

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Томский политехнический университет»

П. Я. Крауиньш, С. А. Смайлов, Б. Б. Мойзес

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

Учебное пособие

Издательство ТПУ
Томск 2006

УДК 621.225.5852-82

Крауиньш П. Я., Смайлов С. А., Мойзес Б. Б. Гидравлика и гидропривод: Учеб. пособие / Том. политехн. ун-т. – Томск, 2006. – 223 с.

В пособии изложены основы гидравлики и основные вопросы гидравлического привода технологического оборудования.

В каждой главе пособия рассматриваются темы, посвященные конкретным задачам привода. Пособие подготовлено на кафедре автоматизации и роботизации в машиностроении, соответствует программе дисциплины и предназначено для студентов Института дистанционного образования государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Томский политехнический университет».

Печатается по постановлению Редакционно-издательского Совета Томского политехнического университета

Рецензенты:

- С. А. Ларионов – кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения ГОУ ВПО «Томский государственный архитектурно-строительный университет»;
- Ю. М. Башлыков – кандидат технических наук, начальник СКБ ОАО «Томский электромеханический завод»

Темплан 2006

© Томский политехнический университет, 2006

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика является основой для создания гидроприводов технологического оборудования.

Широкое использование гидроприводов в технологическом оборудовании определяется рядом их существенных преимуществ перед другими типами приводов, и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей. Гидроприводы обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости, возможность работы в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту системы от перегрузки и точный контроль действующих усилий. С помощью гидроцилиндров удастся получить прямолинейное движение без кинематических преобразований, а также обеспечить определенное соотношение скоростей прямого и обратного ходов.

Критический анализ приводов различного типа применительно к конкретным условиям того или иного технологического оборудования позволяет выбрать оптимальное техническое решение. Применение жидкостного энергоносителя (минерального масла) целесообразно лишь в тех случаях, когда преимущества гидропривода имеют решающее значение.

ГЛАВА 1. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ И ИХ ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА

Гидропривод – это устройство, предназначенное для приведения в действие оборудования и содержащее в себе источники энергии (например, насосы, аккумуляторы) и потребители энергии (гидравлические двигатели), а также аппаратуру, гидравлические линии (трубопроводы) и рабочую среду (рабочую жидкость).

Жидкость – важнейший элемент, поскольку она является одновременно и рабочим телом, передающим гидравлическую энергию (потому и называют жидкость рабочей), а также смазочным и охлаждающим веществом, и средством удаления продуктов изнашивания трущихся деталей, обеспечивает защиту от коррозии. Таким образом, жидкость в гидроприводе выполняет множество функций, обеспечивающих его работоспособность. Поэтому ошибки в выборе жидкости могут привести к выходу гидропривода из строя и большим экономическим потерям.

С целью обеспечения надежной работы гидрофицированного оборудования рабочие жидкости должны удовлетворять следующим требованиям:

- обладать оптимальным внутренним трением (оптимальной вязкостью); от вязкости зависят объемные и гидравлические потери в гидросистеме и, следовательно, качество ее работы, поэтому оптимальной вязкостью можно назвать такую, которая меняется при изменении температуры и давления незначительно; желательно, чтобы она, вообще, не менялась, была постоянна при любых давлениях и температурах среды;
- иметь хорошие смазывающие свойства; на трущихся поверхностях должна создаваться прочная пленка смазочного материала;
- обладать хорошей антикоррозионной способностью, т. е. не подвергаться коррозии не только контактирующие с ней металлы, но и не разрушать материалы уплотнений;
- быть устойчивыми к окислительным процессам, длительно сохранять свои первоначальные свойства; механические примеси и включения не должны выпадать в осадок;
- иметь высокий модуль упругости;
- быть безопасными в эксплуатации (не вредить здоровью человека и быть огнестойкой).

С учетом указанных требований в гидроприводах применяют следующие рабочие жидкости: минеральные масла; синтетические (искусственные) масла; водные эмульсии; жидкие металлы.

Минеральные масла – это жидкости на нефтяной основе, полученные при переработке нефти первоначальной перегонкой. В их состав входят углеводороды различных классов (парафиновые, нафтеновые, ароматические), которые и определяют основные свойства минеральных масел.

Синтетические масла – это жидкости, полученные на основе сложных эфиров фосфорной, адипиновой и других кислот, а также водосодержащие жидкости (водно-гликолевые или водно-глицериновые) и фтор или хлорорганические жидкости.

Водные эмульсии – это смеси типа «масло в воде» или «вода в масле». Эмульсия типа «масло в воде» содержит в воде 2–3 % эмульсола, состоящего из минерального масла, олеиновой кислоты и едкого натра. Эмульсия типа «вода в масле» – это обводненное масло (в нем около 40 % водного состава).

Жидкие металлы. К таким рабочим жидкостям можно отнести, например, эвтектический сплав, состоящий из 77 % натрия и 23 % калия или ртути.

Все эти рабочие жидкости можно оценить, зная их физические свойства (плотность, температурное расширение, сжимаемость жидкости, температуру вспышки, воспламенения и застывания и др.).

1.1. Единицы измерения

Используются различные системы измерения физических величин: СИ (международная), СГС (физическая) и МГСС (техническая). В табл. 1.1 приведены основные величины и их единицы измерения.

Кроме рассмотренных систем единиц в современной литературе широко используются внесистемные единицы.

Рассмотрим, в частности, единицы, характеризующие давление:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3224 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9,80655 \text{ Па} \approx 10 \text{ Па (для учебных целей)};$$

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (техническая атмосфера)} = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$1 \text{ атм (физическая атмосфера)} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,033 \text{ кгс/см}^2 = 1,01325 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$$

Ознакомившись с системами единиц, перейдем к рассмотрению основных физических свойств жидкости.

Таблица 1.1

Основные величины и их единицы измерения

Наименование величины	СИ	СГС	МКГСС
Длина	м	см	м
Масса	кг	г	кгс·с ² /м
Время	с	с	с
Плотность	кг/м ³	г/см ³	кгс·с ² /м ⁴
Сила	Н (ньютон)	дин (дина)	кгс
Удельный вес	Н/м ³	дин/см ³	кгс/м ³
Работа, энергия	Дж (джоуль)	эрг	кгс·м
Мощность	Вт (ватт)	эрг/с	кгс·м/с
Давление	Па=Н/м ²	дин/см ²	кгс/м ²
Динамический коэффициент вязкости	Н·с/м ²	П=дин·с/см ² (пуаз)	кгс·с/м ²
Кинематический коэффициент вязкости	м ² /с	Ст=см ² /с (стокс)	м ² /с

1.2. Свойства рабочих жидкостей

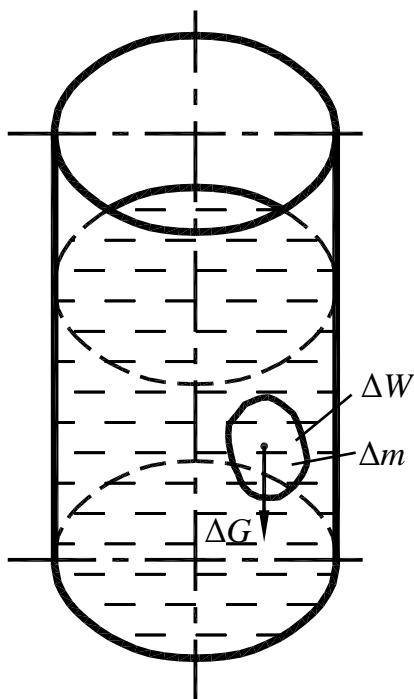


Рис. 1.1. Элементарный объем жидкости и в ее общей массе

Свойства рабочих жидкостей характеризуются следующими показателями.

Плотность – масса единицы объема жидкости. Если в жидкости выделить некоторый объем ΔW , имеющий массу Δm и вес ΔG (рис. 1.1), то средняя плотность выделенного объема (кг/м³) неоднородной жидкости

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\Delta m}{\Delta W}. \quad (1.1)$$

Для однородных жидкостей плотность

$$\rho = \frac{m}{W},$$

где m – масса жидкости объемом W .

В дальнейшем будем считать, что используемые в гидроприводах рабочие жидкости однородны.

Объемный (удельный) вес рабочей жидкости – это вес единицы объема жидкости.

Средний объемный (удельный) вес выделенного объема неоднородных жидкостей (Н/м³)

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{\Delta G}{\Delta W}. \quad (1.2)$$

Объемный (удельный) вес однородных жидкостей

$$\gamma = \frac{G}{W}, \quad (1.3)$$

где G – полный вес жидкости объемом W .

Поскольку масса и вес связаны между собой зависимостью

$$G = m \cdot g, \quad (1.4)$$

где g – ускорение свободного падения, то можно получить связь между плотностью и объемным весом

$$\gamma = \frac{m \cdot g}{W} = \rho \cdot g \quad (1.5)$$

или

$$\rho = \frac{\gamma}{g}. \quad (1.6)$$

Надо заметить, что понятие «объемный (удельный) вес» применяют на практике довольно редко, чаще используют понятие «плотность». Плотность рабочей жидкости (см. табл. 1.2) имеет большое значение при исследовании или расчетах течения жидкости через сопротивления.

Температурное расширение – это явление увеличения объема жидкости при повышении температуры.

Оно характеризуется температурным коэффициентом α объемного расширения жидкости, который показывает относительное изменение объема при повышении температуры на 1°C:

$$\alpha = \frac{\Delta W}{W_1 \cdot \Delta t}, \quad (1.7)$$

где ΔW – приращение объема жидкости, вызванное увеличением температуры до значения t_2 ; W_1 – первоначальный объем жидкости при начальной температуре t_1 ; Δt – приращение температуры, $\Delta t = t_2 - t_1$.

Отсюда можно определить новый объем жидкости W_2 , нагретой до температуры t_2 :

$$W_2 = W_1 + \Delta W = W_1 + \alpha \cdot W_1 \cdot \Delta t = W_1 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t). \quad (1.8)$$

Учитывая это выражение, можно сделать вывод о том, что при изменении температуры жидкости меняются и плотность, и ее объемный (удельный) вес, так как на их изменение влияет изменение объема жидкости, а ее масса при нагреве не меняется.

Таким образом, плотность и объемный (удельный) вес нагретой до температуры t_2 жидкости соответственно равны:

$$\begin{aligned} \rho_{t_2} &= \frac{m}{W_2} = \frac{m}{W_1 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t)} = \frac{\rho_{t_1}}{1 + \alpha \cdot \Delta t}; \\ \gamma_{t_2} &= \frac{G}{W_2} = \frac{G}{W_1 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t)} = \frac{\gamma_{t_1}}{1 + \alpha \cdot \Delta t}, \end{aligned} \quad (1.9)$$

где m , G – соответственно масса и вес жидкости; ρ_{t_1} , ρ_{t_2} ; γ_{t_1} , γ_{t_2} – соответственно плотность и объемный вес жидкости при температуре t_1 , t_2 .

В то же время следует отметить, что температурный коэффициент объемного расширения α зависит от плотности жидкости. Так, для рабочих жидкостей плотностью 700–720 кг/м³ коэффициент $\alpha=0,001255$ °С⁻¹, а для жидкостей плотностью 980–1000 кг/м³ коэффициент $\alpha=0,000526$ °С⁻¹. Эти данные показывают, что с ростом плотности жидкости температурный коэффициент объемного расширения уменьшается. Однако для расчетов гидросистем, работающих на минеральных маслах при давлении до 15 МПа, этот коэффициент обычно принимают постоянным и равным 0,0007. Таким образом, можно сказать, что если температура минерального масла изменилась на 1°С, то ее объем изменится соответственно на 0,07 %. Например, если в баке гидросистемы находится 100 л минерального масла и оно нагрелось относительно первоначальной температуры на 10 °С, то объем увеличится на 0,7 л (в одном литре 1000 см³).

Температурное расширение жидкости особенно необходимо учитывать в тех случаях, когда рабочая жидкость находится в замкнутых, полностью заполненных емкостях. В этом случае такое явление приводит к повышению давления жидкости, причем установлено, что повышение давления в металлических баках, заполненных минеральным маслом, может достигнуть 1,1 МПа при нагреве на 1°С. Следовательно, в конструкциях таких баков надо предусмотреть специальные устройства, предохраняющие баки от разрыва.

Сжимаемость жидкости – это свойство жидкости изменять свой объем под действием всестороннего внешнего давления характеризуется

коэффициентом объемного сжатия β , который показывает относительное изменение объема при росте давления на одну единицу, т. е.

$$\beta = \frac{\Delta W}{W_1 \cdot \Delta p}, \quad (1.10)$$

где $\Delta W = W_2 - W_1$ – изменение первоначального объема жидкости W_1 до W_2 ; $\Delta p = p_2 - p_1$ – приращение давления от значения p_1 до значения p_2 .

Не следует забывать, что положительному приращению давления соответствует отрицательное приращение объема.

Изменившийся под действием приращения давления Δp объем

$$W_2 = W_1 \cdot (1 - \beta \cdot \Delta p). \quad (1.11)$$

Из этого выражения следует, что плотность жидкости и ее удельный вес зависит и от давления жидкости:

$$\begin{aligned} \rho_{p_2} &= \frac{m}{W_2} = \frac{m}{W_1 \cdot (1 - \beta \cdot \Delta p)} = \frac{\rho_{p_1}}{1 - \beta \cdot \Delta p}; \\ \gamma_{p_2} &= \frac{G}{W_2} = \frac{G}{W_1 \cdot (1 - \beta \cdot \Delta p)} = \frac{\gamma_{p_1}}{1 - \beta \cdot \Delta p}, \end{aligned} \quad (1.12)$$

где ρ_{p_2} , ρ_{p_1} и γ_{p_2} , γ_{p_1} – соответственно плотность и объемный вес жидкости при давлении p_2 и p_1 .

Учитывая зависимость объема рабочей жидкости от температурного расширения и от давления, можно записать, что при действии двух этих факторов объем жидкости W_1 при нагреве жидкости от t_1 до t_2 и росте давления от p_1 до p_2 изменится на величину

$$\Delta W = W_1 \cdot (\alpha \cdot \Delta t - \beta \cdot \Delta p). \quad (1.13)$$

Новый объем жидкости $W_2 = W_1 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t - \beta \cdot \Delta p)$.

Тогда зависимость плотности и объемного веса от изменения температуры и давления можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \rho_{t,p} &= \frac{\rho}{1 + \alpha \cdot \Delta t - \beta \cdot \Delta p}; \\ \gamma_{t,p} &= \frac{\lambda}{1 + \alpha \cdot \Delta t - \beta \cdot \Delta p}. \end{aligned} \quad (1.14)$$

Возвращаясь к сжимаемости жидкости, надо сказать, что на ее значение влияет много факторов, среди которых основными являются содержание в жидкости нерастворенного воздуха и давление жидкости. Однако

в инженерных расчетах гидросистем приводов обычно коэффициент объемного сжатия β для минеральных масел принимают постоянным $\beta=6 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$.

При расчете гидравлических приводов чаще используют другую характеристику объемного сжатия, называемую *модулем упругости жидкости* E . Модуль упругости жидкости есть величина, обратная коэффициенту объемного сжатия:

$$E = \frac{1}{\beta}.$$

Значения модуля упругости рабочих жидкостей некоторых марок приведены в табл. 1.2. Для сравнения можно отметить, что для различных типов жидкостей значения модуля упругости отличаются значительно: для дистиллированной воды $E_{\text{в}}=2100 \text{ МПа}$; для ртути $E_{\text{рт}}=25000 \text{ МПа}$; для глицерина $E_{\text{гл}}=4300 \text{ МПа}$; для керосина $E_{\text{к}}=135 \text{ МПа}$.

Зависимость модуля упругости от давления проявляется заметно при давлениях до 10 МПа, причем он может изменяться в пределах 30–40 %. Такой характер модуля упругости необходимо учитывать при режимах работы гидроприводов с непостоянным и быстро меняющимся давлением.

При работе с небольшими давлениями сжимаемость жидкости и связанное с ней изменение плотности незначительны и практически существенно не влияют на работу гидравлического привода, поэтому часто рабочие жидкости считают несжимаемыми. Но в случаях точных расчетов с учетом динамических явлений и больших перепадов давлений сжимаемость жидкости и связанные с ней факторы необходимо учитывать.

Вязкость – важнейшее свойство жидкостей. Под нею понимают способность жидкости сопротивляться сдвигу ее слоев, их относительному движению. Можно сказать, что вязкость – это сопротивление деформации сдвига, и проявляется оно только при движении жидкости. На рис. 1.2 показано направление скоростей слоев вязкой жидкости при ее течении в трубопроводе. Вследствие трения возникают касательные силы T , препятствующие движению жидкости. Слои жидкости, примыка-

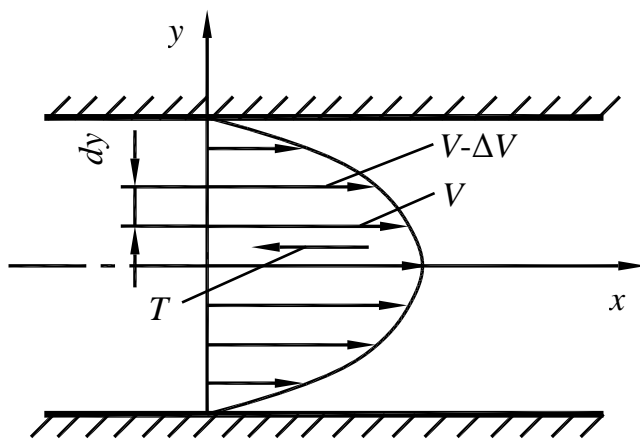


Рис. 1.2. Течение вязкой жидкости по трубопроводу

способна жидкости сопротивляться сдвигу ее слоев, их относительному движению. Можно сказать, что вязкость – это сопротивление деформации сдвига, и проявляется оно только при движении жидкости. На рис. 1.2 показано направление скоростей слоев вязкой жидкости при ее течении в трубопроводе. Вследствие трения возникают касательные силы T , препятствующие движению жидкости. Слои жидкости, примыка-

ющие к стенкам трубопровода, тормозятся, а слои жидкости, находящиеся в центре потока, движутся быстрее.

Еще в 1686 г. И. Ньютон высказал предположение, что силы внутреннего трения, возникающие между двумя соседними движущимися слоями жидкости, зависят прямо пропорционально от скорости их относительного движения, площади поверхности соприкосновения и рода жидкости, но не зависят от давления. Эту гипотезу в 1883 г. экспериментально доказал и обосновал русский ученый Н. П. Петров, автор гидравлической теории смазки. Математически это можно выразить так:

$$T = \mu \frac{dV}{dy} s, \quad (1.15)$$

где μ – коэффициент пропорциональности; T – касательная сила; dV/dy – градиент скорости потока; он характеризуется интенсивность сдвига слоев жидкости в данной точке, т. е. показывает изменение скорости, приходящееся на единицу длины по нормали к стенке трубы; иначе можно еще сказать, что он показывает приращение скорости dV , соответствующее приращению координаты dy ; s – площадь соприкосновения поверхностей.

Это выражение можно преобразовать в вид

$$\tau = \frac{T}{s} = \mu \frac{dV}{dy}, \quad (1.16)$$

где τ – касательные напряжения в слоях жидкости.

Отсюда коэффициент пропорциональности

$$\mu = \frac{\tau}{dV/dy}. \quad (1.17)$$

Коэффициент μ называют динамической вязкостью, он имеет единицу измерения $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$. Так как $\text{Н}/\text{м}^2$ есть единица давления Па, то единицу динамической вязкости часто называют паскаль-секундой.

На практике, в каталогах приводов и марках рабочей жидкости имеет место другое понятие – кинематическая вязкость $\nu = \mu/\rho$, измеряемая в стоксах ($1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$). Однако в технике используют более мелкую единицу измерения кинематической вязкости, называемую сантистоксом ($1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$). В каталогах марок рабочих масел вязкость обычно указывается именно в сантистоксах, причем, как правило, замеренная при температуре рабочей жидкости $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

В отечественной промышленности нет единого правила на условные обозначения масел. Встречаются обозначения МГ, что расшифровывается как масла гидравлические, И – индустриальные, МГЕ – масла гидравлические для мобильных объектов, АМГ – авиационные масла гидравлические, Тп – турбинные масла, НГЖ, П20, ПГВ – синтетические рабочие жидкости (негорючие, водно-глицериновые). Как правило, рядом с буквенным обозначением указывают среднюю кинематическую вязкость в сантистоксах. Например, И-12А – масло индустриальное, средняя кинематическая вязкость равна 12 сСт при температуре рабочей жидкости 50 °С. АМГ10 – авиационное масло, средняя кинематическая вязкость равна 10 сСт при 50 °С. Значения кинематической вязкости некоторых марок масел приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Значения кинематической вязкости некоторых марок масел

Типы рабочей жидкости	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости E, МПа	Кинематическая вязкость при 50 °С, мм ² /с	Температура, °С	
				вспышки	застывания
Минеральные масла:					
индустриальные					
И-12А	901	1350	10-14	165	-30
И-20А	901	1427	17-23	180	-15
И-30А	901	1500	28-33	190	-15
И-50А	901	1530	47-55	200	-20
авиационное АМГ-10	851	1350	10	92	-70
мобильное МГЕ-4А	830	1300	3,6-4	94	-70
Турбинные:					
Тп-22	900	1780	20-30	186	-15
Тп-30	900	2000	28-32	190	-10
Синтетические масла:					
7-509С-3	930	1070	10	180	-70
НГЖ-4	-	-	9	165	-55
П20	1145	2000	17-23	Самовоспламенение, 420	-10
ПГВ	1150	2000	12-14	425	-50

Точных методов прямого измерения динамической или кинематической вязкости пока не существует, поэтому для оценки вязкости рабочих

жидкостей используют условные единицы вязкости, ее измеряют с помощью вискозиметров. В качестве условных единиц часто используется единица, называемая градус Энглера ($^{\circ}\text{E}$) или градус вязкости условной ($^{\circ}\text{ВУ}$). Условную вязкость, по Энглеру, определяют как отношение времени истечения $t_{\text{ж}}$ из вискозиметра через калиброванное отверстие диаметром 2,8 мм испытуемой рабочей жидкости объемом 200 см^3 к времени истечения $t_{\text{в}}$ из него такого же объема дистиллированной воды при температуре 20°C , т. е. $^{\circ}\text{E} = t_{\text{ж}}/t_{\text{в}}$.

Отметим, что время истечения воды из вискозиметра составляет около 52 с. Далее переводят условную вязкость в кинематическую или динамическую по эмпирическим формулам. Например, перевод условной вязкости в кинематическую (сСт) можно произвести по формуле Фогеля:

$$\nu = ^{\circ}\text{E} \cdot 7,6 \cdot \left(1 - \frac{1}{^{\circ}\text{E}^3}\right).$$

Как и плотность, вязкость рабочей жидкости зависит от температуры и давления, при которых работает гидросистема. Причем зависимость вязкости от температуры очень существенна (рис. 1.3).

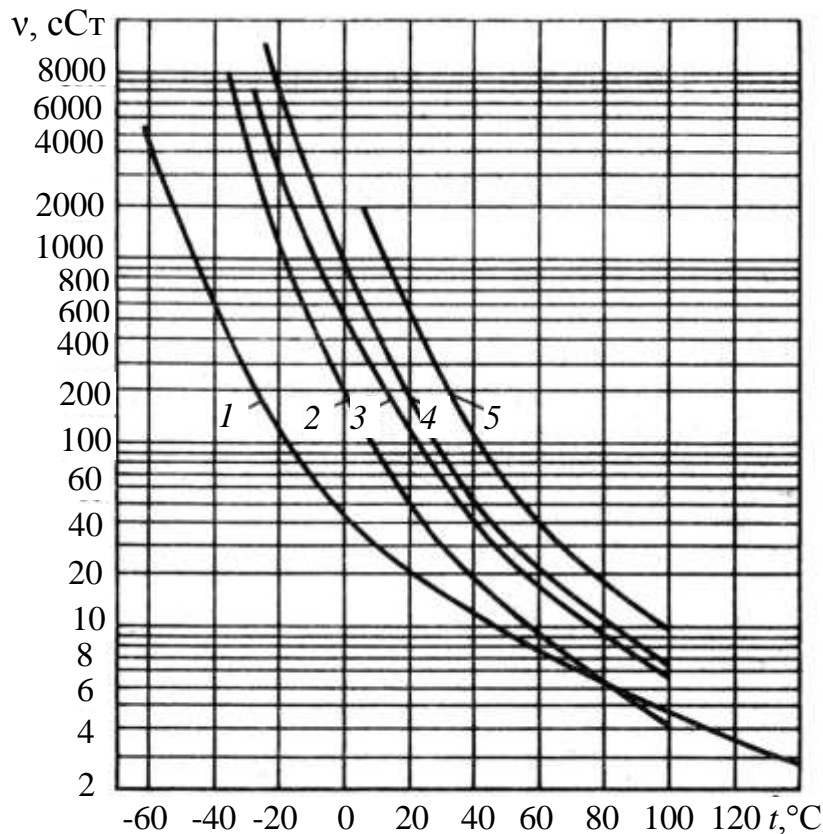


Рис. 1.3. Зависимость вязкости масел от их температуры:
 1 – для масел АМГ-10 и 7-50С-3; 2 – для масла И-12А;
 3 – для масла Тп=22; 4 – для масла И-30А; 5 – для масла И-50А

Достаточно сказать, что при изменении температуры от -50 до $+50$ °С вязкость изменится в 250 раз. При повышении температуры вязкость рабочей жидкости уменьшается, жидкость как бы разжижается, а при уменьшении температуры рабочая жидкость загустевает, т. е. ее вязкость резко увеличивается. Такие колебания вязкости могут привести к нежелательным последствиям, если их заранее не учесть. Так, увеличение вязкости при низких температурах приводит к росту сил сопротивления движению узлов привода и самой жидкости, затрудняет запуск гидравлических двигателей. Уменьшение вязкости при нагреве рабочей жидкости приводит к увеличению объемных потерь, ухудшению скоростных характеристик двигателей, смазывающей способности и демпфирующих свойств жидкости. При высоких температурах (более 90 °С) может начать разрушаться сама рабочая жидкость. Поэтому вязкость – главный фактор, влияющий на диапазон допустимой температуры работы гидравлического привода.

Зависимость вязкости жидкости от давления не столь существенна, сказывается она лишь при высоких давлениях, превышающих 10 МПа (рис. 1.4). Нетрудно заметить, что влияние давления на вязкость рабочей жидкости уменьшается для жидкостей, работающих при высоких температурах (80 °С и более). Надо сказать также, что синтетические рабочие жидкости меньше подвержены влиянию давления на их вязкость, чем минеральные масла.

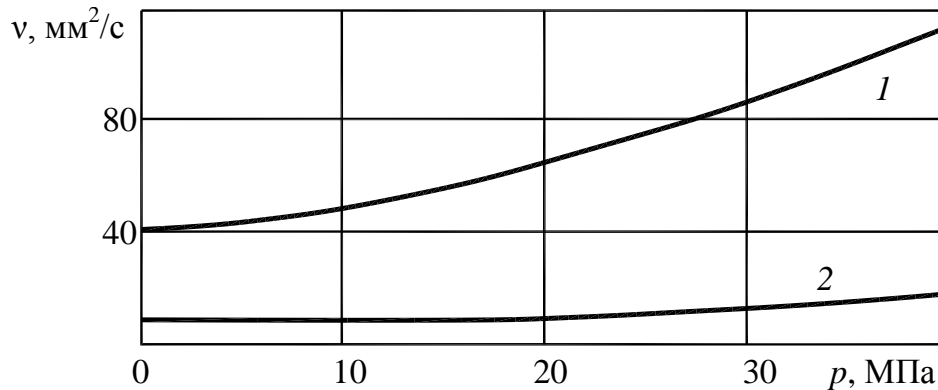


Рис. 1.4. Зависимость вязкости жидкости от давления

Растворимость газов – это свойство жидкости поглощать в себя воздух и другие газы. Она характеризуется объемом W_r растворенного в жидкости газа. С увеличением плотности жидкости растворимость газов уменьшается, рост давления жидкости способствует большему поглощению газов. Объем растворенного газа при атмосферном давлении и температуре 0 °С

$$W_{\Gamma} = \frac{k \cdot W_{\text{ж}} \cdot p_{\text{ж}}}{p_{\Gamma}} \quad (1.18)$$

где k – коэффициент растворимости газа, зависящий от типа рабочей жидкости; $W_{\text{ж}}$ – объем жидкости, в которой растворяется газ; $p_{\text{ж}}$ – давление жидкости; p_{Γ} – давление газа, находящегося в контакте с жидкостью.

Коэффициент растворимости газа k имеет большие значения для менее плотных жидкостей и меньшие значения для более плотных. Так, коэффициент растворимости воздуха в масле плотностью 834 кг/м^3 почти в 7 раз больше, чем в воде плотностью 998 кг/м^3 . Например, для минерального масла АМГ-10 коэффициент растворимости в нем воздуха $k = 0,1038$, а для индустриального масла И-12А – $k = 0,0759$. Если сравнивать растворимость газов в одной и той же рабочей жидкости, то она тоже различна. Так, кислород растворяется в жидкости лучше, чем воздух. Этим вызвано повышенное содержание кислорода в растворенном в жидкости воздухе по сравнению с содержанием кислорода в атмосфере, что способствует более интенсивному окислительному процессу, происходящему в рабочей жидкости.

Следует учитывать также, что в отличие от растворенного в жидкости воздуха, не оказывающего существенного влияния на работу гидросистемы, нерастворенный воздух или другой газ, находящийся в жидкости в виде пузырьков, заметно влияет на гидросистему. Во-первых, наличие пузырьков газа в рабочей жидкости значительно снижает ее модуль упругости и жесткость всего гидропривода и увеличивает податливость привода и его чувствительность к изменениям нагрузки. Во-вторых, наличие в жидкости нерастворенного газа увеличивает вспениваемость масла, т. е. улучшаются условия образования пены, которая ухудшает смазывающую способность жидкости, активизирует коррозию металлических деталей гидропривода, ускоряет окислительные процессы в самой жидкости и ухудшает ее свойства. В-третьих, наличие пузырьков газа способствует появлению кавитации.

Кавитация – явление, характеризующееся возникновением в жидкости пузырьков газа в областях с пониженным давлением с последующим их разрушением в областях повышенного давления, сопровождающееся гидравлическими микроударами большой частоты и высокого давления. Кавитация приводит к возникновению вибраций в приводе, увеличению шума, росту изнашивания деталей, нарушает нормальный режим работы гидропривода и может вызвать даже разрушения деталей и узлов гидропривода.

В-четвертых, нерастворенный газ может заполнить освобождающиеся в процессе работы рабочие полости гидравлических насосов и снизить их производительность. В-пятых, нерастворенный в жидкости воздух увеличивает ее вязкость. Таким образом, существование нерастворенного в жидкости воздуха может причинить много вреда. Как же может он оказаться в гидросистемах приводов? Поскольку растворимость газов зависит от давления жидкости, постольку и появление пузырьков связано с колебаниями давления. В тех местах гидросистемы, где по каким-либо причинам произошло понижение давления, сразу же начинает выделяться газ, причем этот процесс происходит интенсивнее, чем растворение. Газ быстрее растворяется в жидкости – если она перемешивается (циркулирует), процесс же растворения газа в покоящейся жидкости, длительный, достигающий нескольких часов. Выделение газа идет интенсивнее из циркулирующей жидкости, чем из покоящейся, время выделения – секунды и доли секунды.

И последнее, наличие нерастворенного в рабочей жидкости газа можно определить по помутнению потока жидкости, при большом выделении воздуха может произойти изменение окраски рабочей жидкости, а пузырьки могут быть различимы для глаза.

Испаряемость жидкости – это свойство жидкости переходить в газообразное состояние, создавать пары жидкости. Любой жидкости свойственна испаряемость, причем происходит этот процесс при любой температуре. Но с повышением температуры интенсивность испарения жидкости возрастает. Обычно считают, что характеристикой испаряемости является температура кипения: чем она выше, тем ниже испаряемость жидкости. Но температура кипения зависит от давления, поэтому этот параметр нельзя считать пригодным для оценки испаряемости жидкостей, работающих при давлении выше атмосферного, что соответствует рабочим жидкостям гидроприводов. Для оценки испаряемости таких жидкостей используют давление насыщенных паров.

Давлением насыщенных паров называют установившееся в замкнутом пространстве давление пара, находящегося при данной температуре в равновесии с жидкостью. Если жидкость имеет открытую поверхность, то весь ее пар удаляется от поверхности жидкости и ни о каком равновесии пара с жидкостью говорить не приходится. Если же испарение жидкости происходит в замкнутом пространстве, то через некоторое время достигается равновесие между испарением жидкости и конденсацией ее паров. В это время давление паров становится постоянным, и его называют давлением насыщенных паров.

Жидкость испаряется не только с поверхности, но и путем образования пузырьков пара в самой жидкости во всем ее объеме (этот процесс и называют кипением жидкости). Причем кипение происходит лишь при такой температуре, при которой давление насыщенных паров превышает внешнее давление. Таким образом, чем больше давление насыщенных паров при данной температуре, тем больше испаряемость такой жидкости.

Температура вспышки – параметр, характеризующий огнестойкость масла. Под этой температурой понимают ту, при которой происходит загорание (вспышка) смеси паров жидкости с воздухом от внешнего источника воспламенения.

Температура вспышки является также еще одним критерием испаряемости жидкости. При этой температуре в воздухе над поверхностью жидкости создается такая концентрация паров, которая достаточна для воспламенения смеси. Чем ниже у масла температура вспышки, тем выше испаряемость жидкости. Данные по этому параметру для некоторых рабочих жидкостей приведены в табл. 1.2.

Температура воспламенения – показатель, характеризующий пожаробезопасность рабочей жидкости. Это температура, при нагреве до которой происходит загорание самой жидкости от внешнего пламени и ее устойчивое горение в течении 5 мин. Эта температура выше, чем температура вспышки паров, и в каталогах на минеральные масла ее указывают редко.

Синтетические жидкости характеризуются температурой самовоспламенения, которая достаточно высока. Например, жидкость ОМТИ (вязкость при 50 °С составляет 29 мм²/с) имеет температуру самовоспламенения 730 °С; ПГВ (вязкость 12–14 мм²/с при 50 °С) – температуру воспламенения 425 °С; П20 (вязкость 17–23 мм²/с при 50 °С) – температуру самовоспламенения 420 °С.

Температура застывания – параметр, характеризующий пригодность рабочей жидкости для работы в условиях пониженных температур. Температурой застывания считают такую, при которой масло не выливается из пробирки диаметром 15–17 мм при наклоне ее на угол 45° в течение 1 мин. Таким образом, температура застывания фактически та, при которой теряется подвижность частиц рабочей жидкости, т. е. масло настолько загустевает и становится нетекучим. Этот параметр обычно указывают для всех марок рабочих жидкостей (см. например, табл. 1.2).

Кроме рассмотренных свойств показателей, характеризующих рабочую жидкость, имеются еще такие, как кислотность рабочей жидкости, зольность, поверхностное натяжение, смазывающая способность, наличие

механических примесей. Эти свойства жидкостей описаны в специальной литературе.

Рассмотренные свойства и параметры рабочих жидкостей можно улучшить путем добавления в них различных компонентов (присадок). Присадки бывают вязкостные, влияющие на вязкостную характеристику рабочей жидкости, антикоррозионные, улучшающие защиту от коррозии материалов, антиокисные, замедляющие процессы окисления самой жидкости, противоизносные, улучшающие смазывающую способность рабочей жидкости, противопенные, препятствующие пенообразованию, многофункциональные, влияющие на некоторые свойства жидкости.

1.3. Выбор рабочих жидкостей для гидросистем приводов

Это сложная процедура, однако от нее зависит работоспособность гидропривода в течение длительного времени и в различных окружающих условиях, его надежность и стабильность характеристик.

При выборе рабочих жидкостей необходимо учитывать следующие условия эксплуатации гидропривода:

- рабочее давление и скорость движения гидропривода;
- диапазон температур окружающей гидропривод среды, в которой он работает;
- максимальную температуру рабочей жидкости, до которой она нагревается в процессе работы привода, и длительность работы при этой температуре;
- характеристики материалов, с которыми будет контактировать рабочая жидкость в процессе работы (особенно это важно для материала уплотнений).

Само назначение гидросистем также накладывает требования при выборе жидкости. Обычно гидроприводы разделяют на приводы общепромышленного назначения, гидроприводы авиационной техники, гидроприводы сельхозтехники и автомобильной промышленности, энергетических объектов, судовых агрегатов.

К общепромышленным гидроприводам относят гидравлические системы металлорежущих станков и промышленных роботов, прессов, их вспомогательного оборудования, литейных машин и других объектов машиностроения. Обычно такие гидросистемы работают в закрытых отапливаемых помещениях, где температура не понижается до отрицательных значений и не превышает 30–35 °С. Таким условиям работы при давлениях до 30–35 МПа хорошо удовлетворяют минеральные масла с вязкостью 10–15 мм²/с при температуре 50 °С. Но не следует забывать, что минераль-

ные масла при нагреве их до температур 70–90 °С начинают быстро терять свои первоначальные свойства (ускоряются процессы окисления и разложения масла, ухудшается смазывающая способность, увеличивается пенообразование и т. д.). Поэтому в гидросистемах станков применяют обычно индустриальные масла И-12А, И-20А, И-30А, И-40А, И-50А, которые хорошо работают при давлениях рабочей жидкости до 10 МПа и ее нагреве до 60 °С. В более нагруженных гидроприводах промышленных роботов, манипуляторов, автоматизированного оборудования, автоматических линий применяют минеральные масла с различными присадками, например Тп-22, Тп-30, Тп-46, которые выдерживают температуру нагрева до 90 °С и давление до 15–20 МПа.

В более тяжелых условиях работы при давлении 16–35 МПа, например, в гидросистемах прессового автоматизированного оборудования, применяют минеральные масла марки ИГП с присадками противоизносными, антиокислительными, антикоррозионными и противопенными, а также различного рода эмульсии, обладающие хорошими негорючими свойствами.

В гидросистемах, работающих при высоких температурах (автоматизированное прессовое и литейное оборудование, тепловые двигатели), основным является требование пожарной безопасности жидкостей. Этому требованию в наилучшей мере отвечают искусственные рабочие жидкости. Кроме того, у них более пологая, чем у минеральных масел, характеристика изменения вязкости в зависимости от температуры, меньшая зависимость модуля упругости от давления. Но они обладают худшими смазывающими и антикоррозионными свойствами, несовместимы с другими рабочими жидкостями, неинертны к материалам уплотнения, некоторые типы искусственных жидкостей токсичны. К тому же главным препятствием их широкого использования в машиностроительных гидроприводах является их высокая (по сравнению с минеральными маслами в несколько раз) стоимость.

При выборе рабочей жидкости важно также обращать внимание и на затраты в процессе ее эксплуатации. Ведь выбрав более дорогую (а значит, более качественную) жидкость, можно выиграть на увеличении срока ее службы. В этом случае уменьшаются затраты на замену масла, на хранение, уменьшаются простои оборудования во время смены рабочей жидкости, увеличивается ресурс работы гидропривода, а вместе с ним и всего оборудования. Таким образом, выбор типа рабочей жидкости – процесс сложный, требующий многофакторного анализа, и потому проводить его надо тщательно.

ГЛАВА 2. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

Гидравлика – раздел механики, изучающий законы равновесия и движения жидкостей, и взаимодействие с телами, соприкасающимися с ними.

Жидкостью называют такое состояние вещества, которому присуща текучесть – свойство изменять свою форму под действием малых сил. Под это понятие попадают и капельные жидкости, и газы. Однако если капельные жидкости мало изменяют свой объем под действием даже больших сил, то газы характеризуются значительной сжимаемостью. В этом параграфе речь будет идти о капельных жидкостях.

