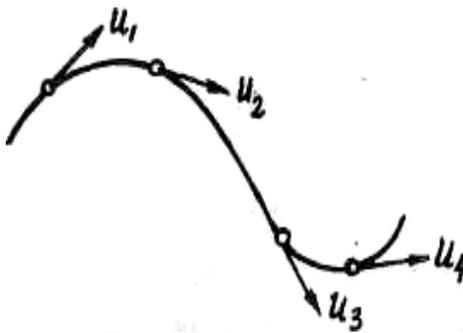


Рис.2.11

Элементарная струйка. Если в движущейся жидкости взять элементарный замкнутый контур и в данный момент через все точки его провести линии тока, то образуется поверхность, называемая трубкой тока. Часть жидкости, заключенная внутри трубки, называется элементарной струйкой (рис.2.12), которая при установившемся движении обладает следующими свойствами: а) имеет постоянную форму, так как линии тока с течением времени не меняются; б) частицы жидкости данной струйки не проникают в соседние струйки наоборот, т.е. элементарная струйка “непроницаема”; в) скорость частиц во всех точках данного поперечного сечения струйки принимается одинаковой ввиду бесконечно малого поперечного сечения.

форму, так как линии тока с течением времени не меняются; б) частицы жидкости данной струйки не проникают в соседние струйки наоборот, т.е. элементарная струйка “непроницаема”; в) скорость частиц во всех точках данного поперечного сечения струйки принимается одинаковой ввиду бесконечно малого поперечного сечения.



Рис.2.12

Поток жидкости - совокупность элементарных струек. Поток, не имеющий свободной поверхности, называется напорным в отличие от безнапорных. Например, движение в трубах при полном заполнении сечения является напорным, а в открытых каналах - безнапорным. Поток жидкости или газа, ограниченный газообразной или жидкой средой, называется струей. Гидравлические струи формируются при помощи специальных устройств (сопла, насадки).

Установившееся струйное движение потока, при котором угол расхождения между линиями тока и их кривизна - величины пренебрежимо малые, называется медленно изменяющимся движением.

Живым сечением называется поверхность, в каждой точке которой скорости частиц жидкости направлены по нормали. В общем случае живое сечение имеет форму криволинейной поверхности. Для параллельно-струйного и медленно изменяющегося движения живое сечение будет плоским.

Местной скоростью называется скорость частиц в данной точке потока. Скорость, определенная в некоторый момент времени, называется мгновенной, а среднее значение из достаточно большого числа измерений называется средней по времени скоростью. При движении жидкости вследствие шероховатости стенок и прилипания частиц к твердой поверхности (гипотеза прилипания) происходит торможение движению жидкости. Поэтому у стенок скорость меньше, чем в отдалении от них. Происходит распределение скоростей с образованием некоторого профиля в данном живом сечении (а-а, рис.2.13).

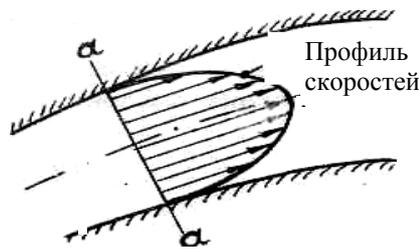


Рис.2.13.

Объемным расходом Q ($\text{м}^3/\text{с}$, л/с) называется объем жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Количество протекающей жидкости можно измерять также в единицах веса (весовой расход - G , Н/с) или массы (массовый расход - M , кг/с).

Средняя скорость потока - это такая скорость, с которой если двигались бы все частицы жидкости., то расход через рассматриваемое живое сечение потока был бы равен истинному расходу, имеющему место при реальном распределении скоростей.

Для элементарной струйки расход через живое сечение $d\omega$ будет

$$dQ = U dS$$

Расход всего потока через данное живое сечение A равен сумме расходов всех элементарных струек.

$$Q = \int_A U dS.$$

Тогда, согласно определению, средняя скорость U будет

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{\int U dS}{S}. \quad (2.13)$$

Уравнение неразрывности для установившегося движения. Основываясь на законе сохранения вещества, на предположении о сплошности (неразрывности) среды и на свойстве "непроницаемости" элементарной струйки, можно для установившегося движения несжимаемой жидкости утверждать, что расход во всех сечениях элементарной струйки один и тот же (рис. 2.13).

$$dQ = U_1 dS_1 = U_2 dS_2 = Const,$$

Аналогичное уравнение расхода для всего потока будет

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = Const. \quad (2.14)$$

Для газообразной жидкости, учитывая изменение плотности от давления, получим уравнение неразрывности (условие сплошности) через массовый расход

$$m = \rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2 = \text{Const} . \quad (2.15)$$

2.7. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости

Уравнения движения (Эйлера) следующие:

$$\begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{dU_x}{dt}, \\ y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} &= \frac{dU_y}{dt}, \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{dU_z}{dt},$$

где U_x, U_y, U_z - проекции скоростей; $\frac{dU_x}{dt}, \frac{dU_y}{dt}, \frac{dU_z}{dt}$ - проекции ускорений.

Четвертым уравнением для решения системы (имеем четыре неизвестных параметра: P, U_x, U_y, U_z) является дифференциальное уравнение неразрывности капельной жидкости, имеющее вид

$$\frac{dU_x}{dx} + \frac{dU_y}{dy} + \frac{dU_z}{dz} = 0.$$

2.8. Уравнение Бернулли

Интегрируя уравнения (2.16) для установившегося движения, в поле силы тяжести получится уравнение Бернулли элементарной струйки идеальной капельной жидкости:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} = Const, \quad (2.17)$$

где Z – геометрическая высота центра тяжести произвольно выбранного живого сечения струйки над плоскостью сравнения 0-0 (Рис2.14); $P/\rho g$ – пьезометрическая высота отвечающая гидродинамическому давлению P в центре тяжести сечения струйки; $U^2/2g$ – скоростная высота, отвечающая скорости U в центре тяжести сечения струйки.

Геометрический смысл уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости поясняется рисунком 2.14. Уравнение Бернулли для произвольно выбранного сечения потока идеальной жидкости имеет вид:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = Const, \quad (2.18)$$

где V – средняя скорость потока в данном живом сечении; α – коэффициент учитывающий неравномерность распределения скоростей частиц жидкости по живому сечению потока.

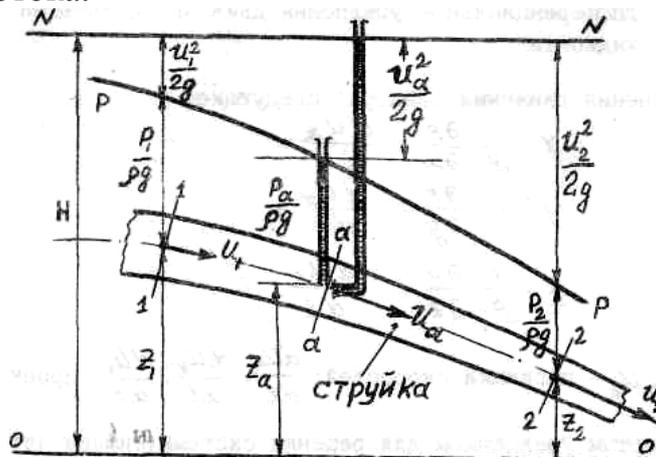


Рис.2.14.

Уравнение Бернулли для двух сечений потока реальной жидкости примет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\omega_{1-2}}, \quad (2.19)$$

где $h_{\omega_{1-2}}$ – сумма потерь напора между двумя сечениями.

Геометрический смысл уравнения Бернулли (2.19) поясняется рисунком 2.15.

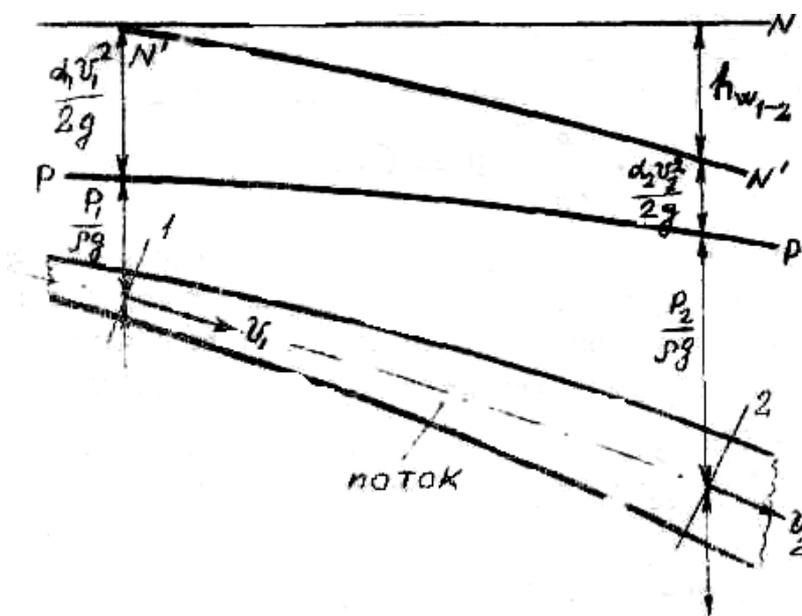


Рис.2.15.

С энергетической точки зрения уравнения Бернулли выражают закон сохранения энергии применительно к движению жидкости.

Сумма трех слагаемых уравнения Бернулли представляет полную энергию единицы веса жидкости в данном сечении, называемую удельной энергией:

Z - удельная потенциальная энергия положения; $\frac{P}{\rho g}$ - удельная потенциальная энергия давления; $\frac{\alpha V^2}{2g}$ - удельная кинетическая энергия; h_w - суммарные потери удельной энергии.

Уравнение Бернулли для газов зависит от характера термодинамического процесса (1.10 - 1.13), так как $\rho=f(P)$.

В общем случае (политропический процесс)

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1/n},$$

а уравнение Бернулли будет

$$Z_1 + \frac{n}{n-1} \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{n}{n-1} \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 U_2^2}{2g} + h_{w1-2}, \quad (2.20)$$

или с учетом (1.9)

$$Z_1 + \frac{1}{g} \frac{n}{n-1} RT_1 + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{1}{g} \frac{n}{n-1} RT_2 + \frac{U_2^2}{2g} + h_{w1-2}. \quad (2.21)$$

При адиабатическом процессе в уравнениях (2.20) и (2.21) $n=k$. При изотермическом процессе ($T = \text{Const}$) $P = \rho RT = \text{Const}$.

$$RT_0 \ln \frac{P_1}{P_0} + \frac{U_1^2}{2} = RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} + \frac{U_2^2}{2} + gh_{w1-2}. \quad (2.22)$$

На практике величиной $\Delta Z = Z_1 - Z_2$ пренебрегают. Тогда для адиабатического процесса без учета потерь получим

$$T_1 - T_2 = \frac{k-1}{kR} \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right). \quad (2.23)$$

Существует соотношение

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dS} = \frac{dU}{dS} (M^2 - 1) \frac{1}{U}, \quad (2.24)$$

где A - площадь живого сечения; U - скорость газа; $a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}}$ - скорость звука в

газе; $M = \frac{U}{a}$ - число Маха.

Из (2.24) следует:

1. Если $U < a$ (дозвуковая скорость), то $M < 1$, $(M^2 - 1) < 0$.

При $\frac{dA}{dS} > 0$ $\frac{dU}{dS} < 0$ - это значит, что при увеличении площади живого сечения скорость газа уменьшается, как и в случае капельной жидкости.

2. Если $U > a$ (сверхзвуковая скорость), то $M > 1$, $(M^2 - 1) > 0$.

При $\frac{dA}{dS} > 0$ $\frac{dU}{dS} > 0$, т.е. при увеличении площади живого сечения

скорость газа увеличивается в отличие от случая капельной жидкости.

2.9. Режимы движения жидкости

Опыты показывают, что существуют два режима течения жидкостей и газов: ламинарное течение (слоистое), при котором отдельные струи жидкости при движении не смешиваются между собой и течение протекает без пульсаций скоростей частиц; турбулентное течение, при котором струи жидкости интенсивно и беспорядочно перемешиваются и имеет место пульсация местных скоростей.

Режимы движения можно наблюдать на установке (рис.2.16).

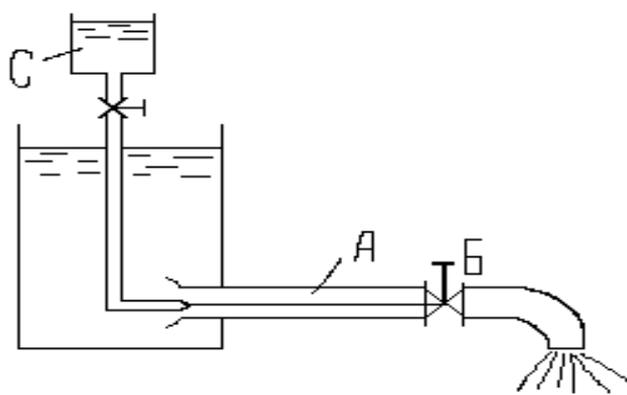


Рис.2.16.

Жидкость течет в стеклянной трубе А со скоростью, регулируемой краном В, В поток жидкости запускается тонкая струя окрашенной жидкости из бачка С. До некоторой скорости течения эта струя течет, не смешиваясь с жидкостью, что говорит о ламинарном течении. С увеличением скорости наступает момент, когда ламинарный режим переходит в турбулентный, начинается перемешивание окрашенной струи с жидкостью. Скорость, при которой происходит смена режимов течения, называется критической – $V_{кр}$.

Установлен безразмерный критерий (параметр), названный числом Рейнольдса (Re). В частности, для труб круглого сечения

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (2.25)$$

где V - средняя скорость потока; d - диаметр трубы; ν - коэффициент кинематической вязкости.

Ламинарный режим течения сохраняется до критического значения числа Рейнольдса, равного

$$Re_{кр} = 2320.$$

При $Re > 2320$ начинается образование возмущений, т.е. турбулентный режим. Следовательно, критическая скорость равна:

$$V_{кр} = Re \frac{V}{d}.$$

2.10. Гидравлические сопротивления и потери напора

Из уравнения Бернулли для потока реальной жидкости (2.19) следует, что при равномерном изотермическом движении (силы инерции отсутствуют, $V_1 = V_2$, вязкость постоянна)

$$h_{w1-2} = \left(Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left(Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right). \quad (2.26)$$

В горизонтальных трубах ($Z_1 = Z_2$):

$$h_{w1-2} \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (2.27)$$

где ΔP - потери давления по длине l между сечениями.

При гидравлических расчетах насосных установок гидроприводов и систем гидроавтоматики необходимо определить величину потерь с целью подбора источника питания гидросистем, способного создать потребное давление.

Потери напора (давления) делят на два вида:

1) потери напора по длине потока – h_l ;

2) местные потери – h_m , которые возникают при изменении конфигурации потока, деформации эпюры распределения скоростей, завихрениях, что приводит к дополнительному расходу энергии. Например, краны, повороты, диафрагмы, клапаны и т.д. Суммарные потери будут

$$\Sigma h_w = \Sigma h_l + \Sigma h_m. \quad (2.28)$$

рис.2.17 и 2.18 показаны величины потерь по длине и в местном сопротивлении согласно (2.27).

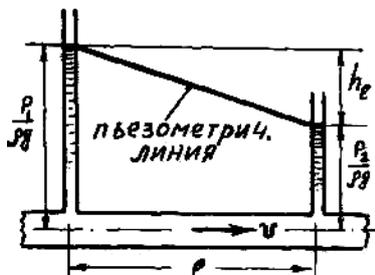


Рис.2.17.

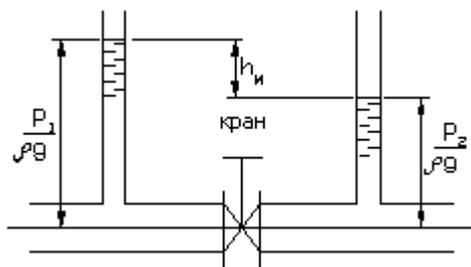


Рис.2.18.

На рис.2.19 изображены суммарные потери по длине и в местных сопротивлениях согласно уравнению Бернулли (2.19). Трубопровод состоит из трех участков, в которых потери по длине будут h_{L1} , h_{L2} , h_{L3} . В начальном сечении 0-0 пьезометрическая высота - $\frac{P_0}{\rho g}$, а в произвольном сечении а-а — $\frac{P_a}{\rho g}$, Пьезометрическая линия А характеризует изменение давления по течению потока, N-N - напорная плоскость (линия энергии идеальной жесткости). Потери напора (энергии) вдоль потока характеризуются линией энергии реальной жидкости Б.

Потери в местных сопротивлениях (внезапное сужение потока 1-1, кран 2-2 и выход из трубы 3-3) отмечены ступеньками на линии энергии Б (h_{m1} , h_{m2} , h_{m3}).

Таким образом, суммарные потери будут

$$\Sigma h_w = h_{L1} + h_{L2} + h_{L3} + h_{m1} + h_{m2} + h_{m3}.$$

Чтобы найти расчетные формулы для определения потерь напора по длине при разных режимах движения рассмотрим характер распределения скоростей и понятие о гидравлической шероховатости.

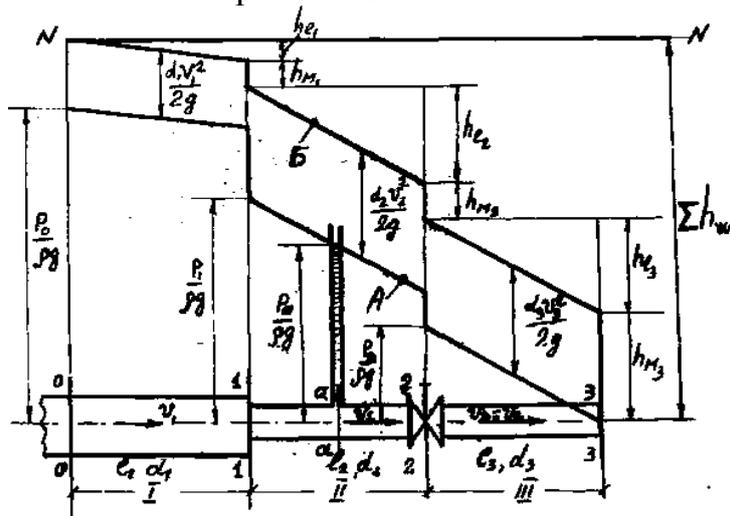


Рис.2.19.

Распределение скоростей (эпюра скоростей) по живому сечению потока зависит от режима течения жидкости.

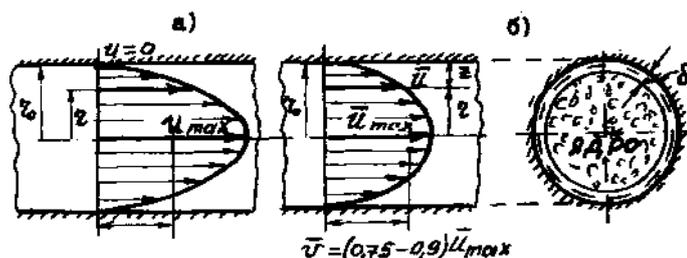


Рис.2.20.