Познакомимся с некоторыми понятиями, необходимыми для правильного понимания материала. Начнем с гидростатики – раздела гидравлики, изучающего законы равновесия жидкостей.

2.1. Гидростатика

Гидростатика – это раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей и их практическое приложение (взаимодействие этой жидкости с ограничивающими её поверхностями, равновесие твердых тел, полностью или частично погруженных в жидкость).

Когда жидкость находится в равновесии, т. е. в состоянии покоя, то она характеризуется свойствами, очень близкими к свойствам идеальной жидкости.

Все задачи гидростатики, рассматриваемые с использованием понятия об идеальной жидкости, решаются с большой точностью. Идеальная жидкость – это когда отсутствуют силы трения при относительном движении ее частиц.

Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости. Вследствие текучести жидкости (подвижности её частиц), в ней не могут действовать сосредоточенные силы, а возможно лишь действие сил, непрерывно распределенных по её объему (массе) или поверхности.

Жидкость, находящаяся в покое, подвергается воздействию массовых и поверхностных сил.

Массовые силы пропорциональны массе жидкости (а для однородных жидкостей и её объему). Это – силы тяжести и силы инерции.

Поверхностные силы – это силы, действующие на поверхности объемов жидкости. Они обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел, соприкасающихся с данной жидкостью. Например, давление атмосферы на поверхность жидкости в открытом сосуде.

Как массовые, так и поверхностные силы обычно рассматривают в виде единичных сил. Массовые силы относят к единице массы, а поверхностные – к единице площади.

Так как массовая сила равна произведению массы на ускорение, то единичная массовая сила численно равна соответствующему ускорению.

Например, сила тяжести $G = m \cdot g$, единичная массовая сила

$$m_g = \frac{G}{m} = \frac{m \cdot g}{m} = g.$$

Рассмотрим некоторый объем покоящейся жидкости, находящейся в сосуде произвольной формы (рис. 2.1). Мысленно разделим этот объем на две части произвольной плоскостью OO и отбросим I часть. Для сохранения равновесия II части к ней необходимо приложить силу R , действующую в общем случае на поверхность площадью S под некоторым углом к ней. Силу R можно разложить на нормальную F и тангенциальную T составляющие.

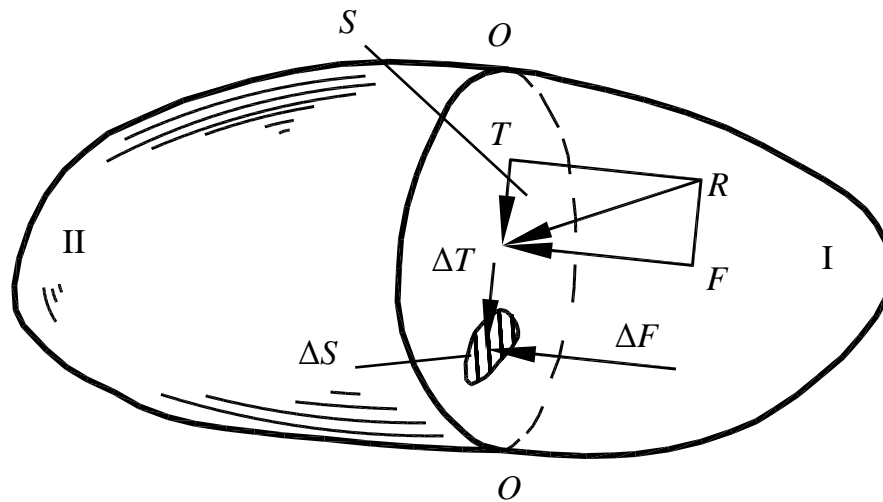


Рис. 2.1. Объем покоящейся жидкости, находящейся в сосуде произвольной формы

Сила F называется силой давления.

Отношение $\frac{F}{S}$ обозначается p_{cp} и называется средним гидромеханическим давлением или давлением, т. е.

$$p_{\text{cp}} = \frac{F}{S}. \quad (2.1)$$

Давление в данной точке равно пределу отношения $\frac{\Delta F}{\Delta S}$ при $\Delta S \rightarrow 0$ и обозначается p , т. е.

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S}. \quad (2.2)$$

Касательные напряжения в жидкости, т. е. напряжения силы трения, обозначаются τ и определяются по формулам:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{T}{S}; \quad \tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta S}. \quad (2.3)$$

Когда жидкость находится в покое, то касательные напряжения отсутствуют и имеет место только гидромеханическое давление, которое называется гидростатическим давлением.

Свойства гидростатического давления. *Свойство 1.* Гидростатическое давление всегда направлено во внутрь по нормали к площадке, на которую оно действует. Это следует из определения гидростатического давления как единичной поверхностной силы давления.

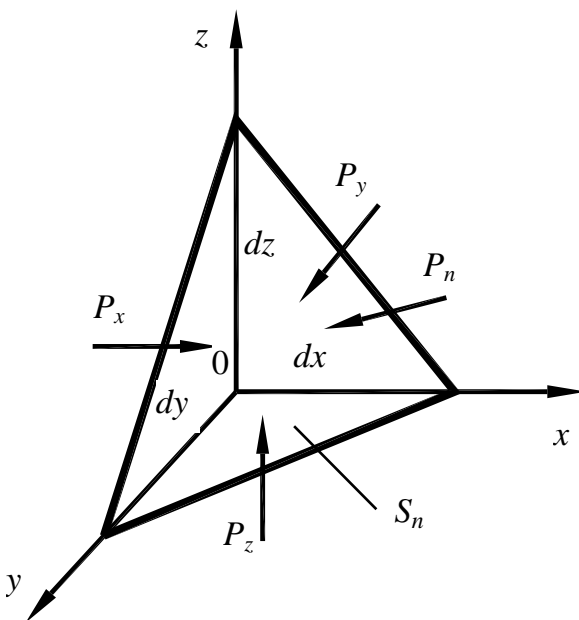


Рис. 2.2. Элементарный объем жидкости в форме тетраэдра

Свойство 2. В любой точке жидкости гидростатическое давление по всем направлениям одинаково, оно не зависит от ориентации площадки, на которую действует.

Для доказательства этого свойства выделим в неподвижной жидкости некоторый элементарный объем в форме тетраэдра с ребрами dx, dy, dz (рис. 2.2). Три грани тетраэдра лежат в координатных плоскостях, а наклонная грань является замыкающей. Обозначим p_x гидростатическое давление, действующее на грань, нормальную к оси x , аналогично обозначим давление p_y, p_z . Гидростатическое давление, действующее на наклонную грань обозначим p_n , а площадь этой грани –

S_n .

Помимо поверхностных сил, на выделенный объем жидкости дей-

стствует массовая сила. Проекции единичной массовой силы, т. е. ускорений, на оси координат обозначим X, Y, Z .

Составим уравнения равновесия выделенного объема жидкости. Из теоретической механики известно, что если тело находится в равновесии, то сумма проекций на оси x, y, z всех действующих на него сил равна нулю.

Для рассматриваемого тетраэдра можно записать равновесия:

$$\begin{cases} \frac{1}{2} p_x dydz - p_n s_n \cos(\hat{nx}) + \frac{1}{6} X \rho dx dy dz = 0; \\ \frac{1}{2} p_y dx dz - p_n s_n \cos(\hat{ny}) + \frac{1}{6} Y \rho dx dy dz = 0; \\ \frac{1}{2} p_z dx dy - p_n s_n \cos(\hat{nz}) + \frac{1}{6} Z \rho dx dy dz = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Так как $S_n \cos(\hat{nx}) = \frac{1}{2} dydz$; $S_n \cos(\hat{ny}) = \frac{1}{2} dx dz$; $S_n \cos(\hat{nz}) = \frac{1}{2} dx dy$, то разделив первое уравнение системы (2.4) на $\frac{1}{2} dydz$, получим уравнение

$$p_x - p_n + \frac{1}{3} X \rho dx = 0. \quad (2.5)$$

При стремлении размеров тетраэдра к нулю ($dx \rightarrow 0$) последний член уравнения стремится к нулю. Следовательно, в пределе получим $p_x = p_n$.

Аналогично находим $p_y = p_n$; $p_z = p_n$.

Или

$$p_x = p_y = p_z = p_n. \quad (2.6)$$

Так как размеры тетраэдра dx, dy, dz взяты произвольно, то и наклон площадки S_n произволен, следовательно, в пределе при стягивании тетраэдра в точку, давление в этой точке по всем направлениям будет одинаково.

Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера). В прямоугольной системе координат с осями x, y, z рассмотрим элементарный объем жидкости в форме прямоугольного параллелепипеда с ребрами, параллельными координатным осям и соответственно равным dx, dy, dz (см. рис. 2.3). В центре параллелепипеда возьмем точку A с координатами x, y, z .

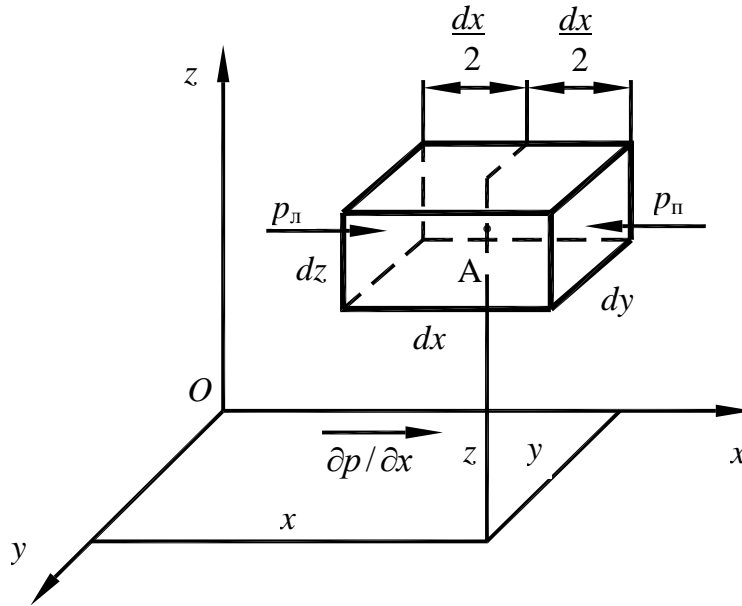


Рис. 2.3. Элементарный объем жидкости в форме прямоугольного параллелепипеда

Покажем, что на левую грань действует гидростатическое давление p_n , а вдоль оси x действует градиент $\partial p / \partial x$. Проекции единичной массовой силы (ускорений) на оси координат обозначим X, Y, Z . Окружающая жидкость заменена силами, действующими на все грани параллелепипеда.

Предположим, что в точке A действует давление p , тогда на боковые грани действуют давления:

$$p_n = p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}; \quad (2.7)$$

$$p_n = p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2.8)$$

Соответствующие силы, действующие на левую и правую грани, могут быть определены следующим образом:

$$F_n = \left(p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot dzdy; \quad (2.9)$$

$$F_n = \left(p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot dzdy. \quad (2.10)$$

Кроме поверхностных сил на выделенный элементарный объем жидкости действуют также массовые силы.

Так вдоль оси x ускорение X и вызывает массовую силу F_x

$$F_x = X m = X \rho dx dy dz. \quad (2.11)$$

Объем жидкости находится в покое (равновесии), следовательно, сумма проекций всех сил на ось x равна нулю, т. е.

$$\left(p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dz - \left(p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dz + X \rho dx dy dz = 0. \quad (2.12)$$

Проведя алгебраические преобразования, получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho X. \quad (2.13)$$

Аналогично можно рассмотреть равновесие элементарного объема жидкости по осям y , z .

В результате получим систему трех дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \rho X; \\ \frac{\partial p}{\partial y} = \rho Y; \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \rho Z. \end{cases} \quad (2.14)$$

Эти уравнения представляют собой общие условия равновесия жидкости в дифференциальной форме. Система дифференциальных уравнений гидростатики называется уравнениями Эйлера (получены Леонардом Эйлером в 1755 году).

Из уравнений видно, что приращение гидростатического давления в направлении какой-либо координатной оси равно произведению плотности на проекцию результирующего ускорения на ту же ось, т. е. приращение давления в покоящейся жидкости происходит за счет массовых сил.

Умножим уравнения системы (2.14) соответственно на dx , dy и dz и сложим почленно, получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho (X dx + Y dy + Z dz). \quad (2.15)$$

Левая часть уравнения представляет собой полный дифференциал давления dp . В окончательном виде запишем:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (2.16)$$

Полученное уравнение (2.16) выражает функциональную зависимость давления от рода жидкости и координат точек в пространстве и позволяет определить величину давления в любой точке жидкости, находящейся в равновесии.

Уравнение (2.16) называется приведенным дифференциальным уравнением равновесия жидкости.

Уравнение поверхности равного давления. Поверхность равного давления – это поверхность, во всех точках которой давления равны.

Если $p = \text{const}$, $dp = 0$. Запишем уравнение (2.16) для поверхности равного давления. Уравнение поверхности равного давления имеет вид:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (2.17)$$

Частным случаем такой поверхности является свободная поверхность жидкости, т. е. поверхность раздела жидкости и газообразной среды.

Основное уравнение гидростатики. Выведем основное уравнение гидростатики, используя приведенное дифференциальное уравнение равновесия жидкости (2.16) и рассматривая частный случай равновесия, когда жидкость находится под действием только сил тяжести.

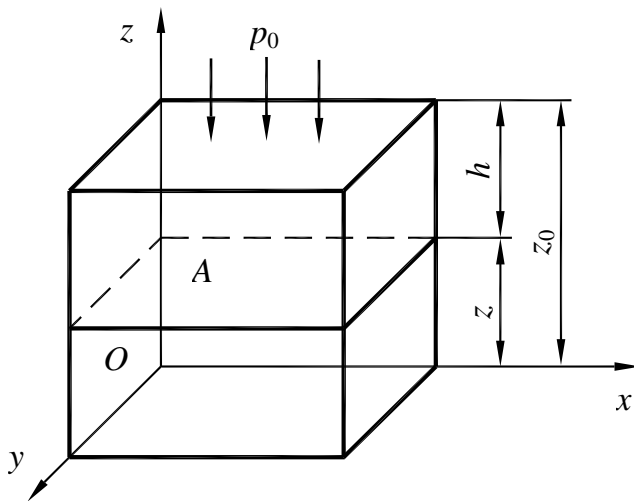


Рис. 2.4. Объем жидкости в форме параллелепипеда

В прямоугольной системе координат рассмотрим объем жидкости в виде параллелепипеда (рис. 2.4). На свободную поверхность действует внешнее давление p_0 . На каком-то расстоянии z от основания рассмотрим сечение параллелепипеда плоскостью, параллельной основанию. В центре сечения возьмем точку A и давление, которое действует в этой точке, обозначим p .

Жидкость в неподвижном сосуде находится в поле действия сил тяжести. Аналитически это будет выглядеть так:

$$X = 0; Y = 0; Z = -g, \quad (2.18)$$

где X , Y , Z – проекции ускорений на оси координат; g – ускорение свободного падения.

Подставив значения ускорений в дифференциальное уравнение жидкости (2.16), получим

$$dp = -\rho g dz. \quad (2.19)$$

Проинтегрируем полученное выражение:

$$p = -\rho g z + C, \quad (2.20)$$

где C – постоянная интегрирования;

$$p_0 = -\rho g z_0 + C, \quad (2.21)$$

отсюда $C = p_0 + \rho g z_0$.

Подставим уравнение (2.21) в уравнение (2.20):

$$p = -\rho g z + p_0 + \rho g z_0. \quad (2.22)$$

После преобразований получим

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \text{const}. \quad (2.23)$$

Сумма $z + \frac{p}{\rho g}$ называется гидростатическим напором.

Координата z – геометрический напор (геометрическая высота). Величина $\frac{p}{\rho g} = \frac{p}{\gamma}$ – пьезометрический напор (пьезометрическая высота).

Как видно из уравнения (2.23), гидростатический напор есть величина постоянная для всего объема неподвижной жидкости.

Из уравнения (2.22) получим основное уравнение гидростатики

$$p = p_0 + \rho g h, \quad (2.24)$$

где $h_0 = z_0 - z$.

Таким образом, давление в точке покоящейся жидкости зависит от рода жидкости, расстояния точки от свободной поверхности и давления, действующего на свободную поверхность жидкости.

Давление абсолютное, избыточное (манометрическое) и вакуумметрическое. В открытых сосудах на свободную поверхность жидкости действует атмосферное давление, которое будет обозначаться $p_{\text{ат}}$. В этом случае основное уравнение гидростатики можно записать:

$$p = p_{\text{ат}} + \rho g h, \quad (2.25)$$

где p – абсолютное или полное давление в точке.

Гидростатическое давление, определяемое по выражению основного закона гидростатики, называется абсолютным давлением.

Рассмотрим два случая.

1. Если $p > p_{\text{ат}}$.

Разница между абсолютным давлением и атмосферным называется избыточным или манометрическим давлением:

$$p_{\text{м}} = p - p_{\text{ат}}. \quad (2.26)$$

2. Если $p < p_{\text{ат}}$.

Разница между атмосферным давлением и абсолютным когда последнее меньше атмосферного, называется вакуумметрическим давлением (или давлением разрежения):

$$p_{\text{в}} = p_{\text{ат}} - p. \quad (2.27)$$

Оно показывает недостаток давления в данной точке до атмосферного. Давление $p_{\text{в}}$ может изменяться от нуля до $p_{\text{ат}}$.

Эпюры давления представляют собой графическое изображение распределения давления вдоль какого-либо контура или поверхности (рис. 2.5).

Закон Паскаля. Согласно закону Паскаля внешнее давление, производимое на жидкость, заключенную в закрытом сосуде, передается жидкостью во все точки без изменения.

Пусть в сосуде с жидкостью (рис. 2.6) имеется поршень, на который оказывает давление сила F .

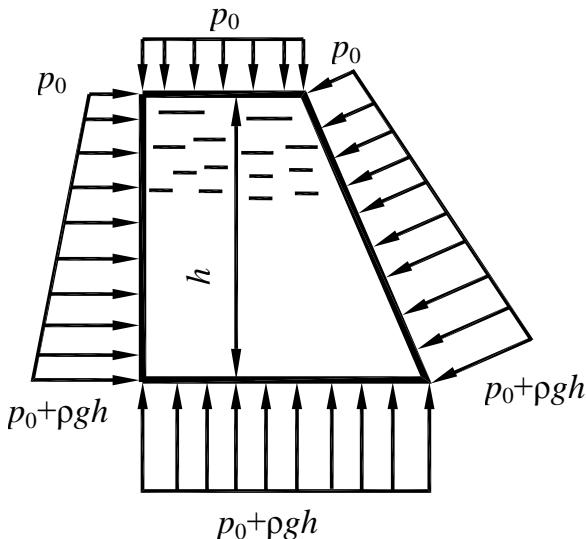


Рис. 2.5. Эпюры давления

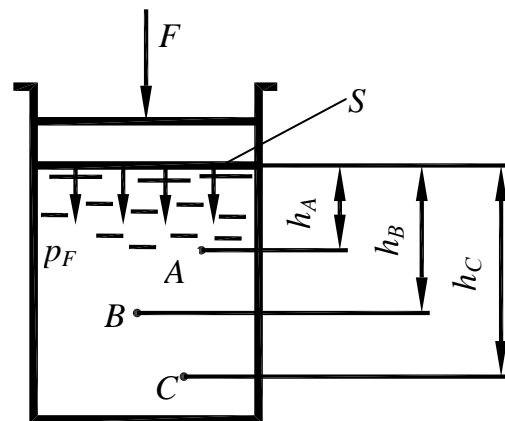


Рис. 2.6. Сосуд с жидкостью

Тогда давление на жидкость от силы F определяется по формуле

$$p_F = \frac{F}{S}, \quad (2.28)$$

где S – площадь поршня.

Давления в точках A, B, C (p_A, p_B, p_C) в соответствии с основным законом гидростатики запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} p_A &= p_F + \rho gh_A; \\ p_B &= p_F + \rho gh_B; \\ p_C &= p_F + \rho gh_C. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Из этих уравнений видно, что давление в различных точках имеет различное значение, но составляющая от внешнего давления во всех точках одинакова. Следовательно, закон Паскаля доказан.

Закон Паскаля лежит в основе всех гидравлических машин объемного действия. Он имеет широкое применение в технике. Используется в механизмах, действие которых основано на передаче давления внутри жидкости – это гидравлические прессы, тормоза, подъемники и др.

Использование закона Паскаля в технике рассмотрим на примере работы гидравлического прессы, который состоит из двух камер, соединенных между собой гидролинией (рис. 2.7).

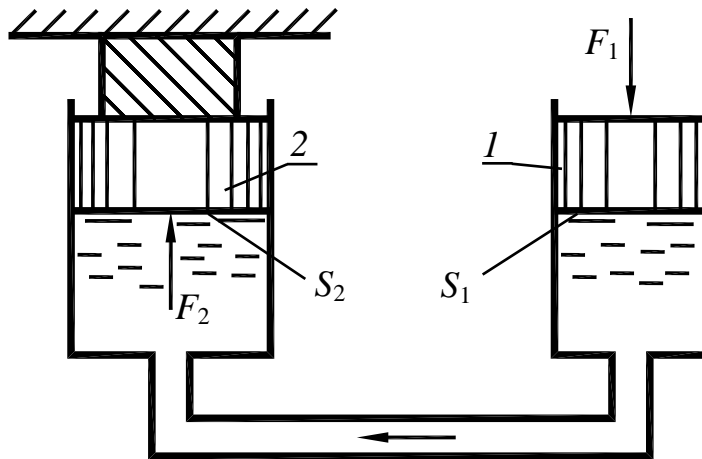


Рис. 2.7. Пример работы гидравлического прессы

В каждой из камер имеется по поршню. В меньшей камере установлен поршень 1 площадью S_1 , а в большей камере – поршень 2 площадью S_2 .

Если к поршню 1 приложить силу F_1 , то в жидкости под поршнем создается давление $p_1 = \frac{F_1}{S_1}$.

Согласно закону Паскаля это давление передается во все точки жидкости, в том числе в основание поршня 2. Оно создает силу F_2 , равную $F_2 = p_1 S_2$.

Таким образом, $F_2 = p_1 S_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}$. Следовательно, F_2 во столько раз больше F_1 , во сколько раз площадь $S_2 > S_1$.

Сила давления жидкости на плоскую стенку. В практике часто требуется знать, с какой силой жидкость давит на стенку сосуда и точку приложения этой силы. На рис. 2.8 изображен сосуд с плоской боковой стенкой, наклоненной к горизонту под углом α . Вычислим силу давления F , действующую со стороны жидкости на определенную фигуру площадью S .

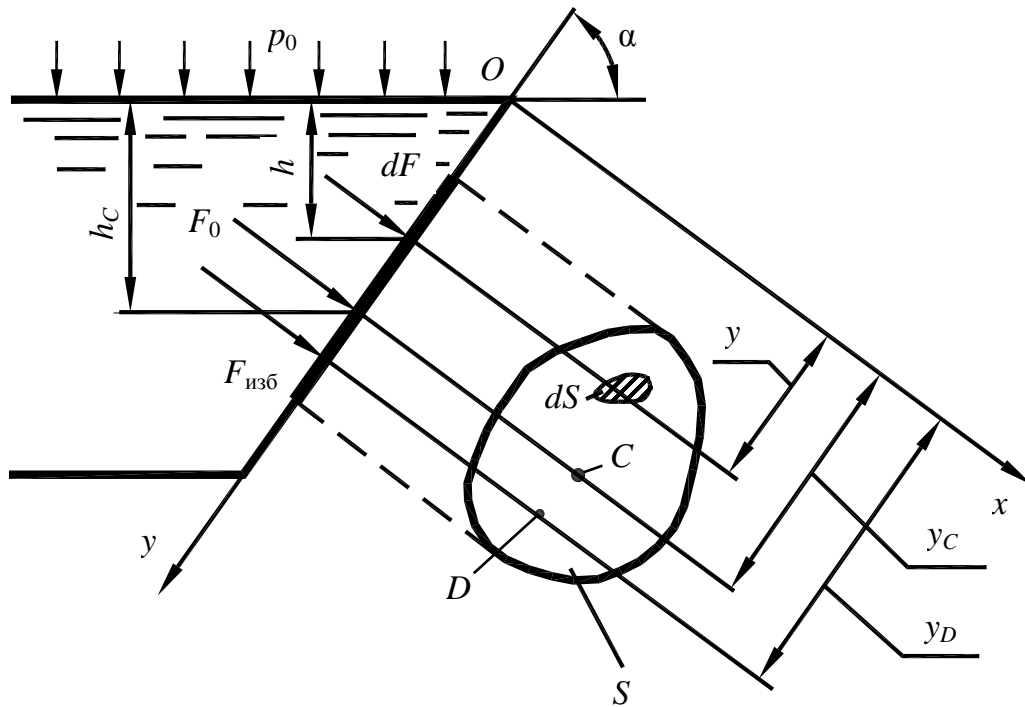


Рис. 2.8. Сосуд с плоской боковой стенкой, наклоненной к горизонту под углом α

Ось x направим по линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости, а ось y – перпендикулярно этой линии в плоскости стенки.

Выделенную фигуру вращаем вместе с плоскостью xOy до ее совмещения с плоскостью чертежа.

Обозначим: p_0 – давление на свободной поверхности; h – глубина расположения элементарной площадки; C – центр тяжести фигуры.

Для определения силы давления F используем основное уравнение гидростатики (2.24).

Выразим элементарную силу давления dF , приложенную к бесконечно малой площадке dS :

$$dF = pds = (p_0 + \rho gh)ds \quad (2.30)$$

Заметим, что $h = y \sin \alpha$.

Для определения полной силы давления F проинтегрируем полученное выражение (2.30) по всей площади S , получим

$$F = p_0 \int_S ds + \rho g \int_S h ds = p_0 S + \rho g \sin \alpha \int_S y ds. \quad (2.31)$$

Интеграл $\int_S y ds$ является статическим моментом площади S относительно оси x и равен произведению площади фигуры на координату центра тяжести y_C , т. е. $\int_S y ds = y_C S$.

Следовательно,

$$F = p_0 S + \rho g \sin \alpha y_C S = p_0 S + \rho g h_C S = (p_0 + \rho g h_C) S = p_C S, \quad (2.32)$$

то есть полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление p_C в центре тяжести этой площади.

Рассмотрим вопрос о точке приложения силы давления, т. е. определим центр давления.

Так как внешнее давление p_0 , действующее на свободную поверхность, передается всем точкам площади S одинаково, то его равнодействующая сила F_0 будет приложена в центре тяжести фигуры S .

Для нахождения точки приложения силы избыточного давления $F_{изб} = \rho g h_C S$ (точка D) воспользуемся уравнением механики, согласно которому момент равнодействующей силы давления относительно оси x равен сумме моментов составляющих сил, т. е.

$$F_{изб} y_D = \int_S y dF_{изб} \quad (2.33)$$

Запишем $F_{изб}$ и $dF_{изб}$:

$$F_{изб} = \rho g h_C S = \rho g y_C \sin \alpha S; \quad (2.34)$$

$$dF_{изб} = \rho g h_C ds = \rho g y_C \sin \alpha ds. \quad (2.35)$$

Подставив значения $F_{изб}$ и $dF_{изб}$ в уравнение (2.33), получим

$$\rho g h_c \sin \alpha S y_D = \int_S \rho g \sin \alpha y^2 ds \quad . \quad (2.36)$$

Решая его относительно y_D , получим

$$y_D = \frac{\int_S y^2 dS}{y_c S} = \frac{I_x}{y_c S}, \quad (2.37)$$

где I_x – момент инерции площади фигуры S относительно оси x .

Учитывая, что $I_x = I_{ox} + y_c^2 S$, где I_{ox} – момент инерции площади фигуры S относительно центральной оси, параллельной x , получим

$$y_D = y_c + \frac{I_{ox}}{y_c S}. \quad (2.38)$$

Таким образом, точка приложения силы $F_{изб}$ расположена ниже центра тяжести площади фигуры.

Если p_0 равно атмосферному ($p_0 = p_{ат}$) и воздействует на стенку с обеих сторон, то точка D и будет центром давления.

Если $p_c > p_{ат}$ или $p_c = p_{ат}$, но действует на стенку только с одной стороны, то центр давления находится по правилам механики, как точка приложения двух сил: $F_0 = p_0 S$ и $F_{изб} = \rho g h_c S$.

Чем больше p_0 , тем, очевидно, центр давления будет находиться ближе к центру тяжести площади S .

Если $\alpha = 0$ (горизонтальное дно сосуда), то сила давления на дно $F = (p_0 + \rho g H) S$.

Выводы: различные по форме сосуды, имеющие одинаковые площади днищ и заполненные одинаковой жидкостью на одну и ту же высоту (см. рис. 2.9), будут иметь одинаковую силу давления на дно, независимо от формы сосуда и количества находящейся в нем жидкости (гидростатический парадокс).

Сила давления жидкости на криволинейную стенку. Задача о силе давления жидкости на криволинейную поверхность в общем случае сводится к определению трех составляющих суммарной силы давления и трех моментов.

На практике чаще всего приходится иметь дело с цилиндрическими, коническими или сферическими поверхностями, имеющими плоскость симметрии. Определение силы давления в этом случае сводится к определению составляющих сил давления по осям координат, а затем и равнодействующей.

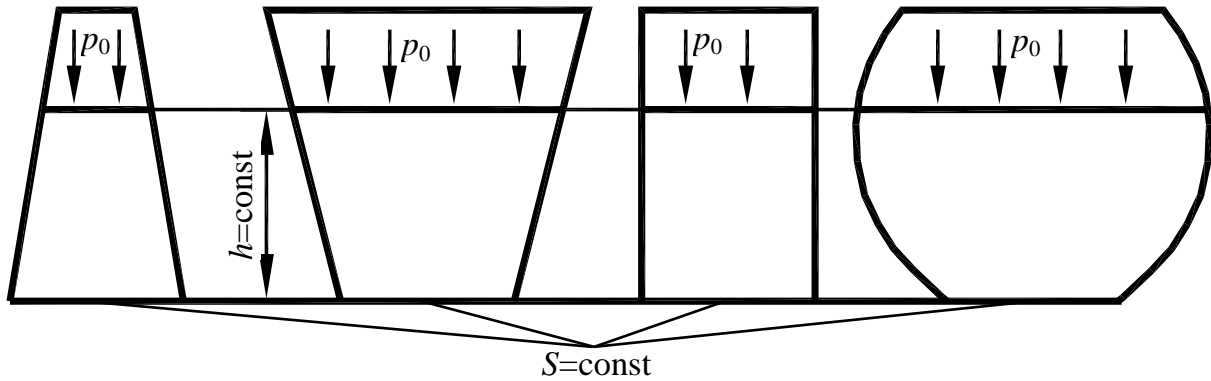


Рис. 2.9. Схемы различных по форме сосудов, имеющие одинаковые площади дниц и заполненные одинаковой жидкостью

Рассмотрим сосуд с жидкостью, имеющий цилиндрическую поверхность AB с образующей, перпендикулярной плоскости чертежа (рис. 2.10), и определим силу давления жидкости на эту поверхность.

Выделим объем жидкости $ABCD$, ограниченный рассматриваемой поверхностью AB , вертикальными поверхностями CB и AD и свободной поверхностью жидкости.

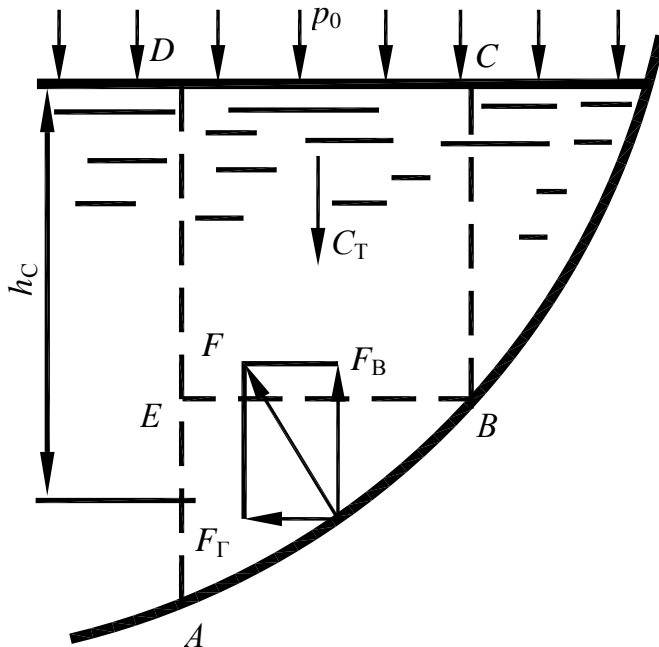


Рис. 2.10. Сосуд с жидкостью

Покажем действующие силы на выделенный объем жидкости и рассмотрим условия равновесия выделенного объема жидкости в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Запишем условие равновесия объема жидкости ($ABCD$) в вертикальном направлении:

$$p_0 S_{\Gamma} + G - F_B = 0, \quad (2.39)$$

где S_{Γ} – площадь горизонтальной проекции поверхности AB ; $G = \rho g W$ – сила тяжести (вес) выделенного объема жидкости, здесь W – объем жидкости; F_B – вертикальная составляющая силы давления.

Из данного условия следует, что

$$F_B = p_0 S_\Gamma + G. \quad (2.40)$$

Вертикальная составляющая силы давления жидкости на криволинейную стенку равна силе тяжести жидкости в объеме W , называемом телом давления, и силе давления на свободную поверхность жидкости.

Тело давления – это объем, ограниченный рассматриваемой криволинейной стенкой, смоченной жидкостью, вертикальной цилиндрической поверхностью, проведенной через контур этой стенки, и горизонтальной плоскостью, проведенной по свободной поверхности жидкости.

Условие равновесия того же объема в горизонтальном направлении запишем с учетом того, что силы давления жидкости на поверхности DE и CB взаимно уравновешиваются и остается лишь сила давления на поверхность AE , т.е.

$$F_{AE} - F_\Gamma = 0, \quad (2.41)$$

где $F_{AE} = p_0 S_B + \rho g h_c S_B$ – сила давления жидкости на поверхность AE , имеющую площадь, равную площади вертикальной проекции поверхности AB – S_B , здесь h_c – глубина расположения центра тяжести поверхности AE под уровнем свободной поверхности жидкости.

Из данного условия равновесия (2.41) следует, что

$$F_\Gamma = p_0 S_B + \rho g h_c S_B. \quad (2.42)$$

Определив вертикальную и горизонтальную составляющие полной силы давления, найдем эту силу.

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_\Gamma^2}. \quad (2.43)$$

А угол направления β находится из

соотношения $\operatorname{tg} \beta = \frac{F_\Gamma}{F_B}$:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{F_\Gamma}{F_B}. \quad (2.44)$$

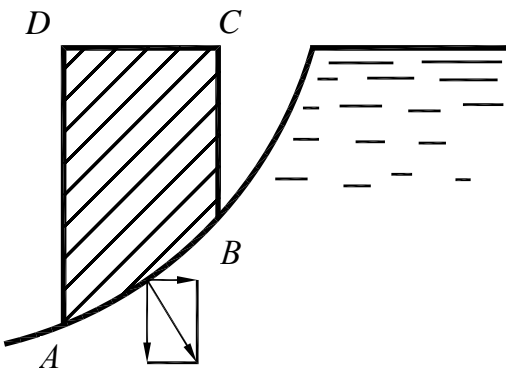


Рис. 2.11. Сосуд с жидкостью

Когда жидкость расположена снизу поверхности AB (рис. 2.11), гидростатическое давление во всех точках поверхности AB имеет те же значения, что и в предыдущем случае, но направления их противоположны.

Силы F_B и F_Γ определяются по тем же формулам (2.40), (2.42), но направлены противоположно. Под G понимается вес жидкости в объеме, равном $ABCD$, хотя он и не заполнен жидкостью.

Закон Архимеда. Пусть в покоящуюся жидкость погружено тело

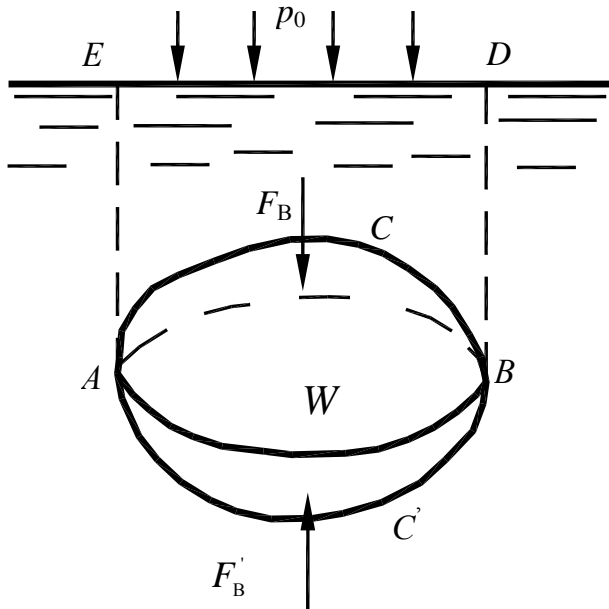


Рис. 2.12. Тело произвольной формы объемом W

произвольной формы объемом W (рис. 2.12). Горизонтальной плоскостью разделим тело на две части: верхнюю с криволинейной поверхностью ACB и нижнюю с поверхностью $AC'B$. Определим вертикальные составляющие силы давления жидкости, действующие на поверхность тела.

На поверхность тела ACB действует сила F_B :

$$F_B = p_0 S_\Gamma + \rho g W_{ACBDE}, \quad (2.45)$$

где S_Γ – площадь горизонтальной проекции поверхности $ACBC'$; W_{ACBDE} – объем жидкости над телом. На поверхность $AC'B$ действует сила F'_B :

$$F'_B = p_0 S_\Gamma + \rho g W_{AC'BDE}, \quad (2.46)$$

где $W_{AC'BDE}$ – объем тела давления, $W_{AC'BDE} = W_{ACBDE} + W_{AC'BC}$, здесь $W_{AC'BC}$ – объем жидкости, $W_{AC'BC} = W$.

Таким образом, тело находится под действием вертикальных сил, результирующая которых

$$F_A = F'_B - F_B = \rho g W_{AC'BC} = \rho g W. \quad (2.47)$$

Сила F_A называется архимедовой силой или силой поддержания.

Таким образом, получено математическое выражение закона Архимеда, которое формулируется следующим образом: «Тело, погруженное в жидкость, теряет в своем весе столько, сколько весит вытесненная им жидкость». Тело, погруженное в жидкость, находится под действием двух сил: силы тяжести G и архимедовой силы F_A . Тело тонет, если сила тяжести больше архимедовой силы, т. е. при $G > F_A$. Тело находится в состоянии равновесия (плавает), когда $G = F_A$. Тело всплывает, если $G < F_A$.

2.2. Кинематика и динамика жидкостей

Раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкостей и взаимодействие их с соприкасающимися с ними покоящимися или движущимися твердыми телами, называется гидродинамикой.

Виды движения жидкостей. Движение жидкости может быть установившимся и неустановившимся. Установившееся движение – это такое движение жидкости, при котором давление и скорость (параметры движения) являются функциями координат, но не зависят от времени.

Математически это записывается следующим образом:

$$p = f_1(x, y, z); \quad V = f_2(x, y, z).$$

В частном случае установившееся движение может быть равномерным, когда скорость каждой частицы не меняется с изменением ее координат вдоль потока.

Примером установившегося движения может служить истечение жидкости из резервуара при постоянном уровне его наполнения (при постоянном напоре).

Неустановившееся движение – это такое движение жидкости, при котором и давление и скорость изменяются во времени и зависят от координат, т. е.

$$p = f_1(x, y, z, t); \quad V = f_2(x, y, z, t).$$

Примером такого движения служит истечение жидкости из резервуара при переменном напоре (опорожнение сосуда). В дальнейшем рассматривается установившееся движение жидкости.