При ламинарном режиме течения в круглой трубе (рис.2.20 а) закон распределения скоростей является параболическим (закон Стокса) и имеет вид

$$U = \frac{\Delta P}{4\mu l}(r_0^2 - r^2), \quad (2.29)$$

где ΔP - потери давления по длине l ; μ - динамическая вязкость; r_0 - радиус трубы; r - радиус рассматриваемой точки.

Максимальная скорость имеет место на оси ($r=0$)

$$U_{max} = \frac{\Delta P}{4\mu l} r_0^2, \quad (2.30)$$

Средняя скорость $V=0,5U_{max}$ выражается формулой

$$V = \frac{\Delta P}{8\mu l} r_0^2. \quad (2.31)$$

Расход или потери рассчитываются по формуле Пуазеля:

$$Q = \frac{\Delta P \pi}{8\mu l} r_0^4, \quad \Delta P = \frac{8\mu l}{\pi r_0^4} Q. \quad (2.32)$$

При турбулентном режиме (рис.2.20 б) скорости частиц по живому сечению меняются во времени (пульсируют), поэтому в формулы вводят осредненные во времени скорости, которые обозначают черточкой. Полуэмпирический закон распределения скоростей при турбулентном режиме в безразмерной форме носит логарифмический характер:

$$\frac{\vec{U}_{max} - \vec{U}}{V_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{r_0}{z}, \quad (2.33)$$

где z - расстояние от стенки; k - опытный коэффициент, равный в среднем 0,4; V_* - имеет размерность скорости и называется динамической скоростью.

Отношение $\frac{\vec{U}}{\vec{U}_{max}} = 0,75-0,9$ при турбулентном режиме тем больше, чем больше число Рейнольдса.

Отметим, что турбулентный поток (рис.2.20 б) состоит из основного ядра и относительного тонкого ламинарного слоя толщиной δ , имеющего большое значение при расчете потерь напора и формировании потока.

Гидравлическая шероховатость. Внутренняя поверхность труб может быть технически гладкой или шероховатой с выступами - Δ .

Относительной шероховатостью называется отношение $\frac{\Delta}{r_0}$, а относительной

гладкостью - $\frac{r_0}{\Delta}$.

С гидравлической точки зрения различают гидравлически гладкие поверхности (толщина ламинарного слоя $\delta_{л} > \Delta$) и гидравлически шероховатые ($\delta_{л} < \Delta$). В первом случае выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем, а во втором - обнажены на ту или иную величину.

Ф о р м у л а Д а р с и - В е й с б а х а. Для расчета потерь напора (давления) по длине в круглой трубе используют формулу Дарси-Вейсбаха

$$h_{\ell} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (2.34)$$

или

$$\Delta P = \lambda \frac{l \rho V^2}{d 2}, \quad (2.35)$$

где h_{ℓ} и ΔP – соответственно потери напора и давления; l , d - длина и диаметр трубопровода; λ - коэффициент гидравлического сопротивления.

Формулу Дарси-Вейсбаха применяют как для ламинарного, так и для турбулентного режимов движения, определяя при этом коэффициент λ по соответствующим формулам.

Исследования показали, что значение λ зависит как от числа Re , так и от относительной шероховатости. На основе анализа экспериментальных данных установлены три характерные области для определения коэффициента λ .

П е р в а я о б л а с т ь соответствует ламинарному движению жидкости и ограничена числом $Re \leq 2320$. Коэффициент λ зависит только от числа Re и не зависит от шероховатости. В этой зоне потери напора пропорциональны скорости в первой степени.

Для стабилизированного ламинарного режима (вдали от входа в трубопровод) имеем

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.36)$$

Для начального участка трубопровода необходимо принять

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

При расчете трубопроводов гидропривода принимаем

$$\lambda = \frac{75 \div 150}{Re},$$

где 75-для стальных труб, а 150 - для гибких шлангов.

В т о р а я о б л а с т ь - гидравлически гладкие трубы ($\Delta < \delta$). В этой области λ зависит только от числа Re , границы которого будут $2320 < Re < 50 \frac{r_0}{\Delta}$.

Режим движения - слабый, турбулентный, а потери напора пропорциональны скорости в степени 1,75, $h_w = k_{гл} \cdot V^{1,75}$ ($k_{гл}$ - коэффициент пропорциональности).

Расчет λ для гидравлически гладкой области проводят по формуле Блазиуса

$$\lambda_{зл} = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}. \quad (2.37)$$

После второй области следует переходная область, где выступы шероховатости Δ начинают оказывать влияние на потери напора, а следовательно, на коэффициент λ в этой области

$$\lambda_{неп} = f\left(R_e \frac{\Delta}{r_0}\right), \quad h_w = k_{неп} \cdot V^{1,75+2},$$

число Re находится в пределах $50 \frac{r_0}{\Delta} < Re < 1100 \frac{r_0}{\Delta}$.

Третья область соответствует развитому турбулентному движению, когда потери напора пропорциональны квадрату скорости (квадратичная область), а коэффициент λ зависит только от шероховатости и не зависит от числа Re :

$$\lambda_{кв} = f\left(\frac{\Delta}{r_0}\right), \quad h_w = k_{кв} \cdot V^2.$$

Область следует после $Re > 1100 \frac{r_0}{\Delta}$.

В области квадратичных сопротивлений можно пользоваться формулой А.Д. Альштуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{R_e} + \frac{\Delta \vartheta}{2r_0} \right)^{0,25}, \quad (2.38)$$

где Δ , - абсолютная шероховатость.

Ламинарное течение жидкости наблюдается в щелевых и кольцевых зазорах гидравлических устройств гидроприводов и систем гидроавтоматики. Для плоского зазора (рис.2.21 а) расход жидкости в зазоре между пластинами будет

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \delta^3 \cdot B}{12\mu l},$$

где, l В, δ - соответственно длина, ширина, высота зазора;

$\Delta p = (p_1 - p_2)$ - перепад давления в зазоре.

Зная расход через зазор, можно определить перепад давления. Кольцевые зазоры (рис.2.21 б) широко встречаются в гидросистемах (плунжер-цилиндр, золотник-гильза, клапаны и т.д.). Расход через кольцевой зазор будет

$$Q = \pi d \frac{\Delta p \cdot \delta^3}{12 \mu l}$$

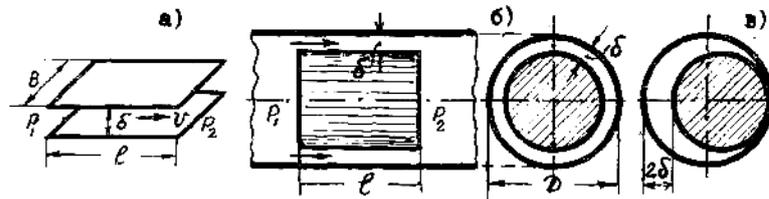


Рис.2.21

При максимальном эксцентриситете, равном 2δ (рис.2.21 в), расход через зазор увеличивается в 2,5 раза по сравнению с концентрическим зазором.

При движении газов или воздуха по трубопроводам различают два случая.

- 1) Движение при малых перепадах давления, когда можно пренебречь сжимаемостью газа или воздуха и считать плотность постоянной по длине трубопровода:

$$\frac{\Delta P}{P_{cp}} \leq 5\%; \quad P_{cp} = \frac{P_1 + P_2}{2},$$

где P_1 и P_2 - давления в конечных сечениях трубопровода.

- 2) Движение при больших перепадах давления

$$\frac{\Delta P}{P_{cp}} > 5\%,$$

когда необходимо учитывать непрерывное изменение плотности от давления вдоль потока.

Таким образом, для газопроводов низкого давления ($P_{cp} \leq 500$ мм вод. ст.) потери давления можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха (2.35). Значение λ рекомендуется считать по формуле Альштуля (2.38).

Для газопроводов высокого давления ($P_{cp} > 500$ мм вод. ст.) потери напора при изотермическом течении газа определяют по формуле

$$\frac{P_n^2 - P_k^2}{l} = 13,7 \lambda \frac{Q^2}{d^5} \rho g, \quad (2.39)$$

где l - длина газопровода в км; d - диаметр в см; P_n и P_k - начальное и конечное давления в ата; Q - расход газа в м³/ч, отнесенный к нормальным условиям.

Значение λ в этой формуле также рекомендуется вычислять по формуле Альштуля (2.38).

Местные потери зависят от скорости местных сопротивлений и определяются по формуле

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (2.40)$$

или

$$\Delta P = \zeta \frac{V^2}{2} \rho, \quad (2.41)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления.

Значения ζ устанавливаются экспериментальным путем и даются в справочниках. Приведем значения коэффициента ζ лишь для некоторых местных сопротивлений, показанных на схемах (рис.2.22):

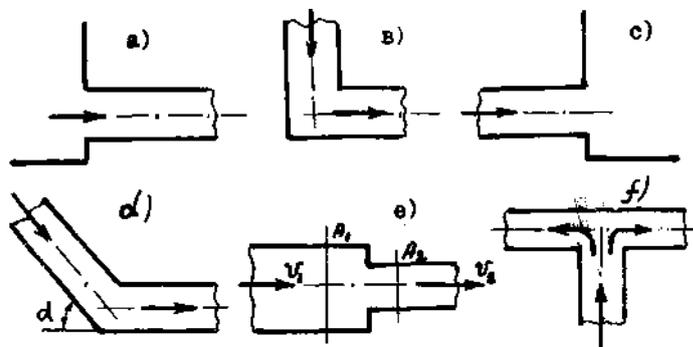


Рис.2.22.

- а) выход из резервуара в трубу, $\zeta=0,5$; б) поворот при прямом колене, $\zeta=1,0 \div 2$; в) вход в большую емкость, $\zeta= 1,0$; г) (резкий поворот, $\zeta= 0,05-2,4$ (при $\alpha= 20-140^\circ$); д) внезапное сужение потока; при отношении $\frac{S_2}{S_1}$ площадей сечений от 0,01 до 0,8) $\zeta= 0,5 \div 0,15$; е) разъединение потока, $\zeta = 1,0-1,5$.

Рис.2.22. Коэффициент потерь для кранов и задвижек зависит от конструкции и степени открытия (например, для открытой задвижки $\zeta=0,2$). При выходе из трубы в емкость скоростной напор теряется полностью, поэтому $\zeta=1,0$. Приведенные значения коэффициентов местных сопротивлений справедливы для турбулентного течения. При ламинарном режиме сказываются силы вязкостного трения, поэтому коэффициенты местных сопротивлений несколько больше, чем при турбулентном режиме.

2.11. Основы расчета трубопроводов

Трубопроводы, у которых местные потери напора составляют менее 10 % от потерь по длине, считаются гидравлически длинными, если же более 10 %, то гидравлически короткими.

Простым трубопроводом называется трубопровод из одного или нескольких последовательно соединенных труб разного диаметра (рис.2.23).

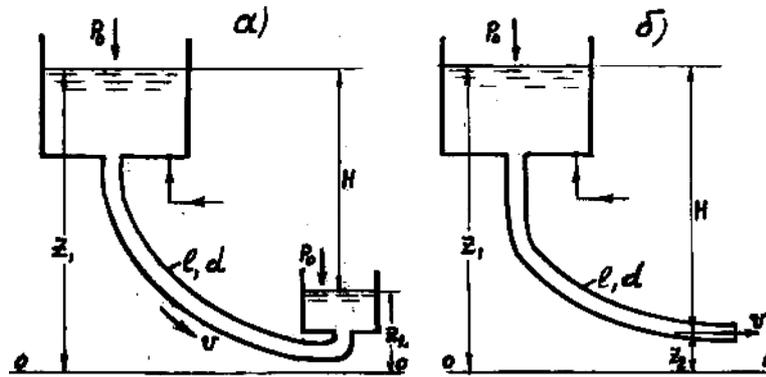


Рис.2.23

Истечение жидкости может происходить под уровень (рис.2.23 а) или в атмосферу (рис.2.23 б).

Уравнение Бернулли для свободных поверхностей жидкости при истечении под уровень будет

$$Z_1 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \Sigma h_w.$$

Величиной скоростного напора можно пренебречь (мала по сравнению с другими членами). Обозначая $Z_1 - Z_2 = H$, получим

$$H = \Sigma h_w.$$

Аналогично при истечении в атмосферу имеем

$$H = h_w + \frac{V^2}{2g}.$$

Таким образом, разность напоров полностью расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений по пути движения жидкости, а при истечении в атмосферу часть напора расходуется на создание кинетической энергии, уносимой потоком из трубы.

Для расчета трубопроводов используются формулы (2.34), (2.35), (2.41). Тогда

$$\Delta P = \rho \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right). \quad (2.42)$$

Имея в виду, что $Q = V \cdot A$ (A - площадь поперечного сечения трубопровода), получим

$$\Delta P = Q^2 \left(\lambda \frac{l \cdot \rho}{2d \cdot S^2} + \Sigma \zeta \frac{\rho}{2S^2} \right). \quad (2.43)$$

или, обозначая выражение в скобках через B , получим

$$\Delta P = B \cdot Q^2. \quad (2.44)$$

Коэффициент В учитывает все виды сопротивлений, включая сопротивления на входе и выходе трубопровода.

Последовательное соединение трубопроводов. Рассмотрим как пример несколько труб (рис.2.24) различной длины, диаметра, соединенных последовательно и содержащих различные местные сопротивления (внезапные сужения, кран, вход и выход из трубы – 1,2,3,4,5). Очевидно, что расход во всех

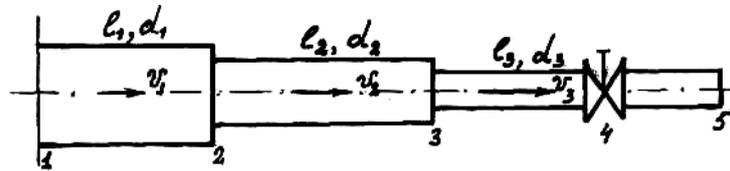


Рис.2.24

трубах один и тот же, а полная потеря напора (давления) между их началом и концом трубопровода равна сумме всех потерь, тогда расчетные уравнения

$$Q_1=Q_2=Q_3=Q \text{ ,}$$

$$\Delta P=\Sigma\Delta P_L+\Sigma\Delta P_M \text{ ,}$$

где $\Sigma\Delta P_L$ - сумма линейных потерь; $\Sigma\Delta P_M$ - сумма местных потерь.

В развернутом виде имеем

$$\Sigma\Delta P_L = \rho \left(\lambda_1 \frac{L_1 V_1^2}{d_1 2} + \lambda_2 \frac{L_2 V_2^2}{d_2 2} + \lambda_3 \frac{L_3 V_3^2}{d_3 2} \right) \text{ ,}$$

$$\Sigma\Delta P_M = \rho \left(\zeta_1 \frac{V_1^2}{2} + \zeta_2 \frac{V_2^2}{2} + \zeta_3 \frac{V_3^2}{2} + \zeta_4 \frac{V_4^2}{2} + \zeta_5 \frac{V_5^2}{2} \right) \text{ .}$$

П а р а л л е л ь н о е с о е д и н е н и е трубопроводов. При параллельном соединении простых трубопроводов (рис.2.25) поток жидкости из водной магистрали разделяется на несколько участков, которые затем вновь соединяются в один магистральный трубопровод. Рассмотрим наиболее простой случай, когда точки входа А и выхода Б всех трубопроводов совпадают.

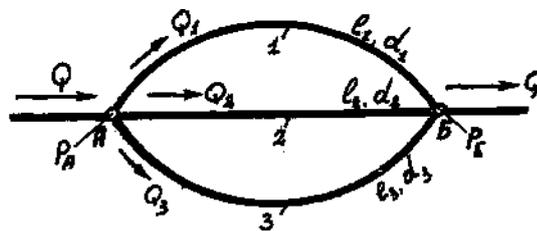


Рис.2.25

При этом потери напора во всех трубопроводах равны

$$\Delta p_1=\Delta p_2=\Delta p_3=p_A-p_B.$$

С учетом (2.43) и (2.44) имеем

$$B_1 Q_1^2 = B_2 Q_2^2 = B_3 Q_3^2 \text{ ,} \tag{2.45}$$

а из условий неразрывности

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3. \tag{2.46}$$

При заданном расходе Q и параметрах трубопровода определяем перепад давления $P_A - P_B$.

2.12. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называется явление изменения давления в гидросистеме в связи со значительным изменением скорости движения жидкости в течение короткого интервала времени. Особенно отчетливо гидравлический удар проявляется при внезапной остановке жидкости, например, при закрытии задвижки на трубопроводе, при работе клапанов и золотниковых регуляторов гидропривода, в устройствах изменения направления потока и т.д. Увеличение давления при этом может быть столь значительным, что может вызвать серьезные аварии в системе. Поэтому в системах, подверженных гидравлическому удару, применяют специальные гасители и компенсаторы удара.

При гидравлическом ударе происходит колебательное движение жидкости, которое постепенно затухает вследствие наличия сил вязкостного трения. На рис.2.26 показан график изменения давления у запорного устройства, которое находится на расстоянии L от источника питания.

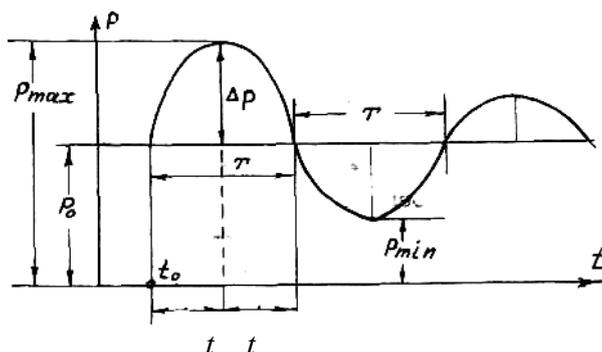


Рис.2.26

За время t волна повышенного давления распространяется на всю длину трубопровода. Тогда фазой удара будет промежуток времени

$$T = 2t = \frac{2l}{\alpha},$$

где α - скорость распространения волны гидравлического удара.

Максимальное давление при гидравлическом ударе будет

$$P = P_0 + \Delta P,$$

где ΔP - повышение давления при ударе; P_0 - начальное давление. Величину ΔP рассчитывают по формуле Н.Е.Жуковского: а) при полном закрытии запорного устройства

$$\Delta P = \rho \alpha V_0, \quad (2.47)$$

б) при неполном закрытии

$$\Delta P = \rho \alpha (V_0 - V), \quad (2.48)$$

где V_0 - начальная скорость жидкости; V - скорость жидкости после частичного закрытия запорного устройства.

Скорость распространения ударной волны зависит от упругости жидкости и материала трубы, а также от диаметра и толщины стенки трубы

$$\alpha = \frac{\alpha_0}{\sqrt{1 + \frac{\kappa \cdot d}{E \cdot \delta}}}, \quad (2.49)$$

где κ - модуль упругости жидкости; E - модуль упругости материала трубы; α , δ - диаметр и толщина стенки трубы; $\alpha_0 = \sqrt{\frac{\kappa}{\rho}}$ - скорость звука в неограниченной среде с плотностью ρ .

Различают прямой удар, когда время закрытия запорного устройства $t_{\text{зак}} \leq \frac{2L}{\alpha}$, и непрямой удар, когда $t_{\text{зак}} > \frac{2L}{\alpha}$.

При прямом ударе

$$\Delta p = \rho \alpha V_0. \quad (2.50)$$

При непрямом ударе

$$\Delta p = \alpha \rho V_0 \frac{T}{t_{\text{зак}}}. \quad (2.51)$$

Модуль объемной упругости для деаэрированного минерального масла $\kappa = 16 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$; для стали $E = 20.6 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$; для воды $\kappa = 19.6 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$. Скорость распространения звука в минеральных маслах - (1300÷1400) м/с (для АГМ-10 при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, 1290 м/с), в воде - 1425 м/с.

При наличии в масле нерастворенного воздуха модуль упругости жидкости снижается, поэтому скорость ударной волны и величина ударного давления также будут ниже, чем при деаэрированной жидкости.

В гидроприводах и системах гидроавтоматики важное значение приобретают вопросы, связанные с гидравлическим ударом, так как скорости течения в них имеют большие значения (до 30 м/с), а время переключения запорных устройств доведено до тысячных долей секунды. Забросы давления в этих аппаратах могут в несколько раз превышать номинальное рабочее давление в гидросистеме. Так, например, испытания показали, что при переключении распределителей забросы давления достигали до 250 атм при рабочем давлении 100 атм.

Гидравлический удар наблюдается в отводах, причем повышение давления при ударе в какой-либо ветви гидросистемы вызывает гидравлический удар во всех отводах от нее и в особенности - в тупиковых (линии подсоединения измерительных и контрольных приборов).

2.13. Истечение жидкости и газов через отверстия и насадки

Возьмем большой резервуар с жидкостью, имеющий отверстие в стене на глубине H (рис.2.27). Основным вопросом является определение скорости истечения и расхода жидкости для разных форм отверстий и насадов. Отверстия могут иметь различную геометрическую форму. Истечение жидкости через отверстия и насадки может происходить в атмосферу (незатопленное отверстие) или под уровень жидкости (затопленное отверстие).

При истечении жидкости через отверстия в тонкой стене или отверстия с острой кромкой (рис.2.27) происходит сжатие струи на выходе, так как частицы жидкости на выходе изменяют траекторию движения.

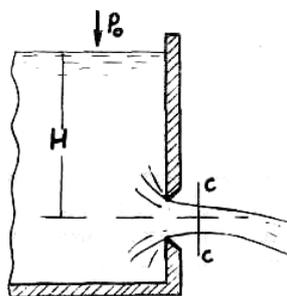


Рис.2.27.

В суженной части $C-C$ площадь сечения струи A_c меньше площади отверстия A . Если другие факторы не влияют на выход струи, то происходит совершенное сжатие струи по всему периметру (полное сжатие). Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия струи.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S}.$$

Для круглого отверстия с острыми кромками $\varepsilon = 0,64$. Считается, что при истечении жидкости через малые отверстия возникают только местные потери напора.

Скорость истечения в суженном сечении $C-C$ будет

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta}} \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (2.52)$$

где α - коэффициент кинетической энергии; ζ - коэффициент сопротивления отверстия; φ - коэффициент скорости.

Расход жидкости

$$Q = V_c S_c = \varepsilon \varphi S \sqrt{2gH}.$$

Обозначив коэффициент расхода через $\mu = \varepsilon \varphi$, получим

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}. \quad (2.53)$$

Величина H называется напором истечения. Истечение может происходить при постоянном напоре (установившееся движение) и переменном напоре (неустановившееся движение).

Истечение может происходить из одной емкости в другую (затопленное истечение), причем емкости могут быть закрытыми и открытыми, со свободной поверхностью жидкости и без неё. При всех случаях под напором истечения понимается разность напоров (давлений) до и после отверстия (рис.2.28)

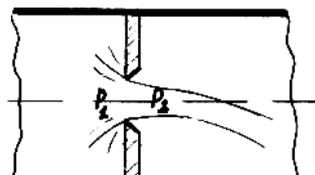


Рис.2.28

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (2.54)$$

где ΔP - разность давлений.

Формула (2.53) с учетом (2.54) примет вид

$$Q = \mu S \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (2.55)$$

Коэффициенты μ , ϵ , ϕ зависят от числа Рейнольдса. Однако при $Re > 10^4$ эти коэффициенты практически постоянны.

Насадками называют короткие трубы с постоянным или меняющимся сечением по длине. В гидросистемах насадки применяются для обеспечения требуемых энергетических характеристик системы и для формирования струи. Длина насадков принимается $(3 \div 5) d$, где d - диаметр входного отверстия.

Расчет скорости и расхода через насадки производится по формулам (2.52), (2.55) для отверстий с той лишь разницей, что значения коэффициентов скорости и расхода зависят от типа насадка. Схемы основных типов насадков приведены на рис.2.29.

Внешний цилиндрический насадок (рис.2.29 а). Струя при входе в насадок сжимается, образуя зону пониженного давления, затем снова расширяется и заполняет все сечение.

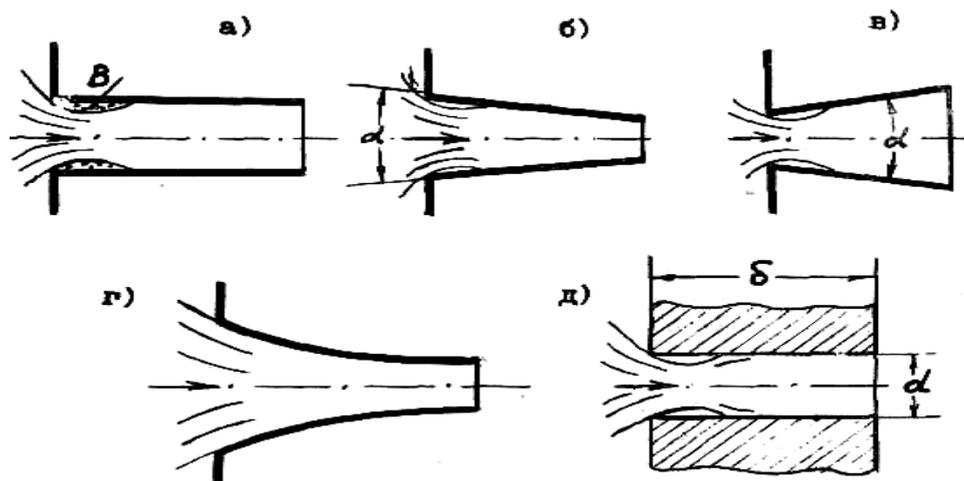


Рис.2.29

Подсасывающее действие приводит к увеличению расхода до 30 % по сравнению с отверстием такого же диаметра. Коэффициент расхода цилиндрического насадка $\mu=0,82$. При закруглении входных кромок коэффициент расхода возрастает до 0,92. На выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия ($\epsilon=1$), следовательно, $\mu=\phi$. Роль такого насадка в гидросистемах обычно выполняют отверстия в толстых стенах гидроагрегатов (рис.2.29 д), когда толщина стенки $\delta=(2,5\div 3)\alpha$. При малой длине (до $1,5\alpha$) струя вытекает из насадка, не касаясь его стенок, т.е. происходит срыв работы насадка. Конически сходящийся насадок (рис.2.29 б) - конфузур, при номинальном угле конусности $\alpha=13^{\circ}24'$ имеет $\mu=0,95$, обеспечивает минимальные потери и применяется в гидроусилителях типа струйной трубки.

Конически расходящийся насадок - диффузор (рис.2.29 в) применяется для преобразования кинетической энергии в энергию давления ($\mu=0,45$). Течение в этих насадках безотрывное при углах конусности меньше 13° . Коноидальный насадок или сопло (рис.2.29 г) очерчивается по форме сжимающейся струи, что обеспечивает безотрывность течения внутри насадка, компактную струю на выходе и устойчивый режим истечения ($\mu=\phi=0,96\div 0,99$).

Отметим, что при истечении через насадки жидкости повышенной вязкости (минеральные масла в гидроприводах) большое влияние на параметры истечения оказывает вязкость. В частности, коэффициент расхода имеет вышеприведенные значения при $Re>5000$. При уменьшении числа Рейнольдса коэффициент расхода резко уменьшается.

Истечение газа из отверстий. Расчеты течения газа в элементах пневмосистем сводятся к расчетам истечения газа из резервуаров (баллонов) или их заполнения. Заполняемые и опорожняемые емкости могут быть практически неограниченными или ограниченными. Истечение газа происходит при разрядке гидроаккумуляторов, опорожнении пневмоцилиндров, опорожнении газовых баллонов в процессе питания пневмосистем. К случаям наполнения резервуаров ограниченной емкости относятся наполнение пневмоцилиндров и зарядка газогидравлических аккумуляторов. При заполнении сжатым воздухом какой-либо емкости воздух в начальный момент, когда давление в заполняемой емкости минимальное, течет,

расширяясь с максимальной скоростью, которая по мере выравнивания давления в источнике питания и заполняемой емкости понижается, достигая нулевого значения при полном выравнивании. При опорожнении емкости происходит обратный процесс. Очевидно, при этом температура будет переменной вследствие расширения или сжатия воздуха, что необходимо учесть при расчетах. Задача заключается в определении времени заполнения или опорожнения до заданного уровня давления или до полного выравнивания давления. В основе всех этих расчетов лежит задача об истечении газа из резервуара неограниченной емкости. Для определения массового расхода исходят из условия неразрывности потока при установившемся движении газа. Рассмотрим истечение газа из резервуара через отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис. 2.30). Внутри сосуда (сечение I-I) давление P_1 , плотность ρ_1 , температура T_1 , $U_1 \approx 0$ - скорость газа, а на выходе (сечение 2-2) соответственно P_2 , ρ_2 , T_2 , U_2 . Процесс истечения можно считать

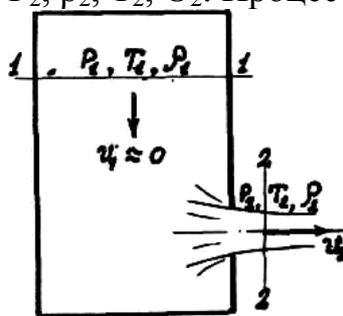


Рис.2.30

адиабатическим, т.к. на весьма коротком пути влиянием теплообмена можно пренебречь. При истечении газа с дозвуковой скоростью давление в сжатом сечении равно давлению окружающей среды; при этом массовый расход газа будет

$$m = \mu A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k+1/k} \right]}, \quad (2.56)$$

где μ - коэффициент расхода, учитывающий влияние сжатия струи, скорости на подходе и др.; A - площадь сечения отверстия.

Формула (2.56) показывает, что при заданных A , P_1 , ρ_1 массовый расход зависит от давления среды, куда происходит истечение, т.е. от величины отношения $\beta = \frac{P_2}{P_1}$. При $\beta=0$ и $\beta=1$ $m=0$. Это означает, что при некотором

критическом значении $\beta_{кр} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{кр}$ расход достигает максимального значения -

m_{\max} (рис. 2.31). Для воздуха $\beta_{кр}=0,53$ или $(P_2)_{кр}=0,53 P_1$. Скорость истечения при максимальном расходе называют критической

$$U_{кр} = a_2 = \sqrt{\kappa \frac{P_2}{\rho_2}},$$

где a - скорость звука, соответствующая условиям в сжатом сечении. Таким образом, максимальный расход соответствует критической скорости, которая

определяется состоянием газа в сосуде (P_1, T_1, ρ_1) и совершенно не зависит от противодействия той среды, куда происходит истечение.

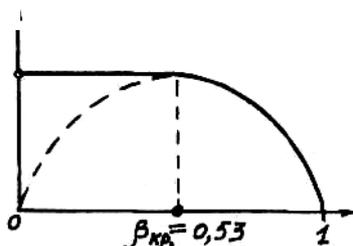


Рис. 3.1

глава третья

ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ ГИДРОПНЕВОСИСТЕМ

3.1. Общие положения. Преимущества и недостатки гидропневмоприводов

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. На рис.3.1 показана структурная схема гидропривода.

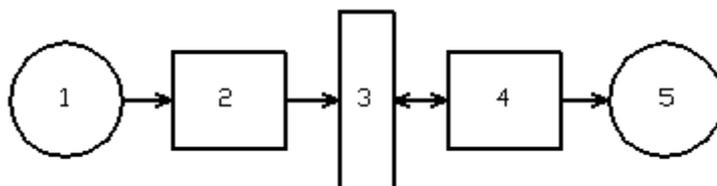


Рис.3.1

Приводной двигатель 1 вырабатывает механическую энергию и является входным звеном гидропривода. Источником питания 2 гидроприводов служат главным образом насосы, которые преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию рабочей жидкости. Иногда в схему гидросистемы включают аккумуляторы энергии, эпизодически становящиеся источником питания. В пневмоприводах источником питания служат компрессоры.

Гидравлическая (пневматическая) энергия (давление, расход) через основную гидрелинию (трубопроводы, гибкие шланги) передается в исполнительное устройство 4, в котором гидравлическая (пневматическая) энергия потока рабочего агента снова преобразуется в механическую энергию (усилие на штоке или момент на валу), используемую

для преодоления нагрузки 5. Выходным звеном в гидропневмоприводах является нагрузка на валу (штоке) исполнительного устройства 4.

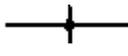
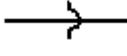
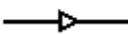
В качестве исполнительных устройств применяются различные гидро- и пневмодвигатели:

- силовые гидроцилиндры (пневмоцилиндры) для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений и поворотных перемещений (моментные цилиндры);

- гидро- и пневмомоторы непрерывного вращательного движения.

В гидросистему включаются: устройства 3 управления параметрами потока жидкости (давление, расход, направление), т.е. режимом работы; дополнительные и вспомогательные устройства для обеспечения нормального функционирования системы в заданных условиях (предохранительные клапаны, аккумуляторы, емкости, фильтры, кондиционеры, гидромагистраль, уплотнения).

Кроме основной гидролинии, в системе используются также вспомогательные гидролинии для осуществления различных функций управления и регулирования. Приняты следующие схемные обозначения гидролиний:

— - основная; — - линия регулирования и управления;
----- дренажная линия для отвода утечек в бак;  пересечение линий;  - линии не пересекаются;  - источник гидропитания;  - источник пневмопитания;  - гибкие шланги.

Гидроприводы широко применяются в современном машиностроении. Они позволяют существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации.

Основным преимуществом гидропривода перед другими приводами (электрическим и пневматическим) является то, что гидроприводы имеют наибольшую величину отношения максимально развиваемого усилия (момента) на гидродвигателе к массе подвижных частей самого гидродвигателя и нагрузки. С увеличением этого отношения быстродействие привода существенно увеличивается при больших выходных мощностях. Время разгона и торможения не превышает нескольких сотых долей секунды.

Существенным преимуществом гидроприводов является возможность получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах исполнительных силовых двигателей, достигающих значений (0,5-1,8) кг/кВт. В современных гидроприводах минимальная величина веса имеет место при давлениях (25-35) МПа. При малых давлениях вес системы увеличивается за счет размеров гидродвигателя и гидроаппаратуры, при больших же давлениях - за счет увеличения толщины стенок.

Гидроприводы при хорошей плавности движения обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей, реверсирование рабочих движений и осуществление больших передаточных отношений.

Гидропривод обладает высокой механической жесткостью, что объясняется относительно большим значением модуля объемной упругости жидкости.

Эти преимущества приводят к тому, что гидроприводы имеют простую конструкцию, высокий КПД (0,95-0,98), возможность выбора определенного соотношения скоростей прямого и обратного ходов, высокую надежность, хорошие компоновочные возможности, самосмазываемость, условия для автоматизации и т.д.

К недостаткам гидропривода можно отнести: зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости; потери на трение и утечки, снижающие КПД гидропривода и вызывающие разогрев рабочей жидкости; жесткие требования к точности изготовления; взрыво- и пожароопасность; растворимость воздуха, жидкости и проникновение влаги, которые нарушают работу гидропривода и автоматических устройств; необходимость применения фильтров тонкой очистки, повышающих стоимость гидропривода.

При правильном конструировании и эксплуатации гидроприводов отмеченные недостатки могут быть сведены к минимуму.

Гидроприводы эффективно применяются в металлорежущих станках с возвратно-поступательным движением рабочего органа, в высокоавтоматизированных многоцелевых станках, в агрегатных станках и автоматических линиях, в механизмах подачи и автоматической смены инструмента, в транспортных устройствах, в дорожно-строительных машинах, в мощных манипуляторах и роботах, в системах рулевого управления и т.д.

Пневмоприводы применяются, когда требуются быстрые перемещения, и незаменимы, когда применение гидроприводов с масляной рабочей средой недопустимо по требованиям пожарной безопасности.

К основным преимуществам пневмоустройств относятся: надежность и долговечность, быстрота срабатывания, простота и экономичность, обусловленные одноканальным питанием пневмомеханизмов (отработавший воздух выпускается в атмосферу).

Недостатки пневмоприводов обусловлены высокой сжимаемостью воздуха. Воздух при сжатии накапливает энергию, которая при определенных условиях может вызвать ударные нагрузки. Пневмосистемы не обеспечивают плавности и точности хода.

Гидроприводы и пневмоприводы оснащены специальной гидропневматической аппаратурой, которая создает возможность компоновки большого числа различных систем в широком диапазоне функциональных возможностей.

Широкое распространение получили как дискретные, так и аналоговые гидравлические и пневматические вычислительные устройства, которые по быстродействию, размерам и весу намного уступают электрическим. Однако гидравлические вычислительные устройства и элементы пневмоники имеют такие преимущества, как взрывобезопасность, нечувствительность к электромагнитным полям, возможность работы при сравнительно высоких температурах и в объектах с высоким уровнем вибраций, низкая стоимость и т.д.

Средства гидропневмоавтоматики находят все более широкое применение во взрывоопасных технологических процессах химических предприятий.

3.2. Насосы

Насосом называется машина, преобразующая механическую энергию в гидравлическую энергию потока жидкости.

В гидроприводах применяют главным образом объемные насосы, в которых происходит заполнение камер в результате их расширения (всасывание), а затем принудительное вытеснение жидкости из этих камер посредством уменьшения их объемов (нагнетание). В качестве вытеснителей применяют поршни, плунжеры, пластины, шестерни и т.д. При работе насоса 1 (рис.3.2) на входе (сечение $a-a$) уменьшается давление и жидкость из бака 2 по всасывающему трубопроводу 3 поступает в насос, где происходит повышение энергии потока за счет энергии приводного двигателя с одновременным преобразованием механической энергии в гидравлическую.