Кинематические элементы и струйная модель потока. Для рассмотрения картины течения жидкости, образующейся в каждый момент времени, вводится понятие «линия тока».

Линия тока – это линия, в каждой точке которой в данный момент времени вектор скорости частиц жидкости совпадает с касательной к этой линии (см. рис. 2.13). Для установившегося движения жидкости линия тока совпадает с траекторией частиц жидкости и не изменяет своей формы с течением времени.

Трубка тока – это поверхность, образованная линиями тока, проведенными в данный момент времени через все точки замкнутого контура, находящегося в области, занятой жидкостью (см. рис. 2.14).

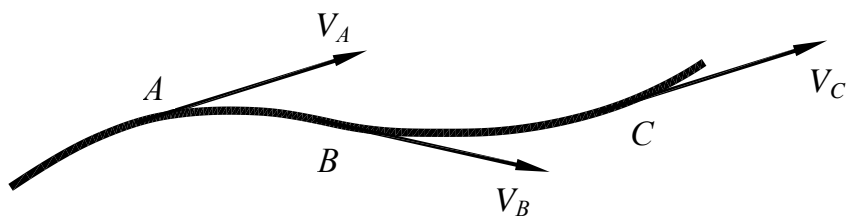


Рис. 2.13. Линия тока

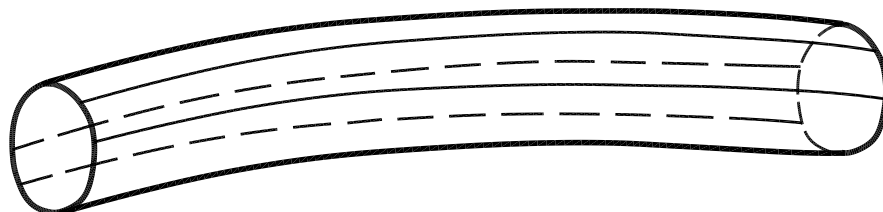


Рис. 2.14. Трубка тока

Элементарная струйка – это часть потока движущейся жидкости, ограниченная трубкой тока бесконечно малого сечения. При стремлении поперечных размеров струйки к нулю она в пределе стягивается в линию тока. Элементарная струйка обладает следующими свойствами:

1. При установившемся движении жидкости форма струйки остается неизменной.

2. Частицы жидкости не выходят из струйки и не входят в нее через боковую поверхность, так как боковая поверхность струйки образована линиями тока, у которых векторы скорости направлены по касательным в каждой точке.

3. Скорости движения частиц жидкости во всех точках одного и того же поперечного сечения струйки одинаковые. Это объясняется малостью поперечного сечения.

В соответствии со струйной теорией, поток жидкости – это совокупность элементарных струек.

Потоки жидкости можно разделить на следующие виды: напорные, безнапорные, струи. Напорный поток ограничен со всех сторон твердыми стенками. Например, движение жидкости в водопроводе, движение масла в гидролинии. Безнапорный поток ограничен твердыми стенками не со всех сторон и имеет по всей длине свободную поверхность. Например, движение воды в реках, открытых водоемах, лотках, канаве.

В нашем курсе рассматривается только напорное течение жидкости.

Свободная струя – поток жидкости, не ограниченный твердыми стенками. Например, струя воды, вытекающая из гидромотора, брандспойта.

Гидравлические элементы потока. В гидравлических расчетах для характеристики размеров и формы поперечного сечения потока вводятся понятия о живом сечении и его элементах: смоченном периметре и гидравлическом радиусе.

Рассмотрим основные гидравлические элементы потока.

Живое сечение потока S – это поперечное сечение потока, перпендикулярное к направлению движения и ограниченное его внешним контуром (рис. 2.15).

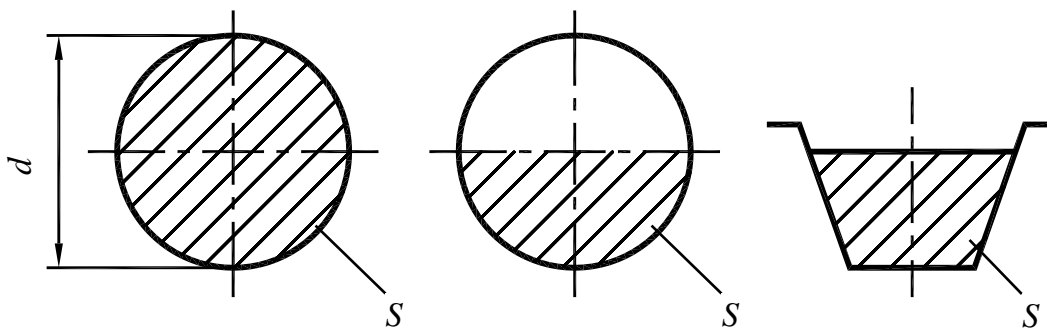


Рис. 2.15. Живое сечение потока S

Смоченный периметр χ – это длина контура живого сечения, по которой жидкость соприкасается с твердыми стенками (рис. 2.16).

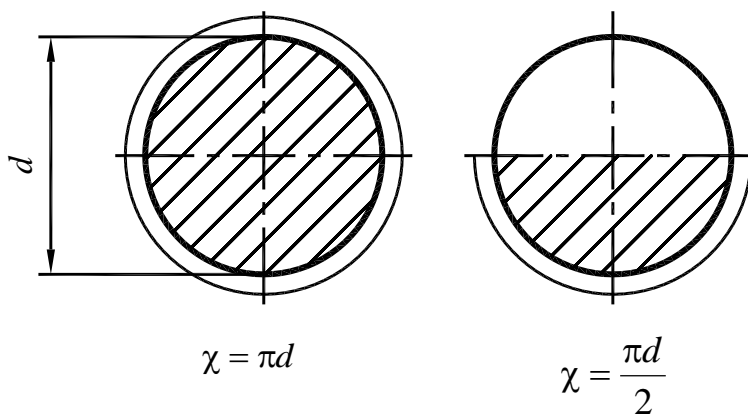


Рис. 2.16. Смоченный периметр

Гидравлический радиус – это отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R_{\Gamma} = \frac{S}{\chi}. \quad (2.48)$$

Величина R_{Γ} не имеет особого физического смысла. При помощи этой величины пытаются приближенно учесть влияние формы, а также размеров живого сечения потока на движение жидкости. Гидравлический диаметр сечения равен $4R_{\Gamma}$.

Расход потока. *Расход потока* – это количество жидкости, проходящей через живое сечение потока в единицу времени. *Объемный расход* Q – это объем жидкости, протекающей через живое сечение в единицу времени:

$$Q = \frac{W}{t}, \quad (2.49)$$

где W – объем жидкости; t – время.

Массовый расход – это масса жидкости, проходящей через данное живое сечение в единицу времени. Массовый расход можно определить по формуле.

$$M = \rho Q, \quad (2.50)$$

где Q – объемный расход; ρ – плотность жидкости.

Весовой расход – это вес жидкости, проходящей через данное живое сечение в единицу времени, определяется по формуле

$$G = \gamma Q = \rho g Q. \quad (2.51)$$

Средняя скорость потока. Для элементарной струйки жидкости (рис. 2.17) объемный расход можно определить по формуле

$$dQ = \frac{dW}{dt} = \frac{dsdl}{dt} = VdS, \quad (2.52)$$

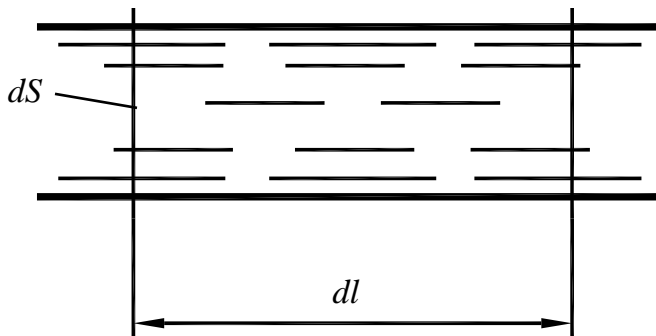


Рис. 2.17. Элементарная струйка жидкости

где $dW = dS \cdot dl$ – объем жидкости; здесь dS – элементарное живое сечение; dl – путь, который пройдут частицы жидкости за время dt ; $V = \frac{dl}{dt}$ – скорость движения жидкости, одинаковая во всех точках сечения струйки (согласно третьему свойству элементарной струйки).

Для потока конечных размеров в разных точках его живого сечения скорость имеет различное значение, поэтому расход потока должен подсчитываться как сумма элементарных расходов струек, т. е.

$$Q = \int_S V dS. \quad (2.53)$$

Проинтегрировать это уравнение расхода в общем случае нельзя из-за отсутствия аналитического выражения закона распределения скоростей по сечению потока. В связи с этим вводится понятие о средней скорости потока в рассматриваемом живом сечении.

Средняя скорость потока – это фиктивная (несуществующая) скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы жидкости через данное живое сечение потока, чтобы сохранить расход, соответствующий действительному распределению скоростей в этом же живом сечении. Можем записать:

$$V_{\text{cp}} = \frac{Q}{S}$$

или

$$Q = V_{\text{cp}} \cdot S. \quad (2.54)$$

Уравнение постоянства расхода, или уравнение неразрывности потока. Рассмотрим элементарную струйку жидкости (рис. 2.18), находящуюся в установившемся движении. Возьмем несколько сечений с площадью dS, dS_1, dS_2 . Скорости в сечениях равны V, V_1, V_2 .

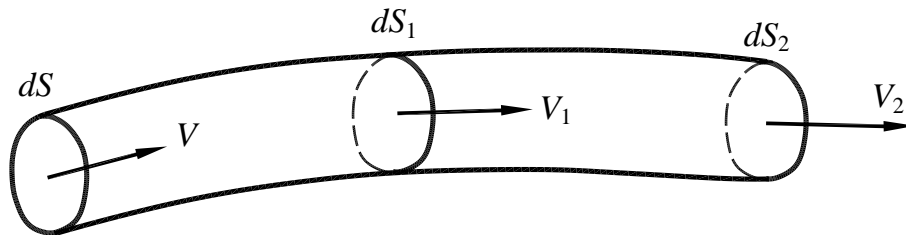


Рис. 2.18. Элементарная струйка жидкости

Из свойств элементарной струйки (и закона сохранения вещества) следует, что элементарный расход жидкости через любое живое сечение струйки будет одинаковым, т. е.

$$dQ = dQ_1 = dQ_2 = \text{const}. \quad (2.55)$$

или

$$VdS = V_1dS_1 = V_2dS_2 = \text{const} . \quad (2.56)$$

Рассматривая поток жидкости как совокупность элементарных струек, можно записать: $Q_1 = Q_2 = Q = \text{const}$ для любого сечения потоков. А расход можно записать как произведение средней скорости жидкости на площадь живого сечения, т.е.

$$Q = VS = V_1S_1 = V_2S_2 = \text{const} \quad (2.57)$$

или

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1} . \quad (2.58)$$

Эти два уравнения и есть уравнения постоянства расходов.

Уравнение постоянства расходов является условием сплошности или неразрывности течения, и его называют уравнением неразрывности потока.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. В прямоугольной системе координат рассмотрим элементарную струйку (рис. 2.19). Движение жидкости установившееся и медленно изменяющееся.

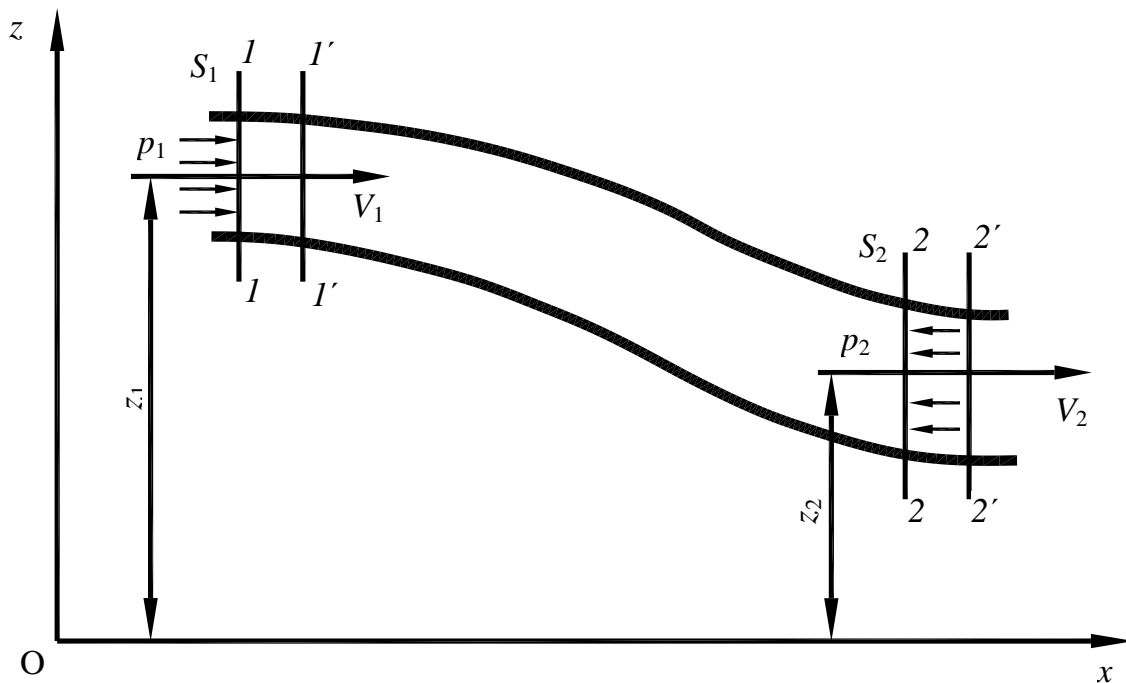


Рис. 2.19. Элементарная струйка жидкости в прямоугольной системе координат

Возьмем два произвольных сечения $1-1$ и $2-2$ и отметим в сечениях: V_1 и V_2 – средние скорости струйки в сечениях $1-1$ и $2-2$ соответственно; S_1 и S_2 – площади живых сечений; p_1 и p_2 – давления в центре тяжести сечений; z_1 и z_2 – расстояния до центров тяжести сечений от произвольно выбранной горизонтальной плоскости, называемой плоскостью сравнения.

Расход жидкости, постоянный на всем участке струйки, обозначим Q . За время Δt участок струйки $1-2$ переместится в положение $1'-2'$.

Применим к массе жидкости в объеме участка струйки теорему механики, касающуюся изменения кинематической энергии: изменение кинематической энергии тела на некотором его перемещении равно сумме работ всех сил, приложенных к телу на том же перемещении.

Изменение кинетической энергии участка $1-2$ при перемещении его в положение $1'-2'$ определяется разностью двух энергий:

$$\begin{aligned} \Delta K &= K_{1'2'} - K_{12} = (K_{1'2} + K_{22'}) - (K_{11'} + K_{12}) = K_{22'} - K_{11'} = \\ &= \frac{m_2 V_2^2}{2} - \frac{m_1 V_1^2}{2} = \frac{\gamma Q_\Delta t V_2^2}{2g} - \frac{\gamma Q_\Delta t V_1^2}{2g}, \end{aligned} \quad (2.59)$$

где $K_{1'2'}$ – кинетическая энергия участка $1'-2'$; K_{12} – кинетическая энергия участка $1-2$; $K_{1'2}$ – кинетическая энергия промежуточного участка $1'-2$; $K_{22'}$ – кинетическая энергия участка $2-2'$; $K_{11'}$ – кинетическая энергия промежуточного участка $1-1'$; m_2, m_1 – масса жидкости в участках $2-2'$ и $1-1'$ соответственно.

$$m_2 = m_1 = Q_\Delta t \rho = \frac{Q_\Delta t \gamma}{g}.$$

В уравнении (2.59) кинетическая энергия промежуточного участка $1'-2$ сократилась и осталась разность кинетических энергий элементов $2-2'$ и $1-1'$.

Переходим к работе действующих сил. Работа сил тяжести жидкости, протекающей в течении времени Δt по пути ее вертикального перемещения на величину $z_1 - z_2$, равна

$$A_z = \gamma Q_\Delta t (z_1 - z_2). \quad (2.60)$$

Работа сил давления определяется следующим: силой давления, равной произведению pS , и путем перемещения $V\Delta t$. Следовательно, работа сил давления

$$A_p = p_1 S_1 V_{1\Delta} t - p_2 S_2 V_{2\Delta} t = Q_\Delta t (p_1 - p_2). \quad (2.61)$$

Получили три составляющие. Закон сохранения энергии для элементарной струйки идеальной жидкости можно представить так:

$$\Delta K = A_z + A_p, \quad (2.62)$$

или

$$\frac{\gamma Q_\Delta t (V_2^2 - V_1^2)}{2g} = \gamma Q_\Delta t (z_1 - z_2) + Q_\Delta t (p_1 - p_2). \quad (2.63)$$

Разделим обе части уравнения на величину $\gamma Q_\Delta t$, получим

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\gamma}. \quad (2.64)$$

Произведем перестановку слагаемых таким образом, чтобы в левой части оказались слагаемые с индексом 1, в правой – с индексом 2. В результате получим.

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (2.65)$$

Так как сечения были взяты произвольно, то уравнение действительно для любых поперечных сечений элементарной струйки и в общем виде может быть записано следующим образом:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{const}. \quad (2.66)$$

Это основное уравнение гидравлики известно под названием уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Оно было выведено Даниилом Бернулли в 1738 году.

Обратим внимание на следующее:

1. Уравнение Бернулли связывает величины z, p, V .
2. Как видно из уравнения (2.66), в случае идеальной жидкости сумма трех слагаемых $(z, \frac{p}{\gamma}, \frac{V^2}{2g})$ является постоянной величиной вдоль рассматриваемой струйки.

3. Зная для данного сечения струйки какие-либо две величины из трех (z, p, V) мы можем, пользуясь уравнением Бернулли (зная постоянную величину), найти третью неизвестную величину для рассматриваемого сечения струйки.

Сумма трех слагаемых, входящих в уравнение (2.66), называется полным напором в данном сечении и обозначается H_0 :

$$H_0 = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{const.} \quad (2.67)$$

Умножим все члены уравнения (2.66) на ускорение свободного падения g и заменим γ на произведение ρg ($\gamma = \rho g$), получим уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости в энергетической форме:

$$\mathcal{E} = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{const.} \quad (2.68)$$

В данном уравнении каждое слагаемое представляет собой величину удельной (по отношению к массе) энергии: zg – удельная постоянная энергия положения; $\frac{p}{\rho}$ – удельная потенциальная энергия давления; $\frac{V^2}{2}$ – удельная кинетическая энергия.

Геометрический, физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли. Все члены уравнения Бернулли (2.66) имеют линейную размерность, и каждый из них может называться высотой, например: z – геометрическая высота, $\frac{V^2}{2g}$ – высота скоростного напора.

Сформулируем геометрический смысл уравнения Бернулли.

При установившемся движении жидкости элементарной струйки сумма трех высот есть величина постоянная вдоль элементарной струйки.

Уравнение Бернулли (2.68) выражает один из случаев закона сохранения энергии в любом сечении элементарной струйки.

Таким образом, энергетический смысл уравнения Бернулли заключается в следующем: при установившемся движении жидкости элементарной струйки сумма трех удельных энергий (энергии положения, энергии давления и кинетической энергии) остается неизменной вдоль элементарной струйки. В уравнении Бернулли (2.66) можно слагаемые рассматривать как удельные энергии, но уже по отношению к единице веса жидкости.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. При переходе от уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости к уравнению потока реальной жидкости необходимо учитывать неравномерность распределения скоростей по сечению потока и потери энергии жидкости на внутреннее трение, что обусловлено вязкостью жидкости.

В реальной жидкости вязкость создает сопротивление движению жидкости. Это вызывает появление дополнительных потерь напора (энергии потока), которые будем обозначать $h_{\text{пот}}$.

Распределение скоростей элементарных струек в потоке обычно неизвестно, поэтому в уравнение Бернулли вводят поправочный коэффициент α , учитывающий изменение кинетической энергии вследствие неравномерности распределения скоростей в живом сечении потока. Коэффициент α называется коэффициентом кинетической энергии или коэффициентом Кориолиса и определяется обычно опытным путем. Для установившегося движения жидкости среднее значение коэффициента α принимается равным 1,05–1,11 при турбулентном режиме, при ламинарном режиме $\alpha=2$.

Уравнение Бернулли для двух сечений потока реальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}. \quad (2.69)$$

В уравнении Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости значение коэффициента $\alpha = 1$.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости с физической точки зрения представляет уравнение энергетического баланса. Теряемая энергия превращается в тепловую.

Графическое представление уравнения Бернулли. Предварительно рассмотрим измерительный прибор – трубку Пито. Этот прибор представляет собой открытую с 2-х сторон стеклянную трубку, изогнутую под прямым углом. В нижней части трубка несколько сужена для ослабления удара при входе в нее жидкости. Трубка Пито служит для измерения скорости течения за счет дополнительного давления (по сравнению с давлением в пьезометрической трубке), возникающего вследствие скоростного напора. Если в каком-либо сечении потока жидкости установить две трубки – пьезометрическую и трубку Пито (см. рис. 2.20), то высота подъема жидкости в трубке Пито будет больше высоты подъема жидкости в пьезометрической трубке на величину скоростного напора $V^2/2g$.

Графически уравнение Бернулли можно представить следующим образом. Рассмотрим поток жидкости, выберем плоскость сравнения, сечения потока (см. рис. 2.21). В выбранных сечениях установим пьезометрические трубки и трубки Пито. Все члены уравнения Бернулли будут представлены графически.

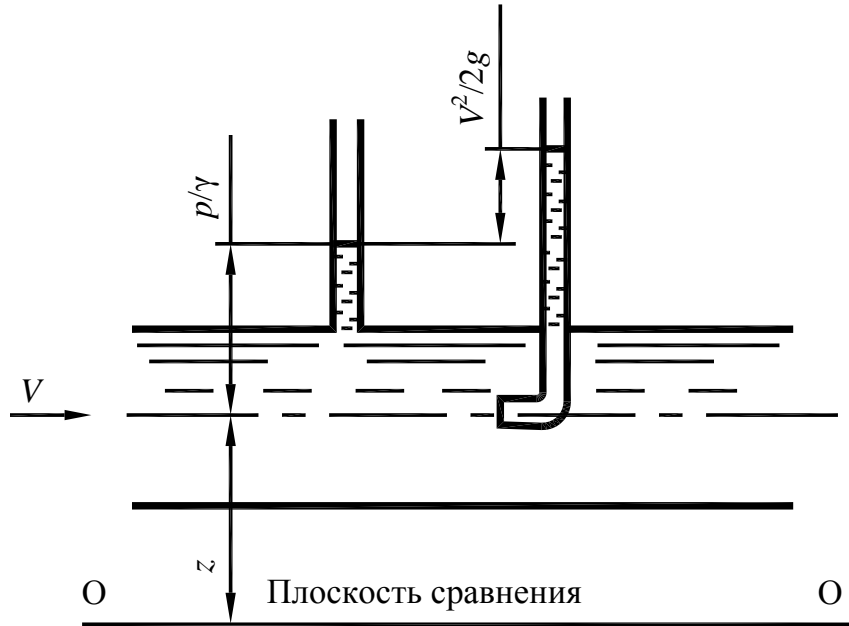


Рис. 2.20. Пьезометрическая трубка и трубка Пито

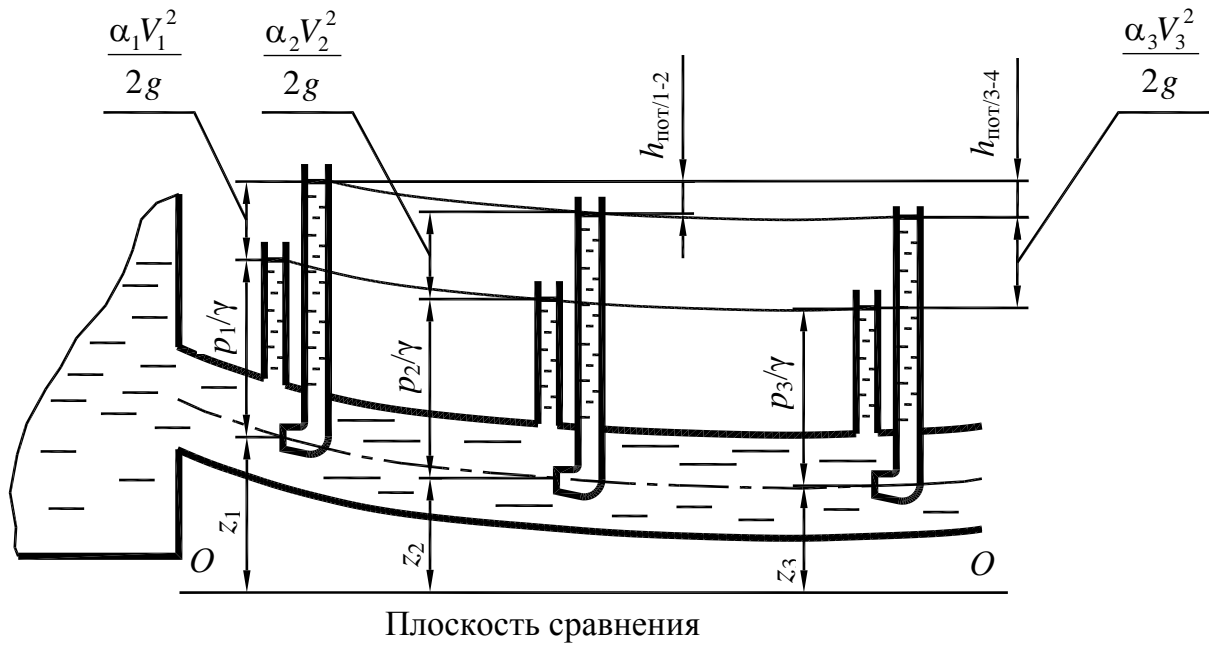


Рис. 2.21. Поток жидкости

Линия, соединяющая уровни жидкости в пьезометрах, называется пьезометрической линией и расположена на расстоянии $z + \frac{p}{\gamma}$ от плос-

кости сравнения. Эта линия характеризует изменение удельной потенциальной энергии по длине потока. Интенсивность изменения этой энергии характеризуется пьезометрическим уклоном.

Изменение удельной потенциальной энергии потока, приходящееся на единицу длины, называется пьезометрическим уклоном.

Пьезометрический уклон I_p на участке между сечениями 1 и 2 определяется по формуле

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l_{1-2}} \quad (2.70)$$

где l_{1-2} – длина рассматриваемого участка трубопровода.

Величина пьезометрического уклона может быть как положительной, так и отрицательной. Отрицательной будет в том случае, когда поток расширяется.

Соединив уровни жидкости в трубках Пито, получим линию давления, или напорную линию (гидродинамическую линию, линию полных удельных энергий).

Изменение полной удельной энергии потока, приходящееся на единицу длины, называется гидравлическим уклоном. Он характеризует величину потерь давления, приходящихся на единицу длины.

Гидравлический уклон i_{1-2} на участке между сечениями 1 и 2 определяется по формуле

$$i_{1-2} = \frac{h_{\frac{\text{пот}}{1-2}}}{l_{1-2}} = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}\right)}{l_{1-2}} \quad (2.71)$$

где $h_{\frac{\text{пот}}{1-2}}$ – потери напора на участке 1–2.

Гидравлический уклон является всегда величиной положительной.

Рассмотренные уравнения Бернулли (2.66), (2.69) применимы только к установившемуся, плавно изменяющемуся движению жидкости.

Практическое применение уравнения Бернулли. Определим потери на трение при движении жидкости в горизонтальной трубе постоянного сечения (см. рис. 2.22) на участке между сечениями 1 и 2, в которых установим пьезометры.

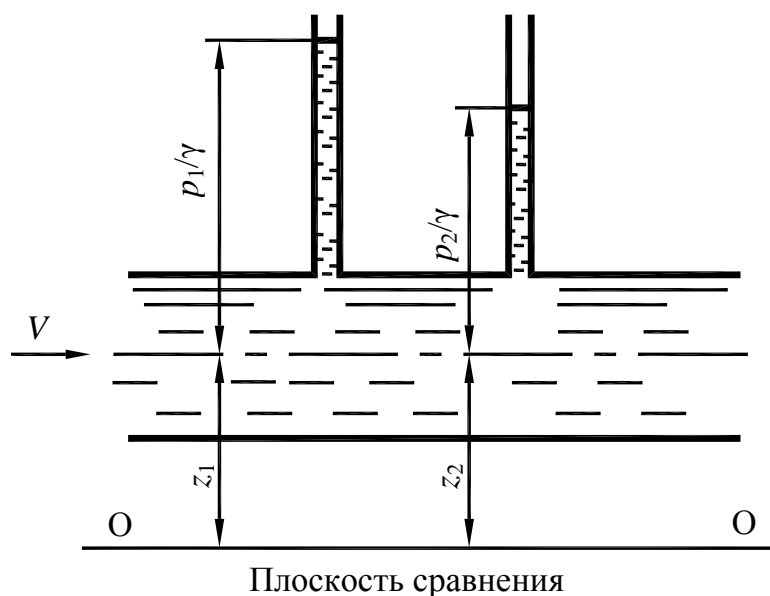


Рис. 2.22. Движение жидкости в горизонтальной трубе постоянного сечения

Для этого составляем уравнение Бернулли для двух рассматриваемых сечений трубы:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\frac{\text{пот}}{1-2}}. \quad (2.72)$$

Из рисунка видно, что $z_1 = z_2$. Так как диаметр трубы не изменяется, и скорости в сечениях будут равны, т. е. $V_1 = V_2$, примем, что $\alpha_1 = \alpha_2$. После подстановки указанных выражений в уравнение Бернулли, получим

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + h_{\frac{\text{пот}}{1-2}}. \quad (2.73)$$

Потери напора на трение определяются по формуле

$$h_{\frac{\text{пот}}{1-2}} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma}. \quad (2.74)$$

На основе уравнения Бернулли сконструированы различные устройства, такие как расходомер Вентури, водоструйный насос, карбюратор поршневых двигателей внутреннего сгорания и др.

Рассмотрим расходомер Вентури (см. рис. 2.23). Он включает трубопровод диаметром D , на котором устроено сужение диаметром d . В нормальной и суженной частях установлены два пьезометра.

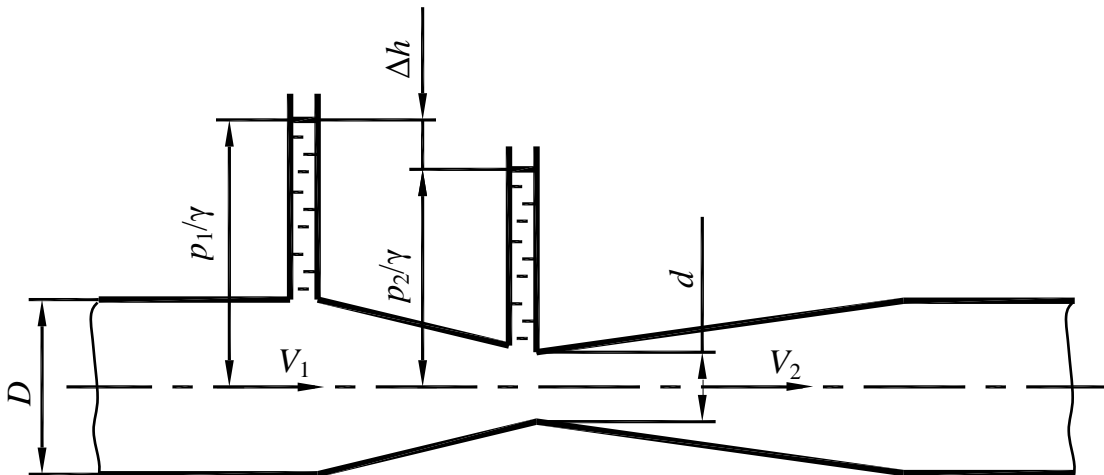


Рис. 2.23. Расходомер Вентури

Примем, что плоскость сравнения проходит через ось трубопровода. Пренебрегая величиной потерь напора $h_{\text{пот}}$ и неравномерностью распределения скоростей в потоке ($\alpha=1$), для двух сечений можно записать уравнение Бернулли в виде

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}. \quad (2.75)$$

Отсюда

$$\Delta h = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \quad (2.76)$$

Согласно уравнению расходов $V_2 S_2 = V_1 S_1$ и $V_2 = \frac{V_1 S_1}{S_2}$.

Следовательно,

$$\Delta h = \frac{V_1^2}{2g} \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1 \right]. \quad (2.77)$$

Отсюда найдем значение скорости жидкости в сечении

$$V_1 = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{(S_1/S_2)^2 - 1}}. \quad (2.78)$$

Зная скорость потока жидкости, можно определить расход жидкости по формуле

$$Q = V_1 S_1. \quad (2.79)$$

Уравнение Бернулли широко используется в технике при расчете гидравлических машин, гидропривода и его элементов, при расчете истечения жидкости из отверстий и насадков и в других случаях.

Гидравлические сопротивления. Потери давления. Потери напора (давления) в потоке жидкости вызываются гидравлическим сопротивлением двух видов: местными потерями и сопротивлениями по длине.

Местные сопротивления обусловлены изменениями скорости потока по величине или направлению. Сопротивления по длине обусловлены силами трения.

Потери напора по длине трубопровода h_l определяются по формуле Дарси-Вейсбаха. В соответствии с этой формулой

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (2.80)$$

где λ – коэффициент Дарси (коэффициент гидравлического трения, коэффициент путевых потерь), величина безразмерная; l – длина; d – внутренний диаметр трубопровода; V – средняя скорость потока; g – ускорение свободного падения.

Определение потерь напора по длине в трубопроводах некруглого поперечного сечения производится по формуле

$$h_l = \lambda \frac{l}{D_r} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (2.81)$$

где D_r – гидравлический диаметр сечения, $D_r = 4R_r$.

Местные потери h_m определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (2.82)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, величина безразмерная. Коэффициент ξ находится опытным путем, берется из справочников. В некоторых случаях коэффициент ξ может определяться теоретически.

Местное сопротивление может быть заменено эквивалентной длиной l_s по формуле

$$l_s = \xi \frac{d}{\lambda}. \quad (2.83)$$

Т. е. длину трубопровода увеличивают на длину, эквивалентную по своему сопротивлению местному сопротивлению. Коэффициенты λ и ξ зависят от многих факторов, в частности от режима движения жидкости и шероховатости ограждающих поверхностей (трубопроводов).

Для определения потерь давления необходимо потери напора h_l или h_M умножить на удельный вес жидкости, т.е.

$$\Delta p_l = \gamma h_l; \quad \Delta p_M = \gamma h_M, \quad (2.84)$$

где γ – удельный вес жидкости ($\gamma = \rho g$).

Согласно методу наложения потерь общие потери напора в трубопроводе постоянного сечения определяются по формуле

$$h_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{V^2}{2g}. \quad (2.85)$$

Выражая скорость потока V из уравнения неразрывности потока (2.57) через расход Q и площадь живого сечения $S = \frac{\pi d^2}{4}$, получим

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (2.86)$$

С учетом формулы (2.86) имеем следующие выражения для потерь напора:

$$h_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g} = k Q^m, \quad (2.87)$$

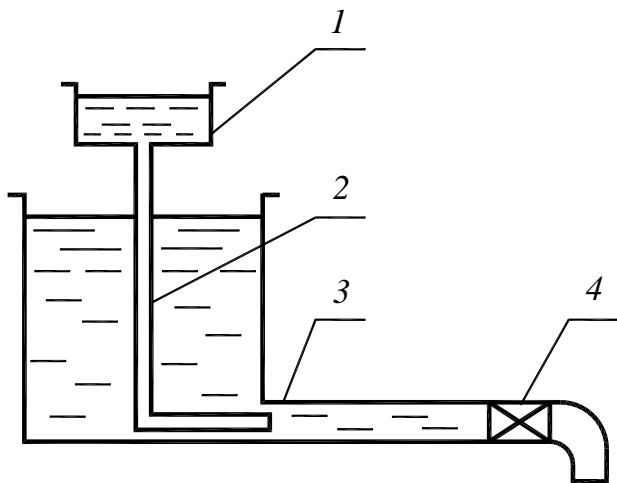
где k – сопротивление трубопровода, $k = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{8}{\pi^2 d^4 g}$; m – показатель степени.

Значения k и m зависят от режима движения жидкости. Для ламинарного режима при замене местных сопротивлений эквивалентными будем иметь $k = f(l, l_{\text{э}})$ и $m = 1$, для турбулентного режима $k = f(\lambda, \sum \xi)$ и $m = 2$.

Формула (2.87) является основной для расчета простых трубопроводов. Графическая зависимость выражения (2.87) называется характеристикой трубопровода.

Основными задачами при расчете трубопроводов являются следующие: определение расхода жидкости при известных диаметре, длине трубопровода и напоре; определение напора при известных расходе, диаметре и длине трубопровода; определение диаметра трубопровода при заданных расходе жидкости, длине и напоре. При гидравлическом расчете трубопроводов используют уравнение Бернулли (2.69), уравнение постоянства расходов (2.57) и уравнение потерь напора (2.87).

2.3. Режимы движения жидкости



Предложение о существовании двух режимов движения жидкости впервые высказал Д. И. Менделеев в 1880 г., а через 3 года английский физик Осборн Рейнольдс экспериментально подтвердил существование двух режимов. Они были названы ламинарным и турбулентным.

Схема установки О. Рейнольдса приведена на рис. 2.24.

Рис. 2.24. Схема установки О. Рейнольдса

Рейнольдс пропускал воду через стеклянные трубки разного диаметра, регулируя скорость движения воды краном 4. По тонкой трубке 2 к потоку подводилась окрашенная жидкость из сосуда 4. Опыты показали, что при малых скоростях движения воды в трубке 3 окрашенная жидкость движется в виде тонкой струйки внутри нее, не перемешиваясь с водой (ламинарный режим). Наблюдается такая картина движения воды (рис. 2.25, а).

После достижения определенной для данных условий опыта скорости движения воды, движение частиц жидкости приобретает беспорядочный характер. Струйка окрашенной жидкости разрушается, размывается, отчего вся вода в трубке окрашивается, наступает турбулентный режим. Наблюдается следующая картина движения воды (рис. 2.25, б).

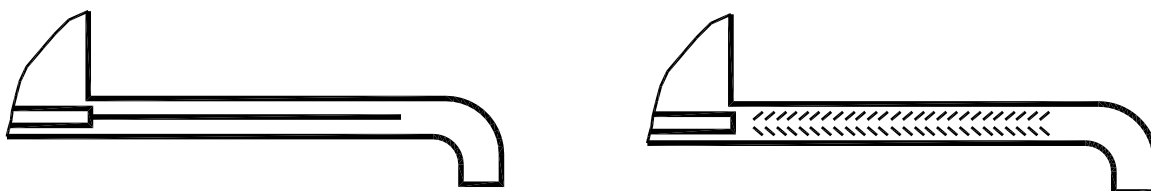


Рис. 2.25. Картина движения воды при:
а — ламинарном режиме; б — турбулентном режиме

Таким образом, в ламинарном режиме жидкость движется струйчато или слоисто, без перемешивания. В турбулентном режиме частицы жидкости движутся хаотично, струйки быстро разрушаются.

Рейнольдс установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина, которая впоследствии была названа числом Рейнольдса Re .

В общем случае число Рейнольдса Re определяется по формуле

$$Re = \frac{VD_r}{\nu}, \quad (2.88)$$

где V – средняя скорость потока; D_r – гидравлический диаметр сечения, $D_r = 4R_r$; ν – кинематический коэффициент вязкости.

Для потоков в трубах круглого сечения число Re определяется по формуле

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (2.89)$$

где d – внутренний диаметр трубы.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного движения жидкости в турбулентный и наоборот, называется критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$.

Если $Re > Re_{кр}$, режим турбулентный. Если $Re < Re_{кр}$ режим ламинарный.

Значения $Re_{кр}$ различны для различных элементов гидропривода. Для трубы круглого сечения $Re_{кр} = 2320$.

В табл. 2.1. приведены значения $Re_{кр}$ для различных элементов гидропривода.

Таблица 2.1

Значение $Re_{кр}$ для различных элементов гидропривода

Элемент гидропривода	$Re_{кр}$
Труба круглого сечения (гладкая)	2320
Гибкий рукав или шланг	1600
Концентрическая гладкая щель	1100
Краны	550–750
Расходные окна золотников	100–200
Плоские и конусные клапаны	20–100
Фильтр сетчатый	460

Ламинарный режим движения жидкости. Ламинарный режим характеризуется струйчатым, параллельным, упорядоченным движением жидкости без перемешивания. Для этого режима все закономерности могут быть выведены аналитически. Теория ламинарного режима основывается на законе трения Ньютона.

Закон распределения скоростей по сечению в ламинарном потоке. Рассмотрим установившееся ламинарное движение жидкости в прямой горизонтальной цилиндрической трубе с внутренним радиусом r (рис. 2.26). Выделим в ней часть потока длиной l между сечениями 1 и 2. В потоке жидкости выделим элементарный цилиндрический объем жидкости радиусом y , соосный с трубой и имеющий основания в выбранных сечениях.

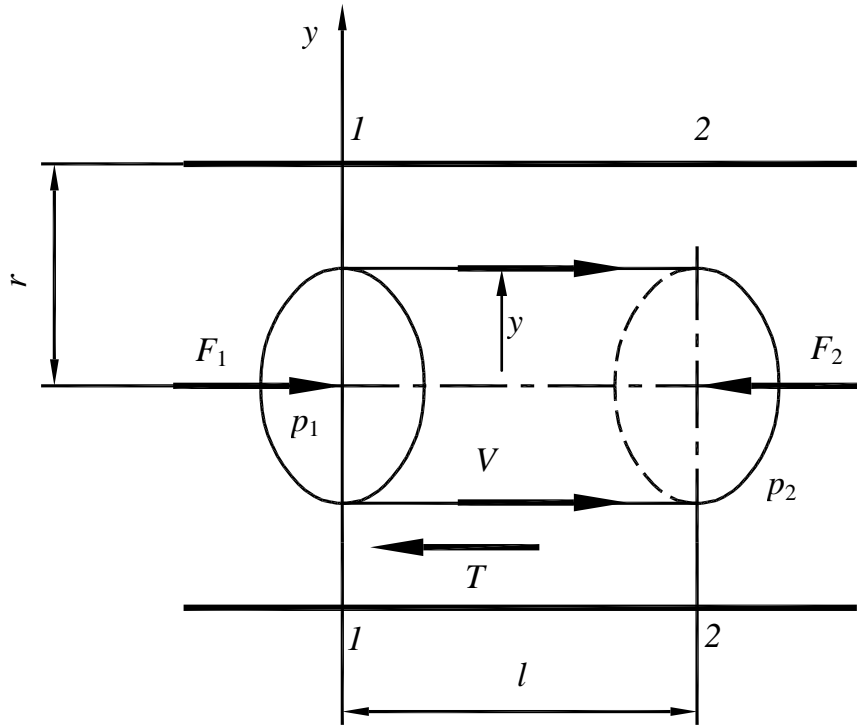


Рис. 2.26. Установившееся ламинарное движение жидкости

Введем обозначения: V – скорость поверхностного слоя элементарного объема; T – сила внутреннего трения на боковой поверхности элементарного объема; p_1, p_2 – давления, действующие на сечения выделенного объема; F_1, F_2 – силы давления.

Запишем действующие силы на элементарный объем жидкости.

Сила внутреннего трения может быть найдена по формуле (закон трения Ньютона):

$$T = -\mu S \frac{dV}{dy}, \quad (2.90)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости $\mu = \rho\nu$; S – площадь боковой поверхности элементарного объема, здесь $S = 2\pi y l$.

Получим

$$T = -2\pi y l \nu \rho \frac{dV}{dy}. \quad (2.91)$$

Знак минус в формуле (2.90) означает $\frac{dV}{dy} < 0$, т. е. с увеличением y скорость V уменьшается.

Движущей силой является в данном случае сила давления F

$$F = F_1 - F_2 = (p_1 - p_2)\pi y^2. \quad (2.92)$$

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1 и 2, учитывая, что труба расположена горизонтально, а за плоскость сравнения принята ось трубы, т.е. $y_1 = y_2$. Скорость V и коэффициент α вдоль потока являются неизменными ввиду постоянства диаметра трубы. Тогда можем записать уравнение

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + h_{\text{пот}}. \quad (2.93)$$

Отсюда

$$p_1 - p_2 = \gamma h_{\text{пот}} = \rho g h_{\text{пот}}. \quad (2.94)$$

Учитывая, что гидравлический уклон характеризует величину потерь напора на единицу длины $\left(i = \frac{h_{\text{пот}}}{l}\right)$, запишем

$$h_{\text{пот}} = l \cdot i. \quad (2.95)$$

Тогда движущая сила определяется выражением

$$F = \rho g l i \pi y^2. \quad (2.96)$$

При равномерном движении движущая сила и сила сопротивления движению равны, т. е.

$$F = T. \quad (2.97)$$

Подставим в формулу (2.97) выражения (2.96) и (2.91), получим

$$\rho g l i \pi y^2 = -2\pi y l \nu \rho \frac{dV}{dy}, \quad (2.98)$$

откуда после преобразований получим

$$\frac{dV}{dy} = \frac{-ig}{2\nu} y. \quad (2.99)$$

Или

$$dV = \frac{-igydy}{2\nu}. \quad (2.100)$$

Проинтегрируем (2.100), получим

$$V = -\frac{ig}{4\nu} y^2 + C, \quad (2.101)$$

где C – постоянная интегрирования, которую найдем из условия: при $y = r$ (у стенки трубопровода) $V = 0$, т.е.

$$0 = -\frac{ig}{4\nu} r^2 + C,$$

отсюда

$$C = \frac{ig}{4\nu} r^2. \quad (2.102)$$

В результате получим выражение для скорости:

$$V = \frac{ig}{4\nu} (r^2 - y^2). \quad (2.103)$$

Таким образом, в ламинарном потоке эпюра скоростей имеет вид параболы (рис. 2.27).

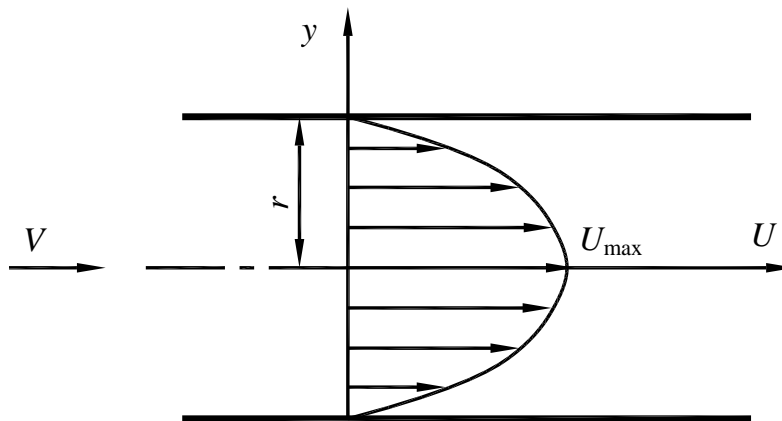


Рис. 2.27. Эпюра скоростей

Максимальное значение скорости будет при $y=0$ (по оси трубопровода) и определяется по выражению

$$V_{\max} = \frac{ig}{4\nu} r^2. \quad (2.104)$$

Для установившегося движения жидкости закон изменения касательных напряжений вдоль радиуса может быть получен из формулы Ньютона

$$\tau = -\mu \frac{dV}{dy}. \quad (2.105)$$

Подставим выражение (2.100) в формулу (2.105), получим

$$\tau = -\mu \frac{ig}{2\nu} y = \frac{\rho ig}{2} y. \quad (2.106)$$

Таким образом, при ламинарном течении жидкости изменение касательных напряжений вдоль радиуса носит линейный характер: $\tau_{\min} = 0$ при $y=0$; $\tau_{\max} = \frac{\rho ig r}{2}$ при $y=r$.

Эпюра касательных напряжений будет иметь вид, как на рис. 2.28.

Эпюра касательных напряжений будет иметь вид, как на рис. 2.28.

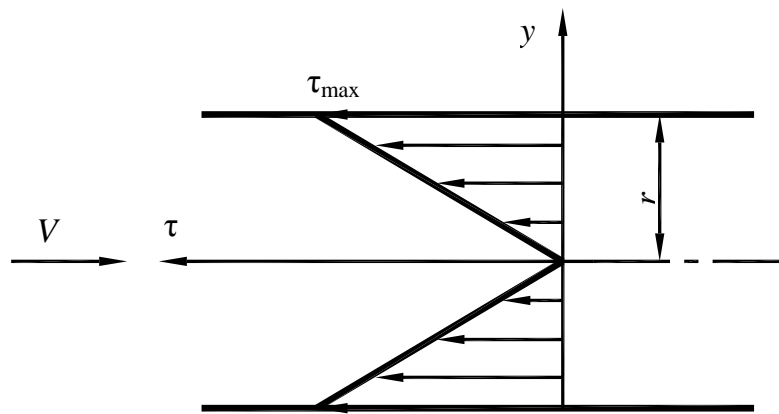


Рис. 2.28. Эпюра касательных напряжений

Расход и средняя скорость ламинарного потока. Рассмотрим поперечное сечение потока жидкости (см. рис. 2.29).

В нем возьмем элементарное живое сечение кольцевой формы радиусом y и шириной dy . Для определения объемного расхода жидкости используем закон распределения скоростей жидкости в ламинарном потоке.

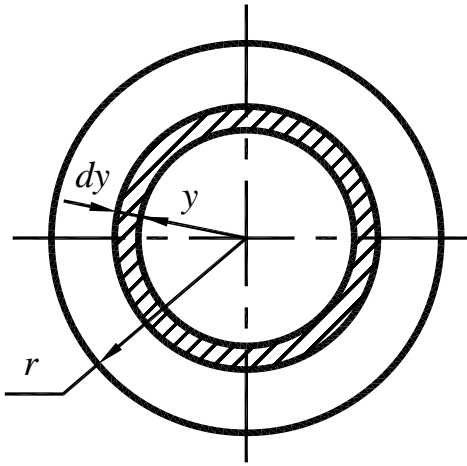
Элементарный расход жидкости dQ через кольцевое сечение будет равен

$$dQ = V dS, \quad (2.107)$$

где V – скорость жидкости в кольцевом сечении, $V = \frac{ig}{4\nu}(r^2 - y^2)$;

dS – площадь кольцевого сечения, $dS = 2\pi y dy$.

Учитывая, что полный расход $Q = \int_S dQ$, будем иметь



$$Q = \int_0^r \frac{ig}{4\nu} (r^2 - y^2) 2\pi y dy = \frac{\pi i g r^4}{8\nu}. \quad (2.108)$$

Таким образом, расход жидкости в ламинарном потоке определяется по формуле

$$Q = \frac{\pi i g r^4}{8\nu}. \quad (2.109)$$

Учитывая, что в трубе круглого сечения площадь живого сечения потока $S = \pi r^2$, можно определить среднюю скорость потока V по формуле

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{i g r^2}{8\nu}. \quad (2.110)$$

Рис. 2.29. Поперечное сечение потока жидкости

Для характеристики значений средней скорости потока по отношению к ее максимальному значению берется коэффициент средней скорости, который обозначается k и равен отношению $\frac{V}{V_{\max}}$, т. е.

$$k = \frac{V}{V_{\max}} = 0,5. \quad (2.111)$$

Это говорит о том, что в ламинарном потоке средняя скорость в два раза меньше максимальной. И ламинарный поток может быть заменен эквивалентным потоком со средней скоростью, равной $0,5U_{\max}$.

Коэффициент Кориолиса, учитывающий изменение кинематической энергии вследствие неравномерности распределения скоростей в живом сечении ламинарного потока, может быть также определен теоретически. Коэффициент Кориолиса в ламинарном потоке $\alpha=2$.

Итак, истинная кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в два раза превосходит кинетическую энергию того же потока, но при равномерном распределении скоростей.

Закон гидравлического сопротивления в ламинарном потоке. В выражении (2.110) для средней скорости потока подставим значения для

$$i = \frac{h_{\text{пот}}}{l} \text{ и } r = \frac{d}{2}, \text{ получим}$$

$$V = \frac{h_{\text{пот}} \cdot gd^2}{32lv}, \quad (2.112)$$

откуда найдем

$$h_{\text{пот}} = \frac{32lvV}{gd^2}. \quad (2.113)$$

Полученное выражение представляет собой математическое выражение закона гидравлического сопротивления при ламинарном режиме движения. В ламинарном режиме потери напора (путевые) прямо пропорциональны средней скорости в первой степени (следовательно, и расходу, так как $Q=VS$).

Коэффициент Дарси. Умножив числитель и знаменатель формулы для $h_{\text{пот}}$ на $2V$, получим

$$h_{\text{пот}} = \frac{32lvV}{gd^2} \cdot \frac{2V}{2V} = \frac{64}{Vd} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}. \quad (2.114)$$

Сравнивая полученное выражение с формулой Дарси-Вейсбаха, нетрудно видеть, что при ламинарном течении жидкости в круглой трубе коэффициент Дарси (коэффициент путевых потерь)

$$\lambda = \frac{64}{Vd} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (2.115)$$

В общем случае коэффициент Дарси записывается так:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}. \quad (2.116)$$

Значения A берутся из справочников. Экспериментально установлено, что в зависимости от состояния трубопровода $A = 64 \dots 150$. Так, например, для гидролиний гидроприводов принимают значение $A = 75$.

Турбулентный режим движения жидкости и его закономерности. Турбулентный режим движения жидкости является наиболее распространенным в природе и технике, представляет сложное гидравлическое явление. В настоящее время нет стройной теории турбулентного режима. Поэтому используют полуэмпирические теории турбулентности и эмпирические формулы.

Пульсация скоростей и давлений. Ранее отмечалось, что турбулентное течение – это беспорядочное движение жидкости. Для него характерны перемещение жидкости, пульсация скоростей и давлений в процессе течения. В результате сложного характера движения частиц жидкости в турбулентном потоке в любой точке в каждый момент времени мгновенная скорость может принимать новые значения по величине и направлению. Эти колебания во времени мгновенной местной скорости называются пульсацией скорости. Пульсация скорости сопровождается пульсацией давления.

Величина скорости беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времени значения V , которое в данном случае остается постоянным.

Для упрощения расчетов вводится понятие «осредненная местная скорость» V . Это фиктивная средняя скорость в данной точке потока за достаточно длительный промежуток времени. Она, как показывают опыты, несмотря на значительные колебания мгновенных скоростей, остается практически постоянной и параллельной оси потока.

Это позволяет применять для турбулентных потоков уравнение Бернулли.

Наряду с осреднением скоростей при турбулентном режиме осредняют давление, плотность жидкости.

Осреднив по времени местные скорости в различных точках живого сечения, находят среднюю скорость потока V в этом живом сечении как среднюю из осредненных скоростей.

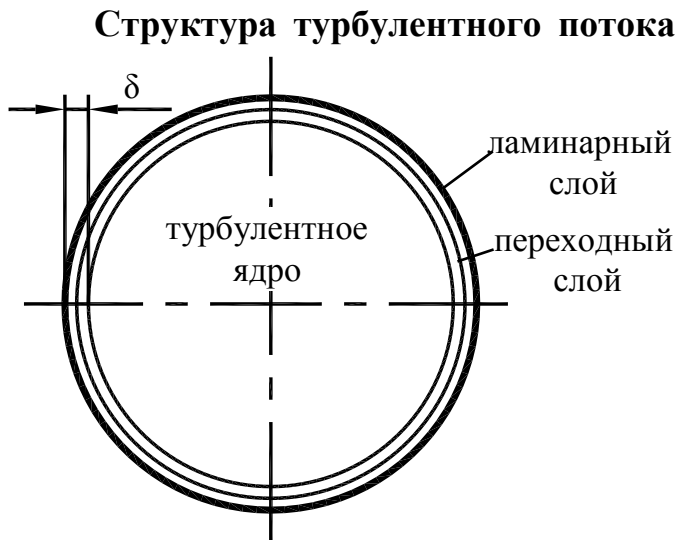


Рис. 2.30. Структура турбулентного потока

Экспериментальными исследованиями было установлено, что при турбулентном режиме движения жидкости основную часть потока составляет турбулентное ядро, а около стенок трубы существует пограничный слой, состоящий из тонкого ламинарного и тонкого переходного слоев (рис. 2.30).

Толщина ламинарного слоя определяется по формуле

$$\delta = \frac{30\nu}{V\sqrt{\lambda}} = \frac{30d}{\text{Re}\sqrt{\lambda}}, \quad (2.117)$$

где δ – толщина ламинарного слоя; ν – кинематический коэффициент вязкости; V – средняя скорость потока; λ – коэффициент путевых потерь; Re – число Рейнольдса; d – диаметр трубопроводов.

Касательные напряжения. Поперечные перемещения частиц жидкости создают дополнительные касательные напряжения.

В соответствии с полуэмпирической теорией Прандтля полное напряжение в турбулентном потоке складывается из двух составляющих – вязкого и турбулентного напряжений

$$\tau = \tau' + \tau'' = \mu \frac{dV}{dy} + \rho l^2 \left(\frac{dV}{dy} \right)^2, \quad (2.118)$$

где τ' – касательные напряжения, вызываемые вязкостью жидкости (определяются по закону Ньютона); τ'' – касательные напряжения, вызываемые поперечными перемещениями частиц жидкости в потоке (определяются по закону Прандтля); l – длина пути поперечного перемещения частиц жидкости (путь смещения); μ – коэффициент динамической вязкости; ρ – плотность жидкости.

Записанное выражение справедливо лишь в области турбулентного потока, т. е. за пределами ламинарного слоя.

При малых значениях Re доминирующим является первое слагаемое τ' . С увеличением Re величина l быстро возрастает и τ'' становится больше τ' . При достаточно больших Re τ' становится малой величиной.

Закон распределения скоростей по сечению в турбулентном потоке. Закон распределения скоростей по сечению турбулентного потока можно определить из формулы касательных напряжений, пренебрегая малым слагаемым τ' . Можем записать:

$$\tau = \tau'' = \rho l^2 \left(\frac{dV}{dy} \right)^2, \quad (2.119)$$

откуда

$$dV = \frac{1}{l} \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} dy. \quad (2.120)$$

Величина $\sqrt{\frac{\tau}{\rho}}$ имеет размерность скорости и получила название динамической скорости V^* , т. е. $V^* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}$.

Тогда

$$dV = \frac{V^*}{l} dy. \quad (2.121)$$

Прандталь предложил считать длину пути поперечного перемешивания жидкости l линейно зависящей от расстояния между стенкой и рассматриваемой точкой y , т. е.

$$l = Ky, \quad (2.122)$$

где K – коэффициент пропорциональности, безразмерная величина (универсальная постоянная турбулентного потока).

Тогда

$$dV = \frac{V^*}{Ky} dy. \quad (2.123)$$

Проинтегрировав данное выражение, получим

$$V = \frac{V^*}{K} \ln y + C. \quad (2.124)$$

Значение постоянной C найдем из условия, что при $y = r$, $U = U_{\max}$, т. е.

$$V_{\max} = \frac{V^*}{K} \ln r + C, \quad (2.125)$$

откуда

$$C = V_{\max} - \frac{V^*}{K} \ln r. \quad (2.126)$$

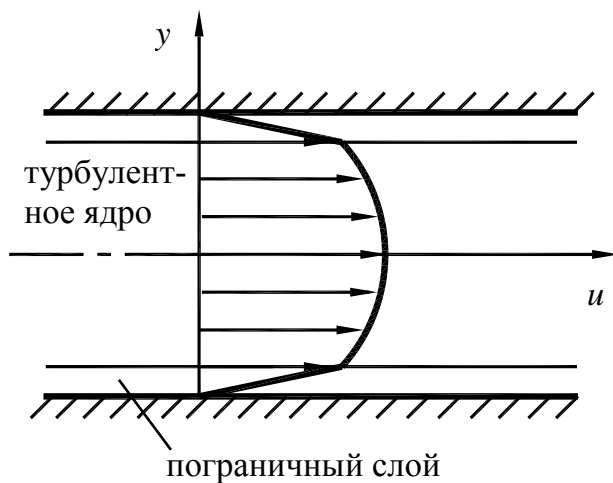


Рис. 2.31. Эпюра скоростей турбулентного потока

Подставив значение C из выражения (2.126) в формулу (2.124), получим

$$V = V_{\max} + \frac{V^*}{K} \ln \frac{y}{r}. \quad (2.127)$$

Таким образом, получили закон распределения скоростей слоев жидкости при турбулентном режиме, который является логарифмическим. На рис. 2.31 представлена эпюра скоростей турбулентного потока.

В пограничном слое эпюра скоростей имеет параболический вид, соответствующий ламинарному режиму. В центре потока скорости изменяются по логарифмическому закону, что соответствует турбулентному режиму.

Гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Стенки труб имеют шероховатость (рис. 2.32). Высоту выступов шероховатости обозначим через Δ (абсолютная шероховатость). В зависимости от соотношения толщины ламинарного слоя δ и высоты шероховатости Δ различают гидравлически гладкие трубы, если $\delta > \Delta$, и гидравлически шероховатые, если $\delta < \Delta$.

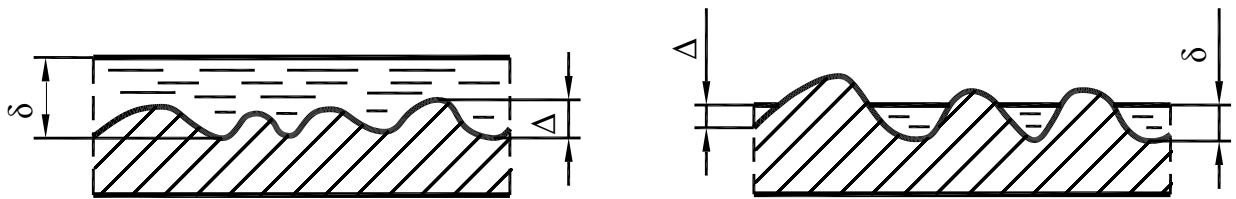


Рис. 2.32. Шероховатость труб

При различных числах Рейнольдса одна и та же труба может быть как гладкой, так и шероховатой.

Шероховатость обычно характеризуется не высотой выступов шероховатости Δ , а отношением Δ к радиусу или диаметру трубы, т. е. $\frac{\Delta}{r}$ и $\frac{\Delta}{d}$, и называется относительной шероховатостью.

Законы гидравлического сопротивления турбулентного режима. Экспериментально установлено, что гидравлическое сопротивление (коэффициент путевых потерь) при турбулентном режиме и коэффициент Дарси в общем случае зависят от шероховатости и числа Рейнольдса.

Если $\delta > \Delta$ и $2320 < Re < 10^5$, пользуются формулой Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2.128)$$

Если $\delta > \Delta$ и $10^5 < Re < 3 \cdot 10^6$, используют формулу Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \cdot \lg Re - 1,5)^2} \quad (2.129)$$

В формулах (2.128) и (2.129) есть число Рейнольдса, но нет шероховатости.

Если $\delta < \Delta$, то рекомендуют пользоваться формулой Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{d}{2\Delta}\right)^2}. \quad (2.130)$$

По этой формуле коэффициент λ зависит от относительной шероховатости стенок, и в ней нет числа Рейнольдса.

В общем случае, когда необходимо учесть и шероховатость и число Рейнольдса, пользуются формулой Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (2.131)$$

Эта формула является универсальной. При числах $\text{Re} < 10 \frac{d}{\Delta}$, когда трубы являются гидравлически гладкими, формула (2.131) дает значения, близкие к формуле (2.128).

В случае, когда Re находится в диапазоне $10 \frac{d}{\Delta} < \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta}$, необходимо использовать формулу (2.131). В случае когда $\text{Re} > 300 \frac{d}{\Delta}$, труба гидравлически шероховата и формула (2.131) дает значения, близкие к формуле (2.130).

Местные сопротивления. Ранее отмечалось, что гидравлические потери при напоре делятся на две категории: местные потери и потери на трение. Местные потери напора возникают вследствие изменения скорости по величине и направлению и зависят в основном от геометрических размеров и форм местных гидравлических сопротивлений.

Местные гидравлические сопротивления – это сопротивления движению, возникающие на участках резкого изменения конфигурации потока (поворот трубы, сопряжение труб различного диаметра, задвижки, дроссели и т. д.).

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на следующие виды:

- а) расширение русла – внезапное, плавное;
- б) сужение русла – внезапное, плавное;
- в) поворот русла – внезапный, плавный.

Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений. На рис. 2.33 представлены некоторые виды местных сопротивлений.

При протекании через местное сопротивление энергия жидкости тратится на перераспределение скоростей, изменение направления потока, на вихреобразование и срывы потока, и превращается в тепло.

Местные потери напора при турбулентном и ламинарном режимах определяются по формуле Вейсбаха (2.82), по которой $h_M = \xi \frac{V^2}{2g}$.

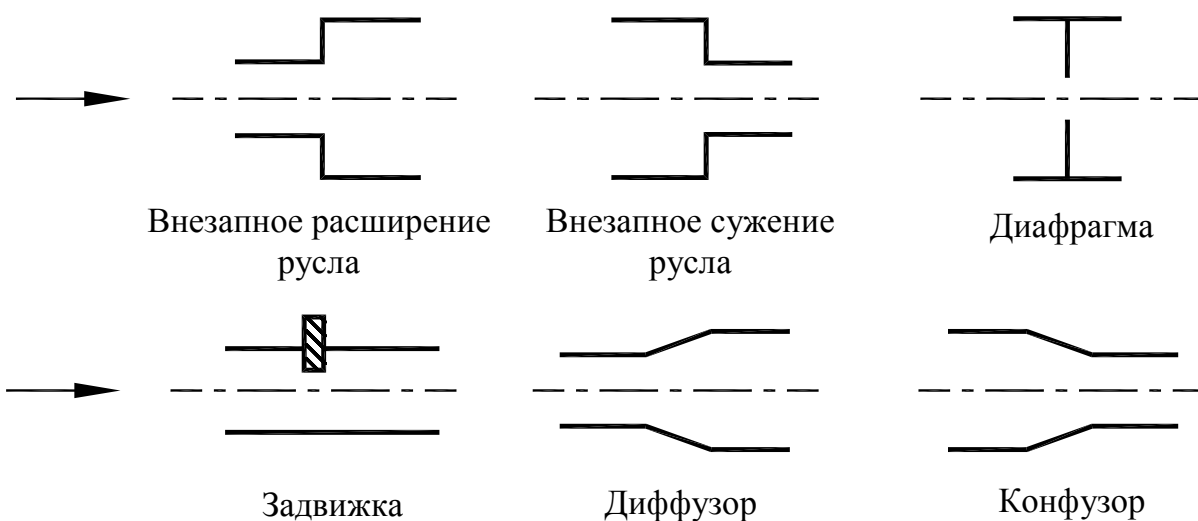


Рис. 2.33. Примеры местных сопротивлений

Местные потери в единицах давления определяются по формуле (2.84). В гидроприводах обычно имеются местные гидравлические сопротивления в виде фильтров, гидрораспределителей, клапанов, дросселей и других элементов, весьма разнообразных по своей геометрической форме.

ГЛАВА 3. ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И ЩЕЛИ

В гидравлических приводах машиностроительного оборудования часто встречаются случаи течения жидкости через местные сопротивления, которые представляют собой резкое, внезапное сужение трубопровода на небольшой его длине, или малые по поперечному сечению каналы или щели. К первому типу относятся сопротивления в виде отверстий в тонких стенках. К второму типу относятся гидравлические устройства с малыми зазорами, что часто встречается в уплотнительных конструкциях. Рассмотрим указанные оба случая течения.

1. Течение через отверстия в тонкой стенке. Такими отверстиями называют те, у которых длина отверстия меньше его диаметра (рис. 3.1). Это может быть шайба, у которой длина l отверстия и толщина самой шайбы меньше диаметра d (рис. 3.1, а), или шайбы, в которых их толщина больше диаметра, но отверстия выполнены с конической частью, в которой угол $\alpha > 14^\circ$ (рис. 3.1, б, в).

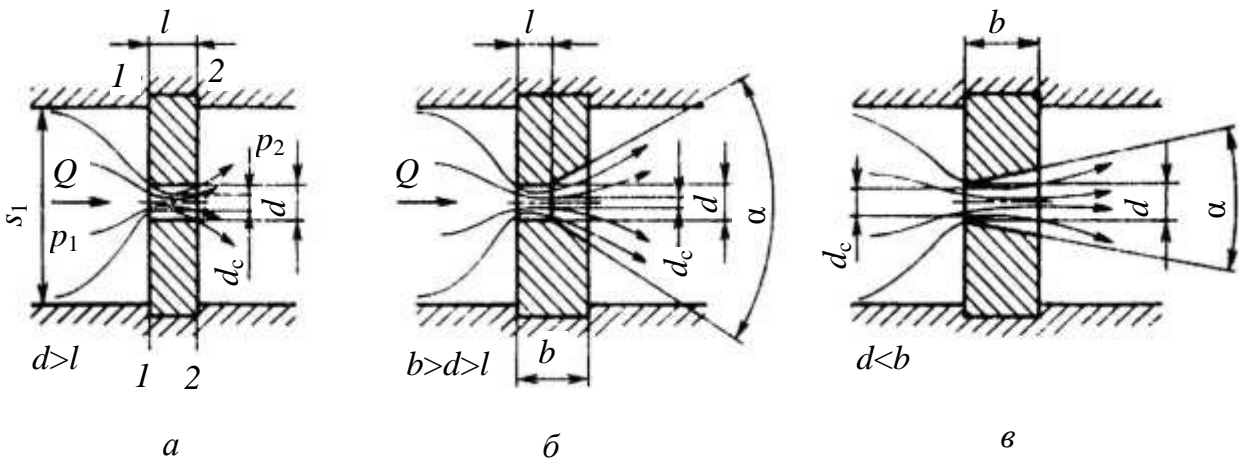


Рис. 3.1. Типы сопротивления в отверстиях с тонкой стенкой

В таких сопротивлениях при течении жидкости происходит отрыв струи от острой кромки и ее деформирование (сжатие) до размера $d_c < d$. Степень сжатия струи определяют как отношение площади поперечных сечений струи s_c к площади отверстия s :

$$\varepsilon = \frac{s_c}{s} = \frac{d_c^2}{d^2}. \quad (3.1)$$

Составим уравнение Бернулли для сечений потока на входе в отверстие 1–1 и на выходе из отверстия 2–2, приняв $z_1 = z_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_m. \quad (3.2)$$

После преобразований, с учетом, что $h_m = \xi_m \frac{V_1^2}{2g}$, получим

$$\frac{(p_1 - p_2)}{\gamma} = \frac{\alpha V_2^2}{2g} - \frac{\alpha V_1^2}{2g} + \xi_m \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.3)$$

Последнее выражение не изменится, если в правой части мы введем площади поперечных сечений:

$$\frac{(p_1 - p_2)}{\gamma} = \frac{\alpha V_2^2 s_2^2}{2g s_2^2} - \frac{\alpha V_1^2 s_1^2}{2g s_1^2} + \xi_m \frac{V_1^2 s_1^2}{2g s_1^2}. \quad (3.4)$$

Из уравнения неразрывности потока имеем $V_1 s_1 = V_2 s_2 = Q$. Тогда

$$\frac{(p_1 - p_2)}{\gamma} = \frac{Q^2}{2g} \left(\alpha \frac{1}{s_2^2} - \alpha \frac{1}{s_1^2} + \xi_m \frac{1}{s_1^2} \right). \quad (3.5)$$

Поскольку $s_1 \gg s_2$, то $\frac{1}{s_1^2} \ll \frac{1}{s_2^2}$, т. е. влияние $\frac{1}{s_1^2}$ очень незначительно и мы пренебрегаем им. Тогда можно записать

$$\frac{(p_1 - p_2)}{\gamma} = \frac{\alpha Q^2}{(2g s_2^2)}. \quad (3.6)$$

Отсюда получим, что

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\alpha}} s_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)}. \quad (3.7)$$

Площадь поперечного сечения струи с учетом степени сжатия

$$s_2 = \epsilon s_0,$$

где s_0 – площадь поперечного сечения отверстия.

Тогда выражение (3.7) примет вид

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\alpha}} \epsilon s_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)}. \quad (3.8)$$

Соотношение коэффициентов $\frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha}}$ обозначают через μ и называют *коэффициентом расхода сопротивления*.

Окончательно поток, проходящий через отверстие в тонкой стенке,

$$Q = \mu s_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1 - p_2)} = \mu s_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}. \quad (3.9)$$

Разность давлений $p_1 - p_2 = \Delta p$ на входе и выходе сопротивления называют *перепадом давления*. Поэтому можно заключить, что поток, проходящий через сопротивление, линейно зависит от площади поперечного сечения сопротивления и нелинейно от перепада давления на нем.

Коэффициент расхода устанавливают экспериментально. Для сопротивлений, работающих в минеральных маслах, коэффициент $\mu = 0,6-0,7$. Он учитывает форму проходного отверстия, неравномерность распределения скорости по поперечному сечению, род жидкости и число Рейнольдса Re .

2. Течение через щели. К этому случаю истечения жидкости относят течение жидкости через плоскую щель (в зазоре между двумя плоскими поверхностями) и кольцевую щель (зазор между двумя цилиндрическими поверхностями) (рис. 3.2).

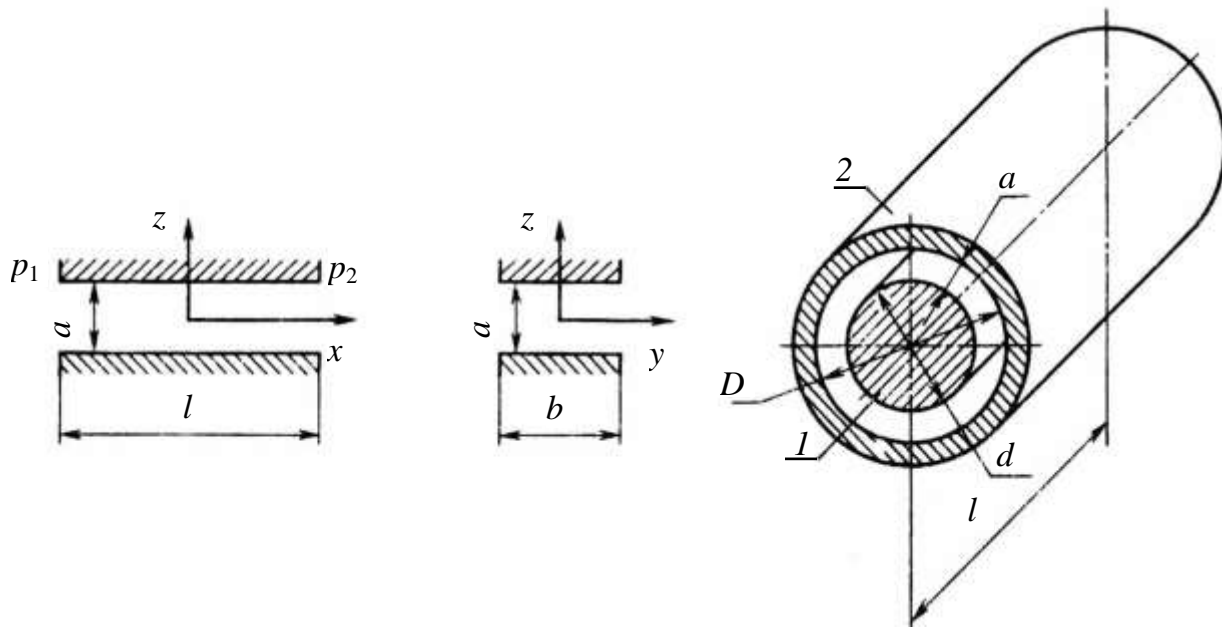


Рис. 3.2. Типы щелей:

a – плоская; b – кольцевая

Поток жидкости, проходящий через плоскую щель,

$$Q_{пл} = \frac{a^3 b}{12\mu l} \Delta p, \quad (3.10)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давления на щели; μ – динамическая вязкость жидкости; a , b и l – соответственно высота, ширина и длина зазора (щели).

В кольцевом зазоре его высота a обычно значительно меньше диаметра d , поэтому такой зазор можно считать плоским, у которого ширина $b = \pi d$, а высота $a = \frac{(D - d)}{2}$.

Тогда поток жидкости, проходящий через кольцевой зазор,

$$Q_{к.з.} = \frac{\pi d a^3}{12\mu l} \Delta p. \quad (3.11)$$

Если же кольцевой зазор не концентричен, то высота зазора

$$a = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} + e \cos \varphi, \quad (3.12)$$

где e – эксцентриситет; φ – угол определяемый эксцентриситетом на длине l .

Если ввести понятие относительного эксцентриситета $\varepsilon = \frac{e}{a_0}$, где

$$a_0 = \frac{D}{2} - \frac{d}{2}, \text{ то зазор}$$

$$a = a_0(1 + \varepsilon \cos \varphi).$$

Поэтому поток жидкости через неконцентрический кольцевой зазор

$$Q_{н.к.з.} = \frac{\pi d a^3}{12\mu l} \Delta p a_0 \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right) = Q_{к.з.} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right). \quad (3.13)$$

Интересно отметить, что если эксцентриситет $e = a = \frac{(D - d)}{2}$, т. е.

если плунжер l контактирует со втулкой 2 (см. рис. 3.2, б) и относительный эксцентриситет $e = 1$, то через такой неконцентрический кольцевой зазор будет идти поток, в 2,5 раза превышающий поток в концентричном зазоре:

$$Q_{н.к.з.} = Q_{к.з.} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right) = 2,5 Q_{к.з.}. \quad (3.14)$$

Течение жидкости через малые (микронных размеров) плоские или кольцевые зазоры (капилляры) сопровождается *облитерацией*, под которой понимают явление уменьшения с течением времени величины потока,

проходящего через малый зазор. Облитерация объясняется тем, что при течении жидкости через капиллярные щели на ее стенках откладываются поляризованные молекулы рабочей жидкости. Толщина их слоя может достигать 10 мкм. Кроме того, на стенках щелей могут откладываться также смолоподобные частицы загрязнения рабочей жидкости. Поэтому с течением времени уменьшаются площадь проходного сечения зазора и поток, проходящий через него.

Явление облитерации может наблюдаться также и при прохождении жидкости через отверстия малого диаметра. Для некоторых типов минеральных масел минимальный диаметр отверстия, при котором не наблюдается облитерация, составляет 0,5 мм. Причем замечено, что облитерация идет интенсивнее при возрастании перепада давления на сопротивлении.

Удалить слой молекул со стенок можно путем относительного смещения стенок щели, что достигается созданием осциллирующих движений (с высокой частотой и малой амплитудой) или за счет резкого увеличения перепада давления на зазоре.

Интересно также с точки зрения практической эксплуатации гидроприводов рассмотреть распределение давлений в кольцевых зазорах. При соосном или параллельном расположении втулки 1 и плунжера 2 (см. рис.3.3, а) эпюра давлений в нижнем и верхнем зазорах представляет собой одинаковую трапецию.

Поэтому такое расположение плунжера и втулки не приводит к защемлению плунжера, увеличению сил на перемещение плунжера вдоль оси.