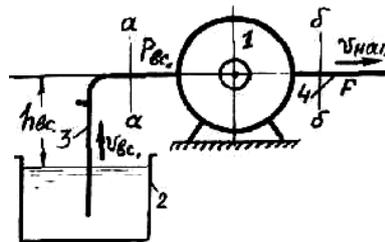


Рис.3.2

Далее жидкость по нагнетательному трубопроводу 4 поступает к потребителю. На выходе насоса (сечение $б-б$) давление $P_{наг}$ больше, чем на входе - $P_{вс}$. По характеру процесса вытеснения жидкости объемные насосы делятся на поршневые и роторные. В поршневых насосах вытеснение жидкости происходит из неподвижных камер вытеснителями - поршнями, совершающими возвратно-поступательное движение. В роторных насосах рабочие камеры перемещаются вместе с ротором и переносят жидкость из приемной полости в нагнетательную.

Рассмотрим основные параметры насосов. **П о д а ч а н а с о с а** - это расход на выходе насоса. Подача характеризуется рабочим объемом - суммарным изменением объема рабочих камер за один оборот (один цикл). При отсутствии утечек и пренебрежении сжимаемостью подача жидкости за один оборот равна рабочему объему насоса

$$q_n = V_k Z, \quad (3.1)$$

где V_k - геометрический объем рабочей камеры; Z - число рабочих камер насоса.

Тогда теоретическая подача за n_n оборотов в минуту будет

$$Q_{нт} = q_n n_n. \quad (3.2)$$

Конструктивно насосы выполняются с постоянной и регулируемой подачей. В регулируемых насосах подача регулируется за счет изменения рабочего объема при помощи специальных устройств.

Приняты следующие условные обозначения насосов и компрессоров (рис.3.3):

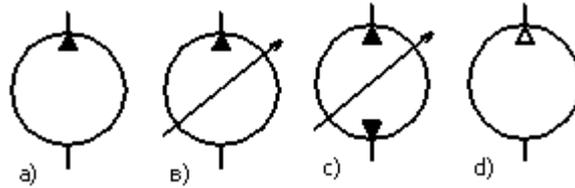


Рис.3.3.

а) нерегулируемый (общее обозначение); б) регулируемый с односторонней подачей; в) регулируемый с двусторонней подачей; г) компрессор.

Д а в л е н и е , р а з в и в а е м о е н а с о с о м . Каждая единица веса жидкости, прошедшая через работающий насос, приобретает дополнительную энергию за счет работы приводного двигателя. Согласно уравнению Бернулли, эта энергия в единицах давления будет (рис.3.2)

$$P_H = (Z_6 - Z_a)\rho g + (P_{наг} - P_{вс}) + \rho \frac{V_{наг}^2 - V_{вс}^2}{2}. \quad (3.3)$$

Сумма первых двух слагаемых - статическое давление насоса, а последнее слагаемое - динамическое давление.

Так как в гидроприводах давления в системе высокие, то при расчетах разностью $(Z_6 - Z_a)$ и динамическим давлением пренебрегают. Тогда давление, развиваемое насосом, представляет собой разность давлений на входе и выходе

$$P_H = P_{наг} - P_{вс}. \quad (3.4)$$

В ы с а с ы в а н и я - это расстояние по вертикали $h_{вс}$ от входного сечения насоса до поверхности жидкости в емкости 2 (рис.3.2). Высота всасывания должна быть такой, чтобы у входа в насос не возникла кавитация. Поэтому в гидроприводах питающую емкость устанавливают выше уровня входа в насос, т.е. создают подпор, что обеспечивает бескавитационную работу насоса. Во всасывающей камере насоса должно быть обеспечено такое давление, чтобы преодолеть гидравлические потери и инерцию жидкости без разрыва потока. Исходя из этого, возможная наибольшая допустимая высота всасывания будет

$$\Delta h = \frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{V_{вс}^2}{2g} - \frac{P_n}{\rho g},$$

где $P_{вс}$ - абсолютное давление на входе в насос; $V_{вс}$ - скорость жидкости во всасывающей трубке насоса; P_n - давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

М о щ н о с т ь н а с о с а определяется энергией, сообщаемой жидкости приводным двигателем.

Теоретическая мощность при данном перепаде давления выражается через теоретическую подачу насоса (3.2):

$$N_{нт} = Q_{нт} P_H . \quad (3.5)$$

Полезной мощностью называется мощность, сообщаемая жидкости на выходе из насоса:

$$N_{np} = Q_H P_H , \quad (3.6)$$

где Q_H - действительный расход на выходе насоса.

Мощность на валу приводного двигателя равна

$$N_{np} = M_H \omega_H , \quad (3.7)$$

где M_H - момент на валу насоса; ω_H - угловая скорость вращения вала насоса.

Кпд насоса, полный коэффициент полезного действия насоса η определяется отношением полезной мощности насоса к приводной мощности

$$\eta_n = \frac{N_n}{N_{np}} . \quad (3.8)$$

Кпд насоса зависит от объемных механических и гидравлических потерь, каждая из которых характеризуется соответствующим коэффициентом полезного действия

$$\eta_n = \eta_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_{мех} , \quad (3.9)$$

где η_0 η_g $\eta_{мех}$ – соответственно объемный, гидравлический и механический кпд насоса.

Объемные потери в насосе (ΔQ_H) возникают в результате утечек через неплотности в элементах насоса, а также из-за неполного заполнения рабочих камер

$$\Delta Q_H = Q_{нт} - Q_H \quad \text{или} \quad Q_H = \eta_0 Q_{нт} .$$

Тогда

$$\eta_0 = \frac{Q_H}{Q_{нт}} = \frac{Q_H}{Q_H + \Delta Q_H} . \quad (3.10)$$

При гидравлических потерях давления в насосе ΔP_H имеем

$$\eta_g = \frac{P_H}{P_H + \Delta P_H} . \quad (3.11)$$

Механические потери обусловлены контактным трением при движении элементов насоса и учитываются механическим кпд $\eta_{мех}$. Характерные графики изменения η_0 $\eta_{мех}$ η_H в зависимости от выходного давления насоса и частоты вращения показаны на рис.3.4 а,б.

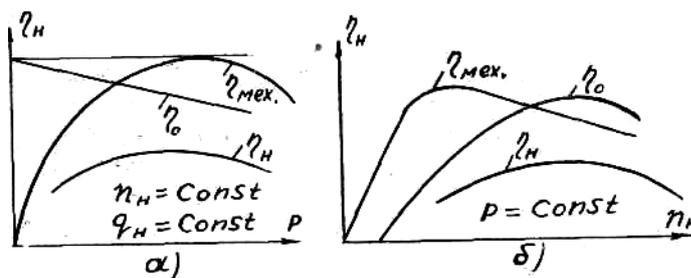


Рис.3.4.

Х а р а к т е р и с т и к и н а с о с о в. Насосы объемного типа имеют одинаковые расходные характеристики, которые представляют зависимость подачи от частоты вращения насоса или нагрузки (рис.3.5).

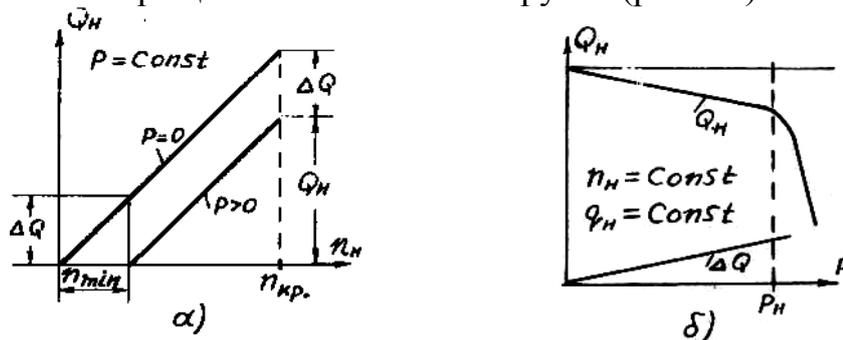


Рис.3.5

Компенсация утечек ΔQ происходит при минимальной частоте вращения n_{min} , когда насос работает с нагрузкой ($p > 0$). При холостом ходе ($p = 0$) график проходит через начало координат (рис. 3.5 а). Наклон графика обусловлен величиной утечек, а перегиб характеристики - открытием предохранительного клапана (рис.3.5 б).

3.3. Поршневые насосы

Поршневые насосы являются типичным представителем объемных гидромашин и служат прототипом современных совершенных насосов, работающих в гидроприводах при высоких давлениях (свыше 20 МПа). Поршневые компрессоры по принципу работы аналогичны поршневым насосам. Поршневые насосы делятся по кратности действия на однократные и многократные. Эти насосы реализуют приводную мощность через шатунно-кривошипные и кулачковые механизмы.

Поршень 1 насоса однократного действия с шатунно-кривошипным механизмом (рис.3.6) за один оборот вала 11 совершает один двойной ход. Ход поршня равен двум радиусам кривошипа $10(S=2R)$. При ходе поршня влево под давлением жидкости открывается нагнетательный клапан 4, а всасывающий клапан 6 закрывается. Жидкость поступает в нагнетательный трубопровод 7. При обратном ходе в полости цилиндра 2 образуется разрежение, всасывающий клапан 5 открывается (нагнетательный закрывается под давлением жидкости в трубопроводе 7) и жидкость по всасывающему трубопроводу 6 поступает в цилиндр, шток 3 соединен с поршнем через ползун 8. При достаточно большой длине шатуна 9 по сравнению с кривошипом 10 скорость поршня относительно цилиндра будет

$$U = \omega R \sin \varphi = \frac{\pi L}{60} \sin \varphi \quad (3.12)$$

где φ - угол поворота кривошипа; ω - угловая скорость приводного двигателя; n - число оборотов вала двигателя в минуту; F - площадь поршня; L - длина поршня.

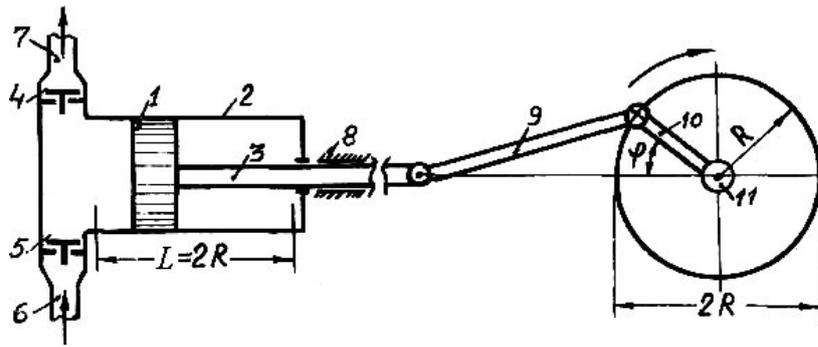


Рис.3.6.

Мгновенная подача насоса с площадью поршня A

$$q = US = S \omega R \sin \varphi$$

меняется по синусоиде от $q=0$ при $\varphi=0$ до q_{max} при $\varphi=90^\circ$ (рис.3.7)

$$q_{max} = F \cdot \omega \cdot R = F \frac{\pi n L}{60} \quad (3.13)$$

Теоретический объем жидкости, вытесненный насосом за один цикл (один оборот кривошипа), равен рабочему объему насоса

$$q_{HT} = SL.$$

Тогда подача насоса однократного действия с учетом объемных потерь будет

$$Q_1 = \eta_0 \frac{ALn}{60} \quad (3.14)$$

Эта же подача является средней ($Q_1 = Q_{cp}$), как если бы всю подачу за один цикл распределить равномерно.

Коэффициентом неравномерности подачи называют отношение

$$\delta = \frac{q_{max}}{Q_{cp}} \quad (3.15)$$

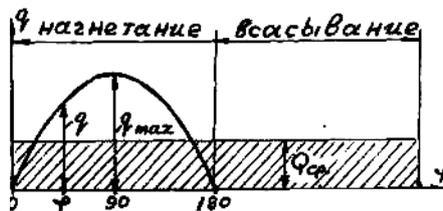


Рис.3.7

Для насоса однократного действия (без учета объемного КПД) из (3.13) и (3.14) получим

$$\delta_1 = \pi = 3,14$$

Для получения более равномерной подачи применяют насосы многократного действия. На схеме (рис.3.8) показан одноцилиндровый насос двойного действия, который нагнетает жидкость при движении поршня в обе стороны.

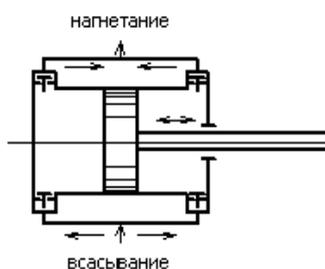


Рис.3.8

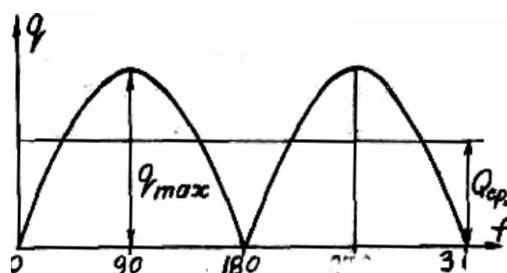


Рис.3.9

Когда в одной полости цилиндра имеет место процесс нагнетания, то в другой полости происходит процесс всасывания (рис.3.9). Подача насоса двойного действия равна

$$Q_{II} = \eta_0 \frac{(2S - S_{шт})Ln}{60},$$

где $S_{шт}$ - площадь сечения штока.

Если пренебречь площадью сечения штока, то подача насоса двойного действия будет

$$Q_{II} = \eta_0 \frac{SLn}{30}. \quad (3.16)$$

В этих насосах равномерность подачи в два раза больше насоса однократного действия

$$\delta_{II} = \frac{\pi}{2} = 1,57.$$

Насосы трехкратного действия - это три насоса однократного действия, работающие от общего вала с кривошипами, установленными под 120° . Подача будет

$$Q_{III} = 3Q_I = \eta_0 \frac{SLn}{20}. \quad (3.17)$$

При этом коэффициент неравномерности равен

$$\delta_{III} = \frac{\pi}{3} = 1,047.$$

При объединении двух насосов двойного действия со сдвигом кривошипов на 180° получим насос четырехкратного действия с подачей (без учета площади сечения штока)

$$Q_{IV} = 2Q_{II} = \eta_0 \frac{SLn}{15}. \quad (3.18)$$

и коэффициентом неравномерности

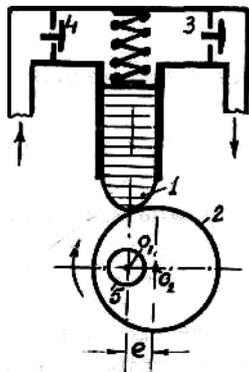
$$\delta_{IV} = \frac{\pi\sqrt{2}}{4} = 1,11.$$


Рис. 3.10.

Для обеспечения компактности поршневых насосов применяют эксцентриковые (кулачковые) приводные механизмы (рис.3.10). При этом эксцентрики могут располагаться по оси приводного вала (коленчатый вал) в параллельных плоскостях со сдвигом по фазе на угол $360/Z$ (Z - число цилиндров). В других конструкциях цилиндры располагаются в одной плоскости вокруг одного эксцентрика звездообразно. Поршень I (рис.3.10) прижимается к эксцентричному кулачку. Всасывание и нагнетание происходит через соответствующие клапаны 3 и 4. На валу 5 число кулачков может быть от трех до 11 (столько же поршней и цилиндров). Ось вала 5 O_1 и геометрическая ось кулачка O_2 смещены на величину эксцентриситета e . Следовательно, каждый поршень совершает возвратно-поступательное движение с величиной хода, равной $2e$. Формулы для расчета подачи насосов с шатунно-кривошипным механизмом пригодны и для насосов с кулачковым механизмом. Рассмотренные насосы относятся к клапанным, которые имеют следующие недостатки: запаздывание клапанов, вследствие чего ограничивается число оборотов насоса и, стало быть, подача; подача жидкости происходит только в одном направлении (неревверсивность); невозможность использования их в качестве гидромоторов.

3.4. Роторные радиально-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы изготавливаются многоцилиндровыми с бесклапанным распределением жидкости, являются обратимыми и могут работать в качестве гидромоторов.

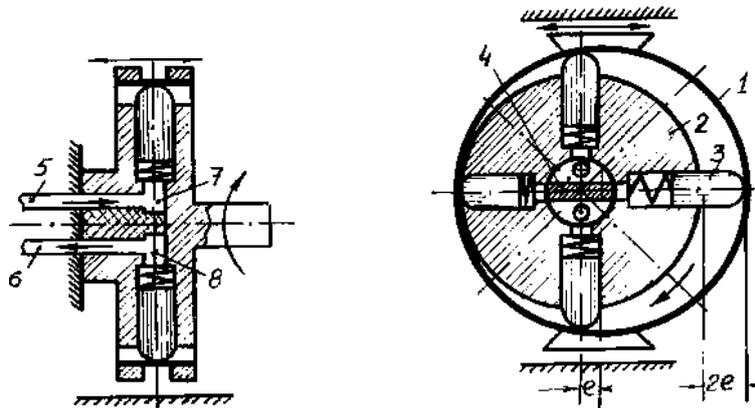


Рис.3.11

Оси статора 1 и ротора 2 (рис.3.11) расположены с эксцентриситетом $-e$. Поршни 3 расположены в радиальных расточках ротора, имеют сферические головки, которыми опираются на внутреннюю поверхность статора. Блок цилиндров вращается вокруг распределительной перегородки 4, под действием центробежной силы или пружин поршни находятся в постоянном контакте с поверхностью статора. Поршни с ротором вращаются вокруг оси ротора и совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Всасывающий 5 и напорный 6 каналы поочередно соединяются с приемной 7 и нагнетательной 8 полостями. При отходе поршней от оси ротора происходит всасывание, а при обратном ходе - нагнетание.

С целью снижения потерь на трение часто статорное кольцо выполняется в виде подшипниковой обоймы или на головке каждого поршня устанавливается подшипник. Наиболее слабым узлом является распределительный узел, который налагает ограничения на величину давления. Частоту вращения можно довести до 2000 об/мин.

В регулируемых насосах этого типа статорное кольцо перемещают специальным механизмом, изменяя эксцентриситет от 0 до L . При смещении статора в обе стороны от центра ротора можно изменить направление потока подаваемой жидкости, не изменяя при этом направление вращения ротора. Подача роторно-поршневых насосов определяется рабочим объемом

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z,$$

где d – диаметр поршня; z – число поршней; $h=2e$ – ход поршня.

Фактическая подача с учетом объемного КПД равна

$$Q = Q_T \eta_0 = \frac{1}{2} \eta_0 \pi d^2 e z n. \quad (3.19)$$

Подача насоса является неравномерной с частотой пульсации, равной nz при четном числе поршней и $2nz$ - при нечетном числе. Поэтому коэффициент неравномерности подачи при нечетном числе поршней меньше.

3.5. Роторные аксиально-поршневые насосы

Основной особенностью аксиальных насосов является круговое расположение цилиндров параллельно оси ротора и торцевое распределение жидкости. Конструктивно они делятся на две группы, отличающиеся схемой связи цилиндрического блока с приводным механизмом: насосы с наклонным диском, у которых ось в ведущего вала составляет одну линию с осью вращения ротора (рис.3.12); насосы с наклонным цилиндрическим блоком, у которых оси приводного звена и блока цилиндров расположены под углом (рис.3.13).