Если же плунжер установлен во втулке с перекосом (см. рис. 3.3, б), то эпюры давлений будут различны по форме: в верхнем зазоре (конфузорном) эпюра выпуклая, в нижнем (диффузорном) — вогнутая. Вследствие этого появится результирующая сила, которая еще больше прижмет плунжер к втулке, увеличит силы страгивания плунжера, т. е. может произойти защемление плунжера. Например, для плунжера диаметром 16 мм при перепаде давления 25 МПа необходимо приложить к плунжеру силу 500 Н, чтобы сдвинуть его.

Гидравлические струи жидкости. Поток жидкости, не ограниченный твердыми стенками, называется струей жидкости.

Различают струи затопленные и незатопленные. Затопленной струей называется струя, окруженная жидкостью. Незатопленной, свободной струей жидкости называется струя, округленная газом, в частности воздухом. К этим струям относятся водяные струи: пожарные, фонтанные, гид-

ромониторные, дождевальные и др.

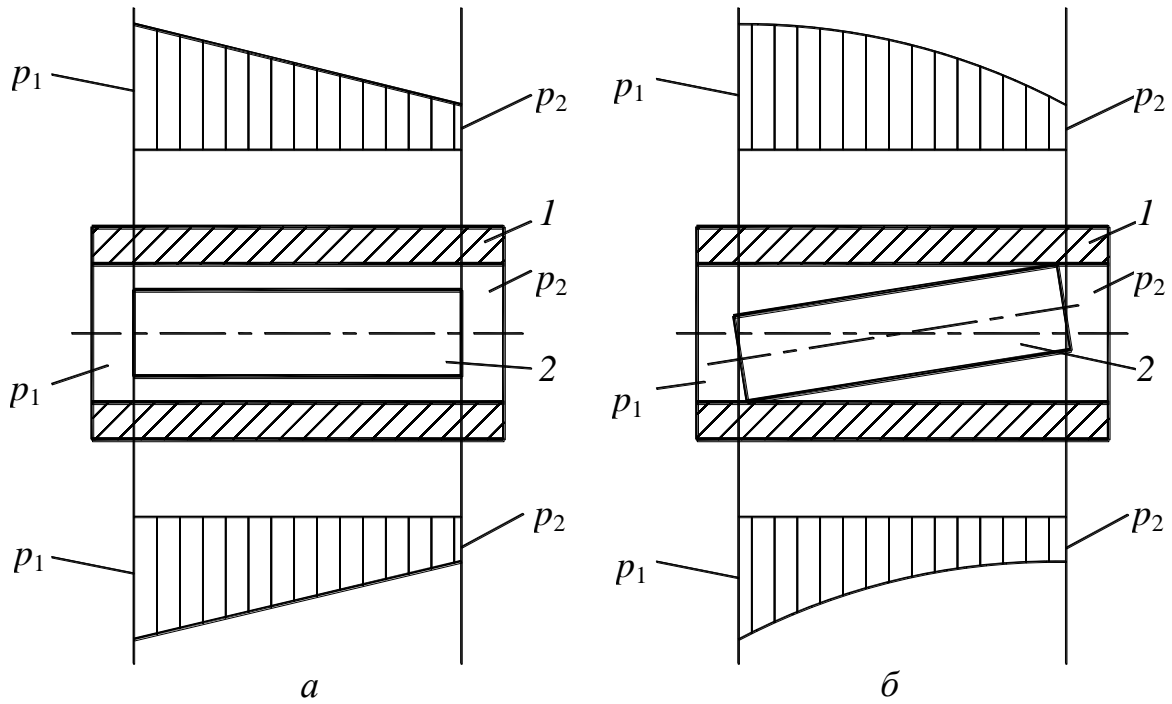


Рис. 3.3. Распределение давлений в кольцевом зазоре:
a – соосное расположение плунжера и втулки;
б – расположение плунжера с перекосом относительно втулки

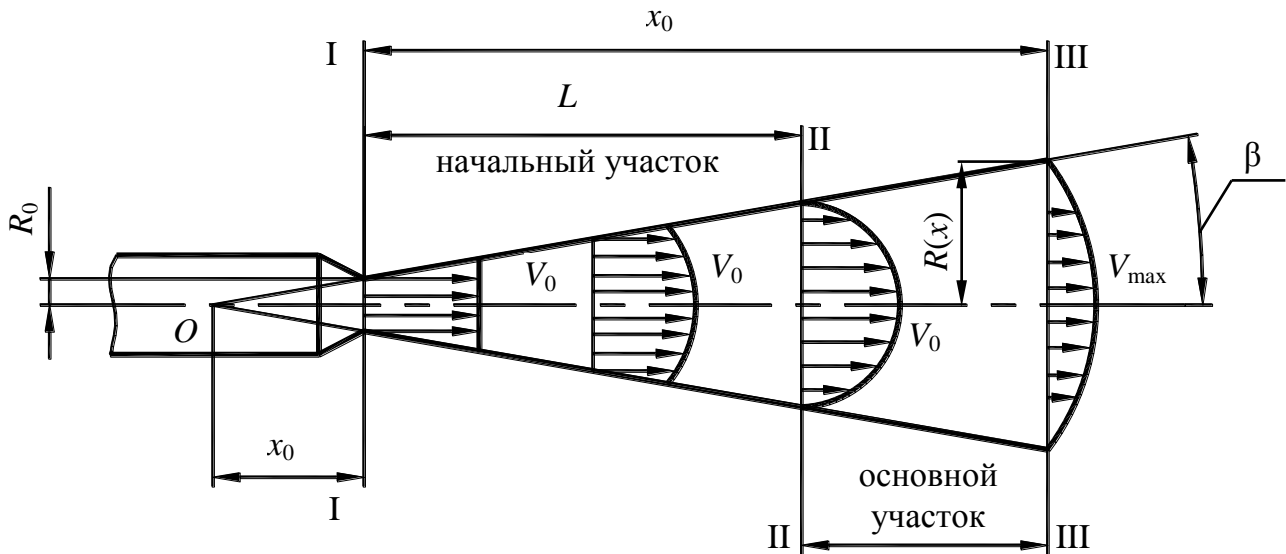


Рис. 3.4. Структура затопленной струи

Рассмотрим структуру затопленной струи (рис. 3.4). Вылетая из спе-

циального насадка при очень больших скоростях и давлениях, гидравлическая струя имеет свою определенную структуру.

Рассматривая струю, мы должны различать её границу, т. е. поверхность раздела, отделяющую саму струю от окружающей среды.

Струя – это конус, образующие которого пересекаются в точке O , называемой полюсом. Сечение I–I, совпадающее с выходным сечением насадка, называется начальным сечением. У начального сечения I–I скорости по сечению струи почти одинаковые.

На расстоянии L – распределение скоростей, типичное для однородного потока. Сечение I–I называется переходным. Участок длиной L между сечениями I–I и II–II называется начальным участком.

Если до переходного сечения скорость на оси струи постоянна, то, начиная от переходного сечения, эта скорость вдоль оси потока падает.

Участок струи за переходным сечением II–II называется основным. Основной участок (II–II и III–III) характеризуется компактностью струи, уменьшением скорости на оси струи, уменьшением пропорционально длине поля скоростей.

Конечный участок – после сечения III–III, где струя распадается.

Практический интерес представляют величины, определяющие изучаемую струю: расстояние x_0 , дающее положение полюса струи; длина L начального участка; угол β , равный половине угла расхождения прямолинейных лучей, ограничивающих струю; радиус $R(x)$ струи на заданном расстоянии R от начального сечения; скорость V_{\max} на оси основного участка струи.

Все эти величины могут быть найдены по формулам, имеющимся в технической литературе. В них, кроме радиуса насадка R_0 , скорости истечения из отверстия V_0 входит экспериментальный коэффициент a , называемый коэффициентом структуры. Он учитывает структуру потока в выходном сечении.

ГЛАВА 4. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГИДРОПРИВОДА

Основные понятия и определения. По принципу преобразования энергии гидравлические машины делятся на объемные и динамические.

Динамические гидравлические машины – это гидравлические динамические передачи, принцип действия которых основан на преобразовании кинетической энергии жидкости, поступающей от насоса, в механическую энергию генератора.

Такие гидродинамические передачи нашли ограниченное применение в технологическом оборудовании и представляют отдельный раздел при изучении гидравлических машин, поэтому рассматривать их не будем.

На базе объемных машин выполняются системы объемных гидроприводов.

Объемный гидропривод – это гидросистема или система гидроагрегатов, служащая для передачи посредством жидкости энергии на расстояние и преобразования ее в механическую энергию на выходе системы и одновременно выполняющая функции регулирования и реверсирования скорости выходного звена.

Гидропривод обычно отождествляется с гидросистемой, под которой понимается совокупность устройств, передающих энергию путем использования жидкости под давлением.

На рис. 4.1. показана общая схема гидропривода.

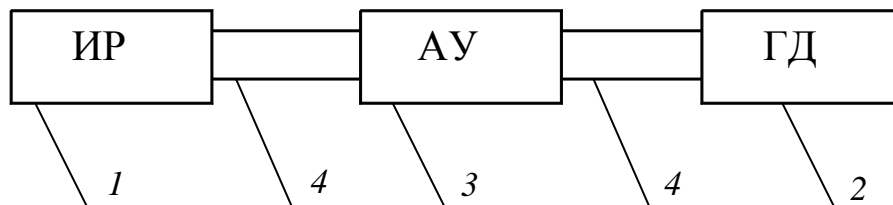


Рис. 4.1. Общая схема гидропривода

Он состоит из источника расхода жидкости 1, гидродвигателя 2, агрегатов управления 3, которые связаны между собой магистралями (гидролиниями) 4 и прочих гидроаппаратов.

Под *гидроцепью* понимается совокупность соединенных друг с другом устройств, имеющих непосредственный контакт с рабочей жидкостью и предназначенных для выполнения определенной функции в объемном гидроприводе.

Гидроаппаратурой называют устройства, предназначенные для изменения параметров потока рабочей жидкости или поддержания их на

определенном постоянном уровне. Под *параметрами потока* в данном случае понимают давление, расход и направление движения.

Под *гидролинией* или *гидросетью* подразумевают устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости в процессе работы объемного гидропривода.

Различают:

напорную гидролинию – часть основной гидролинии (гидросети), по которой рабочая среда движется от насоса к распределителю или непосредственно к гидродвигателю;

исполнительную гидролинию – часть основной гидролинии, по которой рабочая жидкость движется от распределителя к гидродвигателю и обратно;

сливную гидролинию – часть основной гидролинии, по которой рабочая жидкость движется в бак от распределителя или непосредственно от гидродвигателя.

Насосом называется машина, преобразующая механическую энергию, приложенную к его валу, в энергию потока жидкости.

Объемный гидродвигатель с поворотным движением ведомого звена на угол меньше 360° называют *гидроповоротником*, или моментным гидроцилиндром, или гидроквадрантом. Объемный гидропривод с гидроповоротником называется *гидроприводом поворотного движения*.

Объемный гидродвигатель с вращательным движением ведомого (выходного) звена называется *гидромотором*, а гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением – *гидроцилиндром*.

В соответствии с этим объемный гидропривод, в котором ведомое звено совершает вращательное движение, называется *гидроприводом вращательного движения*, а гидропривод, в котором выходное звено совершает прямолинейное движение, – *гидроприводом прямолинейного движения*.

В зависимости от того, поступает ли рабочая среда от объемного гидродвигателя в бак или во всасывающую линию насоса, различают гидроприводы с *открытой циркуляцией* (рабочая среда поступает в бак) и *закрытой циркуляцией* (рабочая среда поступает во всасывающую линию насоса).

Преимущества и недостатки гидроприводов. Практика применения гидроприводов в промышленности, и в частности в машиностроении, доказала прогрессивную их роль в развитии техники. Благодаря таким важным для большинства случаев применения преимуществам гидропри-

водов, как малая масса и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности, высокий КПД, надежность действия, а также простота автоматизации управления, гидроприводы нашли широкое применение в самых различных отраслях машиностроения.

Помимо указанных преимуществ гидродвигатели вращательного действия (гидромотора) отличаются большим отношением крутящего момента на выходном валу к моменту инерции ротора, определяющим динамические свойства двигателя.

Благодаря указанному благоприятному отношению вращательного момента гидромотора к моменту инерции его подвижных частей может быть получено ничтожно малое время: его реверса (0,03–0,05 с), достижения максимальных частот вращения (высокое быстродействие привода) и запаздывания при отработке гидромотором командных сигналов.

Ввиду этого, гидропривод обеспечивает высокую частоту реверсирования (для гидромотора вращательного типа она может быть доведена до 500 и более реверсирований в минуту). Число же реверсирований гидроприводов прямолинейного движения с относительно небольшими массой и ходом, достигает 1000 в минуту.

Высоким быстродействием отличаются также и насосы. Так, например, время, в течение которого подача некоторых насосов, в частности авиационных, может быть изменена от нулевого до максимального значений, не превышает 0,04 с, а время снижения подачи от максимального значения до нулевого – 0,02 с.

Преимуществом гидросистем является также возможность бесступенчатого регулирования выходной скорости в широком диапазоне. Передаточное число гидропривода вращательного действия, под которым понимается отношение минимальной частоты вращения вала гидромотора к максимальной, составляет во многих случаях 1000. Нижний предел частоты вращения большинства существующих гидромоторов доведен до 5–10 об/мин.

Принцип действия гидроприводов. Удельная энергия идеальной жидкости определяется уравнением

$$e = \frac{E}{m} = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}, \quad (4.1)$$

где E – полная энергия жидкости плотностью ρ ; m – масса жидкости, текущей со скоростью U ; zg – удельная энергия положения; g – ускорение

свободного падения; p/ρ – удельная энергия давления; $V^2/2$ – удельная кинетическая энергия жидкости.

Передачу энергии жидкостью можно осуществлять, изменяя любой из членов написанного выше уравнения. Применительно к рассматриваемым объемным гидроприводам из указанных трех видов механической энергии жидкости основным видом является энергия давления, которая легко может быть преобразована в механическую работу с помощью гидродвигателей.

Для управляющих, главным образом командных, цепей используется также кинетическая энергия. Энергией положения в объемных гидроприводах обычно пренебрегают, поскольку разности высот z между отдельными элементами гидросистемы малы и энергия положения несоизмеримо мала в сравнении с действующей в ней энергией давления жидкости. Эта энергия положения учитывается лишь при расчетах и исследованиях всасывающих характеристик насосов.

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

Закон сохраняется, если возьмем два соединенных между собой гидроцилиндра 1 и 2 с герметичными поршнями, имеющими площади S_1 и S_2 (рис. 4.2.).

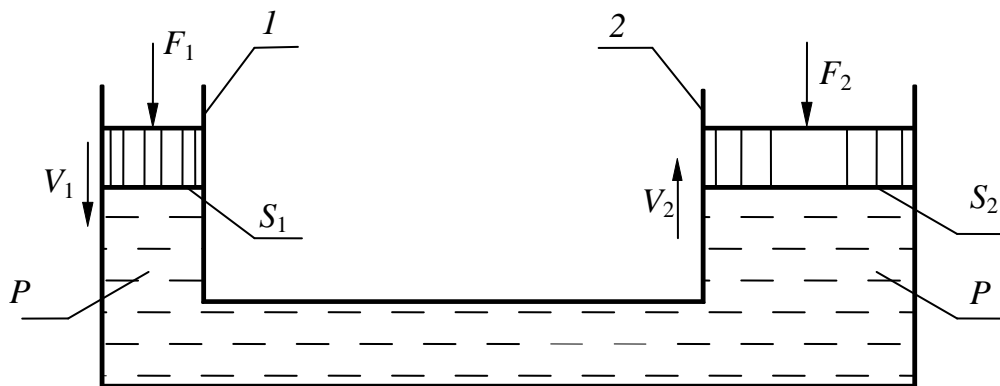


Рис. 4.2. Схема двух гидроцилиндров, соединенных между собой

Допуская, что поршни 1 и 2 герметичны, жидкость не сжимаемая, а трением поршней о цилиндр пренебрегаем, можно записать:

$$P = \frac{F_1}{S_1} \quad \text{и} \quad P = \frac{F_2}{S_2},$$

отсюда

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \text{ и } F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}.$$

Из этого следует, что сила F_2 больше силы F_1 в S_2/S_1 раз.

Произведение силы F_1 на скорость перемещения l поршня V_1 дает мощность

$$N = F_1 \cdot V_1.$$

Учитывая, что $F_1 = P \cdot S_1$, получим

$$N = P \cdot S_1 \cdot V_1$$

или

$$N = P \cdot Q,$$

где Q – расход жидкости при движении поршней.

Поскольку расход, который идет от поршня, равен расходу, который подводится ко 2 поршню? можно записать

$$Q = V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2.$$

Отсюда

$$V_2 = V_1 \frac{S_1}{S_2}.$$

Из этого следует, что скорость 2 поршня меньше скорости 1 поршня в S_1/S_2 раз.

Равновесие сил, рассмотренных на схеме (см. рис. 4.2), можно сравнить с механическим аналогом, которым является рычаг (рис. 4.3.).

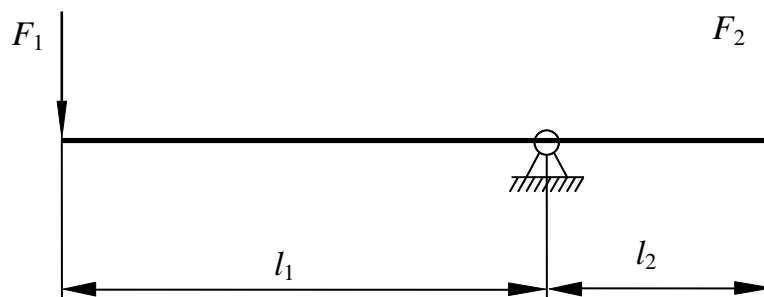


Рис. 4.3. Схема рычага

Из рис. 4.3. видно, что

$$F_1 \cdot l_1 = F_2 \cdot l_2$$

и

$$F_2 = F_1 \frac{l_1}{l_2},$$

где l_1 и l_2 – длина плеч рычага, на которые действуют силы F_1 и F_2 .

Поэтому сила F_2 больше силы F_1 в l_1/l_2 раз.

Гидравлический объемный привод делится на два больших класса:

1. Гидравлический привод с дроссельным регулированием скорости гидродвигателя.

2. Гидравлический привод с объемным регулированием скорости гидродвигателя.

Для примера рассмотрим обе простейшие схемы регулирования скорости.

На рис. 4.4. представлена схема дроссельного регулирования скорости штока гидроцилиндра. Схема включает насос 1, который через дроссель 3 подает жидкость к распределителю 4, на выходе насоса установлен предохранительный клапан 2. От распределителя жидкость поступает в гидроцилиндр 5, а от последнего опять же через распределитель сливается в бак 6. При положении В распределителя (как показано на рис. 4.4.) насос перекачивает жидкость через клапан 2 в бак 6, так как распределитель закрыт. При положении С распределителя жидкость от насоса через дроссель 3 и распределитель 4 поступает в поршневую полость гидроцилиндра 5 и поршень поднимается вверх со скоростью, которая определяется площадью проходного сечения дросселя.

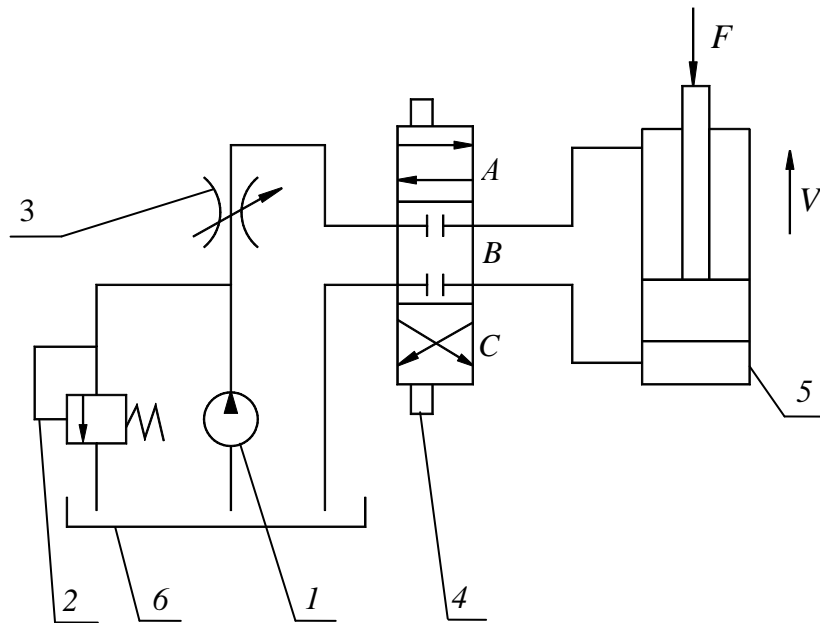


Рис. 4.4. Схема дроссельного регулирования скорости штока гидроцилиндра

Из штоковой полости жидкость, опять же через распределитель, сливается в бак.

Когда распределитель поставлен в положение *A*, происходит реверс скорости движения поршня гидроцилиндра.

Схема объемного регулирования скорости гидромотора показана на рис. 4.5.

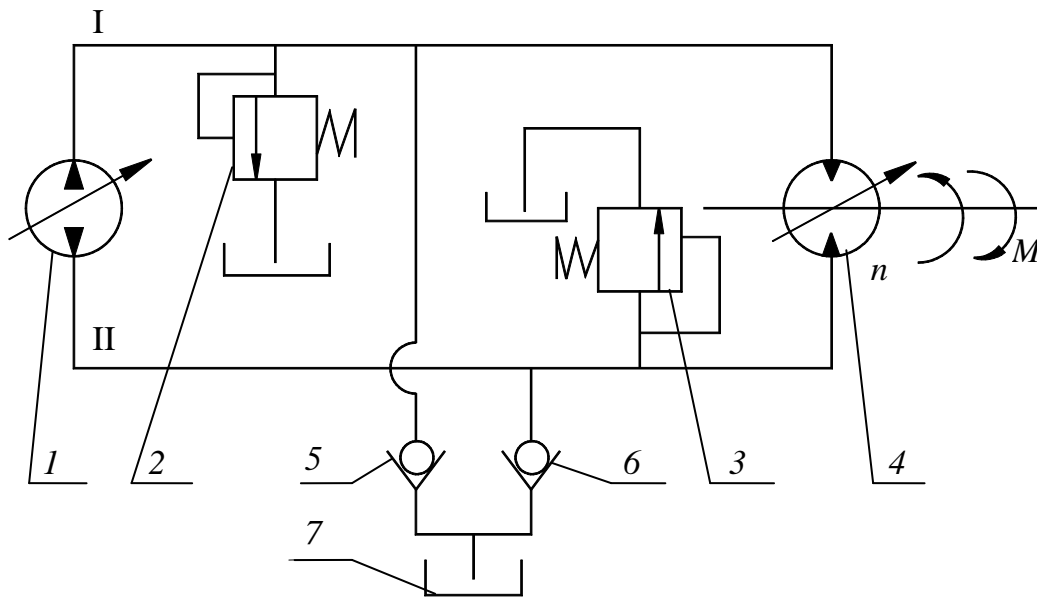


Рис. 4.5. Схема объемного регулирования скорости гидромотора

Если насос регулируемой производительности *I* подает жидкость в магистраль I, то она подводится к аварийному предохранительному клапану 2 и гидромотору 4, который преодолевает момент *M* со скоростью *n*. С гидромотора жидкость поступает снова на вход насоса *I* по магистрали II. В этом случае обратный клапан 5 открывается и пропускает через себя жидкость из бака 7, в случае появления утечек в схеме. Регулирование скорости вала гидромотора осуществляется изменением рабочего объема насоса *I* или гидромотора 2. Реверсирование скорости вала гидромотора осуществляется изменением направления подачи жидкости от насоса в магистраль II. Теперь схема работает аналогичным образом, только в ней задействованы аварийный предохранительный клапан 3 и обратный клапан 6.

Как видно, в любой из этих схем есть источник энергии – насос, исполнительный механизм – гидроцилиндр, гидромотор и контрольно-регулирующая и направляющая аппаратура – клапаны, дроссель и распределитель.

ГЛАВА 5. ИСТОЧНИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Источники гидравлической энергии преобразуют механическую энергию в гидравлическую и обеспечивают подачу рабочей жидкости к потребителям гидравлической энергии.

К источникам гидравлической энергии относятся обычно три типа источников питания: гидравлические насосы; гидравлические аккумуляторы; преобразователи давления.

В гидросистемах применяются объемные насосы и двигатели. В насосах вытеснение жидкости из рабочих камер и заполнение ею всасывающих камер происходит в результате уменьшения геометрического объема этих камер, герметически отделенных друг от друга.

Гидродвигатели преобразуют энергию потока жидкости в механическую работу выходного их звена (вала или штока). Под объемным гидродвигателем понимают в общем случае двигатель кругового (ротативный мотор) или прямолинейного (силовой цилиндр) движения. В последнем типе двигателя преобразование энергии потока жидкости в механическую работу осуществляется в процессе перемещения под действием сил давления герметизирующего рабочего их элемента (поршня, пластины и пр.) при заполнении жидкостью рабочей камеры.

По принципу действия насосы и ротативные моторы (двигатели) объемного типа являются в большинстве случаев обратимыми механизмами, поэтому в качестве насосов и моторов можно применить одни и те же агрегаты. Однако в некоторых случаях моторы и насосы отличаются друг от друга конструкцией их нагруженных узлов. В частности, в моторах более важно, чем в насосах, обеспечить малое трение при пуске. Последнее обусловлено тем, что у насосов давление жидкости, следовательно, и нагрузки на опорные поверхности развиваются лишь после страгивания насоса из положения покоя, когда устанавливается смазочная масляная пленка. Пуск же моторов может происходить при максимальном крутящем моменте, создаваемом нагрузкой, поэтому трение в момент пуска мотора может быть максимальным. В связи с этим в гидромоторах узлы с трением скольжения целесообразно заменить узлами с трением качения или обеспечить надежную смазку скользящих поверхностей под давлением.

5.1. Классификация насосов и их основные характеристики

По принципу действия все насосы разделяют на два вида:

- насосы центробежного действия;

– насосы объемного типа.

Насосы центробежного действия (называемые иногда динамическими) в машиностроительном гидроприводе применяют ограниченно из-за их нежесткой статической напорной характеристики. Чаще всего такие насосы применяют для подачи к инструменту смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ). Принцип действия центробежных насосов показан на рис. 5.1. Перед началом работы такой насос, включая всасывающий трубопровод *A*, должен быть заполнен рабочей жидкостью. При вращении ротора с лопастями со скоростью ω , под действием возникающей центробежной силы частицы отбрасываются от центра к периферии (к стенкам статора 2). При этом во всасывающем трубопроводе *A* возникает разрежение, и под действием силы, возникающей от разности давлений атмосферного, действующего на открытую поверхность бака с рабочей жидкостью (например, СОЖ), и разрежения во всасывающей трубе, жидкость поступает из бака в насос. Вращающимися лопастями она выбрасывается с некоторой окружной скоростью в напорный трубопровод *B*, где и создается скоростной напор *H* подачи жидкости *Q*.

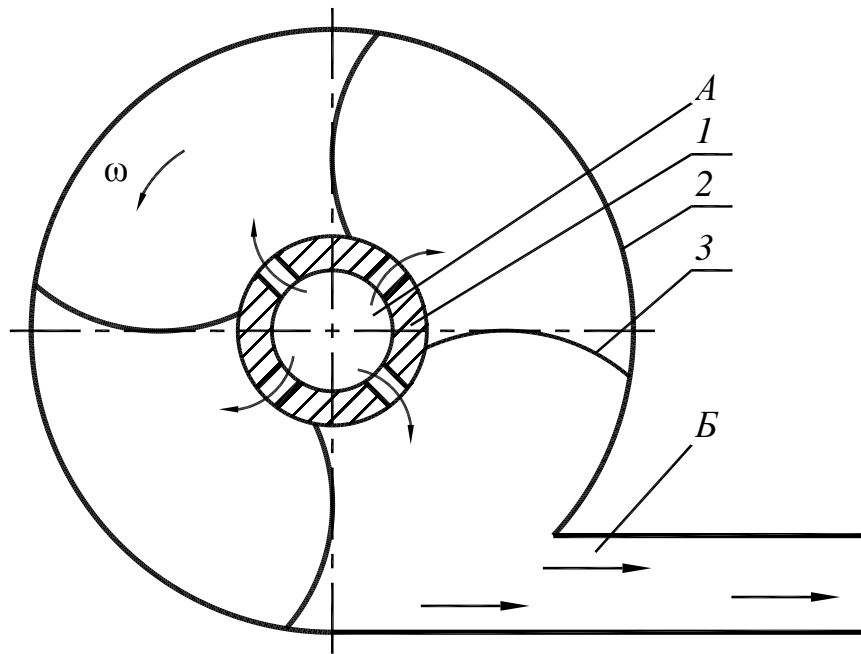


Рис. 5.1. Принцип действия центробежного насоса

1 – ротор; 2 – статор; 3 – лопасти;

A – всасывающий трубопровод внутри ротора; *B* – напорный трубопровод

Напорно-поточные статические характеристики $H=f(Q)$ центробежных насосов представлены на рис. 5.2. Некоторые центробежные насосы имеют напорно-поточную характеристику, у которой явно просматривается максимум (кривая 1), другие – резко падающую характеристику (кривая 2). У первых насосов может быть неустойчивый режим работы, поскольку при одном и том же напоре могут быть две разные производительности Q_1 и Q_2 (например, в точках A и B), другие отличаются жесткой характеристикой зависимости напора H от потока Q . По этим причинам центробежные насосы, несмотря на их большую производительность, не нашли широкого применения в приводах машиностроительного оборудования.

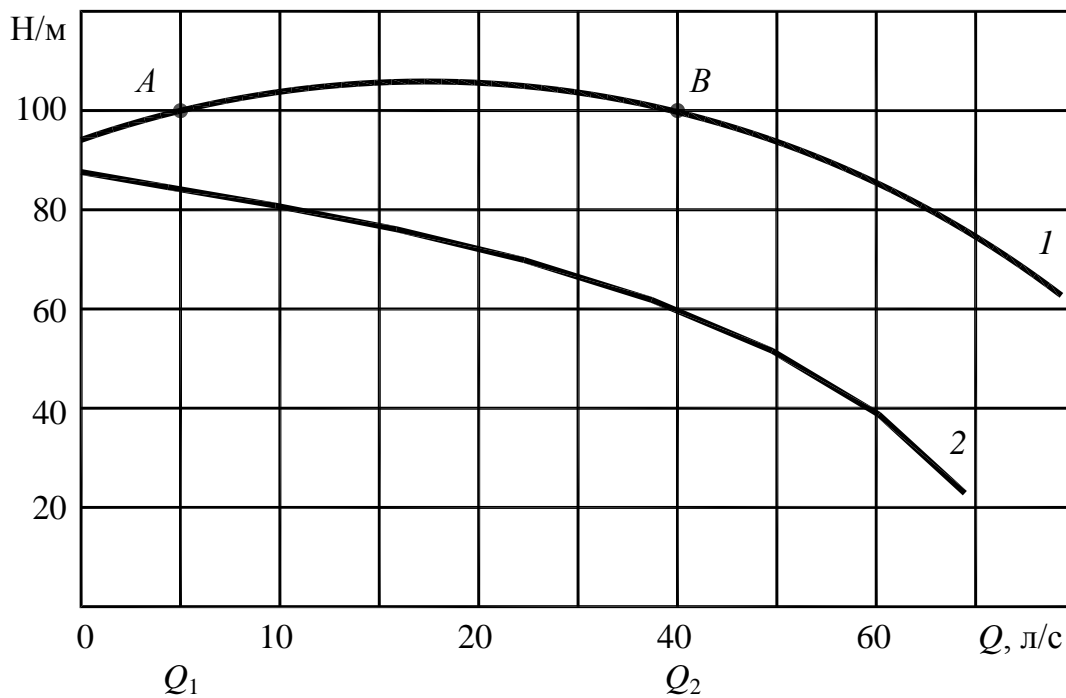


Рис. 5.2. Статические характеристики центробежных насосов

В машиностроительных гидроприводах в основном применяют насосы объемного типа, основанные на принципе объемного вытеснения жидкости из рабочих камер насоса с помощью вытеснителей.

Вытеснители выполняют в виде поршня, пластины, зуба шестеренки, кулачка. Рабочие камеры в таких насосах представляют собой замкнутое пространство, попеременно сообщаемое с полостью нагнетения или всасывания.

Насосы объемного типа могут быть постоянной и переменной подачи (производительности), нерегулируемые и регулируемые соответственно. Кроме того, насосы могут быть реверсивными и нереверсивными. Реверсивным называют такой насос, который может изменить напорную полость на всасывающую и наоборот. Нереверсивный насос не обладает такой возможностью.

По способам преобразования энергии все объемные насосы можно разделить на три большие группы гидромашин: роторно-зубчатые, роторно-пластинчатые и роторно-поршневые. Несмотря на их большое многообразие, все они характеризуются определенными параметрами, общими для всех типов гидронасосов, приведенных в каталогах и справочниках.

К основным параметрам насосов относятся подача насоса, рабочий объем, вакуумметрическая высота всасывания, давление, крутящий (вращающий) момент, мощность, коэффициент подачи, полный гидравлический и механический КПД (коэффициенты полезного действия).

Подачей насоса Q_n называют отношение объема подаваемой жидкой среды ко времени. Различают идеальную (теоретическую), расчетную (геометрическую) и фактическую (полезную) подачу насоса. Величина идеальной (теоретической) подачи жидкости зависит от конструкции насоса.

При расчетах иногда бывает удобно пользоваться значением теоретической подачи на один оборот ротора насоса, которая называется *рабочим объемом* q насоса

$$q = \frac{Q_T}{n_B},$$

где n_B – частота вращения ротора, мин^{-1} , соответствующая теоретической подаче Q_T .

Рабочий объем q_0 рассчитывают в зависимости от размеров машины либо по замерным Q_T и n_B . Вследствие изготовления деталей насосов с допусками определение q_0 расчетом может дать отклонение от номинального значения до $\pm 10\%$. Фактическая подача насосов меньше идеальной (теоретической) на величину объемных потерь $Q_{\text{ут.н.}}$, включающую в себя утечки жидкости через зазоры, неполное заполнение его рабочих камер и наличие нерастворенного воздуха, т. е.

$$Q_n = Q_T - Q_{\text{ут.н.}}$$

При испытаниях Q_T измеряют при возможно минимальном давлении нагнетения, при котором потери жидкости (утечки) пренебрежимо малы, а

Q_n измеряют при номинальном давлении. Значение Q_n принимают за основной параметр насоса.

Вакуумметрической высотой всасывания H_v называют измеряемое в метрах разрежение во всасывающей полости насоса. Разрежение H_v , кото-

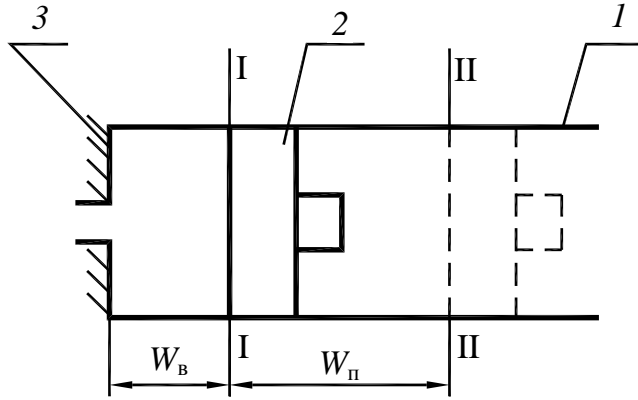


Рис. 5.3. Вредное W_v и полезное W_p : пространство рабочих камер насосов
1 – цилиндр; 2 – поршень, 3 – крышка,
I – I – левое «мертвое» положение поршня;
II – II – правое «мертвое» положение поршня.

рое способен создать насос при первом запуске, когда его камеры еще заполнены воздухом, существенно зависит от вредного пространства камеры, под которым можно, например, для плунжерного насоса (рис. 5.3) понимать объем W_v , заключенный между левым «мертвым» положением поршня и крышкой цилиндра.

Для увеличения разрежения необходимо обеспечивать минимальный объем вредного пространства. Насосы, камеры которых имеют большое вред-

ное пространство, плохо всасывают рабочую жидкость. По этой же причине регулируемые насосы, установленные на малую подачу, что равносильно увеличению объема вредного пространства W_v , при запуске не обеспечивают закачивания жидкости из бака и нуждаются в кратковременном увеличении рабочего объема насоса или в принудительной подаче жидкости в камеру всасывания под некоторым давлением, называемым обычно подпором. Таким образом, избыточное (манометрическое) давление во всасывающей полости, создаваемое искусственно и измеряемое в метрах, и есть фактически подпор.

Давление на выходе насоса p_n называют избыточным давлением напорной полости насоса. Оно зависит от сопротивлений в напорной гидрوليнии и нагрузки на силовом органе. При отсутствии сопротивлений и нагрузки на силовом органе давление в гидросистеме будет равным нулю, т.е. при наличии потока жидкости не будет давления в трассах напорной гидрوليнии.

Крутящий (вращающий) момент на валу насоса

$$M_{вр} = \frac{p_n \cdot q}{2\pi}$$

или

$$M_{\text{вр}}=0,159 \cdot p_{\text{н}} \cdot q.$$

Полезная мощность насоса (кВт)

$$N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{60},$$

где $p_{\text{н}}$ – давление на выходе насоса, МПа; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, л/мин.

Мощность электродвигателя для привода насоса

$$N_{\text{эд}} \geq \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{c \cdot \eta_{\text{н}}} = N_{\text{пр}},$$

где c – размерный коэффициент; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса; $N_{\text{пр}}$ – потребляемая мощность приводного двигателя насоса.

Коэффициент полезного действия насоса – это отношение полезной мощности насоса к потребляемой его приводным двигателем. Его часто называют полным КПД

$$\eta_{\text{п}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{пр}}}.$$

При работе насоса наблюдаются потери объемные, гидравлические и механические. Каждая из этих потерь характеризуется своими коэффициентами.

1. Коэффициент подачи насоса η_0 характеризует внутренние утечки в насосе, т. е. объемные потери, потери подачи жидкости. Объемные потери (утечки жидкости) зависят от трех основных факторов: свойств жидкости (особенно от ее вязкости), размеров щелей, через которые происходят утечки жидкости, и перепада давлений на этих щелях. При больших размерах щелей и большом перепаде давления утечки тоже большие, при большей вязкости рабочей жидкости утечки меньше.

Коэффициент подачи насоса

$$\eta_0 = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{т}} - Q_{\text{ут.н.}}}{Q_{\text{т}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ут.н.}}}{Q_{\text{т}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ут.н.}}}{q \cdot n_{\text{н}}}.$$

Из этого выражения можно видеть, что с ростом утечек, а значит, нагрузки этот коэффициент насоса падает. Вместе с тем он будет выше у тех насосов, частота вращения $n_{\text{н}}$ роторов которых выше.

2. Гидравлический КПД η_g характеризует гидравлические потери, т. е. потери давления на трение жидкости о стенки внутренних каналов аппаратов и машин:

$$\eta_g = \frac{P_d}{P_r} = \frac{P_d}{P_d + \Delta p} \approx 0,97..0,99$$

для насосов $\Delta p \approx 1-3\%$ от p_d . Ввиду того, что η_g близок к единице, на практике его определяют редко.

3. Механический КПД η_m учитывает, характеризует потери на трение в движущихся частях гидравлических машин и аппаратов:

$$\eta_m = \frac{N_{тр}}{N'_{пр}},$$

где $N_{тр}$ – потери мощности на трение; $N'_{пр}$ – мощность для компенсации механических потерь.

Часто определяют гидромеханический КПД $\eta_{гм}$, учитывающий гидравлические и механические потери

$$\eta_{гм} = \frac{M_{вр.д}}{M_{вр.т}},$$

где $M_{вр.д}$ и $M_{вр.т}$ – соответственно действительный и теоретический вращающие моменты, развиваемые насосом.

Полный КПД насоса можно определить, зная коэффициент подачи и гидромеханический КПД:

$$\eta_n = \eta_0 \cdot \eta_{гм}.$$

Зависимость КПД от нагрузки можно представить в виде графика (см. рис. 5.4.).

Нетрудно заметить, что эта зависимость имеет нелинейный характер с ярко выраженным максимумом $\eta_{п.опт.}$ при какой-то оптимальной нагрузке $p_{н.опт.}$. При нагрузках, превышающих величину, полный КПД начинает уменьшаться, поскольку большее влияние на него начинает оказывать падение коэффициента подачи, а не рост гидромеханического КПД.

На рис. 5.5. приведена гидравлическая характеристика объемных насосов.

Она резко отличается от аналогичной характеристики центробежных насосов; эта характеристика жесткая, т. е. действительная подача Q_d насоса слабо зависит от изменения давления в напорной магистрали.

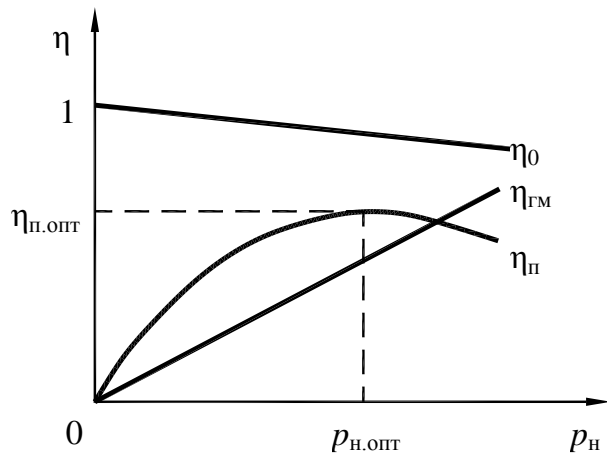


Рис. 5.4. Зависимость различных КПД насоса от давления и нагрузки

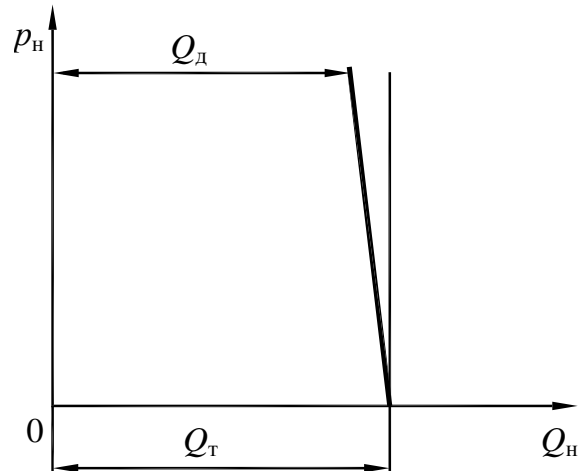


Рис. 5.5. Гидравлическая характеристика объемных насосов

Это достоинство и определило широкое использование объемных насосов в машиностроительных гидроприводах, в которых давление может изменяться в широких пределах.

Перейдем к рассмотрению особенностей каждого из трех классов гидравлических насосов объемного типа, классифицированных по виду преобразования механической энергии.

Роторно-зубчатые насосы. К этому классу объемных гидромашин относятся три группы насосов: шестеренные, винтовые и героторные.

Шестеренные насосы отличаются простотой и надежностью конструкции, компактностью, большой энергоемкостью, малой массой на 1 кВт мощности, технологичностью в изготовлении. Шестеренные насосы бывают внешнего и внутреннего зацепления (см. рис. 5.6).

Принцип действия таких насосов заключается в следующем. При вращении колес 2 и 3 по стрелке в полости А зубья шестерен выходят из зацепления, освобождая объем впадин зуба. Объем полости А увеличивается и в ней создается разрежение. Под действием силы, возникающей от разности атмосферного давления p_a на открытую поверхность масла в баке б и разрежения в полости А, рабочая жидкость поднимается по всасывающему трубопроводу 5 и заполняет всю камеру всасывания А, включая находящиеся в ней впадины зубьев шестерен. Вращаясь, шестерни переносят рабочую жидкость, находящуюся во впадинах зубьев, по периферии колес в полость Б, где зубья входят в зацепление.

При этом зуб вытесняет из впадины жидкость, и она, создав поток Q_n , направляется в напорный трубопровод, подсоединяемый к камере нагнетения Б.

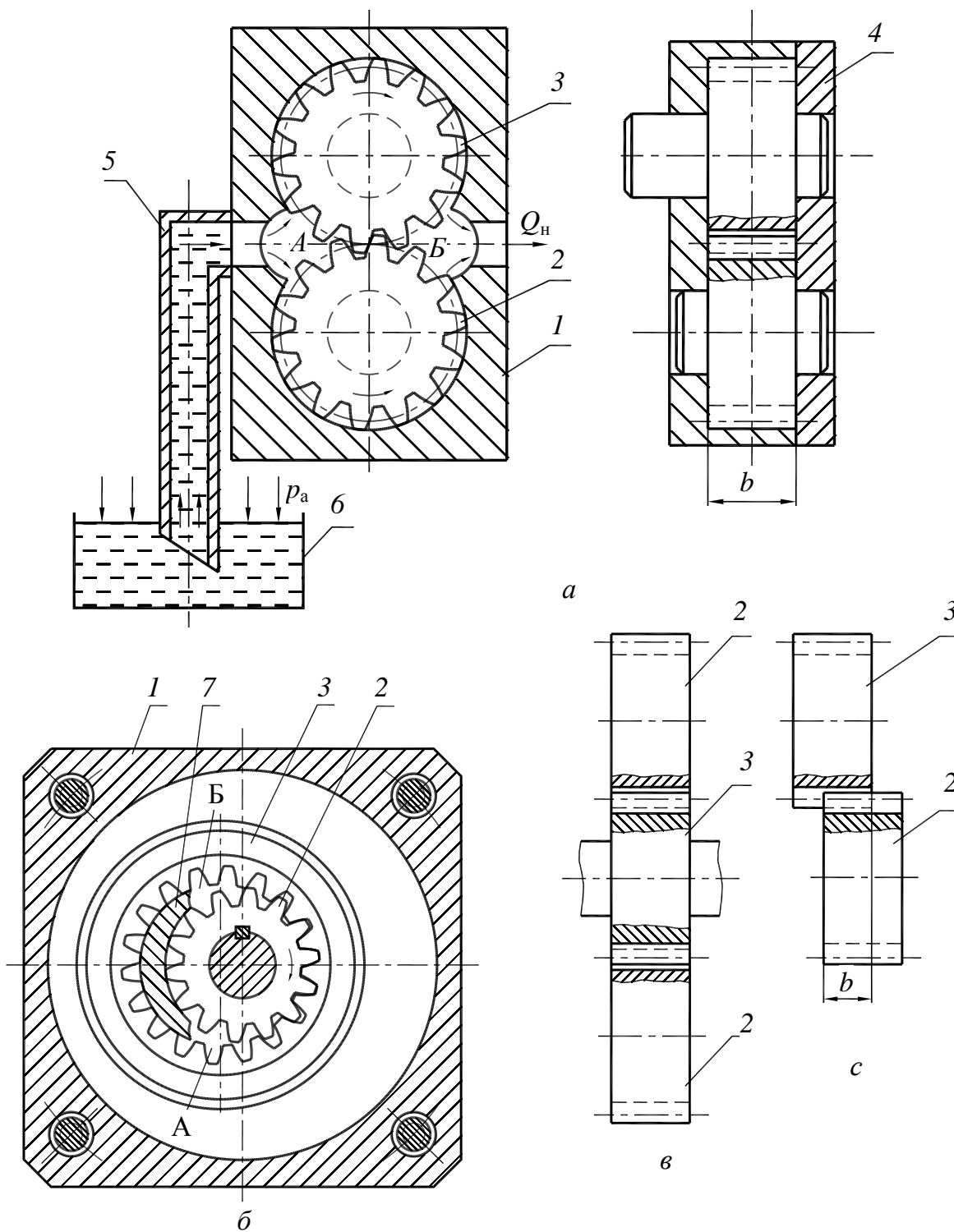


Рис. 5.6. Схемы шестеренных насосов:
a – внешнего зацепления; *б* – внутреннего зацепления;
в – с тремя шестернями; *г* – с осевым смещением шестерен

Таким образом, вытеснителем в шестеренных насосах является зуб шестерни.

Сравнивая конструкции шестеренных насосов внешнего и внутреннего зацепления, надо отметить, что насосы внутреннего зацепления более компактны в радиальном направлении и бесшумны. Однако они более трудоемки в изготовлении и имеют несколько большие объемные потери из-за необходимости установки специального разделительного элемента 7 для отделения полости нагнетания от полости всасывания.

Поскольку в шестеренных насосах внутреннего зацепления ведущим колесом, как правило, является шестерня 3 с внешними зубьями, то их выгодно отличает симметричность расположения приводного вала насоса относительно корпуса.

Характерным для работы шестеренных насосов является большая постоянная по направлению нагрузки F на опоры шестерен, вызванная разностью давлений p_n и p_v в напорной и всасывающей камерах (рис. 5.7, а).

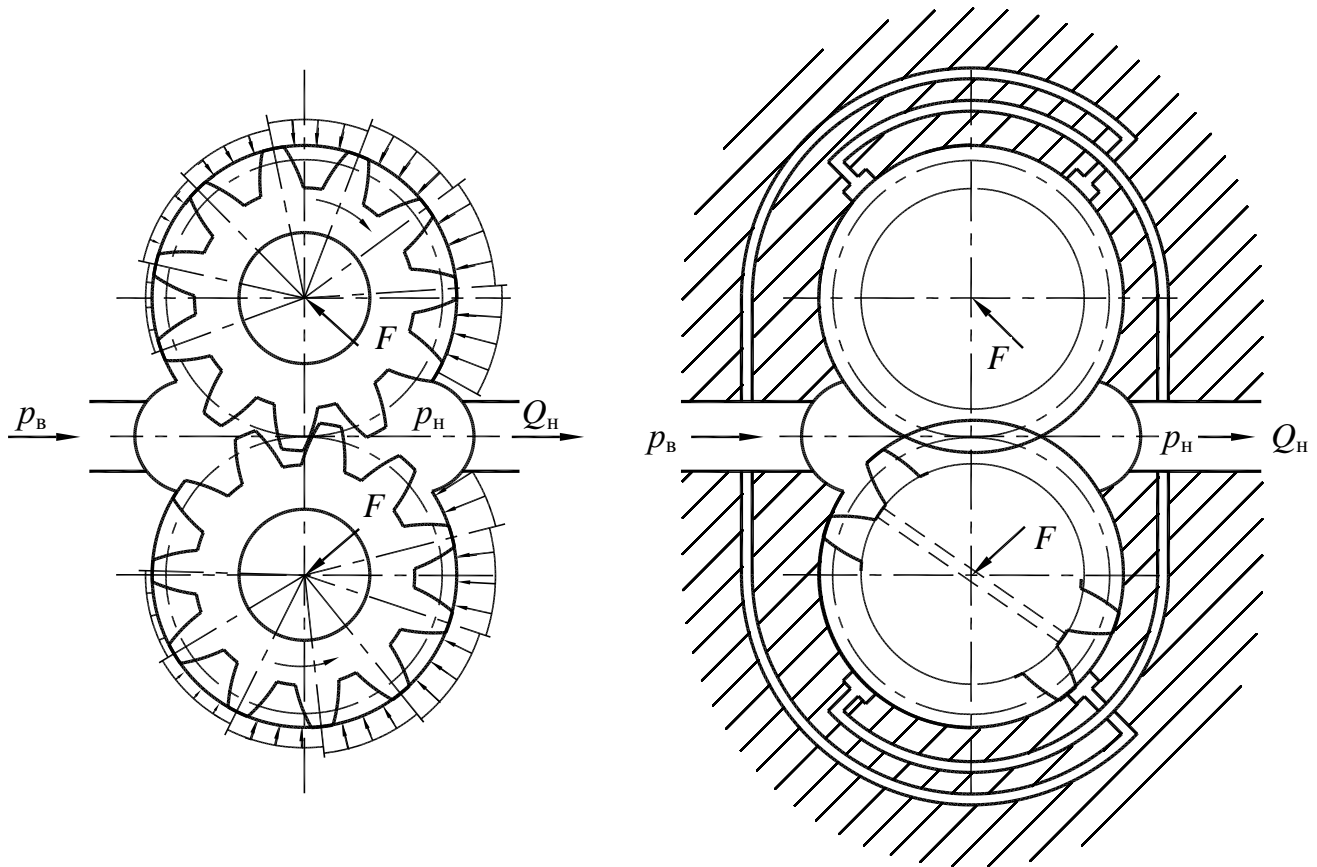


Рис. 5.7. Взаимодействие давлений на опоры шестерен:
 а – эпюра давлений; б – схема разгрузки опор

Эта сила вызывает повышенное изнашивание в опорах, что снижает долговечность насоса. Для устранения этого недостатка иногда изготавливают трехшестеренные насосы (см. рис. 5.6, в), которые имеют по две противоположно расположенные камеры всасывания и нагнетения. В такой конструкции разгружаются подшипники ведущей шестерни и их изнашивание значительно меньше. Но так как использование трех шестерен вызывает не только увеличение габаритных размеров, но и сил трения и утечек, то такие насосы менее распространены.

Лучшим решением устранения больших нагрузок на подшипники является гидростатическая разгрузка противодействием, когда камера нагнетения соединяется с полостями каналами, выполненными диаметрально противоположными относительно направления результирующей силы F (рис. 5.7, б). Часто камеру всасывания соединяют каналами с полостями, выполненными в местах больших давлений нагнетения.

Иногда вместо полостей разгрузки в шестернях выполняют непересекающиеся каналы, соединяющие между собой все противоположные впадины зубьев, что также ведет к разгрузке опор и меньшему их изнашиванию. Этот способ разгрузки показан фрагментарно на рис. 5.7, б на нижнем зубчатом колесе.

Подача шестеренных насосов

$$Q_H = q_0 \cdot n, \quad (5.1)$$

где q_0 – рабочий объем насоса; n – частота вращения приводного вала насоса.

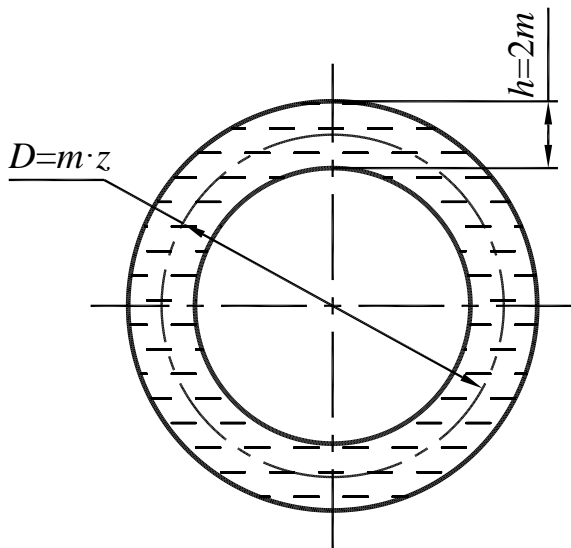


Рис. 5.8. Определение рабочего объема шестеренного насоса

Рабочий объем насоса легко определить, если представить, что при вращении двух зубчатых колес вытесняется объем жидкости, находящейся во впадинах зубьев одинаковых шестерен. Тогда (рис. 5.8) рабочий объем при допущении, что объем впадины зуба равен объему самого зуба, а высота зуба h равна двум модулям m ,

$$q_0 = d \cdot \pi \cdot D \cdot h = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b, \quad (5.2)$$

где b – ширина находящихся в зацеплении шестерен; D – делительный диаметр шестерни; z – число зубьев; m – модуль зацепления.

Практические измерения рабочего объема шестеренных насосов с небольшим числом зубьев (8–16) дают несколько большие значения, подсчитанные по этой формуле. Это объясняется тем, что для таких шестерен объем впадины зуба немного больше, чем объем самого зуба. В этом случае в формуле (5.2) вместо коэффициента $2\pi=6,28$ надо подставить коэффициент 6,5. Если в шестеренном насосе используют шестерни с разным числом зубьев, то в формулу (5.2) надо подставить значения ведущего колеса.

Анализируя выражения (5.1) и (5.2), можно сделать вывод, что шестеренные насосы могут быть регулируемы, т. е. выдавать переменный поток. Решение этой задачи принципиально возможно за счет изменения частоты вращения n приводного вала насоса путем установки электродвигателя, например, постоянного тока с системой управления скорости вращения или путем установки между насосом и приводным нерегулируемым электродвигателем редуктора, коробки передач или вариатора. Однако этот путь создания регулируемого шестеренного насоса чрезвычайно удорожает и усложняет привод, и поэтому его не применяют.

Другим путем регулирования подачи шестеренного насоса является изменение рабочего объема насоса q_0 . Его можно изменить только за счет ширины b , например, путем осевого смещения торцевого уплотнения шестерен, эффективно (герметично) разъединяющего всасывающую и напорную полости насоса, а значит, усложняется сама конструкция насоса, растет его стоимость. Учитывая все эти факторы, шестеренные насосы, как правило, изготавливают нерегулируемыми, обеспечивающими постоянную подачу.

Современное машиностроение как отечественное, так и зарубежное располагает большой номенклатурой шестеренных насосов. Так в России выпускают насосы Г11-XX, БГ11-XX и др. (вместо XX в реальных моделях шестеренных насосов проставляют цифры, обозначающие конструктивное исполнение насоса в соответствии с его рабочим объемом), за рубежом шестеренные насосы изготавливают фирмы Vickers, Bosch, Rexroth (ФРГ).

Насосы с внешним зацеплением могут работать при давлении до 30 МПа, насосы с внутренним зацеплением до 10 МПа, те и другие обеспечивают подачу до 300 л/мин, рабочий объем шестеренных насосов $3,5\text{--}100\text{ см}^3$, частота вращения приводного вала $400\text{--}4000\text{ мин}^{-1}$.

Если необходимо получить более высокую подачу, применяют двух-, трех- и многосекционные (многопоточные) насосы. В таких насосах подача равна сумме подач секций. Сами секции могут иметь различные рабо-

чие объемы, поэтому можно так собрать секционный насос, что одна из секций будет давать минимальную, а другая максимальную подачу и, кроме того, выходы секций не обязательно объединять в один. С помощью таких насосов можно питать два или несколько разных приводов, подсоединив их к соответствующим секциям многопоточного насоса.

Анализируя все многообразие шестеренных насосов внешнего и внутреннего зацепления, можно к указанным выше их достоинствам добавить достаточно высокий КПД, достигающий 90 %, низкие требования к очистке рабочей жидкости (насосы работоспособны, если тонкость фильтрации не хуже 100 мкм). Но шестеренным насосам присущ большой недостаток: пульсация потока жидкости, вызываемая самой природой зубчатого зацепления. Пульсация потока приводит к пульсации давления и повышенному шуму, причем у шестеренных насосов внешнего зацепления этот недостаток более выражен, чем у насосов с внутренним зацеплением (последние дают несколько меньшую пульсацию и меньший шум). У наиболее совершенных шестеренных насосов внутреннего зацепления уровень шума составляет 53–57 дБ, в то время как у насосов с внешним зацеплением – 80–90 дБ (по данным фирм).

Несколько меньший шум и вибрации дают шестеренные насосы с косозубыми шестернями (рис. 5.9, а). Угол наклона зубьев шестерен выбирают небольшим, обычно он не превышает 7–10°.

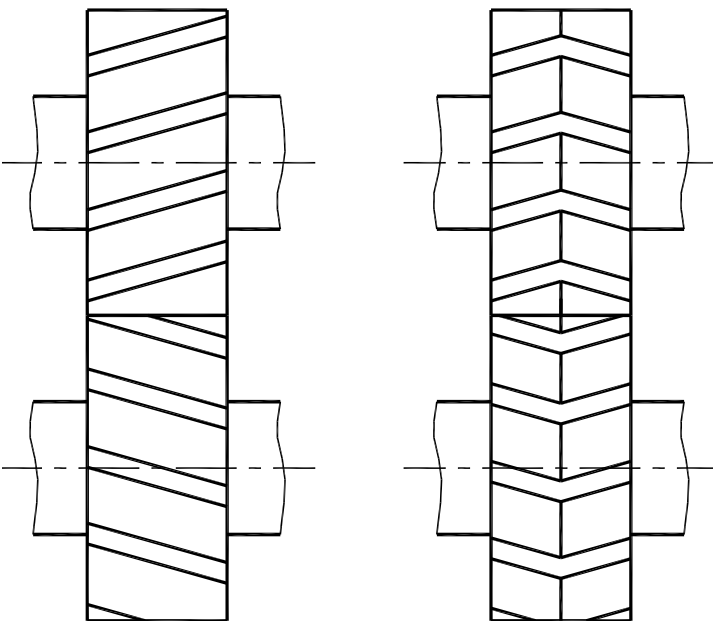


Рис. 5.9. Зубчатые колеса шестеренных насосов
а – косозубые; б – шевронные

При работе насосов с косозубыми шестернями возникают наряду с радиальными силами еще и осевые, что вызывает повышенное изнашивание торцов зубчатых колес и необходимость установки упорных подшипников. Для устранения этих недостатков часто применяют вместо косозубых шевронные зубчатые колеса (рис. 5.9, б), благодаря которым компенсируются осевые силы, при этой замене растут расходы на изготовление.

Шестеренные насосы как источники питания широко применяют не только в гидравлических приводах автоматизированного оборудования, но и в системах смазывания этого оборудования, поскольку обеспечивают нормальную работу в широком диапазоне вязкости жидкости. Так, для лучших моделей таких насосов этот диапазон составляет $0,16\text{--}10,00\text{ см}^2/\text{с}$ для насосов внутреннего зацепления и $0,07\text{--}7,50\text{ см}^2/\text{с}$ для насосов внешнего зацепления. Однако рекомендуемый диапазон вязкости значительно уже и составляет $0,17\text{--}0,45\text{ см}^2/\text{с}$. В паспортных данных насосов указывают рекомендуемую вязкость рабочей жидкости.

Винтовые насосы – это единственная группа насосов объемного типа, которые обеспечивают подачу жидкости практически без пульсаций.

Если у колес шестеренного насоса уменьшать число зубьев и одновременно увеличивать угол их наклона, то получим винтовой насос (см. рис. 5.10).

Таким образом, винтовой насос представляет собой находящиеся в зацеплении винты 2, 3 со специальным профилем винтовых нарезок. Обычно это циклоидальный профиль, который обеспечивает герметичное разъединение камер всасывания и нагнетения в корпусе 1.

Поскольку винтовой насос можно рассматривать как шестеренный с косозубыми колесами, у которых число зубьев равно числу винтовых нарезок, постольку он может быть с одно-, двух- и трехзаходными винтами. В насосе могут быть два или три находящихся в зацеплении винта. Однако чаще применяют трехвинтовые насосы с центральным ведущим винтом (см. рис. 5.10, а), так как в этом случае ведущий винт разгружен в радиальном направлении, т. е. он не испытывает радиальных изгибающих нагрузок, как это бывает у двухвинтовых насосов (см. рис. 5.10, б).

Принцип действия винтовых насосов заключается в следующем. При вращении винтов их нарезки являются как бы поршнями, перемещающимися вдоль оси. За счет этого в полости А происходит увеличение ее объема и создается разрежение (давление становится ниже атмосферного), под действием силы, вызванной разностью атмосферного давления и давления во всасывающей полости А, рабочая жидкость поднимается из бака и заполняет винтовые канавки винтов (впадины между винтовыми нарезками). Вращающиеся винты 2, 3 переносят жидкость в полость Б, где она вытесняется в напорную магистраль, присоединенную к выходу полости Б. Этот процесс происходит непрерывно, что обеспечивает отсутствие пульсаций потока.

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы длина винтов была больше его шага Р. Обычно длина нарезанной винтовой части винта со-

ставляет $(3...8)P$. Другие геометрические размеры таких насосов задают относительно наружного диаметра d_H ($D_H=5d_H/3$; $d_{BH}=d_H/3$; $d_B=d_H$) ведомых винтов (винтов замыкателей) (рис. 5.10, в). Как правило, шаг винтов $P=10d_H/3$. Рабочий объем винтовых насосов тоже рассчитывают в зависимости от диаметра d_H :

$$q_0 = 4,14d_H^3.$$

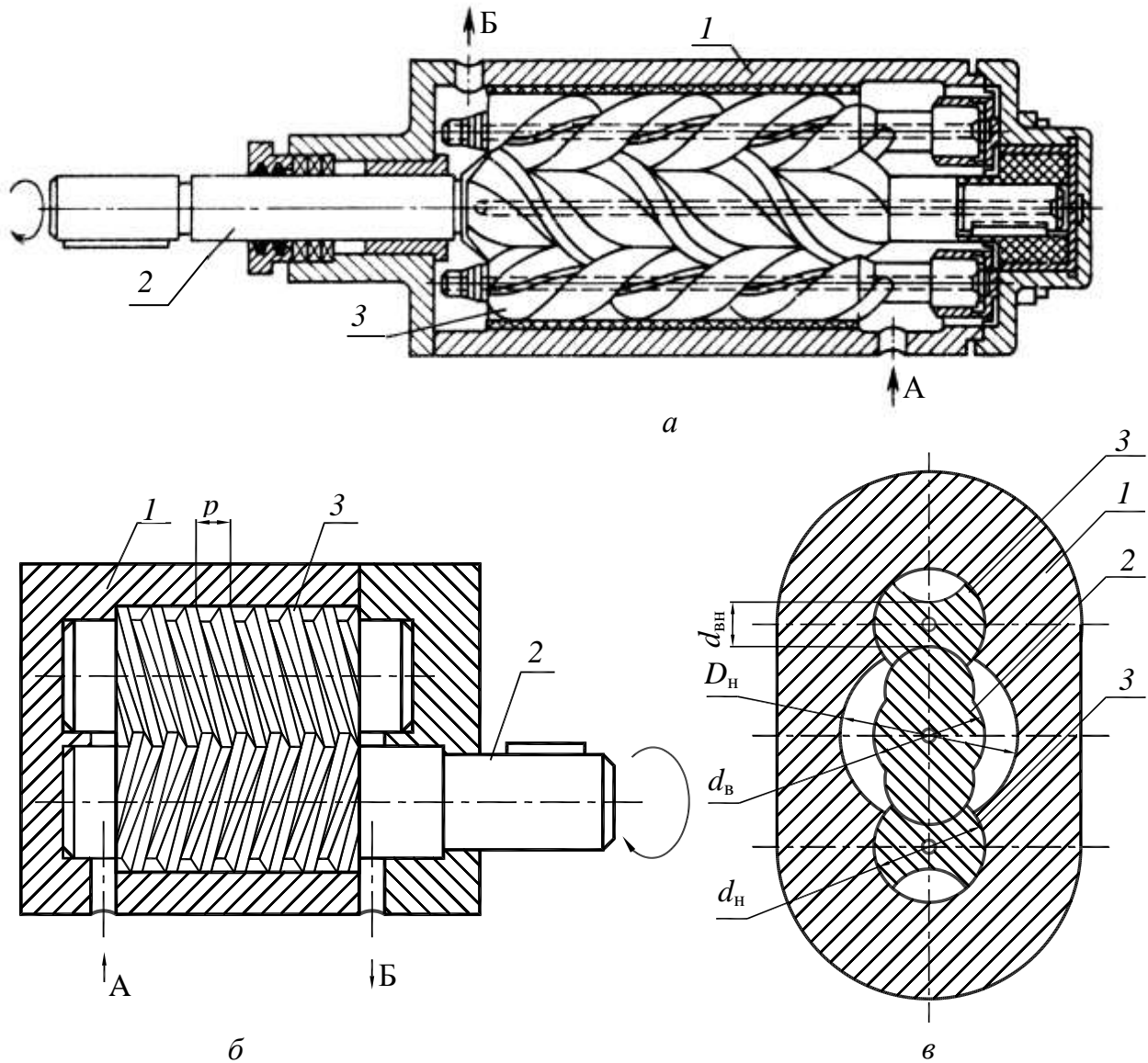


Рис. 5.10. Винтовые насосы

a – трехвинтовой; *б* – двухвинтовой; *в* – поперечное сечение трехвинтового насоса;
 1 – корпус, 2- ведущий винт, 3 – винт-замыкатель

К достоинствам винтовых насосов относят их малый диаметральный размер и благодаря этому низкую инерционность. Это, в свою очередь, позволяет развивать частоты вращения до 20000 мин^{-1} и обеспечивать подачи винтовых насосов до $15000\text{--}20000 \text{ л/мин}$. Такие насосы могут работать при давлении до $20\text{--}35 \text{ МПа}$. Однако здесь следует отметить, что для работы при большом давлении необходимо, чтобы по длине винта было больше перекрытых (замкнутых) объемов жидкости, т. е. меньший перепад давлений приходился на один замкнутый в пределах шага винта объем. Рекомендуются, чтобы на каждый объем приходился перепад давления не более $2\text{--}3 \text{ МПа}$, тогда перетечки жидкости в насосе от напорной полости во всасывающую будут минимальными. Таким образом, если необходимо, чтобы насос работал, например, при давлении 30 МПа , надо длину винта назначить не менее $(10\text{--}15) \cdot P$. Этот пример показывает, что винтовые насосы компактны в радиальном направлении, но громоздки в осевом. В то же время увеличение длины винта при сохранении его диаметра приводит к снижению его жесткости, поэтому ведущий винт надо разгружать от радиальных нагрузок, что достигается установкой двух (см. рис. 5.10, *a*) или четырех ведомых винтов. Главное условие их установки: каждую пару ведомых винтов монтируют симметрично ведущему. К описанным недостаткам винтовых насосов относят также некоторую сложность их изготовления и высокую стоимость. Но эти недостатки перекрываются возможностью перекачки больших объемов жидкости и относительной бесшумностью в работе. Благодаря отсутствию пульсаций потока уровень шума в работе винтовых насосов не превышает 75 дБ [по данным фирмы Herion (ФРГ)], что является самой низкой величиной среди всех типов насосов.

Героторные насосы – это еще одна группа шестеренных насосов с внутренним зацеплением, отличающаяся тремя признаками (см. рис. 5.11).

Во-первых, число зубьев колеса 2 с внешними зубьями на единицу меньше числа зубьев колеса 1 с внутренними зубьями. Во-вторых, внешнее зубчатое колесо (шестерня с внутренними зубьями) неподвижно при работе насоса, а внутреннее колесо (шестерня с внешними зубьями) перекачивается по внешнему, совершая планетарное движение (вращается вокруг своей оси и оси внешнего колеса). В-третьих, в этих насосах нет разделительного элемента 7 (см. рис. 5.6, *b*), необходимого в обычных шестеренных насосах с внутренним зацеплением.

Ротором здесь является внутренняя шестерня 2 (см. рис. 5.11), которая вращается и своими зубьями из одних впадин колеса 1 вытесняет жидкость, генерируя гидравлическую энергию, а в других впадинах освобождает

дает объем, вследствие чего рабочая жидкость из бака всасывается в освобождающиеся впадины.

Таким образом, каждая из семи впадин внешнего колеса *1* попеременно становится камерой всасывания *A* и камерой нагнетения *B*.

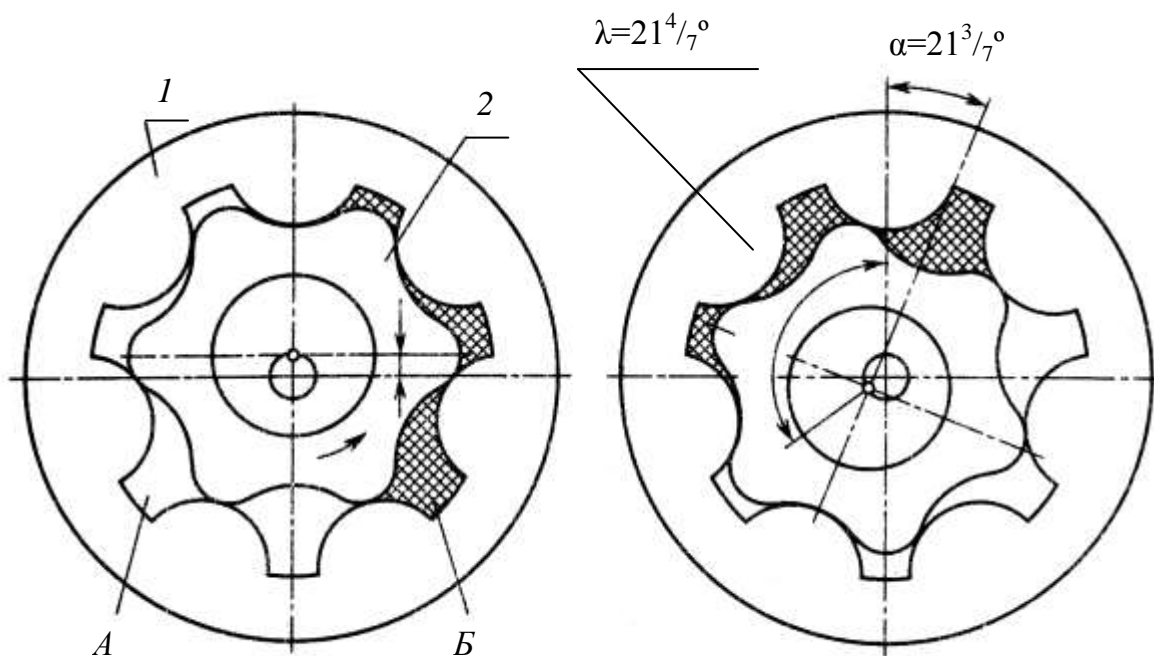


Рис. 5.11. Принцип действия героторного насоса

Причем за один оборот приводного вала внутренняя шестерня *2* шесть раз пробегает по внешнему колесу *1* (в правой части рис. 5.11 показано, что поворот вала на $21\frac{3}{7}^\circ$ соответствует повороту шестерни *2* на $128\frac{4}{7}^\circ$), т. е. фактически рабочий объем q_0 героторного насоса в 6 раз больше конструктивного объема полостей насоса, определяемого семью впадинами зубьев колеса *1*. Это является основным преимуществом героторных машин, покрывающим все недостатки, связанные со сложностью их изготовления и необходимостью непростого распределительного устройства, обеспечивающего попеременное превращение одной и той же впадины колеса *1* в камеру всасывания и нагнетения.

Героторные насосы могут работать при давлении до 15 МПа и обеспечивать подачу жидкости 150–200 л/мин. При небольших габаритных

размерах ($220 \times 105 \times 130$) они имеют рабочие объемы $80\text{--}250 \text{ см}^3$. По шумовой характеристике героторные насосы соответствуют обычным шестеренным насосам с внутренним зацеплением. Они работоспособны при использовании рабочих жидкостей с кинематической вязкостью $12\text{--}1500 \text{ сСт}$ и тонкостью фильтрации до 60 мкм .

Роторно-пластинчатые насосы получили свое название от установленных в роторе насоса вытеснителей в форме пластин, иногда называемых шиберами. К этой группе насосов объемного действия относят радиально-пластинчатые насосы однократного и многократного действия (рис. 5.12). Под кратностью действия понимают число циклов всасывания – нагнетания за один оборот ротора пластинчатого насоса, в которых участвует одна и та же пластина.

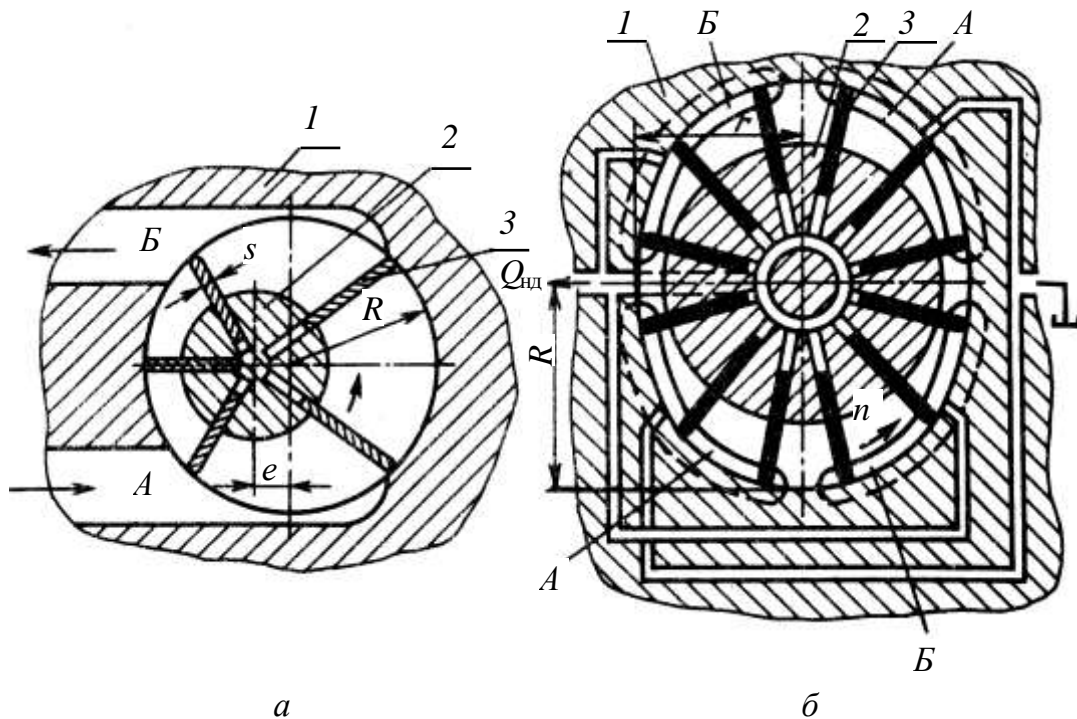


Рис. 5.12. Принцип действия пластинчатых насосов
a – однократного действия; *б* – многократного (двукратного) действия;
 1 – статор; 2 – ротор; 3 – пластина

Принцип действия такого насоса заключается в следующем. При вращении ротора 2 с пластинами 3, установленного эксцентрично относительно оси статора 1, по стрелке (рис. 5.12, *a*) в полости *A* объем, заключенный между пластинами, ротором и статором, увеличивается. Создается разрежение, и под действием силы от разности атмосферного давления и давления во всасывающей полости *A* рабочая жидкость заполняет эту по-

лость. При дальнейшем вращении ротора жидкость переносится между пластинами в полость *Б*, где она вытесняется в напорную магистраль насоса. При этом пластины в прорезях ротора совершают возвратно-поступательное движение. Пластины прижимаются к поверхности статора за счет центробежной силы или давления жидкости, подводимой в роторе под торцы пластин.

Аналогично действуют и насосы многократного действия (см. рис. 5.12, *б*). Отличие лишь в том, что благодаря особой форме статора за один оборот ротора каждая пластина несколько раз попадает в полость всасывания и нагнетания. Такие насосы обеспечивают значительно бóльшую подачу жидкости, чем насосы однократного действия, в них ротор разгружен от одностороннего давления жидкости.

Сравнивая две конструктивные схемы пластинчатых насосов, приведенных на рис. 5.12, можно заметить, что у насоса однократного действия работа осуществляется благодаря наличию эксцентриситета *e* между осями ротора и статора. У насосов многократного действия ротор и статор соосны, а изменения объемов при всасывании-нагнетании осуществляются за счет специальной внутренней поверхности статора некруглой формы. Таким образом, насосы однократного действия легко можно сделать регулируемыми за счет изменения эксцентриситета *e*. Насосы многократного действия нерегулируемы.