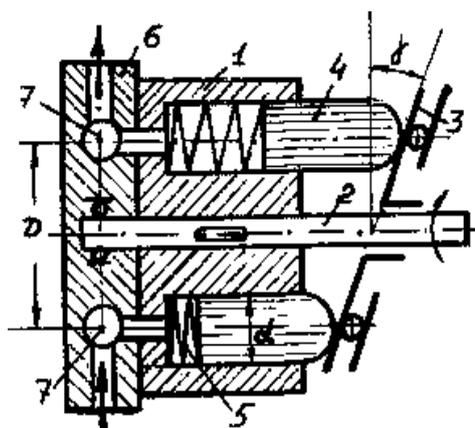


Рис.3.12

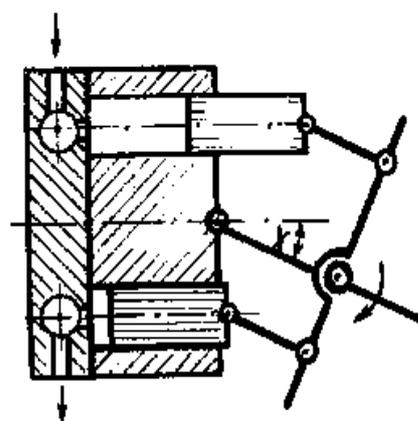


Рис.3.13

Насос с наклонным диском содержит цилиндрический блок 1, приводной механизм, состоящий из вала привода 2 и наклонного диска 3, упирающегося на упорный подшипник. При вращении ротора поршни 4, подпертые пружинами 5, совершают возвратно-поступательное движение, при котором происходит процесс всасывания и нагнетания жидкости через торцевое неподвижное распределительное устройство 6. Торцевой блок цилиндров скользит по поверхности распределительного устройства. В нем выполнены серповидные окна 7, к которым присоединены линии всасывания и нагнетания.

Аналогично работают насосы второй группы, один из разновидностей которых схематично показан на рис.3.13 - насос с силовым карданом. Подача аксиально-поршневых насосов зависит от угла γ -наклона диска относительно оси цилиндрического блока диаметром D . При этом ход поршня будет $Dtg\gamma$. Угол наклона не превышает 25° , его изменением регулируют подачу насоса. При числе цилиндров Z и диаметре поршня d подача насоса с учетом утечек равна

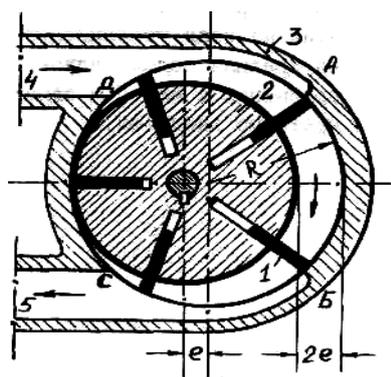
$$Q = \eta_0 qn = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} znDtg\gamma . \quad (3.20)$$

Аксиально-поршневые машины также являются обратимыми и могут работать как гидромоторы. Машины с аксиальным расположением цилиндров имеют высокий объемный КПД (0,97-0,98), могут работать при давлениях до 35 МПа.

3.6. Пластинчатые насосы

В пластинчатых насосах рабочие камеры ограничены двумя соседними пластинами, поверхностями ротора и статора. По принципу действия эти насосы бывают однократного и многократного действия. При небольших давлениях для вспомогательных целей (подача смазки и др.) применяют двухпластинчатые насосы, у которых большая неравномерность подачи. Поэтому в гидроприводах применяют многопластинчатые насосы, развивающие давление до 7 МПа.

Пластинчатые машины обратимы и могут работать как гидромоторы. Насос однократного действия (рис.3.14) имеет ротор 2, эксцентрично расположенный



по отношению к статору 3. При вращении ротора пластины 1, расположенные в пазах, выдвигаются, объем между соседними пластинами изменяется. При увеличении объема между пластинами происходит всасывание жидкости, а при уменьшении - нагнетание. Плотность контакта пластин со статором обеспечивается при помощи пружин или давлением жидкости, подведенным под пластину. Области АБ и СД разобщают всасывающую полость 4 от нагнетательной 5.

Рис.3.14

Регулирование величины подачи и реверсирование осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета её при помощи различных механических или гидравлических устройств.

Рабочий объем за вычетом объема, занимаемого пластинами, равен

$$q = 2eb(2\pi R - zb).$$

Подача с учетом утечек будет

$$Q = 2eb(2\pi R - zb)n\eta_0, \quad (3.21)$$

где z - число пластинок толщиной b ; R - радиус статора.

Недостатком пластинчатых насосов однократного действия является наличие односторонней нагрузки на пластины и ось ротора. Этому недостатка лишены нерегулируемые пластинчатые насосы двойного действия (рис.3.15). Пластины располагаются в роторе радиально (двустороннее вращение) или под углом к радиусу (одностороннее вращение). На овальном профиле статора диаметрально расположены два входных 1, 2 и два выходных 3, 4 канала, что позволяет разгрузить подшипники ротора от действия радиальных сил и повысить рабочее давление. В этих насосах увеличивается средняя подача вдвое по сравнению с насосом однократного действия.

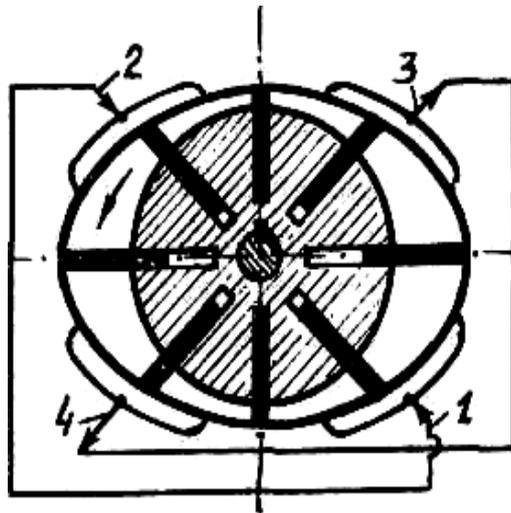


Рис.3.15

3.7. Шестеренные насосы

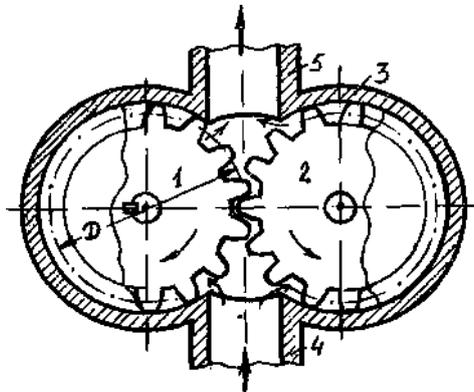


Рис.3.16

Вытеснителями шестеренных насосов являются две одинаковые шестерни; ведущая 1 и ведомая 2, находящиеся в зацеплении и помещенные в корпус 3 между двумя плотно пригнанными к ним торцевыми дисками (рис.3.16). При вращении шестерен в указанном направлении через патрубок 4 происходит всасывание, а через патрубок 5 - нагнетание. Жидкость из камеры всасывания переносится в полость нагнетания по периферии корпуса между впадинами зубьев.

Если в камеру всасывания шестеренного насоса подавать жидкость под давлением, а через нагнетательную отводить, то шестеренная гидромашина будет работать в режиме гидродвигателя, т.е. давление жидкости на зубьях создаст крутящий момент на валу. Подачу шестеренного насоса достаточно точно можно определить по сумме объемов впадин между зубьями.

Рабочий объем равен

$$q=2zSb,$$

где z – число зубьев одной шестерни; b – ширина зуба; S – площадь сечения впадины зуба.

Подача с учетом утечек будет

$$Q=2zSbn\eta_0. \tag{3.22}$$

В шестеренных насосах возможно запираение жидкости во впадинах между зацепляющимися зубьями и повышение давления (компрессия жидкости), которое вызывает дополнительную нагрузку на подшипники. Поэтому в шестеренных насосах предусматривают специальные каналы в боковых крышках для отвода запертой жидкости (на рисунке не показаны).

3.8. Винтовые насосы

Винтовые насосы отличаются равномерной подачей жидкости, компактны, имеют высокий кпд, бесшумны, допускают высокое число оборотов, работают при давлениях до 20 МПа и бывают в двухвинтовом и трехвинтовом исполнении (рис.3.17). Средний винт 1 является ведущим, а два боковых винта 2 - ведомыми и служат также в качестве уплотнителей ведущего винта. Передаточное отношение между винтами равно единице. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости и перемещают его вдоль оси вращения. Нарезки винтов выполняют роль поршней, которые движутся непрерывно в одном направлении, поэтому пульсация подачи практически отсутствует.

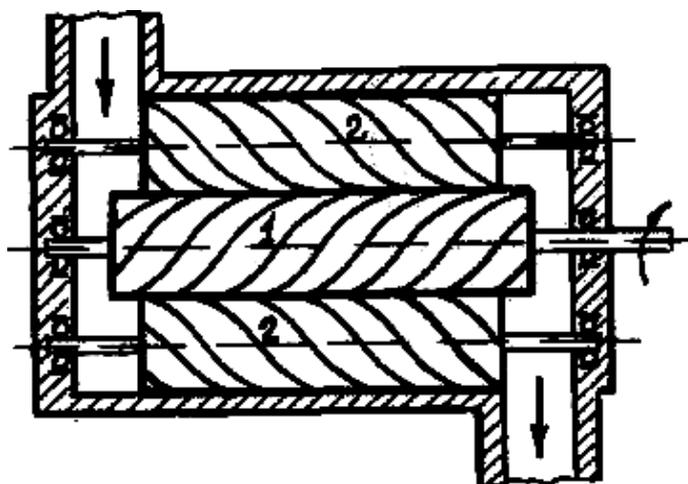


Рис.3.17

Рабочий объем равен объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винтов в пределах одного шага

$$q=(S_1-S_2)t.$$

Подача с учетом утечек будет

$$Q=(S_1-S_2)t\eta_0, \quad (3.23)$$

где S_1 и S_2 - соответственно площади поперечных сечений расточек корпуса под винты и тела самих винтов.

3.9. Гидроаккумуляторы

Гидравлическим аккумулятором называется устройство, служащее для накопления энергии рабочей жидкости, находящейся под избыточным давлением, с целью последующего использования ее в гидросистеме. При этом аккумуляторы могут применяться как дополнительный источник энергии, в качестве источника аварийного питания, а также для сглаживания пульсации давления жидкости. Использование аккумуляторов дает возможность понизить мощность насосов или же в системах с эпизодической работой потребителя обеспечить перерывы в работе насоса. Накопление энергии в гидроаккумуляторах может происходить за счет сжатия или растяжения пружин, сжатия газа, подъема груза.

Наиболее широкое распространение в гидроприводах и системах гидроавтоматики получили пневмогидроаккумуляторы с диафрагменным разделителем газа и рабочей жидкости. На рис.3.18 даны условные обозначения гидроаккумуляторов: а) общее обозначение; б) пневмогидравлический; в) грузовой; г) пружинный.

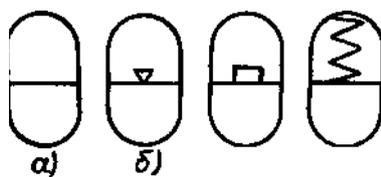


Рис. 3.18

Пневмогидроаккумуляторы без разделителя приводят к быстрому насыщению жидкости газом, т.е. уменьшению газа в баллоне. В поршневых гидроаккумуляторах разделителем служит поршень, который не гарантирует утечки газа в жидкость. Эластичные разделители более надежно обеспечивают герметичность. На рис.3.19 показаны схемы пневмогидроаккумуляторов с эластичными разделителями: а) баллонный; б) сферический.

Так как сопротивление деформации эластичных разделителей незначительно, то аккумуляторы с гибким элементом безынерционны и являются хорошими гасителями пульсаций.

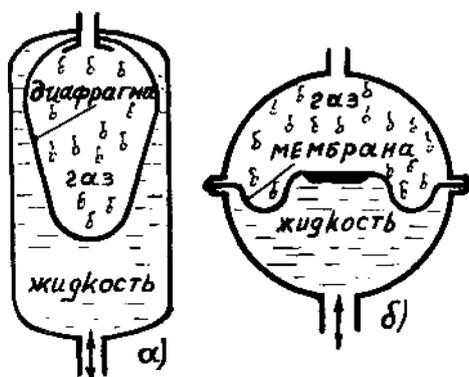


Рис. 3.19.

Схема включения аккумулятора в гидросистему показана на рис.3.20. При работе насоса 1 обратный клапан 2 открыт, и аккумулятор 3 заряжается за счет высокого рабочего давления. При падении давления на выходе насоса обратный клапан закрывается под давлением газа в аккумуляторе, который разряжается, отдавая накопленную энергию в гидросистему.

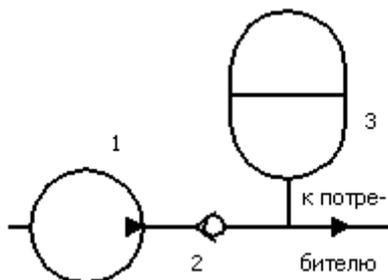


Рис.3.20

Глава четвертая

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРО-ПНЕВМОСИСТЕМ

Гидродвигатели предназначены для преобразования энергии потока жидкости в механическую работу.

В качестве гидродвигателей (исполнительных устройств) применяются главным образом гидромоторы и силовые гидроцилиндры.

Гидромотор создает момент на валу и сообщает ему непрерывное вращение. В гидроцилиндре на выходном звене (штоке) создается сила для преодоления нагрузки при возвратно-поступательном движении штока.

Пневматические двигатели имеют аналогичную с гидродвигателями классификацию, конструктивное устройство и подразделяются на пневматические моторы и пневмоцилиндры.

4.1. Гидромоторы

Практически все рассмотренные выше роторные насосы могут быть применены в качестве гидромоторов, если к ним подавать жидкость под давлением. Ввиду обратимости большинства бесклапанных насосов общие вопросы их конструкций и расчетов относятся и к гидромоторам.

Для гидромоторов входным силовым параметром является давление, а выходным - крутящий момент. Применяются в основном поршневые, пластинчатые и шестеренные гидро- и пневмомоторы.

Гидромоторы бывают нерегулируемые и регулируемые, одностороннего вращения и реверсивные. Некоторые условные обозначения гидро- и пневмомоторов приведены на рис.4.1:

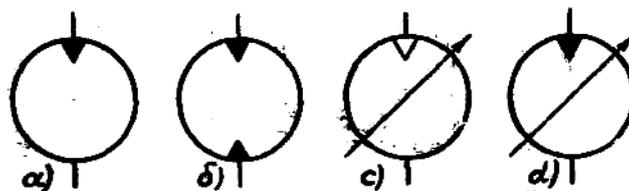


Рис.4.1

а) гидромотор односторонний, нерегулируемый; б) гидромотор реверсивный, нерегулируемый; в) пневмомотор односторонний, регулируемый; г) гидромотор односторонний, регулируемый.

Кроме того, применяют специализированные высокомоментные гидромоторы для работы на малой частоте вращения с большим крутящим моментом, что позволяет создать гидропривод без редуктора, уменьшив вес и габариты гидропривода.

Подводимый к гидромотору расход Q_M больше теоретического расхода Q_{MT} на величину утечки в гидромоторе ΔQ_M (сжатием жидкости пренебрегаем):

$$Q_{MT} = q_M n_M; \quad Q_M = \frac{Q_{MT}}{\eta_{0M}} = \frac{q_M n_M}{\eta_{0M}}, \quad (4.1)$$

где q_M - рабочий объем гидромотора; n_M - частота вращения вала гидромотора; η_{0M} - объемный КПД.

Мощность, потребляемая гидромотором, равна

$$N_{МП} = Q_M P_M = M_{MT} \omega_{MT}, \quad (4.2)$$

а полезная мощность гидромотора, развиваемая на ведомом валу,

$$N_M = M_M \omega_M, \quad (4.3)$$

где M_{MT} , M_M , ω_{MT} , ω_M - теоретический и действительный моменты на валу и угловые скорости; P_M - перепад давления на гидромоторе (разность давлений на входе и выходе).

Скоростная характеристика (рис.4.2) выражает зависимость выходной скорости гидромотора от количества поступающей в него жидкости и описывается выражением (4.1). Графически она представляет прямую линию 1, проходящую через начало координат. Линия 2 представляет скоростную характеристику гидромотора при нагрузке, когда имеет место потеря скорости Δn из-за утечек ΔQ .

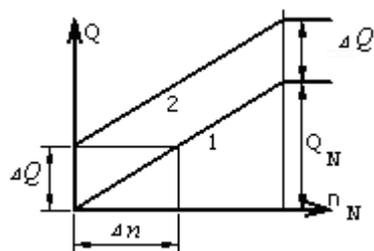


Рис.4.2

4.2. Силовые гидроцилиндры

В качестве гидродвигателя для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений применяются силовые гидроцилиндры.

Силовой гидроцилиндр состоит из корпуса I (рис.4.3 а), в котором находится поршень 3. К штоку 5, жестко соединенного с поршнем, прикладывается нагрузка F. Поршень и шток посажены с минимальным зазором и уплотнены с помощью колец 2 и 4. Жидкость, поступающая в цилиндр под давлением и действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку.

В гидроцилиндрах двухстороннего действия движение поршня в обоих направлениях происходит под действием силы давления жидкости. Они бывают с односторонним (рис.4.3 а) и двухсторонним (рис.4.3 б) штоком.

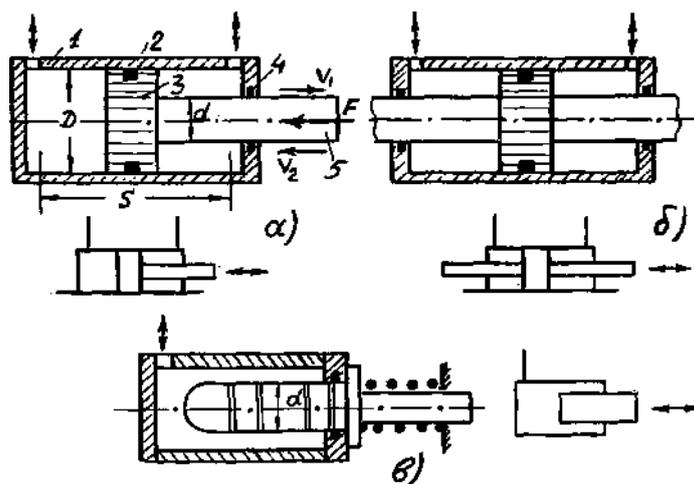


Рис.4.3

Применяются такие гидроцилиндры одностороннего действия, в которых движение поршня или плунжера под действием силы давления жидкости происходит лишь в одном направлении, а возврат - под действием пружины или вала приводимого узла. Плунжерные гидроцилиндры (рис.4.3 в) просты в изготовлении, поскольку обработке подлежит лишь поверхность под плунжер и

отпадает необходимость в обработке зеркала внутренней поверхности цилиндра.

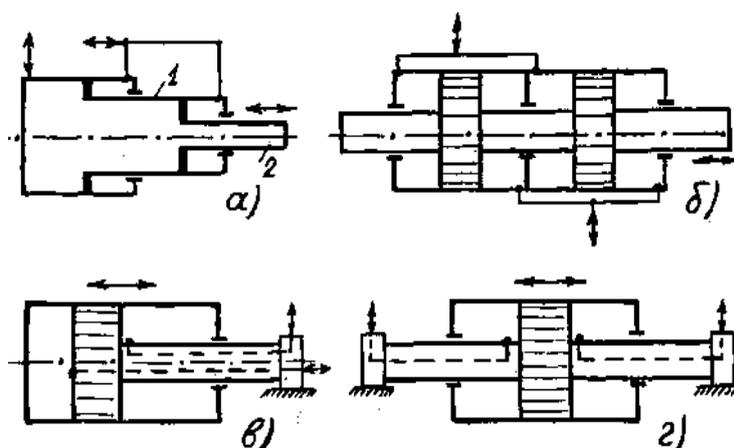


Рис.4.4

Применяются также силовые цилиндры сложных схем - телескопические (рис.4.4 а), двухкамерные (рис.4.4 б) и другие. Телескопические цилиндры применяются для получения больших ходов при ограниченной длине цилиндра и состоят из нескольких (до шести) концентрически расположенных поршней, перемещающихся один относительно другого. Ход выходного поршня равен сумме ходов всех поршней и обычно больше длины корпуса цилиндра. Последовательность выдвигания и втягивания поршней определяется конструкцией цилиндра и устройством управления их движением. Возможна, например, схема выдвигания от большего диаметра к меньшему, а втягивание - наоборот. Скорость выдвигания поршней и развиваемое ими усилие изменяются скачкообразно из-за разных рабочих площадей поршней. Внутренняя полость штока большего цилиндра является цилиндром для поршня меньшего диаметра (выходного звена), связанного с нагрузкой. Если цилиндр не нагружен, оба поршня будут перемещаться вправо одновременно (рис.4.4 а). После упора поршня I в корпус цилиндра поршень 2 будет продолжать перемещаться на полную рабочую длину. Если поршень 2 будет нагруженным, то первым выдвигается поршень I, и наоборот, при нагрузке на поршень I первым выдвигается поршень 2.

Двухкамерные цилиндры (рис.4.4 б) применяются в случае, когда ограничена возможность использования цилиндров большего диаметра, но не ограничена длина цилиндра. Усилие, развиваемое таким цилиндром, равно сумме усилий всех поршней (двух, трех), а скорость уменьшается пропорционально числу поршней.

Если ведомым звеном является поршень (цилиндр неподвижен), то жидкость подводится через корпус цилиндра (рис.4.3 а,б,в). При неподвижном штоке (рис.4.4 в,г) ведомым звеном становится цилиндр, к которому приложена нагрузка. В этом случае жидкость подводится к полости цилиндра через гибкие трубопроводы или через каналы в штоке.

Расчетное усилие F на штоке (рис.4.3 г) развиваемое давлением жидкости на поршень, в общем виде равно

$$F = pS - (F_{mp} + F_{np} + F_{ин}), \quad (4.4)$$

где p - давление жидкости на поршень площадью A ; $F_{тр}$ - сила трения в уплотнениях; F_{np} - сила противодвижения от давления на сливе; $F_{ин}$ - сила инерции движущихся частей.

При равномерном движении сила инерции равна нулю. Для упрощения расчета можно пользоваться формулой

$$F = pS, \quad (4.5)$$

а с учетом сил трения через механический КПД – $\eta_{мех}$

$$F = pS\eta_{мех}. \quad (4.6)$$

Эффективные площади в поршневой и штоковой полостях будут:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2),$$

где D и d - диаметры поршня и штока.

Развиваемые усилия при одинаковом давлении равны

$$F_1 = p \frac{\pi D^2}{4}, \quad F_2 = p \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \quad (4.7)$$

Расчетную скорость поршня V (без учета утечек жидкости) определяем, приравняв объем, описываемый поршнем за время t , объему жидкости, поступающей в цилиндр за то же время. Объем W , описываемый поршнем при ходе S (рис.4.3 а), равен

$$W = LS.$$

Разделив объем на время, получим

$$Q = VS, \quad V = \frac{Q}{S}. \quad (4.8)$$

В случае постоянной подачи насоса ($Q = \text{Const}$) при одностороннем штоке для прямого и обратного ходов скорости равны

$$V_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (4.9)$$

Соответственно время перемещения поршня равно

$$t_1 = \frac{L}{V_1} = \frac{S_1 L}{Q}, \quad t_2 = \frac{L}{V_2} = \frac{S_2 L}{Q}. \quad (4.10)$$

Из выражений (4.7) и (4.9) следует, что если $S_1 = 2S_2$, т.е. $D^2 = 2d^2$, то скорость поршня при движении влево будет в два раза больше, а развиваемое усилие - в два раза меньше, чем при движении поршня вправо. Исходя из того же условия ($S_1 = 2S_2$), можно получить одинаковую скорость поршня при движении в обе стороны, если силовой цилиндр включить по дифференциальной с схеме

(рис.4.5 а). При этом жидкость, вытесняемая из штоковой полости $Q_{ш}$, поступает в поршневую полость цилиндра вместе с жидкостью, подаваемой насосом $-Q_H$. При движении вправо имеем

$$V_1 S_1 = Q_H + Q_{ш}$$

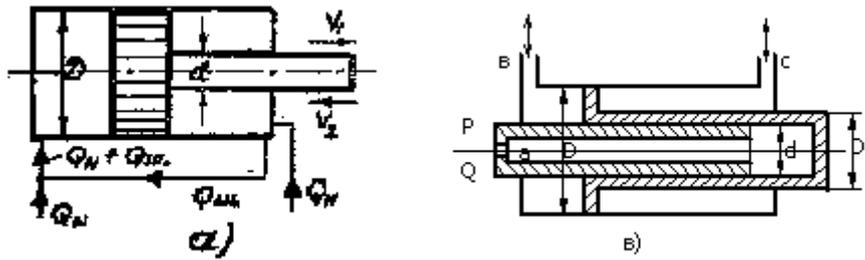


Рис.4.5

Используя условие $S_1 = 2S_2$ и учитывая, что $Q_{ш} = V_1 S_2$, имеем

$$2V_1 S_2 = Q_H + V_1 S_2$$

отсюда получим

$$V_1 = \frac{Q}{S_2}$$

При движении вправо имеем

$$V_2 = \frac{Q}{S_2}, \quad \text{т.е. } V_1 = V_2.$$

С целью получения нескольких скоростей применяют цилиндр со ступенчатым поршнем (рис.4.5 б). При подаче жидкости под давлением P_H от источника питания в канал α получим максимальную скорость и минимальное усилие

$$V_1 = \frac{4Q_H}{\pi d^2}, \quad F_1 = \frac{\pi d^2}{4} P_H.$$

При подводе жидкости в канал β получим средние скорости и усилия

$$V_2 = \frac{4Q_H}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad F_2 = P_H \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

При одновременной подаче в каналы α и β получим минимальную скорость и максимальное усилие

$$V_3 = \frac{4Q_H}{\pi D^2}, \quad F_3 = P_H \frac{\pi D^2}{4}.$$

Скорость обратного хода (подача в канал γ) и усилие равны

$$V_4 = \frac{4}{\pi(D^2 - D_1^2)}, \quad F_4 = P_H \frac{\pi(D^2 - D_1^2)}{4}.$$

Гидравлический расчет силовых цилиндров предусматривает определение мощности, расхода и скорости исходя из того, что гидроцилиндр подвержен в процессе работы воздействию давления рабочей жидкости и внешней нагрузки. Мощность и усилие соответственно равны

$$N = FV, \quad F = P \frac{\pi D^2}{4}.$$

Задаваясь рабочим давлением, определяем диаметр поршня (без учета потерь)

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad (4.11)$$

и приводим его к ближайшему стандарту.

Диаметр штока также выбирается по стандарту, исходя из условия $d=(0,3-0,7)D$.

По значениям D и заданной скорости V определяются требуемый расход жидкости и необходимая подача насоса

$$Q = VS = V \frac{\pi D^2}{4}, \quad Q_H = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (4.12)$$

где η_0 – объемный КПД цилиндра.

Силовые цилиндры часто используются для возвратно-поступательных перемещений тяжелых деталей с большими ускорениями; или в условиях, когда резко изменяются величины нагрузки и скорости, сопровождаемые появлением больших сил инерции. В этих случаях для устранения удара в конце хода поршня применяют устройства гашения (демпфирования) кинетической энергии движущейся массы. Простейшая схема гидроцилиндра с демпфирующим устройством показана на рис.4.6.

Поршень 1 снабжен цилиндрическим выступом 2, который перед концом хода входит в камеру 3, запирая некоторый объем жидкости в полости 4. Скорость дальнейшего движения поршня уменьшается, так как запертый объем жидкости выдавливается на слив через узкую щель 5. Гидравлическое сопротивление 5 гасит кинетическую энергию и оказывает тормозящее воздействие. При обратном ходе поршня жидкость поступает в полость 4 через обратный клапан 6, ввиду чего на скорость обратного хода поршня сопротивление 5 не влияет.

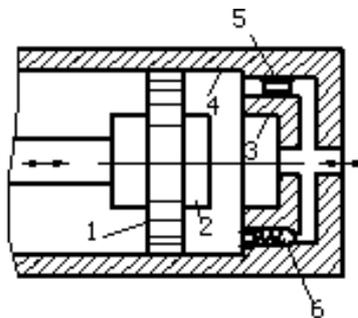


Рис.4.6

4.3. Поворотные, мембранные и сальфонные цилиндры

Поворотные цилиндры применяются для углового перемещения (обычно на угол меньше 360°) выходного вала, что упрощает кинематику и конструкцию приводных механизмов.

П о в о р о т н ы е цилиндры (рис.4.7) состоят из силового цилиндра прямолинейного движения и механизма преобразования этого движения в поворотное. В качестве преобразующих узлов применяют кривошипно-шатунные механизмы (рис.4.7 а), шестеренные, винтовые и реечно-зубчатые передачи (рис.4.7 б).

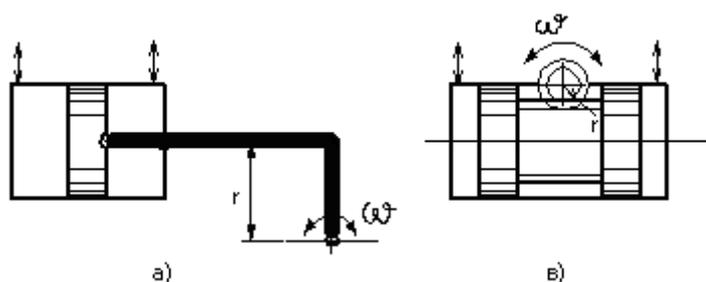


Рис.4.7

Угловая скорость при линейной скорости V перемещения поршня, расходе Q и радиусе кривошипа или шестерни r будет

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{Q}{Sr},$$

а крутящий момент без учета утечек

$$M = \Delta p Sr,$$

где Δp - перепад давления в цилиндре.

М о м е н т н ы е цилиндры применяют для создания возвратно-поворотных ограниченных движений выходного звена. Моментный гидроцилиндр состоит из корпуса I (рис.4.8 а) и поворотного ротора (вала) 2, несущего пластину лопасти 3. Поверхность ротора разделена неподвижной перемычкой 4, содержащей линии подвода и отвода жидкости.

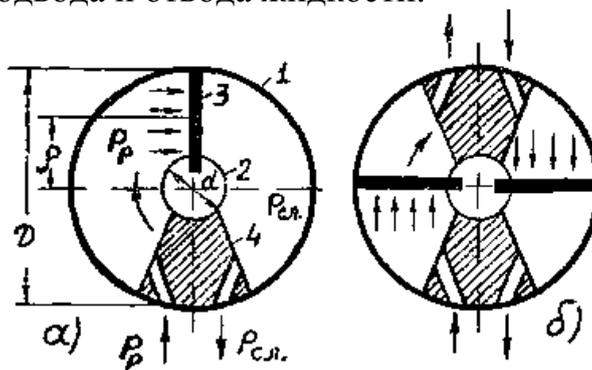


Рис.4.8.

Применяют однопластинчатые (рис.4.8 а) моментные цилиндры с углом поворота до 280° и многопластинчатые (два, три) (рис.4.8 б). С увеличением количества пластин увеличивается крутящий момент, но угол поворота при этом уменьшается.

Расчетная величина крутящего момента равна

$$M = \Delta p S \rho = \Delta p \left(\frac{D-d}{2} \right) \epsilon \left(\frac{D+d}{4} \right) = \frac{\Delta p}{8} \epsilon (D^2 - d^2), \quad (4.13)$$

где D и d - диаметры цилиндра и ротора; $\Delta p = p_p - p_{cp}$ - перепад давления до и после пластины; ϵ - ширина пластины.

Мембранные исполнительные устройства. Для осуществления малых прямолинейных перемещений при небольших усилиях применяют исполнительные гидродвигатели с эластичными разделителями в виде плоских (рис.4.9 а) и фигурных (рис.4.9 б, в) резинотканевых или металлических мембран. С помощью этих мембран можно обеспечить полную герметичность соединения и малое трение, благодаря чему мембранные механизмы нашли применение как в гидро-, так и в пневмосистемах при небольших давлениях (0,5-1).

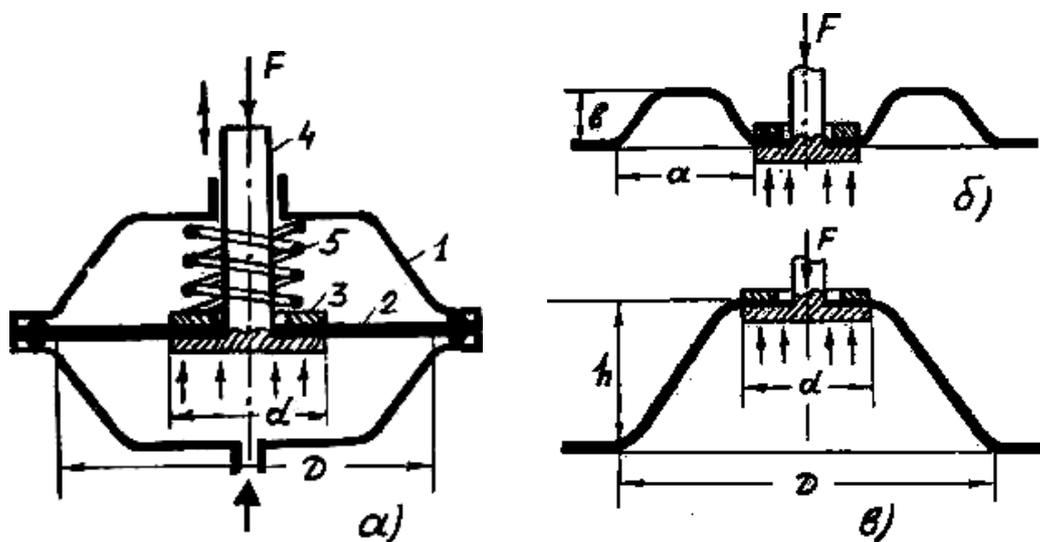


Рис.4.9.

Для связи с выходной нагрузкой и увеличения полезного усилия мембрана имеет жесткий металлический центр. Мембранный цилиндр состоит из корпуса Г, в котором закреплена диафрагма 2, связанная через жесткий центр 3 со штоком 4. Под давлением жидкости диафрагма деформируется, и шток смещается, преодолевая нагрузку. При снятии давления диафрагма возвращается в исходное положение под действием нагрузки или пружины 5.

Максимальный ход тарельчатых мембран (рис.4.9 в) примерно равен двойной высоте h , а гофрированных диафрагм (рис.4.9 б) - ширине зигзага a или двойной высоте v . Ход плоских мембран (рис.4.9 а) не должен превышать 10 % диаметра D окружности заделки мембраны.

Усилие, которое может передать мембрана, зависит от эффективной площади мембраны. Полезной площадью диафрагмы является сумма площади диска и половины площади свободной части диафрагмы. Поэтому диафрагма передает усилие

$$F = p \left[\frac{\pi d^2}{4} + 0.5 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right], \quad (4.14)$$

где p - перепад давления на диафрагме; d - диаметр жесткой заделки .

Перемещение мембраны является практически линейной функцией перепада давления.

В гидропневмоавтоматике применяются также металлические гофрированные мембраны (рис.4.10 а). Характеристики таких мембран $\Delta X = f(\Delta p)$, т.е. величина перемещения их ΔX в зависимости от перепада давления $\Delta p = P_1 - P_2$ имеют некоторый практически линейный участок - АБ (рис.4.10 б).

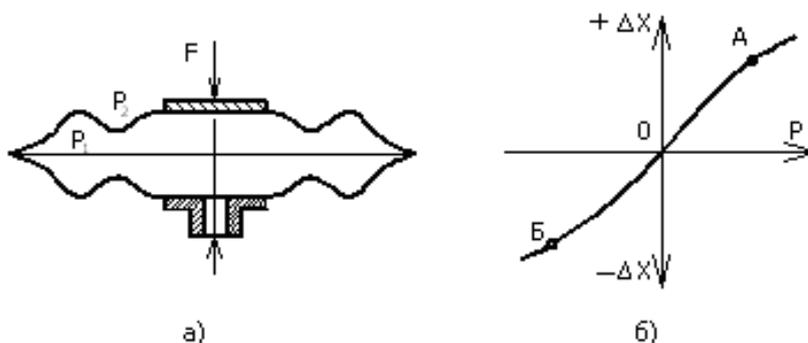


Рис.4.10.

Сильфоны исполнительные устройства. В гидропневмоавтоматике применяют исполнительные механизмы с разделителем в виде сильфона (рис.4.11), состоящего из тонкостенной цилиндрической камеры с волнообразными складками (гофрами) 1, удлиняющимися или укорачивающимися в зависимости от подводимого давления. Создаваемое при этом усилие передается нагрузке через шток 2. Сильфоны изготавливаются преимущественно из металлов с одно- или многослойным исполнением и работают при давлениях до 15 МПа.