Рабочий объем насосов однократного действия (без учета толщины *s* пластин)

$$q=2\cdot\pi\cdot D\cdot b\cdot e,$$

где *D* – большой диаметр статора; *b* – ширина пластины вдоль оси насоса; *e* – эксцентриситет.

В конструкции пластинчатого насоса (см. рис. 5.13) подачу жидкости можно регулировать как вручную, так и автоматически не за счет смещения ротора *1*, а за счет перемещения статора *2*, выполненного в виде подвижного кольца. Вращая винт *3*, можно установить желаемую подачу, а винтом *5* и пружиной *6* настроить максимальное давление, при котором насос не будет подавать жидкость. Дело в том, что при работе насоса со стороны жидкости, находящейся между пластинами *4*, ротором *1*, статором *2* и распределительными дисками *7*, *8* и вытесняемой при вращении ротора в напорную магистраль *Б* при давлении нагрузки, на статор *2* действует сила, пытающаяся сдвинуть его в сторону пружины *6*. Поэтому если давление на выходе насоса возрастет настолько, что эта сила преодолевает си-

лу пружины 6, то статор смещается в сторону пружины и эксцентриситет e уменьшается до нуля. Тем самым подача жидкости прекращается.

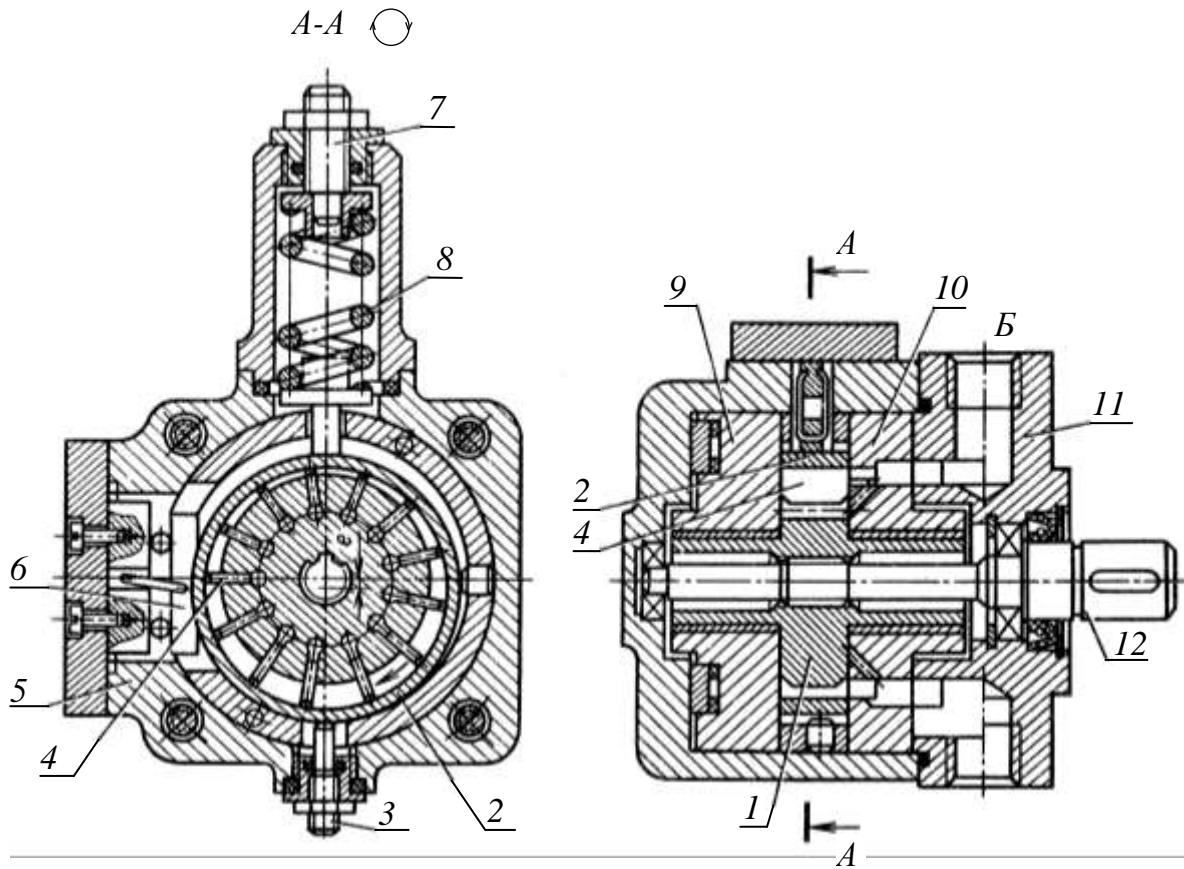


Рис. 5.13. Конструкция регулируемого пластинчатого насоса мод. Г12-5М

С целью уменьшения пульсации подачи жидкости насосов однократного действия число пластин должно быть нечетным и желательно большим, обычно пластин 11–17. Большое число пластин будет значительно уменьшать рабочий объем за счет их суммарной толщины.

Подача насоса однократного действия с учетом толщины s пластин и их числа z

$$Q_{\text{н.о.}} = q_0 \cdot n = 2b \cdot e (\pi D - z \cdot s) \cdot n,$$

где D – диаметр статорного кольца (статора); n – число вращения ротора насоса.

Подача насоса двукратного действия зависит от радиусов большой R и малой r полуосей (см. рис. 5.12, б) расточки статора

$$Q_{\text{н.д.}} = 2b \cdot n [\pi (R^2 - r^2) - (R - r) \cdot z s].$$

Для того чтобы ротор *1* такого насоса был полностью разгружен от действия радиальных сил, число пластин должно быть четным, а для того чтобы меньше было влияние радиального смещения пластин при вращении ротора на подачу жидкости, число пластин должно быть кратным четырем, обычно это 12 или 16 пластин.

Благодаря разгруженности ротора насосы двукратного действия работают при больших давлениях, чем насосы однократного действия.

Пластинчатые насосы выдерживают давление рабочей жидкости до 14–20 МПа, обеспечивают подачу жидкости до 200 л/мин, частота вращения ротора может быть в пределах 750–3000 мин⁻¹. Уровень создаваемого ими шума 70–80 дБ.

Для увеличения подачи пластинчатые насосы можно изготовлять двух-, трех- и многосекционными, когда на одном валу смонтированы два (рис. 5.14) или более пластинчатых насосов.

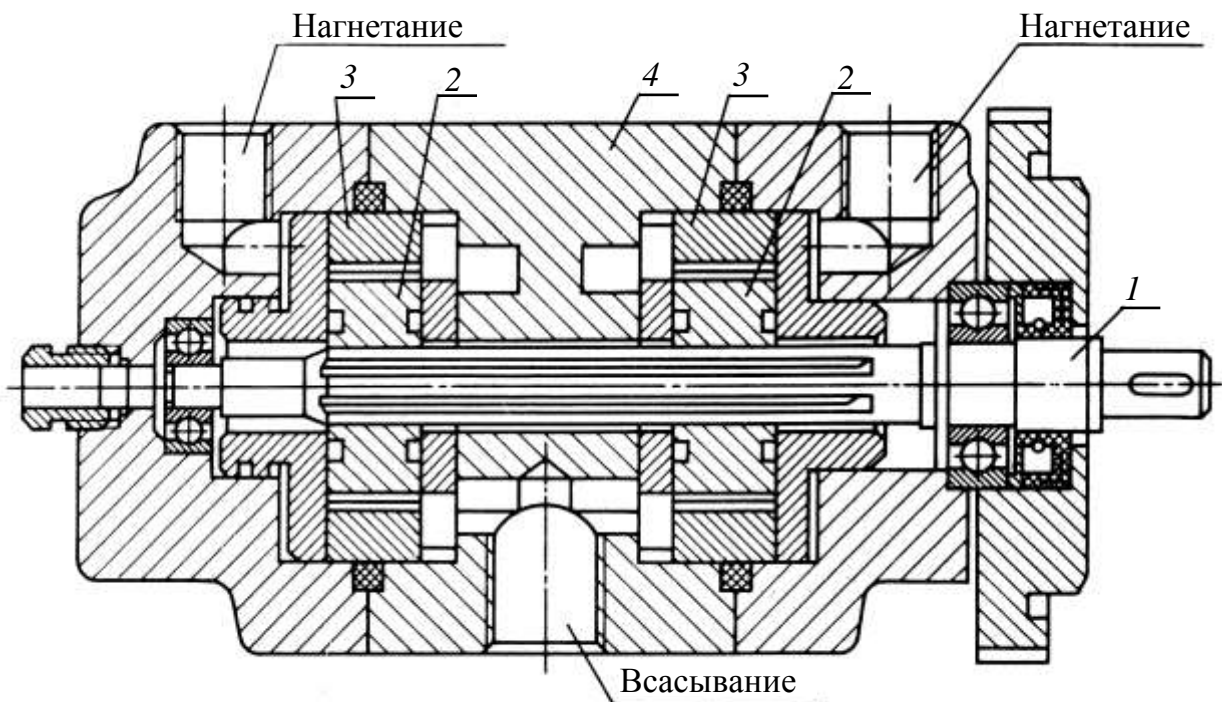


Рис. 5.14. Двухсекционный пластинчатый насос:

1 – приводной вал, *2* – ротор, *3* – статор, *4* – корпус

Отечественная промышленность выпускает также пластинчатые насосы (см. рис. 5.15), у которых в роторе *3* установлены всего две диаметрально противоположные пластичны *4*, поджимаемые к статору *2* пружинами *5*. Они обеспечивают нерегулируемую подачу жидкости до 8 л/мин при давлении до 0,4 МПа, их применяют обычно в системах смазывания

или в приводах, где требуется небольшая подача насоса, а требования к пульсации потока низкие.

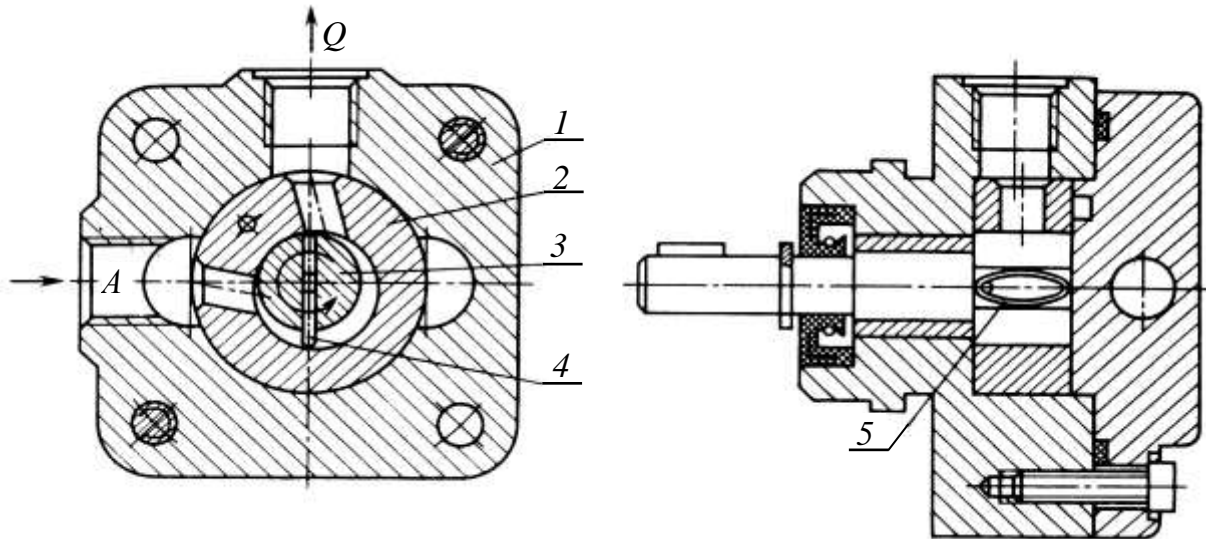


Рис. 5.15. Двухпластинчатый насос С12-4М4:
1 – корпус; 2 – статор; 3 – ротор; 4 – пластина; 5 – пружина

В последнее время применяют двухпластинчатые насосы двукратного действия (см. рис. 5.16), у которых пластины 3 установлены не во вращающемся роторе 2, а в статоре 1. Пластины к ротору поджимаются пружинами 4.

Достоинства насоса заключаются в том, что неуравновешенность ротора меньше, чем неуравновешенность у ротора с пластинами, а частота вращения может быть больше, чем частота вращения у обычных пластинчатых насосов, рабочие объемы таких насосов могут достигать 400см^3 . Это при высоких частотах вращения позволяет развивать большую подачу. В то же время невращающиеся пластины могут быть выполнены более крупными, что дает возможность работать при давлении до 21–25 МПа.

К **роторно-поршневым насосам** относятся три группы насосов, в качестве вытеснителей в которых используют поршни или плунжеры: радиально-поршневые, аксиально-поршневые и кулачковые.

Основными элементами радиально-поршневого насоса (см. рис. 5.17) являются статор 1, ротор 2, поршни (плунжеры) 3 и разделитель 4. При вращении ротора 2, ось которого смещена относительно оси статора на величину e , поршни совершают возвратно-поступательное движение по радиусу ротора.

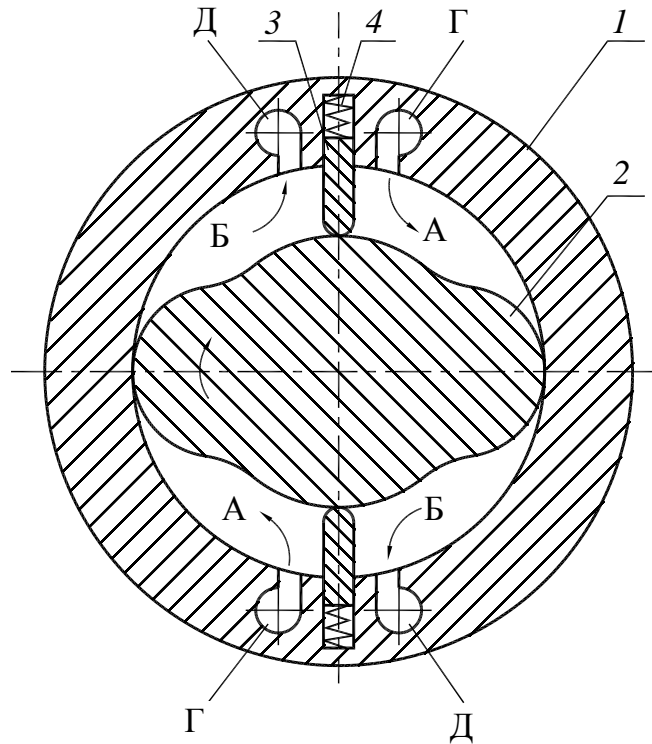


Рис. 5.16. Принципиальная схема пластинчатого насоса двукратного действия с неврещающимися пластинами:
 А – полость всасывания; Б – полость нагнетения;
 Г – канал соединения с баком;
 Д – канал соединения с напорным трубопроводом

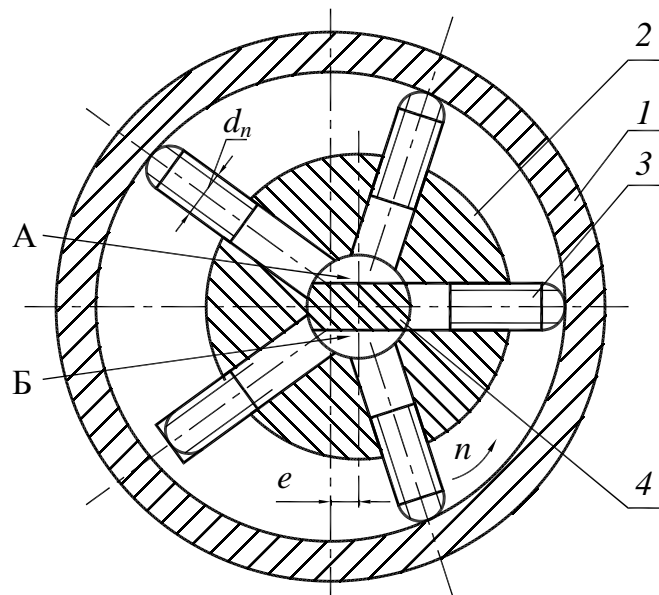


Рис. 5.17. Принципиальная схема радиально-поршневого насоса

Таким образом, каждый поршень за один оборот ротора совершает один ход к центру ротора и один ход от центра. При движении поршней от центра происходит увеличение объема полости А и всасывание жидкости (при вращении по стрелке). Когда поршни попадают в нижнюю половину статора, они начинают двигаться к центру ротора и вытесняют жидкость в полость Б. Обе полости разделены невращающимся разделителем 4 и соединены со всасывающим трубопроводом (полостью А) и с напорным трубопроводом (полостью Б).

Рабочий объем q радиально-поршневых насосов, как это следует из принципа действия, зависит от диаметра $d_{\text{п}}$ плунжеров, их хода h и числа z :

$$q = 0,25\pi d_{\text{п}}^2 \cdot h \cdot z = 0,5 \cdot \pi \cdot d_{\text{п}}^2 \cdot e \cdot z.$$

Подача насоса зависит еще и от частоты вращения n ротора

$$Q_{\text{н}} = q_0 \cdot n = \frac{1}{2} \pi \cdot d_{\text{п}}^2 \cdot e \cdot z \cdot n.$$

Так как наличие во вращающемся роторе достаточно массивных поршней приводит к большей неуравновешенности, то радиально-поршневые насосы являются тихоходными насосами, т. е. частота вращения их ротора находится в пределах 200–2000 мин⁻¹. Однако благодаря большой прочности поршней такие насосы способны работать при давлении до 35 МПа и обеспечивать подачу до 500 л/мин.

Отечественная промышленность выпускает радиально-поршневые насосы типа НП (см. рис. 5.18), отличительной особенностью которых является наличие двух или четырех рядов плунжеров, установленных на одном роторе насоса, благодаря чему при сравнительно небольшой частоте вращения ротора (960 мин⁻¹) достигается подача жидкости до 400 л/мин. Эти насосы являются регулируемыми. Изменение подачи насоса осуществляется аналогично радиально-пластинчатым насосам путем смещения блока 3 со статорным кольцом 8, внутри которого вращается ротор 1 с плунжерами 2 относительно оси вращения ротора.

Смещение блока и связанное с этим изменение эксцентриситета можно осуществлять вручную с помощью регулировочного винта для насосов модели НПР или дистанционно с помощью гидравлического управления для насосов моделей НПМ, НПС и НПД. Подвод жидкости к поршням осуществляется через распределительный вал 4 в корпусе 5, соединенный муфтой с приводным валом 6, смонтированным в крышке 7.

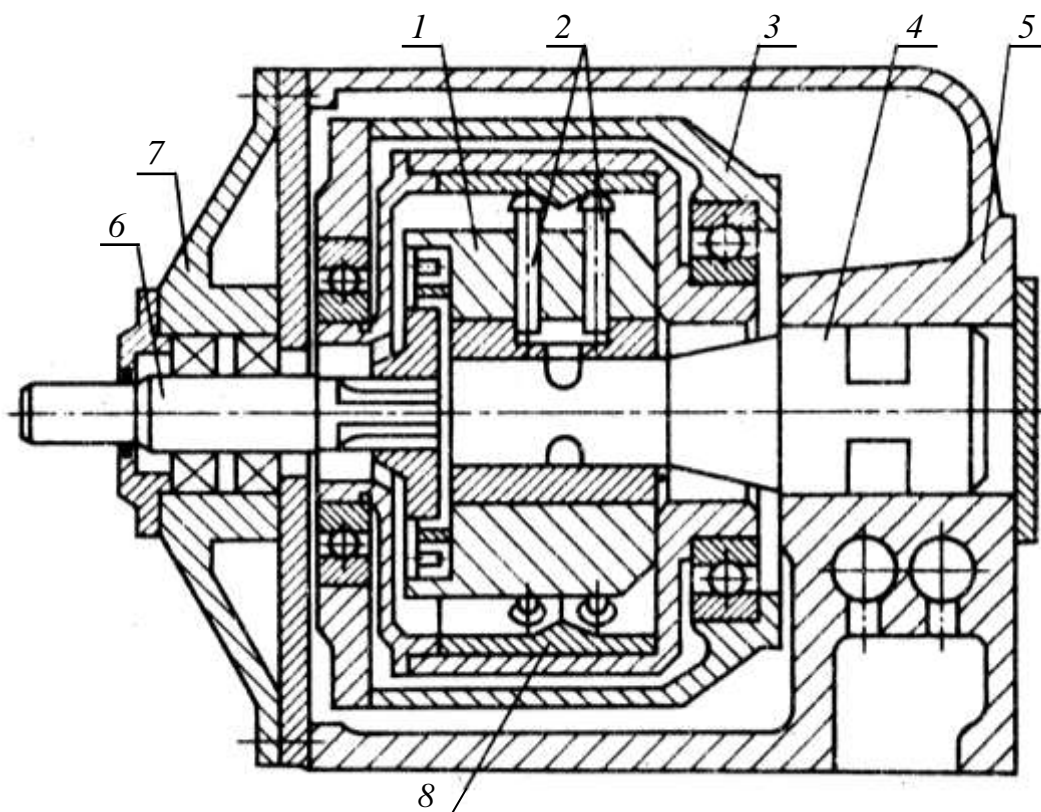


Рис. 5.18. Радиально-поршневой двухрядный насос типа НП

Аксиально-поршневые насосы получили свое название от способа монтажа поршней: они расположены параллельно оси вращения ротора или под углом к ней не более 45° (см. рис. 5.19). Это один из наиболее широко применяемых типов источников питания. Они отличаются большим разнообразием конструктивных исполнений.

Принцип действия таких насосов заключается в следующем. При вращении ротора 4 (см. рис. 5.19, а) с поршнями (плунжерами) 3 последние, опираясь на наклонную планшайбу 2, в корпусе 1 совершают возвратно-поступательное движение, изменяя при этом пространство между торцами плунжера 3 и распределительного диска 5. При движении плунжеров влево объем увеличивается и происходит всасывание жидкости по каналу А, при движении вправо жидкость вытесняется в канал Б. Таким образом, в качестве вытеснителей в этих насосах используют плунжеры 3.

Объем рабочих камер (рабочий объем q_0) этих насосов, как и радиально-поршневых, зависит от диаметра плунжеров d_n их числа z и хода h . В свою очередь, ход поршней зависит от угла α наклона планшайбы. Тогда рабочий объем

$$q_0 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_n^2 \cdot Dz \cdot \operatorname{tg} \alpha .$$

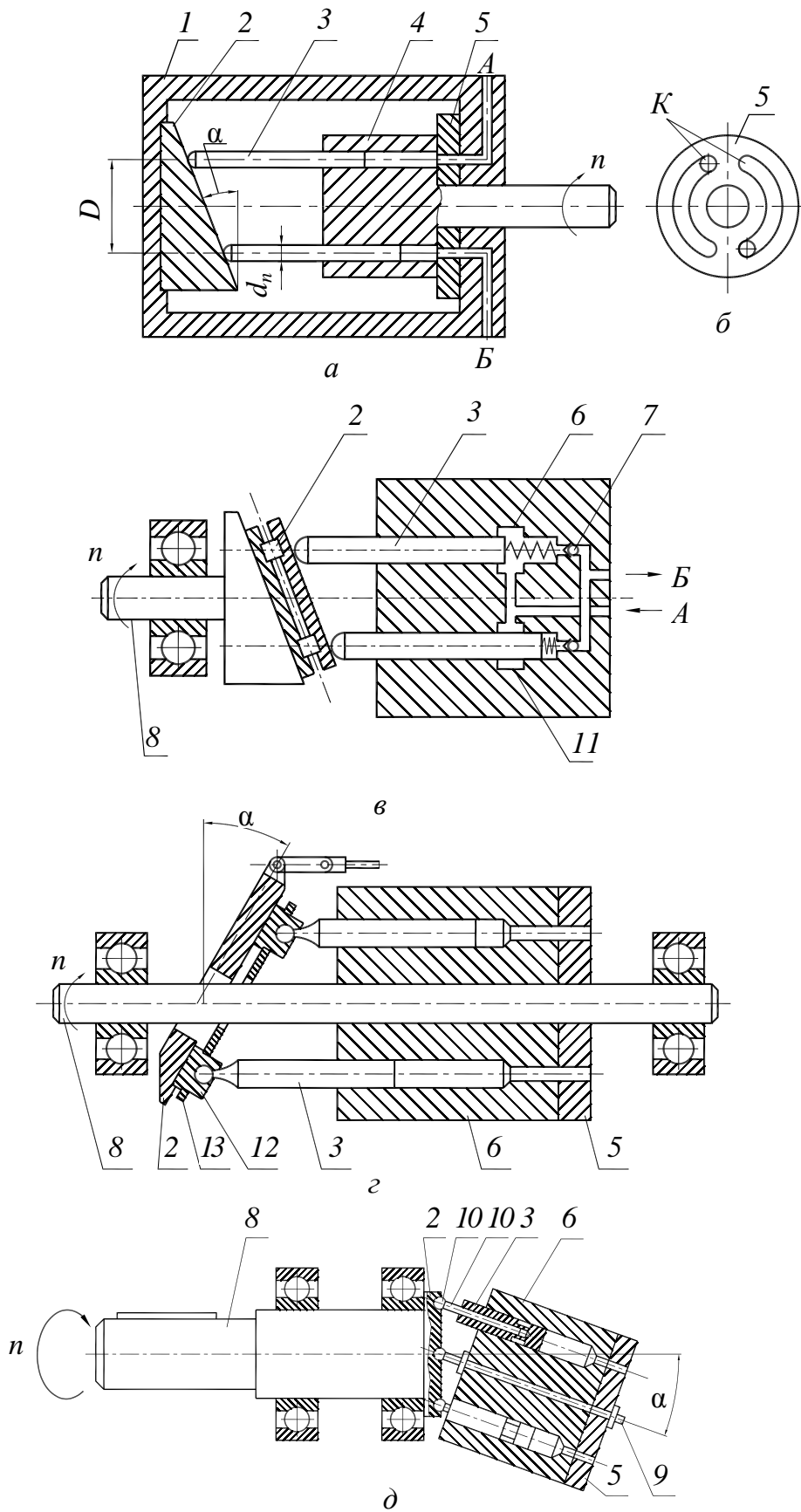


Рис. 5.19. Аксиально-поршневые насосы

Число поршней обычно равно 7 или 9. Большое число поршней хоть и уменьшает величину пульсаций, однако увеличивает габаритные размеры и инерционность, что нерационально.

Рабочий объем этих насосов можно легко регулировать изменением угла α наклона планшайбы. На этом принципе построено большинство регулируемых аксиально-поршневых насосов (см. рис. 5.19 *з, д*).

Аксиально-поршневые насосы бывают с торцевым распределением жидкости (см. рис. 5.19, *а, з, д*) и с клапанным (см. рис. 5.19, *в*), с приводом вращения планшайбы 2 (см. рис. 5.19, *в, д*) и с приводом вращения плунжерного блока 6 (см. рис. 5.19, *а, з*). При торцевом распределении жидкости в концентрациях насосов присутствует распределительный диск 5 (см. рис. 5.19, *б*), в котором выполнены серповидные канавки К, соединенные с гидролиниями всасывания А и нагнетения Б.

В насосах с клапанным распределением жидкости (см. рис. 5.19, *в*) имеются нагнетательные клапаны 7, которые открываются при движении поршней 3 вправо, вытесняя жидкость в напорную магистраль Б. Эти насосы могут работать при давлении до 40 МПа, а специальные насосы – при давлении до 100 МПа и выше.

Регулирование подачи насоса может осуществляться либо путем изменения угла поворота α планшайбы 2 (см. рис. 5.19, *з*), при этом плунжерный блок 6 жестко связан с приводным валом 8, либо путем поворота самого плунжерного блока 6 на угол α (см. рис. 5.19, *д*) относительно оси вращения планшайбы 2, жестко связанной с приводным валом 8 и с самим плунжерным блоком 6, карданным валом 9. Плунжеры 3 выполнены полыми и связаны с планшайбой 2 шатунами 10.

Насосы, которые построены по принципам, показанным на рис. 5.19, *з* и 5.19, *д*, могут быть реверсивными без изменения направления вращения приводного вала 8. Реверс потока (т. е., всасывающая гидролиния насоса становится напорной, а напорная – всасывающей) осуществляется в таких конструкциях путем поворота планшайбы или плунжерного блока с одной стороны в любую противоположную сторону.

Так как плунжеры насосов расположены параллельно оси вращения, то при вращении их необходимо поджимать к наклонной планшайбе, особенно в зоне всасывания. В различных конструкциях эта задача решается по-разному. Так, поджим может осуществляться за счет давления жидкости (см. рис. 5.19, *а*). В зоне нагнетения это само рабочее давление, в зоне всасывания это давление подпитки от дополнительного насоса, подсоединенного к всасывающей гидролинии основного насоса.

В других случаях можно использовать пружины *11* (см. рис. 5.19, *в*) или механическое соединение плунжеров с планшайбой с помощью подпятника *12* и кольца *13* (см. рис. 5.19, *з*) или с помощью шатуна *10* (см. рис. 5.19, *д*).

Отечественная промышленность выпускает большую номенклатуру аксиально-поршневых насосов (Г13, МНА, НА, УНА, НС и др.).

Аксиально-поршневые насосы по сравнению с радиально-поршневыми имеют меньшую неуравновешенность и инерционность, поэтому могут работать на более высоких частотах вращения (1500–3000 мин⁻¹). Уровень создаваемого ими шума 70–09 дБ. Однако они стойки к температурным колебаниям и перегрузкам по давлению, имеют достаточно высокий ресурс работы.

Широко применяют также и секционные насосы (Г14, НС), у которых на одном приводном валу находятся аксиально-поршневой и пластинчатый насосы. Их достоинство заключается в том, что при необходимости получения высоких скоростей движения исполнительных органов при небольших давлениях можно суммировать потоки двух насосов, а для получения малых скоростей использовать поток одного насоса.

Кулачковые насосы также широко применяют благодаря простоте конструкции, возможности установки непосредственно в корпусе оборудования и способности работать при высоком давлении, достигающем 100 МПа и более, и обеспечивать подачу жидкости более 1000 л/мин. Кроме того, они стойки к загрязнению жидкости и ударным нагрузкам.

Принцип действия таких насосов показан на рис. 5.20. При вращении эксцентрикового вала *1* в опорах *2* с тремя эксцентриками, повернутыми относительно друг друга на 120°, плунжеры *5* с подпятниками *4* совершают возвратно-поступательное движение, изменяя объем под своими торцами.

Если плунжер идет вверх (как показано на рис. 5.20), прижимаясь к эксцентрику пружиной *6*, объем увеличивается, создается разрежение и происходит процесс всасывания из канала *А*. Когда плунжер движется вниз, он вытесняет жидкость из-под своего торца, т. е. идет процесс нагнетения в канал *Б*.

Все насосы кулачкового типа являются насосами клапанного распределения: в них обязательно присутствуют нагнетательные и всасывающие клапаны.

Когда плунжеры вытесняют жидкость из-под торцов, она открывает нагнетательный клапан *8*, поджимаемый к седлу *7* пружиной, и поступает в нагнетательную гидролинию *Б*.

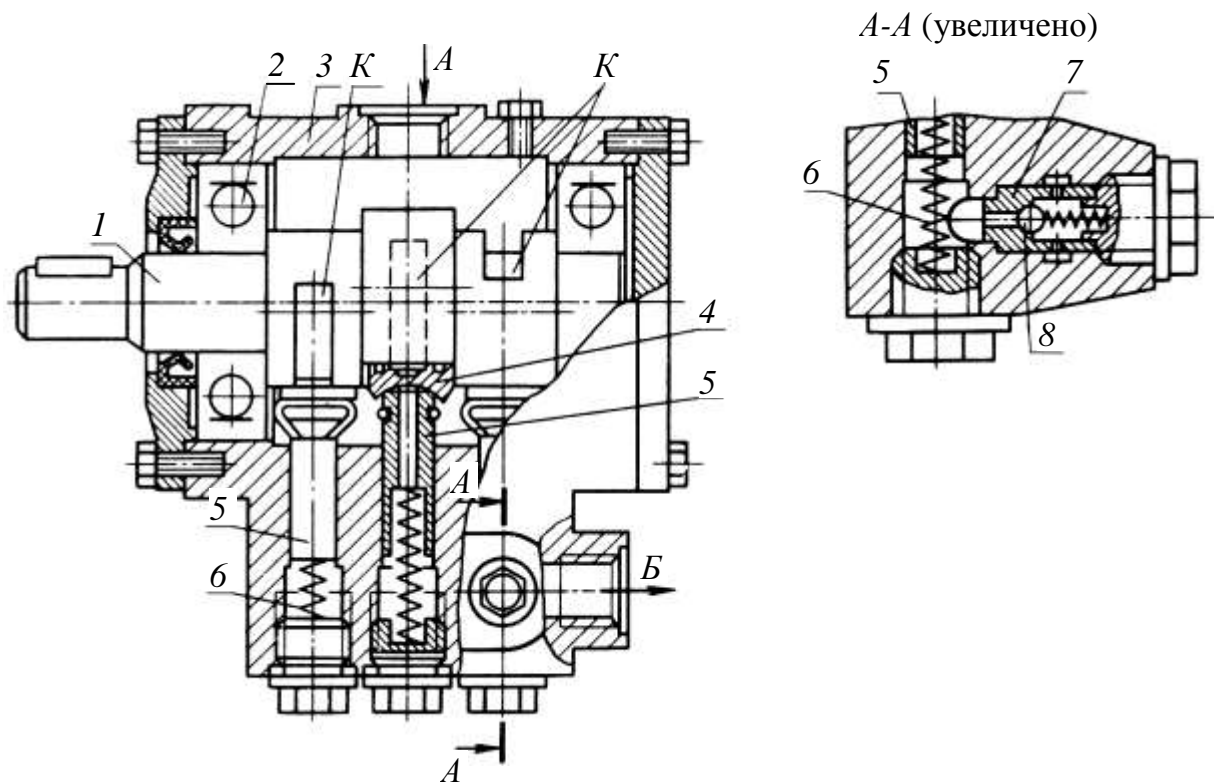


Рис. 5.20. Кулачковый насос Н401У

Всасывание в кулачковых насосах осуществляется либо непосредственно из картера насоса, либо через встроенный всасывающий клапан.

Кулачковые насосы отличаются друг от друга не только различными системами всасывания и нагнетения, но также и различной компоновкой.

Частота вращения приводного вала может достигать 2000 мин^{-1} . Рабочие объемы кулачковых насосов могут составлять $4\text{--}1250 \text{ см}^3$, что в сочетании с возможностью работать при высоком давлении является их основным достоинством. К недостаткам следует отнести необходимость подключения на вход эксцентриковых насосов вспомогательных насосов подпитки и достаточно большой уровень шума при работе, достигающий 90 дБ.

Заканчивая рассмотрение различных типов насосов как источников питания гидравлических приводов, надо добавить, что отечественная промышленность выпускает насосные станции (см. рис. 5.21), в которые входят гидравлический бак 1 и смонтированные на нем насосы 7 с приводными электродвигателями 4, фильтры для очистки масла 5, теплообменники для охлаждения жидкости 8, манометры 3, аппаратура управления 6, 9, монтируемая либо на баке, либо на стойке 10, и другие устройства, например указатели уровня масла 2.

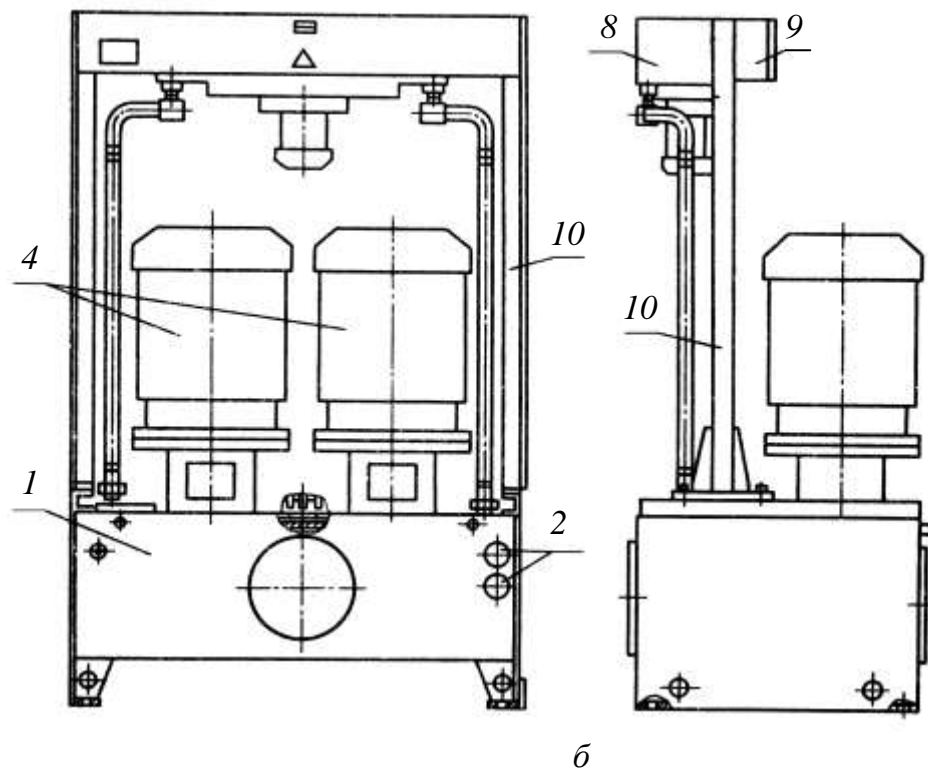
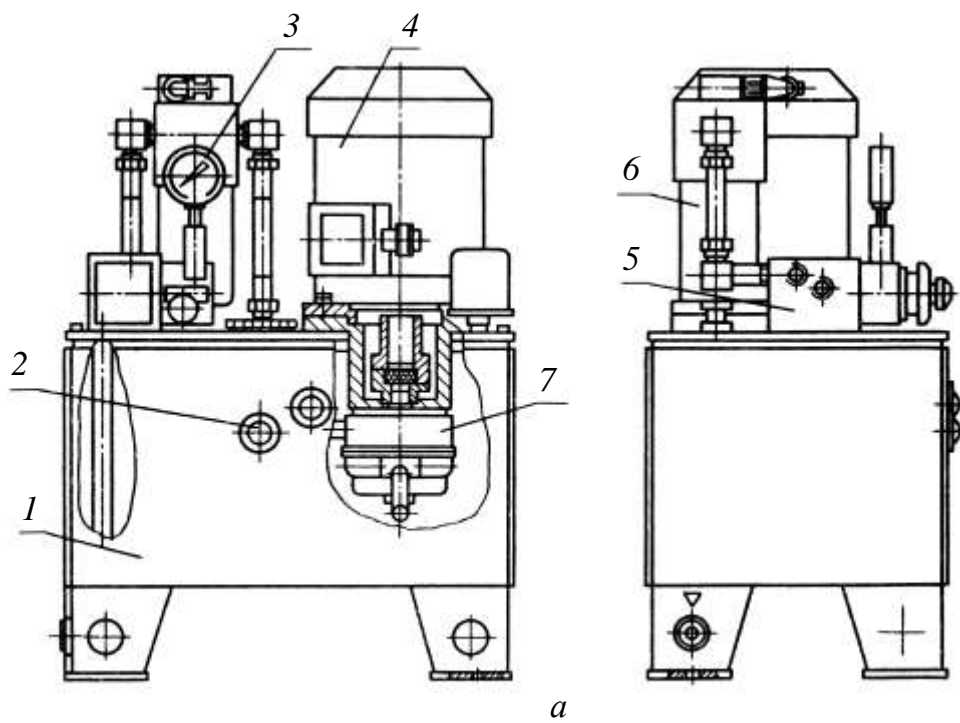


Рис. 5.21. Насосные гидростанции:
а – типа СВ-М; *б* – типа С с двумя насосами

В машиностроительных гидроприводах применяют насосные станции типа С, СВ-М и другие, в которых используют как пластинчатые, так и поршневые насосы, а вместимость баков может составлять 10–400 л. Как правило, в шифре модели станции присутствует указание вместимости гидробака. Например, станция С160 имеет вместимость бака 160 л, а станция СВ-М1-25 имеет вместимость бака 25 л.