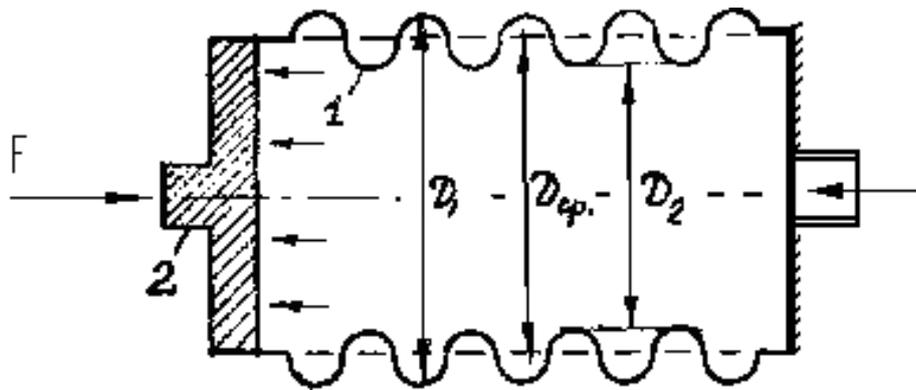


Рис.4.11

Для работы при небольших давлениях (до 0,3 МПа) сильфоны изготавливают из неметаллических материалов - резины и различных пластиков.

Сильфон может быть нагружен как внешним, так и внутренним давлением, при этом предпочтение отдается внешнему давлению. Допустимое осевое перемещение сильфона из металла - до 25 % его свободной длины, а из резины - до 50 %.

Усилие, развиваемое сильфоном при действии внутреннего давления, может быть приближенно (жесткостью сильфона пренебрегаем) определено из условия

$$F = pS = p \frac{\pi D_{cp}^2}{4}, \quad (4.15)$$

где p - перепад давления на сильфоне; $D_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ - средний диаметр гофров сильфона.

Отношение наружного D_1 и внутреннего D_2 диаметров гофров сильфона: $\frac{D_1}{D_2} < 2$.

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для надежной работы гидро- и пневмосистем необходимы различные управляющие устройства, обеспечивающие выполнение логических функций по осуществлению заданной последовательности действий исполнительных механизмов, для чего применяется различная аппаратура изменения направления потока жидкости (воздуха), включения и выключения отдельных исполнительных устройств и т.д.

5.1. Некоторые понятия автоматки

А в т о м а т и к а является одним из разделов кибернетики - науки об общих законах управления как в живой, так и в неживой природе.

У п р а в л е н и е - это процесс воздействия на объект с целью приведения его в желаемое состояние или положение.

Задачей автоматки является разработка принципов и средств, необходимых для управления техническими объектами. Технический объект (станок, двигатель, поточная линия и т.д.), нуждающийся для успешного взаимодействия с другими объектами (внешней средой) в специально организованном **у п р а в л я ю щ е м** **в о з д е й с т в и и**, называется **о б ъ е к т о м** **у п р а в л е н и я** (ОУ).

Целенаправленное воздействие на объект управления возможно, если выполняются два условия: существует совокупность правил, позволяющих добиваться поставленной цели управления в различных ситуациях – **а л г о р и т м** управления; существует автоматическое управляющее устройство (АУУ), способное создавать в соответствии с алгоритмом управляющее воздействие.

Совокупность объекта управления и автоматического управляющего устройства, взаимодействие которых приводит к выполнению поставленной цели управления, называется системой автоматического управления (САУ). Структурная схема САУ представлена на рис. 5.1.

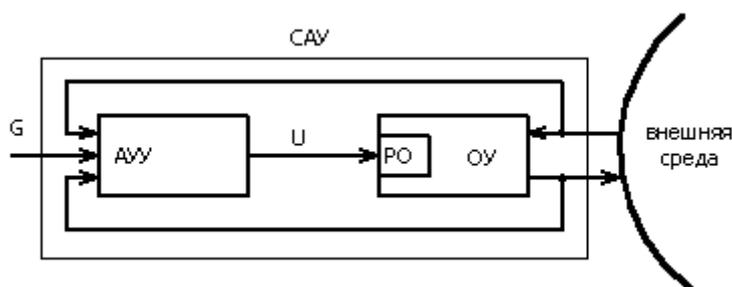


Рис.5.1

Объект управления создает воздействие U на внешнюю среду, которое характеризует желаемое состояние или положение $0U$ и называется управляемой величиной. Информация о действительном (текущем) значении управляемой величины U в большинстве САУ используется для выработки управляющего воздействия U на объект управления ($0U$), поэтому информация о U вводится в АУУ. Воздействие $0U$ на внешнюю среду может осуществляться одновременно по нескольким параметрам.

Со стороны внешней среды на $0U$ действует возмущающее воздействие F , нарушающее нормальную работу объекта. Информация о возмущающем воздействии F может быть использована в АУУ для выработки управляющего воздействия U .

На вход АУУ подается задающее воздействие G , содержащее информацию о цели управления, т.е. о предписанном значении U . На схеме САУ управляющее воздействие U вырабатывается в результате переработки информации об управляемой величине U , задающем воздействии G и о возмущающем воздействии F . Возможно построение САУ, использующих только часть информации, например только по задающему воздействию Q , представляющему в этом случае команды программы. Такое управление называется жестким, так как не учитываются действительные значения U и F (параметры САУ и значение F считаются постоянными). Подобные САУ дают удовлетворительное качество управления лишь при высокой стабильности параметров САУ, внешней среды и при невысоких требованиях к точности. По структуре эти САУ являются разомкнутыми, так как не имеют обратной связи по управляемому параметру U и не образуют замкнутого контура управления. Существуют разомкнутые САУ, управляющие только по возмущающему воздействию F или по задающему S и возмущающему F воздействиям.

В гибких или замкнутых САУ используется информация об управляемой величине U и задающем воздействии G , а задающее воздействие U вырабатывается в зависимости отклонения U от значения S независимо от причин, вызвавших это отклонение. Информация об U передается в АУУ, образуя контур главной связи. Замыкание системы обратной связью позволяет информацию об управляемой величине с выхода объекта управления подать на вход управляющего устройства. Такие замкнутые системы позволяют вести управление по отклонению, причем неважно, по какой именно причине произошло отклонение управляемой величины: вызвано ли оно каким-либо возмущающим или задающим воздействием. В любом случае система реагирует на возникшее отклонение, стремясь уменьшить его. Наличие обратной связи позволяет получить большую точность управления. В САУ по отклонению главная обратная связь, охватывающая всю систему, является функционально необходимой. Дополнительно для коррекции используют местные обратные связи, охватывающие одно или несколько звеньев. Различают положительную и отрицательную обратные связи. Положительная обратная связь усиливает выходное воздействие, приводит к повышению

чувствительности и, как правило, к понижению устойчивости (часто к незатухающим и расходящимся колебаниям). В замкнутых системах используют отрицательную обратную связь, которая ослабляет выходное воздействие, повышает устойчивость, (стабильность) системы, улучшает переходные процессы, понижает чувствительность.

В комбинированных САУ используется информация одновременно о трех воздействиях G , U и F , поэтому они имеют более высокое качество управления, чем системы, работающие только по отклонению. Информация о значении возмущающего воздействия позволяет АУУ начинать компенсацию внешнего возмущения раньше, чем возникнет большое отклонение. Еще более совершенным являются адаптивные САУ, обладающие способностью приспосабливаться к изменению внешних условий работы.

Автоматическое управляющее устройство состоит из отдельных элементов, соединенных определенным образом для выработки управляющего воздействия. Элементы системы автоматики отличаются однонаправленностью потока информации с входа на выход и в энергетическом отношении являются преобразователями энергии.

Элементы автоматики чрезвычайно разнообразны по конструкции, принципам действия, характеристикам, физической природе преобразуемых сигналов и функциям, выполняемым в устройствах автоматического управления. Пассивные элементы, например редукторы, входное воздействие (сигнал X) преобразуют в выходное воздействие (сигнал U) за счет энергии входного сигнала.

Активные элементы, например усилители, получают энергию от вспомогательного источника энергии.

В зависимости от вида энергии на входе и выходе элементы автоматики бывают электрические, гидравлические, пневматические, механические и комбинированные.

По выполняемым функциям элементы автоматики делятся на датчики, усилители, исполнительные устройства, реле, вычислительные устройства, согласующие и вспомогательные элементы.

Датчики (источники первичной информации или первичные преобразователи) воспринимают поступающую на них информацию об управляемой величине и преобразуют ее в форму, удобную для дальнейшего использования в устройстве автоматического управления. Большинство датчиков преобразуют входной неэлектрический сигнал X в электрический сигнал U . По виду входного сигнала датчики делятся на механические (перемещение, скорость, ускорение), тепловые, гидравлические, оптические и т.д.

Усилители - это элементы автоматики, осуществляющие количественное преобразование, т.е. увеличение мощности входного сигнала (усиление) за счет другого источника энергии, иногда одновременно с качественным преобразованием, например перемещения в изменение давления в гидравлических и пневматических усилителях. В зависимости от вида

энергии, получаемой усилителем от вспомогательного источника энергии, они подразделяются на электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные (электрогидравлические, электропневматические).

Исполнительные устройства - это элементы автоматики, создающие управляющее воздействие на объект управления. Они изменяют положение или состояние регулируемого органа объекта управления таким образом, чтобы управляемый параметр соответствовал заданному значению.

Реле - это элементы автоматики, у которых изменение выходного сигнала $У$ происходит скачком (дискретно) при достижении входного сигнала X определенного значения, называемого **уровнем срабатывания**. Мощность входного сигнала X , вызывающего срабатывание реле, значительно меньше мощности, которой может управлять реле, поэтому реле можно рассматривать и как усилительный, и как исполнительный элемент.

Вычислительные элементы в устройствах автоматического управления осуществляют математические преобразования (операции) с поступающими на их вход сигналами с целью осуществления заданного алгоритма работы системы. В простейших случаях вычислительные элементы выполняют отдельные математические операции, такие как алгебраическое суммирование, дифференцирование, интегрирование, логическое сложение, умножение и т.д.

Согласующие и вспомогательные элементы включаются в устройство автоматического управления для улучшения его параметров и расширения функциональных возможностей основных элементов.

Каждый элемент автоматики обладает определенной совокупностью характеристик, которые определяют его метрологические, динамические, эксплуатационные и технологические особенности, что позволяет правильно решить вопрос об эффективности использования данного элемента в конкретном устройстве.

Статическая характеристика является одной из главных характеристик элемента: $y=f(x)$. Она представляет собой зависимость выходного сигнала y от входного сигнала x в установившемся (статическом) режиме, когда эти сигналы не изменяются с течением времени или изменяются с постоянной скоростью. Статическая характеристика элемента автоматики может быть линейной (рис.5.2-1); нелинейной (рис.5.2-2), но с возможностью аппроксимации линейной зависимостью - линеаризацией; существенно нелинейной, которую невозможно аппроксимировать линейной зависимостью, как, например, релейная характеристика (рис. 5.2-3).

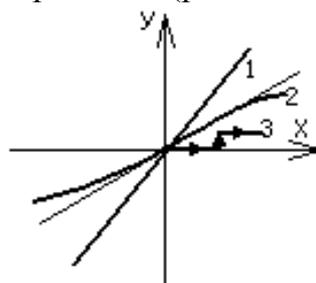


Рис. 5.2

К общим параметрам элементов автоматики относится коэффициент передачи (преобразования), который можно определить по статической характеристике. Для элементов с линейной характеристикой статический коэффициент передачи будет $k_{ст} = y/x$. При нелинейной характеристике используется дифференциальный коэффициент передачи $k_{диф} = \Delta y / \Delta x$. Коэффициент передачи имеет физический смысл, например, для усилителей - это коэффициент усиления, для датчиков - чувствительность или крутизна характеристики.

У многих элементов автоматики вследствие сухого трения, зазоров в соединениях, гистерезиса, шумов изменение сигнала на выходе можно обнаружить только после достижения входным сигналом определенного уровня. Наименьшее значение входного сигнала $X_{п}$ элемента, при котором происходит заметное изменение сигнала на выходе или заведомо достоверный сигнал при наличии шумов, называется порогом чувствительности, а диапазон до этого порога называется зоной нечувствительности (рис.5.3 а и б).

Динамический режим работы соответствует изменению сигналов на входе и выходе (или только на выходе) с ускорением. Для оценки работы элемента в динамическом режиме используют параметры его динамической характеристики. Особое значение имеет переходная характеристика инерционного элемента, которая представляет собой зависимость выходного сигнала Y от времени $Y=f(t)$ при скачкообразном изменении входного сигнала X .

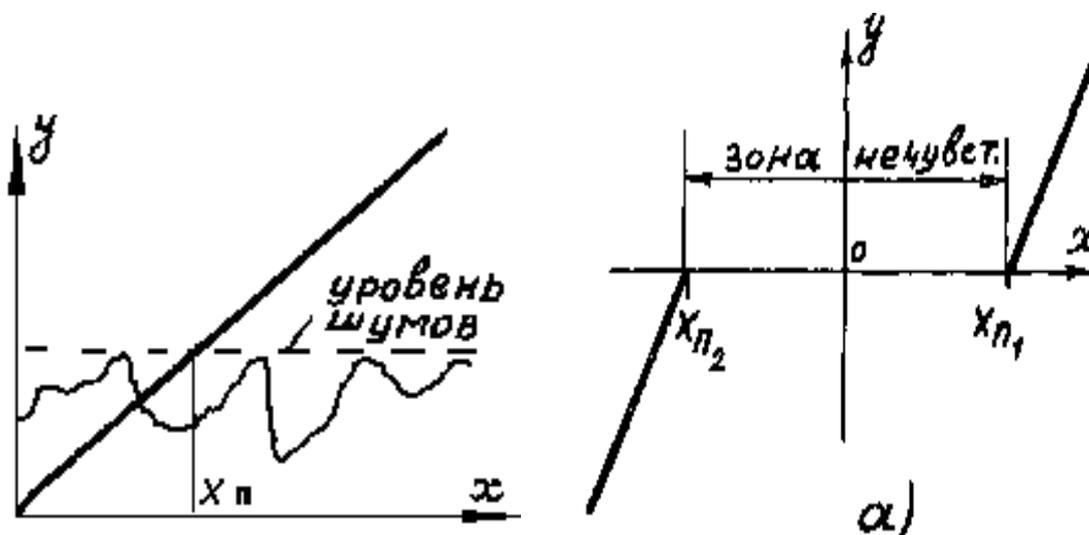


Рис.5.3

По переходной характеристике инерционного элемента (рис.5.4) можно определить время переходного процесса $t_{пер}$ (длительность динамического режима), постоянную времени T , динамическую погрешность в любой момент времени $\Delta y_{дин}$, вид переходного процесса. Постоянная времени T характеризует быстрдействие элемента и численно равна времени, за которое выходной сигнал Y достигает уровня $0,63Y_{уст}$.

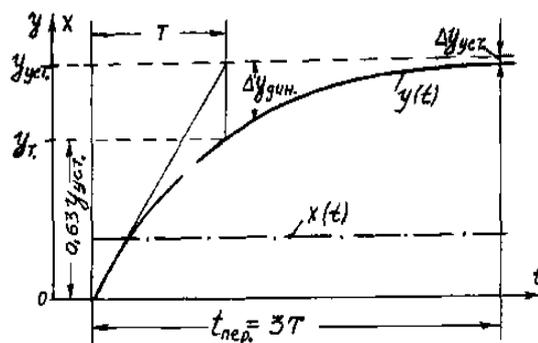


Рис.5.4

5.2. Золотниковые распределительные устройства

Распределители предназначены для управления потоком рабочей жидкости (воздуха). С их помощью обеспечивается направление потока к соответствующему исполнительному устройству, а также осуществляется реверс гидропневмоустройств.

Рабочим элементом золотникового распределителя цилиндрического типа являются плунжеры 2, перемещающиеся в осевом направлении в корпусе 6 золотника (гильзе), в котором выполнены каналы для подвода и отвода жидкости (рис.5.5). Жидкость протекает через окна питания в корпусе и соответствующие проточки между плунжерами. Герметизация золотника достигается благодаря малым зазорам между плунжером и гильзой, которые равны (0,003-0,015)мм.

Жидкость от насоса подводится к каналу 4, из которого в зависимости от положения плунжера 2 поступает в одну из полостей гидродвигателя I. В то же время нерабочая полость гидродвигателя соединяется с каналами 3 или 5, ведущими в резервуар (бак). В положении плунжера 2 (рис.5.5 а) канал 4 соединен с левой полостью гидроцилиндра I, а в положении (рис.5.5 б) - с правой полостью.

Для уравнивания плунжера от сил давления жидкости в сливной магистрали (в каналах 3 и 5) плунжер золотника снабжается ложным хвостовиком I (рис.5.6 а). При отсутствии хвостовика возникает неуравновешенное усилие от давления $P_{сл}$ в сливной магистрали

$$F = P_{сл} \frac{\pi d^2}{4},$$

где d – диаметр хвостовика, равный диаметру штока золотника. Это усилие стремится сместить плунжер вправо. Уравнивание плунжера достигается также применением многопоясковых схем (рис.5.6 б).

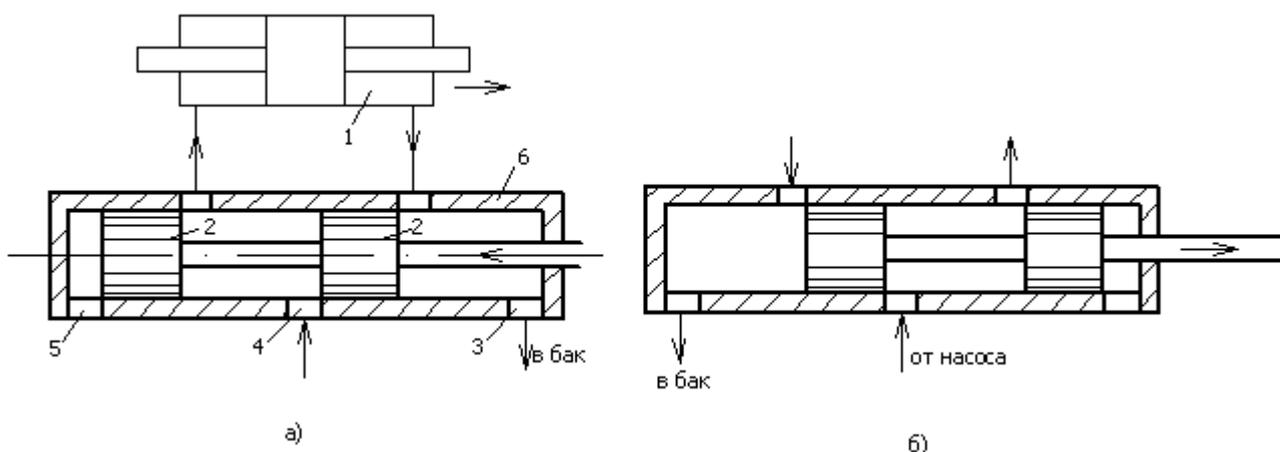


Рис.5.5

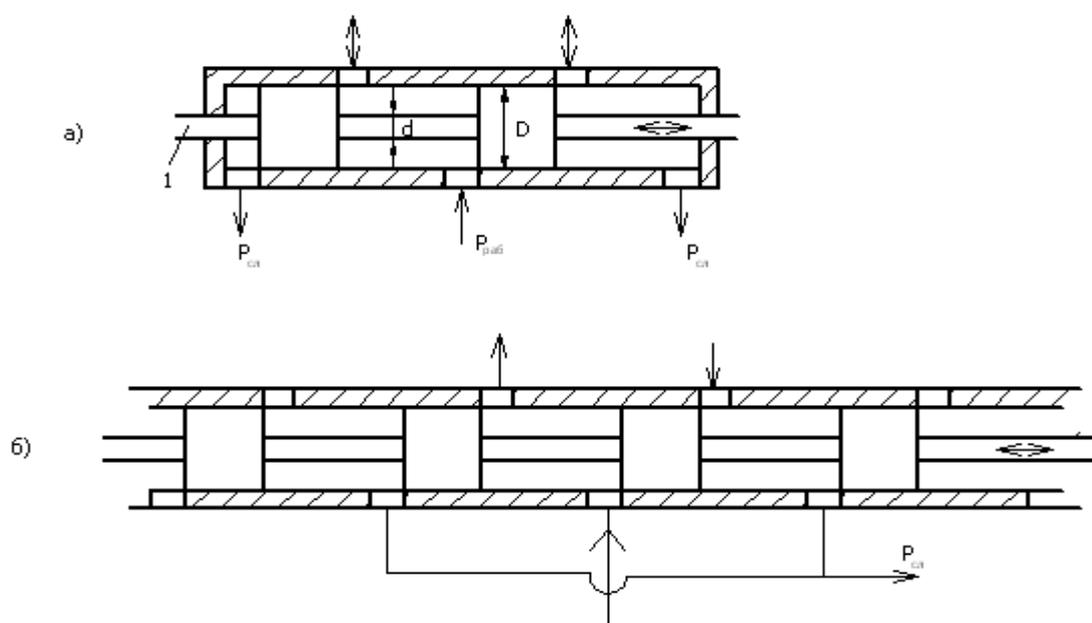


Рис.5.6

В зависимости от числа фиксированных позиций рабочего органа различают распределители двух-, трех- и многопозиционные. Фиксация распределителя в заданных позициях производится ручными или автоматическими стопорными устройствами.

По числу внешних линий, связывающих распределитель с исполнительной магистралью, различают двух-, трех- и многолинейные распределители. По способу управления различают распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и комбинированным управлением.

Схематически позицию подвижного элемента изображают квадратом. Число квадратов соответствует числу позиций (рис.5.7). На схемах распределители изображают в исходной позиции, к которой подводят линии питания и слива. Другая рабочая позиция представляется мысленным передвижением соответствующего квадрата на место исходной позиции с оставлением линий связи в прежнем положении. Проходы (каналы) в

распределители изображают линиями со стрелками, показывающими направления потоков. Закрытый ход изображают тупиковой линией.

На рис.5.7 изображены условные обозначения некоторых распределителей: а) четырехлинейный, трехпозиционный с ручным управлением, 1-позиция нейтральная, II-позиция прямого хода, III-позиция обратного хода; б) четырехлинейный, двухпозиционный с управлением от кулачка и пружинным возвратом; в) четырехлинейный, двухпозиционный с электромагнитным управлением; г) трехлинейный, двухпозиционный с гидравлическим управлением; д) четырехлинейный, трехпозиционный, с электрогидравлическим управлением, с фиксацией нейтральной позиции пружинами.

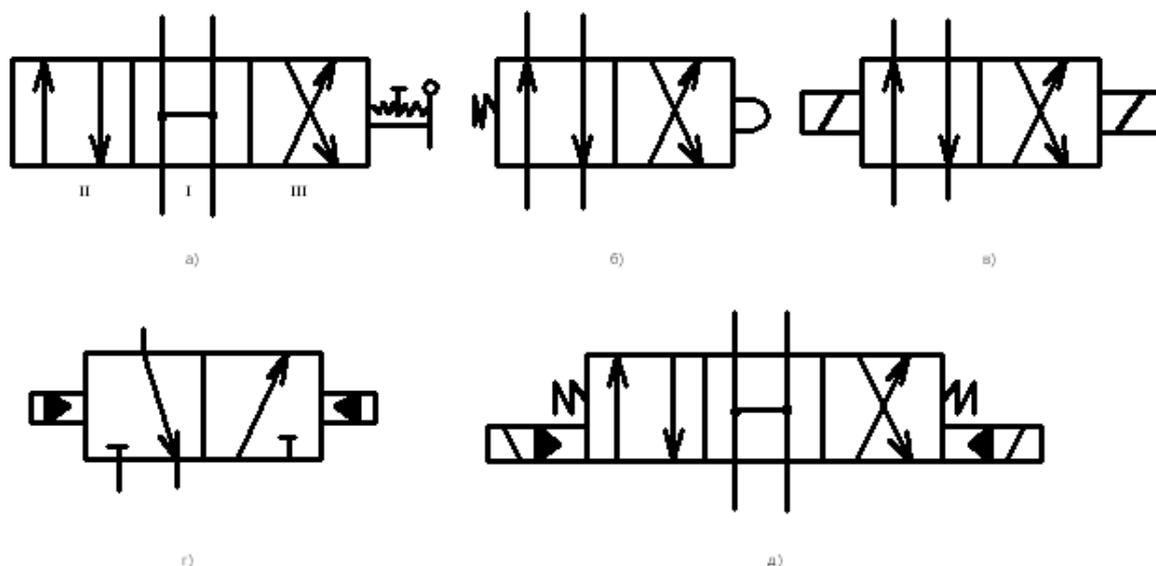


Рис.5.7

Важным параметром цилиндрических золотников является перекрытие плунжером расходных окон в среднем его положении (рис.5.8а).

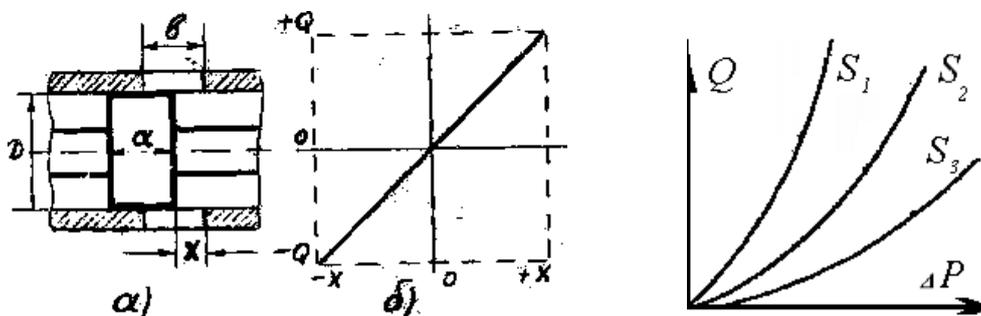


Рис.5.8

При $a > b$ перекрытие положительное, при $a < b$ – отрицательное $a = b$ - нулевое. Золотники с положительным перекрытием имеют хорошую герметичность, но

создают зону нечувствительности, равную $0,5(a-e)$, в пределах которой золотник не работает. При отрицательном перекрытии имеют место утечки в нейтральном положении, что используется для разгрузки насосов, однако может произойти самопроизвольное смещение исполнительного механизма, что нежелательно. Золотники с нулевым перекрытием технологически трудно выполнимы.

Гидравлическую исходную характеристику золотника (рис.5.8в) можно получить из формулы

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = \mu \pi D x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_g)}, \quad (5.1)$$

где $S = \pi D x$ - площадь сечения проходной щели золотника при открытии щели на величину x ; D - диаметр плунжера золотника; P_H и P_g - давления на входе (питание) и выходе (давление нагрузки двигателя); μ - коэффициент расхода, равный $0,624 \div 0,65$.

Уравнение (5.1) показывает, что с увеличением P_g расход через золотник уменьшается (x и P_H постоянны). Это явление (дрессельный эффект) снижает жесткость и вызывает скольжение гидродвигателя под действием нагрузки. При $P_g = 0$ уравнение расхода принимает вид

$$Q = \mu \pi D x \sqrt{\frac{2}{\rho} P_H} = kx, \quad (5.2)$$

где k - коэффициент усиления по расходу.

В этом случае статическая характеристика (рис.5.8 б) золотника будет линейной, что имеет важное практическое значение при применении золотниковых устройств в системах автоматики.

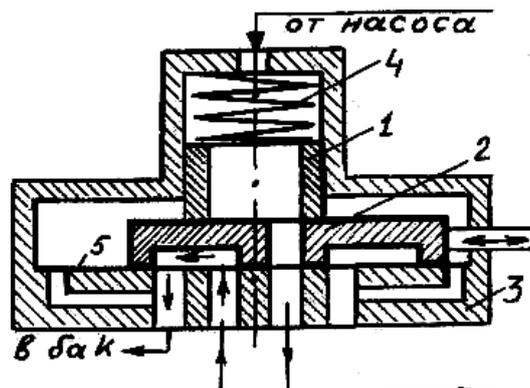


Рис.5.9

В гидросистемах высоких давлений (более 20 МПа) используются золотники с плоским распределительным элементом, которые относительно просты в изготовлении и обеспечивают высокую герметичность (рис.5.9).

Распределительный элемент 2 представляет собой плоскую деталь с каналами подвода и отвода жидкости, которая скользит по плоскости 5 корпуса 3, прижимаясь к ней пружиной 4 через втулку 1 и усилием давления

жидкости. Зазор между плоскими подвижными элементами обусловлен толщиной граничной масляной пленки, что обеспечивает полную герметичность и высокий срок службы.

5.3. Крановые распределители

Крановые распределители получили широкое применение благодаря компактности и простоте осуществления многопозиционности. Рабочим элементом являются цилиндрические, конические, шаровые пробки или плоские золотники.

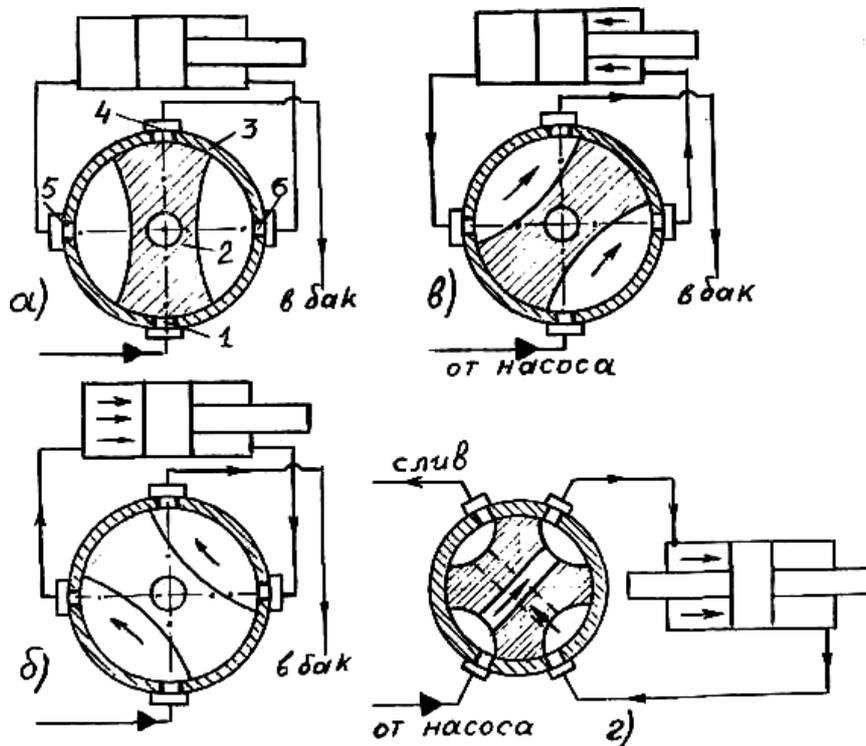


Рис.5.10.

В гидроприводах применяются краны с цилиндрической пробкой (рис.5.10), как более простые и требующие меньших условий для управления. Эти распределители применяют при относительно низких (до 70 МПа) давлениях. При более высоких давлениях используют поворотные краны с плоским распределительным элементом.

Распределитель состоит из пробки 2 (рис.5.10 а), помещенной с минимальным зазором в отверстие корпуса 3, имеющего каналы подвода I (питания) у отвода 4 (слива) жидкости, а также каналы 5 и 6 питания гидродвигателя. При повороте пробки происходит изменение питания полостей гидродвигателя. На рис.5.10 соответственно показаны: а) нейтральная позиция; б) позиция прямого хода поршня гидроцилиндра; в) позиция обратного хода (реверс).

Пробка крана должна быть освобождена от статических сил давления жидкости, т.к. в противном случае она будет прижата к одной стороне, вследствие чего могут развиваться большие силы трения. Разгрузка крана может быть достигнута с помощью радиальных непересекающихся каналов, соединяющих противоположные полости крана (рис.5.10 г).

На основе цилиндрической пробковой схемы за счет увеличения рядности каналов в пробке созданы многопозиционные крановые распределители. В кранах с цилиндрической пробкой герметизирующий контакт обеспечивается притиркой, а в кранах с конусной пробкой - с помощью пружины, усилие которой должно превышать противодействие давления жидкости, стремящегося вытолкнуть пробку из гнезда.

Простейшая схема поворотного крана с плоским распределительным элементом показана на рис.5.И. Плоский поворотный элемент I имеет две серпообразные канавки - открытую 3 и глухую 6. С помощью канавок 3 и 6 отверстие 5, ведущее к баку, последовательно соединяется при повороте крана на 90° с отверстиями 4 и 7, ведущими к гидродвигателю. В свою очередь, отверстия 4 и 7 с помощью канавки 3 и сквозного отверстия 2 последовательно соединяются с камерой 9, которая соединена с водным каналом 8, связанным с насосом.

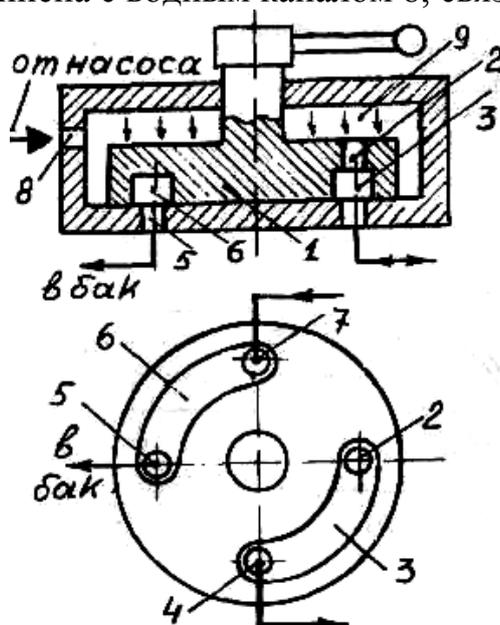


Рис. 5. И.

Недостатком приведенной схемы является большая сила давления жидкости на поворотный элемент, вследствие чего для поворота крана требуется значительное усилие.

5.4. Клапанные распределители

Клапанные распределители просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, обладают высокой герметичностью, однако уступают золотниковым и крановым распределителям в компактности и легкости управления. Затворы бывают шариковые, конические и приводятся в действие ручными, механическими и электрическими устройствами. Из ручных

устройств распространены клапаны с качающимся рычагом, схема которого приведена на рис.5.12. В нейтральном среднем положении качающегося рычага I оба клапана 2 и 3 находятся в своих гнездах, и канал *в* гидродвигателя отсоединяется от каналов *а* насоса и *с*, ведущего в бак. При повороте рычага I вправо с гидродвигателем соединяется канал *а* насоса, при повороте влево - канал *с* бака, т.е. происходит питание одной полости гидродвигателя. Для питания обеих полостей гидроцилиндра используют четырехклапанный распределитель, а для привода в действие клапанов используют кулачковый механизм или электромагниты.

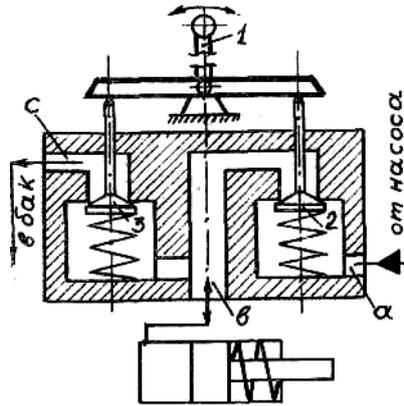


Рис.5.12

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава первая	
СВОЙСВА И СОСТОЯНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ.....	4
1.1. Основные определения.....	4
1.2. Основные физические свойства жидкостей и газов.....	5
1.3. Некоторые характеристики и требования к жидкостям, применяемым в гидросистемах.....	9
Глава вторая	
ОСНОВЫ ПРИКЛАДНОЙ ГИДРАВЛИКИ И ГАЗОДИНАМИКИ.....	12
2.1. Гидростатика.....	12
2.2. Основное уравнение гидростатики.....	12
2.3. Приборы для измерения давления.....	15
2.4. Сила давления жидкости на плоские поверхности.....	17
2.5. Сила давления жидкости на криволинейные поверхности.....	18
2.6. Основные понятия гидродинамики.....	20
2.7. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости.....	23
2.8. Уравнение Бернулли.....	23
2.9. Режимы движения жидкости.....	26
2.10. Гидравлические сопротивления и потери напора.....	27
2.11. Основы расчета трубопроводов.....	33
2.12. Гидравлический удар.....	36
2.13. Истечение жидкости и газов через отверстия и насадки.....	37
Глава третья	
ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ.....	42
3.1. Общие положения. Преимущества и недостатки гидропневмоприводов.....	42
3.2. Насосы.....	44
3.3. Поршневые насосы.....	48
3.4. Роторные радиально-поршневые насосы.....	51
3.5. Роторные аксиально-поршневые насосы.....	53
3.6. Пластинчатые насосы.....	54
3.7. Шестеренные насосы.....	55
3.8. Винтовые насосы.....	56
3.9. Гидроаккумуляторы.....	57
.....Глава четвертая	
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ.....	58
4.1. Гидромоторы.....	58
4.2. Силовые гидроцилиндры.....	60
4.3. Поворотные, мембранные и сильфонные цилиндры.....	65

Глава пятая

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА.....	69
5.1. Некоторые понятия автоматики.....	69
5.2. Золотниковые распределительные устройства.....	74
5.3. Крановые распределители.....	78
5.4. Клапанные распределители.....	79
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	82

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Альштуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика.- М.: Стройиздат, 1975. -324 с.
2. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. -316 с.
3. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы /Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский - М.: Машиностроение, 1970.-502 с.
3. Лабораторный практикум по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам. /С.М. Казарян , А.Ш Барекян, Д.Д. Скубаренко, А.К Челышев. – Ереван: Луйс, 1984. – 319с.
4. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин. - М.: Машиностроение, 1979. -318 с.
5. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. - М.: Машиностроение, 1982. -464 с.
6. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. -232с.

Аршак Шаваршович Барекян
ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ
Учебное пособие
Издание первое

Редактор Т.С.Синицына
Технический редактор Г.К.Комарова

Подписано в печать 9.02.06

Формат 60x84/16

Физ.печ.л. 5,25

Тираж 100 экз.

Усл.печ.л. 4,88

Заказ №34

Бумага писчая

Уч.-изд.л. 4,57

Цена 55 руб. 30 коп.

Издательство Тверского государственного технического университета
170026, Тверь, наб.А.Никитина,22