5.2. Гидравлические аккумуляторы

Гидравлические аккумуляторы – это устройства, предназначенные для накопления гидравлической энергии и ее отдачи в необходимый период работы гидропривода. Эти устройства относят к источникам питания гидросистем, потому что их основная задача – выдать дополнительный к подаче насоса поток рабочей жидкости. Гидравлический аккумулятор есть резервный источник рабочей жидкости. Кроме того, его можно использовать для гашения пульсаций давления, в тормозных устройствах, в качестве аварийного источника энергии, источника питания систем смазывания, а также для поддержания постоянного давления и других задач.

Известны три типа гидравлических аккумуляторов: грузовые, пружинные и газовые (см. рис. 5.22). Кроме того, газовые аккумуляторы могут быть четырех типов: без разделения газовой и жидкой сред (см. рис. 5.22, в), с жестким разделительным элементом (см. рис. 5.22, г), сферические и баллонные с эластичной мембраной 7 и 9 (см. рис. 5.22, д, е).

Принцип действия заключается в следующем. Если давление рабочей жидкости в системе гидропривода таково, что под поршнем аккумулятора 4 (см. рис. 5.22, а) создается сила, превышающая силу тяжести G груза 2, то тогда жидкость поднимает поршень и заполняет освобождающуюся полость аккумулятора – аккумулятор заряжается. При понижении давления поршень под действием груза вытесняет жидкость в систему – идет процесс разрядки аккумулятора. Аналогично работают и другие типы аккумуляторов, только в пружинном аккумуляторе жидкость преодолевает силу пружины 3, а в газовом – давление газовой среды, которая при зарядке аккумулятора сжимается, а при разрядке – расширяется (см. рис. 5.22, ж, з). Заполняется аккумулятор газом через штуцер 5, а опорожнение аккумулятора происходит через штуцер 8.

Основное достоинство грузовых аккумуляторов заключается в поддержании постоянного давления груза весом G : $p=G/s$, где s – эффективная площадь (без учета сил трения) независимо от степени их разрядки. Однако им присущи два серьезных недостатка: громоздкость и необходимость

вертикальной установки. Чаще всего их применяют в приводах автоматизированного прессового оборудования.

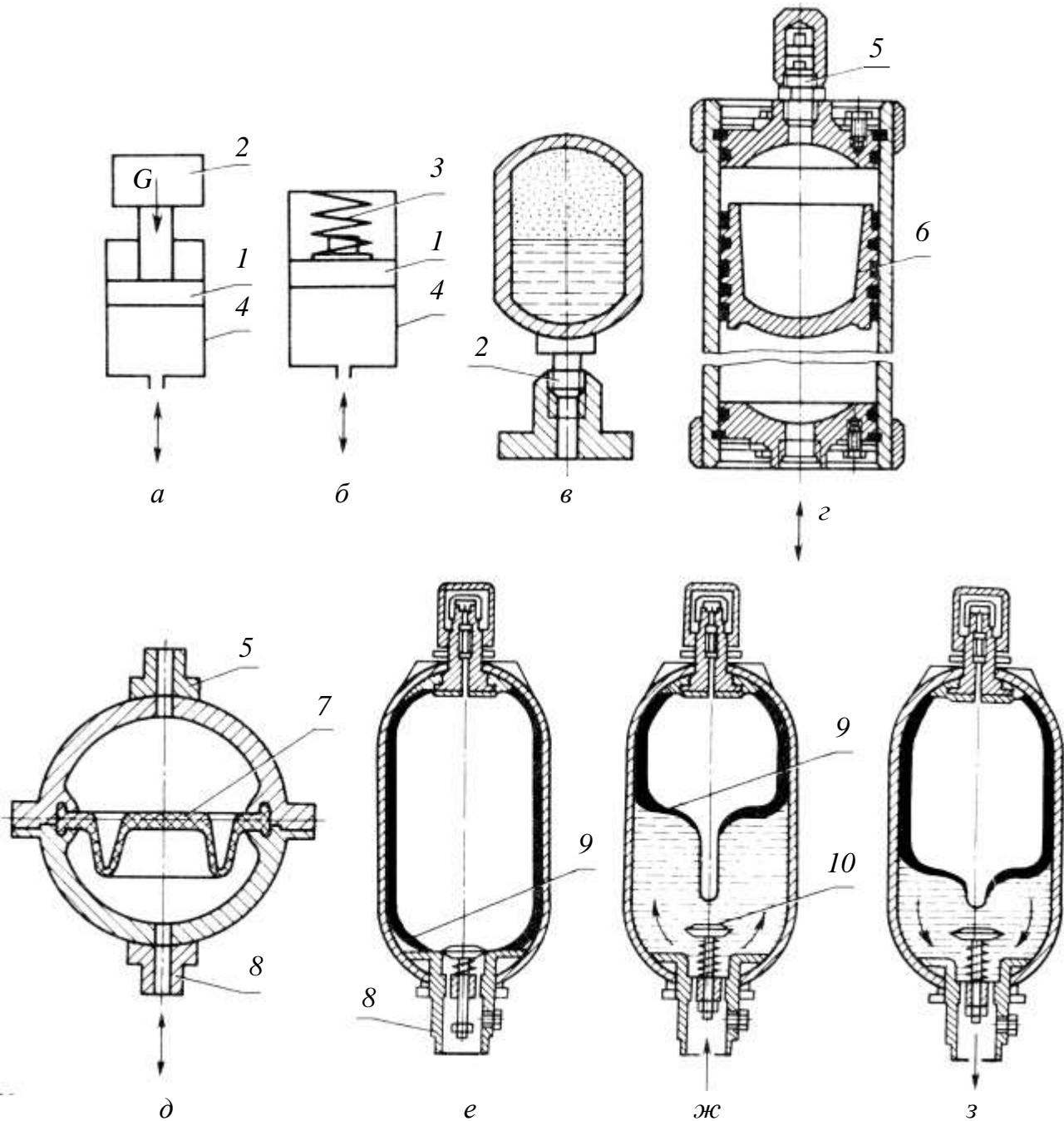


Рис. 5.22. Гидравлические аккумуляторы

Пружинные аккумуляторы (рис. 5.22, б) менее громоздки, их можно устанавливать в любом положении, но давление жидкости в них зависит от степени сжатия пружины 3: $p=c(h_0+h)/s$, где c – жесткость пружины; h_0 – предварительный натяг; h – сжатие пружины 3 (ход поршня 1).

Наиболее компактны газовые аккумуляторы с эластичной мембраной 7, 9 (см. рис. 5.22, *д*, *е*). В них наименьшее давление жидкости зависит от начального давления газа $p_{\text{нач}}$, которым заполнен аккумулятор. При зарядке аккумулятора за счет сжатия газа происходит и некоторое повышение давления до наибольшей величины p_{max} . Для нормальной работы таких аккумуляторов необходимо соблюдать одно важное условие: минимальное давление рабочей жидкости p_{min} должно быть несколько выше начального давления газа $p_{\text{нач}}$. В этом случае при разрядке аккумулятора не происходит его полное опорожнение, а эластичная мембрана 9 не соприкасается с клапаном 10 (см. рис. 5.22, *ж*), что предохраняет ее от преждевременного изнашивания.

Газовый аккумулятор с жестким разделительным элементом (см. рис. 5.22, *з*) более громоздок, чем аккумулятор с эластичной мембраной, и имеет большие силы трения за счет уплотнительных элементов поршня 6. Газовый аккумулятор без разделительного элемента (см. рис. 5.22, *в*) не имеет трущихся деталей, но его надо устанавливать только вертикально и заполнять малорастворяемым в жидкости газом, не вступающим с нею в химическую реакцию. Эти причины ограничивают область применения указанных газовых аккумуляторов.

Наиболее широкое применение нашли газовые аккумуляторы с эластичной мембраной. Отечественная промышленность выпускает несколько моделей баллонных аккумуляторов, и среди них АХР и АПГ-Б (см. рис. 5.23), которые могут работать при давлении до 32 МПа и иметь вместимость баллона 1–40 л. В качестве газа в них применяют технический азот, нейтральный к материалу баллона и мембраны.

Выбор аккумулятора ведется по рассчитанному конструктивному объему баллона

$$W_{\text{п}} / W_{\text{н}} = p_{\text{нач}} / p_{\text{min}} - p_{\text{нач}} / p_{\text{max}},$$

где $W_{\text{п}}$ – полезный объем аккумулятора, определяемый из условий работы гидросистемы; $p_{\text{нач}}$ – начальное давление зарядки аккумулятора газом; p_{min} – минимальное давление рабочей жидкости, при котором начинается зарядка аккумулятора; p_{max} – максимальное давление рабочей жидкости в конце зарядки аккумулятора.

Полезный объем

$$W_{\text{п}} = Q_{\text{д}} t,$$

где $Q_{\text{д}}$ – дополнительный поток, который должен выдать аккумулятор для осуществления движения исполнительного двигателя в течение времени t .

На рис. 5.24 и 5.25 представлены схемы, показывающие возможности применения гидравлических аккумуляторов для решения различных технических задач.

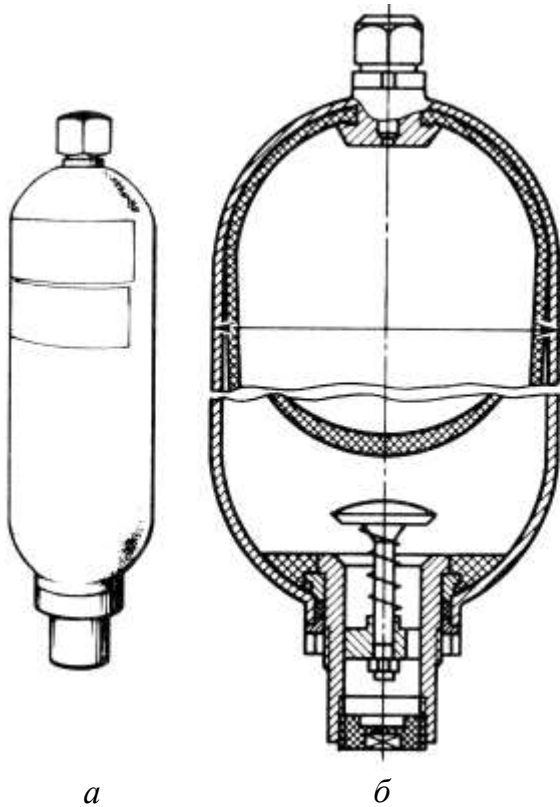


Рис. 5.23. Пневмогидравлический баллонный аккумулятор АПГ-Б:
а – общий вид;
б – продольный разрез

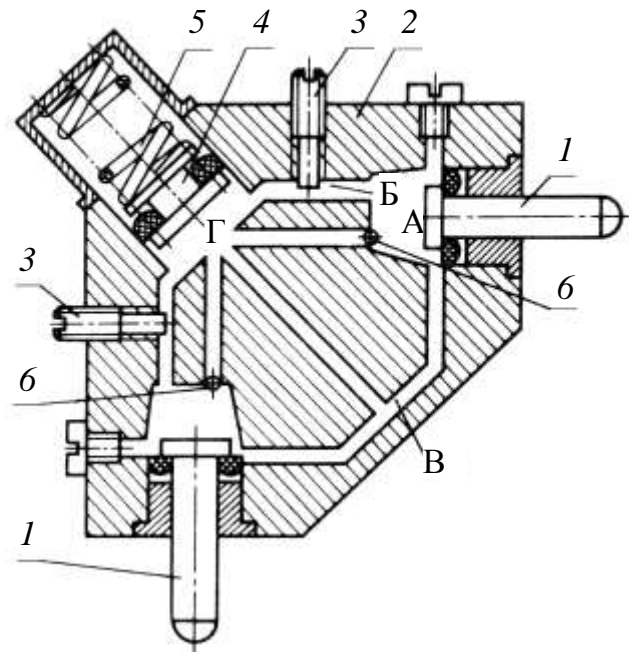


Рис. 5.24. Применение пружинного аккумулятора в гидроамортизаторе СА-106

В гидроамортизаторе (см. рис. 5.24) применяют пружинный аккумулятор, имеющий поршень 4 и пружину 5. Когда движущийся узел привода наезжает на шток поршня 1, то он, смещаясь влево, вытесняет жидкость из полости А в корпусе 2 в полость Г через щель в дросселе 3 по каналу Б и через кольцевую щель между поршнем и конической расточкой полости А по каналу В. При этом гасится энергия движущегося узла, а вытесненная жидкость, сжимая пружину 5, заполняет аккумулятор. Как только узел привода уйдет с поршня 1 (снимается нагрузка с поршня 1), аккумулятор, разряжаясь, вытеснит жидкость через обратный клапан 6 в полость А и поршень 1, сместившись вправо, снова будет готов к торможению.

Если в работающем гидравлическом приводе (см. рис. 5.25, *а*) произойдет отключение электроэнергии привода насоса, то аккумулятор обес-

печит подачу жидкости к гидроцилиндру *1*. Если необходимо подать дополнительный поток жидкости к гидроцилиндру *1*, то, переключив распределитель *2* в правую позицию, аккумулятор подаст жидкость в гидросистему (см. рис. 5.25, б).

Аккумулятором можно поддерживать также и постоянное давление, например, в приводах зажима заготовки (см. рис. 5.25, в). При достижении необходимого давления в гидроцилиндре зажима *1* реле давления *3* отключает насос, а аккумулятор поддерживает нужное давление. При этом экономится энергия привода.

Аналогично срабатывает система смазывания с аккумулятором (см. рис. 5.25, г): при достижении необходимого давления в системе смазывания реле давления *3* отключает насос, а жидкость к местам смазывания подает аккумулятор.

При работе клепального автомата (см. рис. 5.25, д) возникают резкие колебания давления в гидролинии из-за столкновения поршней цилиндров *1* или из-за переключения распределителя *2*. Гасятся эти колебания давления в первом случае аккумулятором *A1*, а во втором – аккумулятором *A2*.

Применение аккумулятора в буферном устройстве (см. рис. 5.25, е) необходимо для приема части вытесняемой при движении поршня гидроцилиндра *1* вниз жидкости и возврата поршня в верхнее положение при снятии на нем нагрузки. Дроссель *4* обеспечивает возможность настройки времени торможения, а клапан давления *5* обеспечивает торможение с постоянным ускорением замедления. Аккумулятор в приводе (см. рис. 5.25, ж) осуществляет перемещение поршня цилиндра *1* влево и его выдержку под давлением при разгрузке насоса включением распределителя *2* в правую позицию.

Применение аккумуляторов в гидроприводах дает возможность повысить КПД гидросистем и снижать экономические затраты, поскольку благодаря им возможны, если это необходимо, перерывы в работе насоса под нагрузкой. При этом возможно понижение потребляемой мощности до среднего значения. В то же время благодаря аккумуляторам можно получить большие кратковременные мощности, так как их разрядка может происходить за короткий промежуток времени.

Все эти положительные качества обусловили широкое применение гидравлических аккумуляторов в различных областях техники.

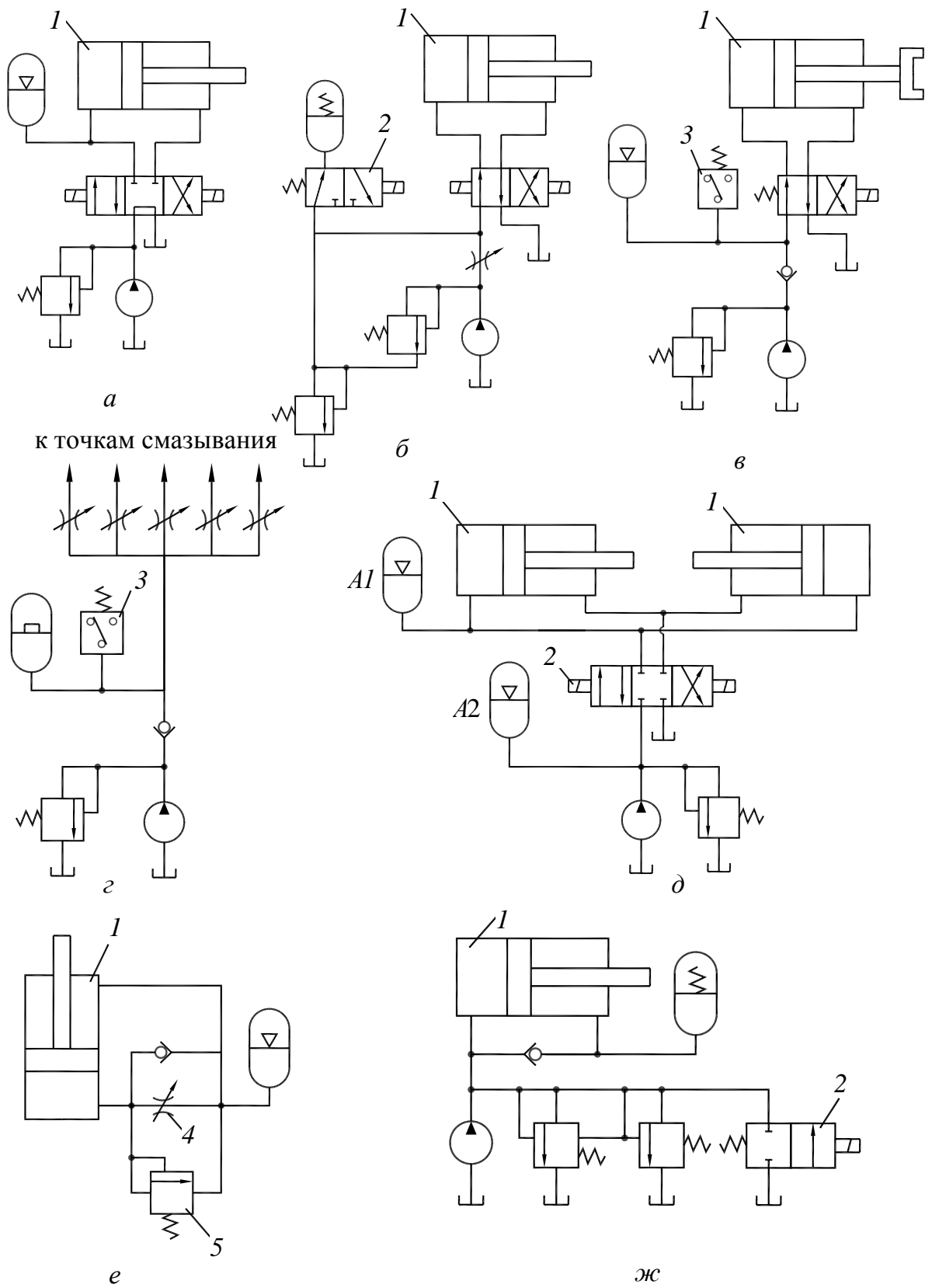


Рис. 5.25. Схемы применения гидроаккумуляторов

5.3. Исполнительные двигатели гидросистем

Исполнительные двигатели гидравлических приводов являются потребителями гидравлической энергии. Все гидравлические исполнительные двигатели подразделяют на три класса: двигатели для осуществления возвратно-поступательных движений, двигатели для осуществления вращательных движений и двигатели для осуществления возвратно-вращательных (качательных) движений.

Гидродвигатели возвратно-поступательных движений (гидравлические цилиндры). Для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных движений в гидроприводах применяют гидравлические силовые цилиндры (гидроцилиндры), которые отличаются большим многообразием конструктивных схем и исполнений. В этом многообразии решений можно выделить три типа конструктивных схем, которые в той или иной форме используют во всех гидроцилиндрах: симметричные, несимметричные и плунжерные схемы.

В симметричных гидроцилиндрах рабочие площади поршня в обеих полостях цилиндра одинаковы за счет использования двух равных по диаметру штоков (см. рис. 5.26, *a*). Их часто называют двухшточными или двухстороннего действия и с двухсторонним штоком.

Гидроцилиндр состоит из собственно цилиндра (гильзы) 1, поршня 2, штоков 3, крышек 4 и уплотнений 5. При подаче жидкости через отверстие *A* в левую полость цилиндра она давит на поршень, который будет двигаться вправо, вытесняя жидкость на правой полости в отверстие *B*. При подаче жидкости в правую полость через отверстие *B* поршень сместится влево, вытеснив жидкость из левой полости через отверстие *A*.

Основными параметрами, которые характеризуют любые гидроцилиндры, являются тяговая сила (сила, которую может преодолеть поршень со штоком при своем движении), длина хода поршня, а также рекомендуемая номинальная скорость движения.

У симметричных цилиндров тяговая сила при движении в обе стороны одинакова и без учета потерь на трение

$$F = ps = 0,25p\pi(D^2 - d^2),$$

где p – давление рабочей жидкости в полости гидроцилиндра; D – диаметр гильзы цилиндра; d – диаметр штока; s – рабочая площадь поршня.

Диаметры цилиндров и штоков, а также ход поршня при проектировании необходимо назначать в соответствии с рекомендациями ГОСТ 6540-68.

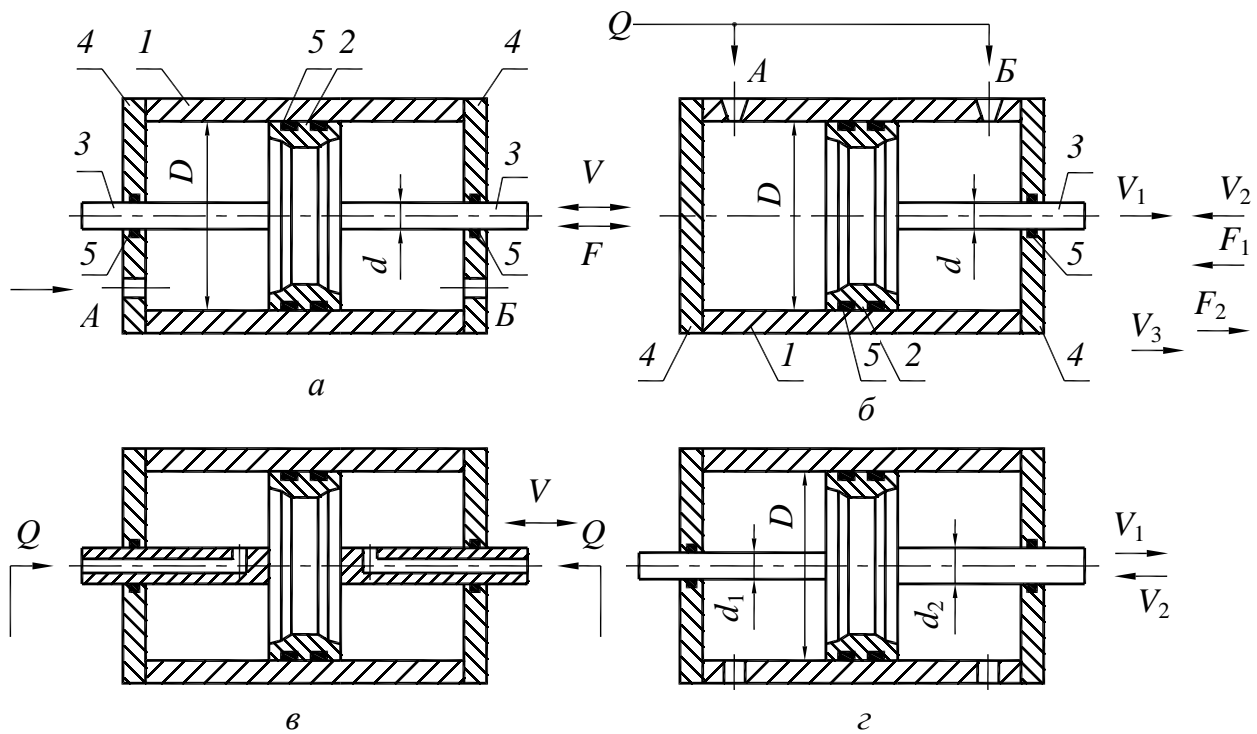


Рис. 5.26. Конструктивные схемы гидроцилиндров
Скорость движения поршня

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

где Q – поток жидкости, подаваемой в полость гидроцилиндра.

Подвод жидкости в полости цилиндра может осуществляться не только через крышки цилиндров, как показано на рис. 5.26, *a*, но и другими способами, например через каналы, выполненные в штоках (рис. 5.26, *в*). Этот способ очень удобен, если при работе гидроцилиндра движется сам цилиндр, а поршень со штоками закреплен неподвижно. На рис. 5.26, *б*, *г* показаны способы подвода жидкости через отверстия в гильзе цилиндра. Может быть использован и комбинированный способ, когда жидкость подводится в одну полость через крышку, а в другую – через гильзу или шток.

Несимметричными гидроцилиндрами называют такие, у которых рабочие площади поршней в обеих полостях различны. К ним относятся одношточные гидроцилиндры или двухстороннего действия и с односторонним штоком (см. рис. 5.26, *б*) и двухшточные с разными

диаметрами штоков (см. рис. 5.26, *з*). Часто такие исполнительные двигатели называют дифференциальными гидроцилиндрами.

У несимметричных цилиндров тяговые силы при движении поршня влево или вправо различны, поскольку рабочие площади поршня не равны между собой. Их определяют по известным зависимостям

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

Таким образом, при движении вправо (см. рис. 5.26, *б*) поршень может преодолеть большее усилие, чем при движении влево. Отличаться будут и скорости движения поршня в ту и другую сторону, причем при движении влево скорость V_2 будет больше скорости V_1 :

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D^2} < \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} = V_2.$$

Аналогичное неравенство можно записать и для несимметричного цилиндра (см. рис. 5.27, *з*):

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_1^2)} < \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_2^2)} = V_2.$$

Несимметричные цилиндры обладают одной примечательной особенностью: возможностью получать быстрые хода. Если обе полости такого цилиндра соединить с напорной магистралью (см. рис. 5.26, *б*), то поршень будет двигаться вправо со скоростью V_3 , преодолевая силу F_3 :

$$V_3 = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad F_3 = \frac{p\pi d^2}{4}.$$

Иначе можно сказать, что скорость V_3 и сила F_3 зависят от диаметра штока: чем он меньше, тем больше скорость V_3 и тем меньше сила F_3 . Эту особенность часто используют для осуществления быстрого подвода вправо и отвода влево. Если принять, например, $d=0,707D$, то $V_2=V_3=2V_1$ но при этом $F_1=2F_2=2F_3$.

Плунжерные гидроцилиндры (см. рис. 5.27) выгодно отличаются от рассмотренных симметричных и несимметричных тем, что в них не надо точно обрабатывать внутреннюю поверхность гильзы 2, причем она может иметь любую форму в поперечном сечении.

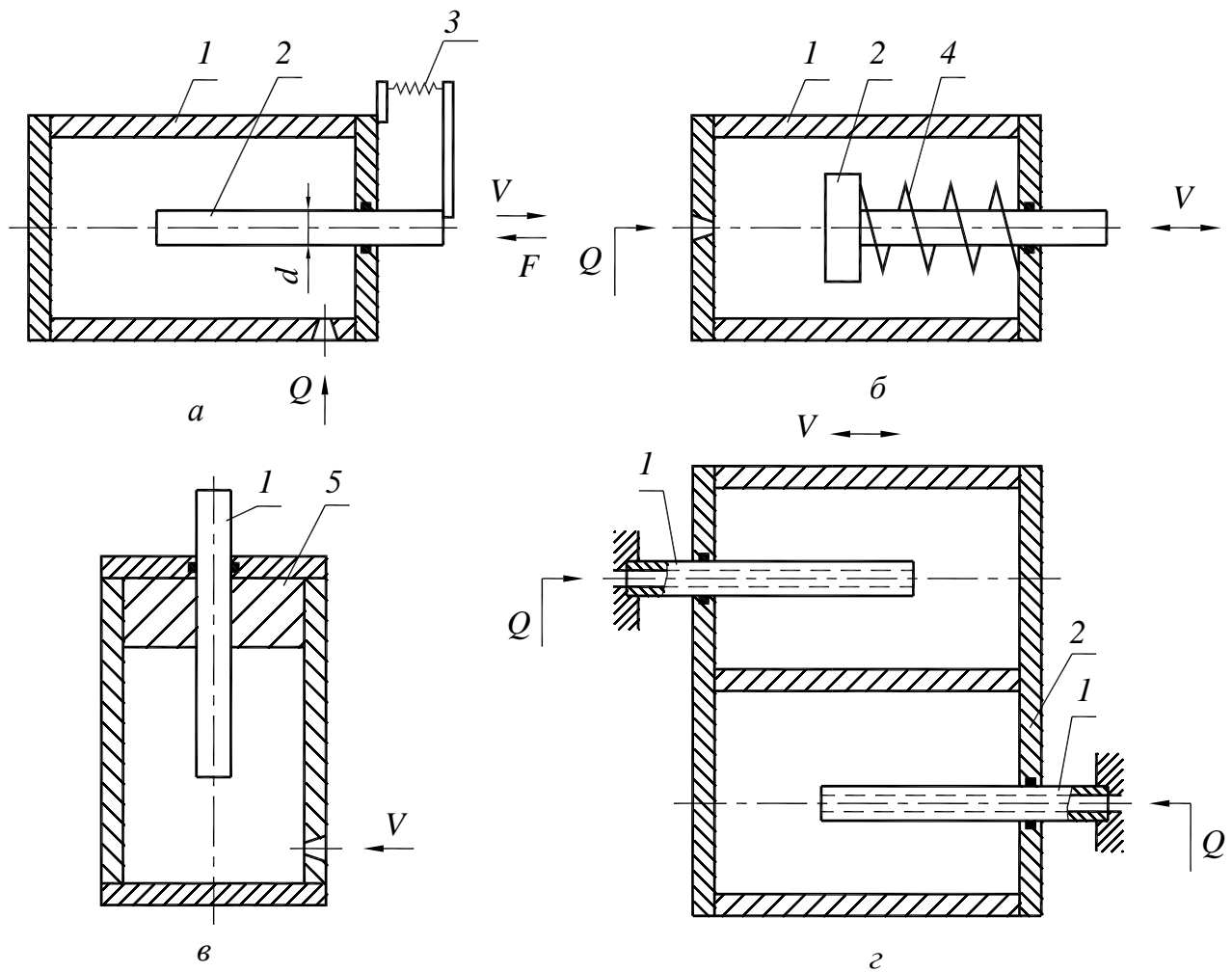


Рис. 5.27. Конструктивные схемы плунжерных гидроцилиндров

Тем самым они более технологичны и дешевле. Однако им присущи некоторые недостатки. К ним относятся небольшая тяговая сила F , зависящая от диаметра d плунжера 1 , необходимость устройств для возврата плунжера после совершения им рабочего хода (с помощью пружин растяжения 3 или сжатия 4 , рис. 5.27, *а*, *б*) и направляющих втулок 5 (рис. 5.27, *в*) во избежание перекоса при совершении движений. Если плунжерный цилиндр совершает рабочий ход только вверх (рис. 5.27, *в*), то обратный ход может совершаться за счет силы тяжести плунжера и связанных с ним узлов оборудования.

На рис.5.27, *г* показана конструктивная схема плунжерного цилиндра, способного совершать возвратно-поступательные движения. В нем подвижным элементом является сама гильза 2 , а подвод жидкости осуществляется через неподвижные плунжеры 1 .

На базе несимметричных и плунжерных цилиндров созданы специальные исполнительные гидроцилиндры: суммирующие, телескопические, мембранные и сильфонные.

Суммирующие гидроцилиндры (рис. 5.28, а) предназначены для получения нескольких разных скоростей за счет алгебраического суммирования рабочих площадей гильзы 1, поршня 2 и штока 3. Если подавать поток жидкости Q лишь на вход А, а отверстия Б и В соединить со сливом, то получим скорость $V_1 = 4Q/(\pi d_1^2)$. При подаче жидкости в канал Б, соединив другие каналы с баком, получим скорость $V_2 = 4Q/\pi[(D^2 - d_1^2)]$. Если напорную магистраль с потоком Q соединить с каналами А и Б, то получим скорость $V_3 = 4Q/(\pi D^2) < V_2$. Таким образом, соединяя каналы А, Б, В последовательно или в комбинации с напорной магистралью, можно получить несколько разных скоростей исполнительного органа 2 в обе стороны движения. Соответственно будут разными и тяговые силы такого цилиндра.

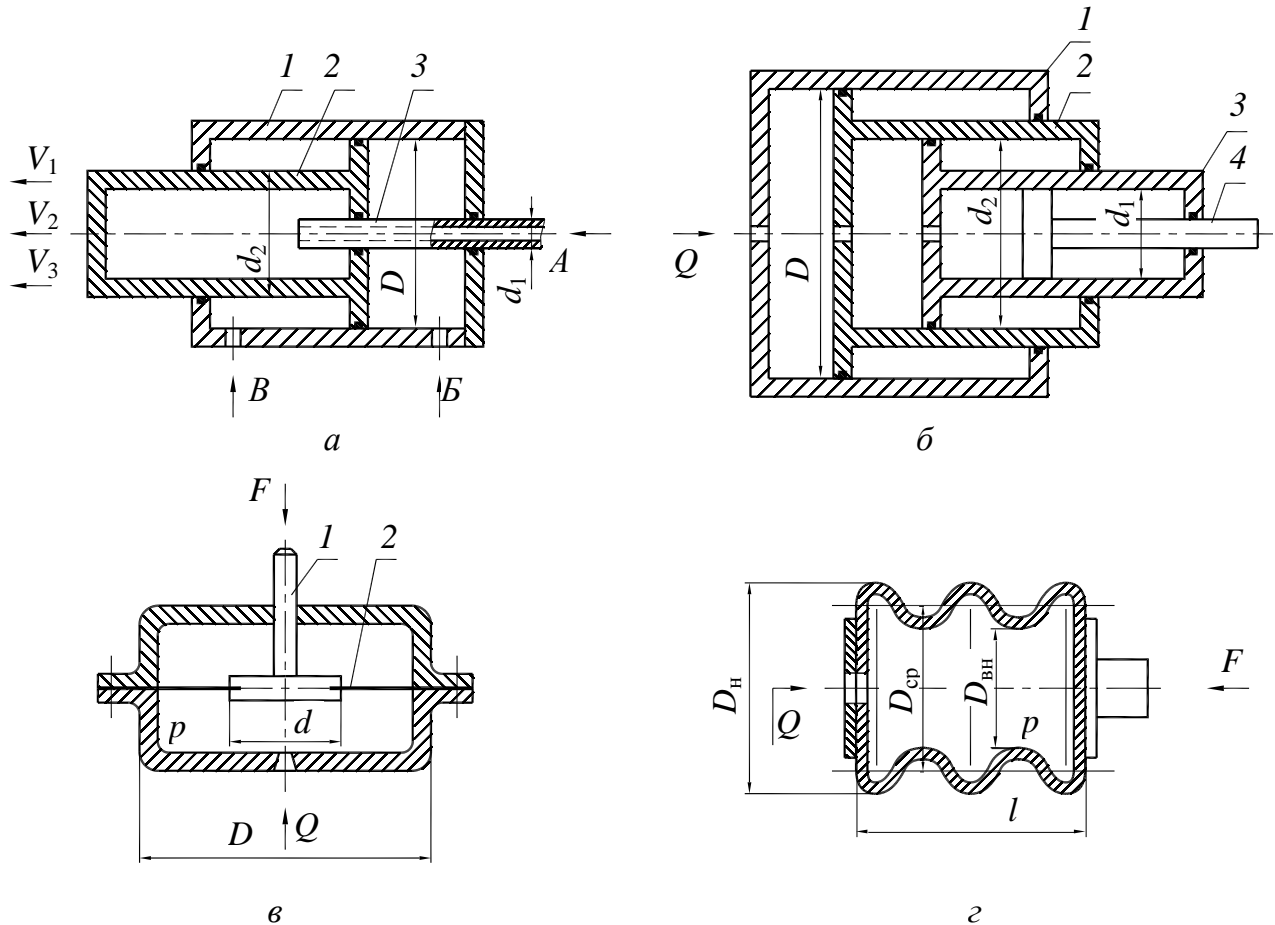


Рис. 5.28. Специальные гидроцилиндры

Телескопические гидроцилиндры (см. рис. 5.28, б) позволяют получить увеличенный ход исполнительного органа при небольших габаритных размерах такого цилиндра за счет суммирования ходов всех входящих в него плунжеров 2–4. Длина такого гидроцилиндра в собранном состоянии не превышает длины корпуса 1. При подаче жидкости Q выдвигается на всю длину плунжер 2 вместе со всеми другими. Когда он упрется в крышку корпуса 1, начнет выдвигаться плунжер 3, затем плунжер 4. Число плунжеров, входящих друг в друга, может быть любым.

Мембранные гидроцилиндры (см. рис. 5.28, в) позволяют получить большие тяговые силы F за счет больших эффективных площадей мембран при сравнительно небольшом ходе плунжера 1, зависящем от прогиба мембраны 2. Тяговая сила $F = p\pi(D^2 + Dd + d^2)/12$. Мембраны могут быть изготовлены либо из прорезиненной эластичной ткани, либо из металлической фольги.

Сильфоны (см. рис. 5.28, г) представляют собой цилиндры, изготовленные на основе гофрированных труб из прорезиненной ткани или металла (стали или бериллиевой бронзы). Наружный диаметр D_n достигает 200 мм. Тяговая сила F зависит от среднего диаметра D_{cp} , равного полусумме наружного D_n , и внутреннего $D_{вн}$ диаметров:

$$F = p \frac{\pi D_{cp}^2}{4} = p \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_n + D_{вн}}{2} \right)^2.$$

Давление p рабочей жидкости может достигать 15 МПа (только для сильфонов малых диаметров D_n). Ход таких цилиндров не может превышать 25 % длины l в ненагруженном состоянии, причем на растяжение допускается 10 % длины, на сжатие 15 %. Поскольку такие цилиндры чувствительны к изменению нагрузки F , их чаще всего применяют в различных измерительных и контрольных системах при малых ходах исполнительного органа.

При работе с жидкостями в гофрах сильфонов может собираться выделяющийся нерастворенный воздух или другой газ. Удаление его связано с большими трудностями, поэтому наиболее эффективна работа сильфонов в приводах с газовыми рабочими средами.

Действие гидравлических цилиндров связано с ударами поршня о крышки, что, во-первых, создает большой шум и, во-вторых, ограничивает скорости движения поршня. Борьба с этими недостатками гидроцилиндров ведется по пути создания различного рода тормозных

устройств, встраиваемых в конструкцию гидроцилиндра или устанавливаемых вне его. Рассмотрим некоторые способы торможения, применяющиеся в конструкциях гидроцилиндров (рис. 5.29).

Как только ступица 2 поршня войдет в расточку крышки 3 гидроцилиндра (рис. 5.29, а) жидкость из нее будет вытесняться через кольцевой зазор δ , образованный ступицей и внутренней поверхностью расточки. При этом создается большое сопротивление течению жидкости, и на его преодоление тратится энергия поршня, что приводит к его торможению.

Для торможения могут быть использованы регулируемые дроссели 4 (рис. 5.29, б, в). Как только ступица 2 поршня войдет в расточку крышки 3 или поршень перекроет отверстие А, жидкость из-под самого поршня будет вытесняться через сопротивление, создаваемое дросселем 4, а поршень начнет тормозиться. Меняя настройку сопротивления дросселя, можно плавно регулировать время торможения и замедления. Для обратного хода жидкость подается к поршню, минуя дроссель 4, через обратный клапан 5.

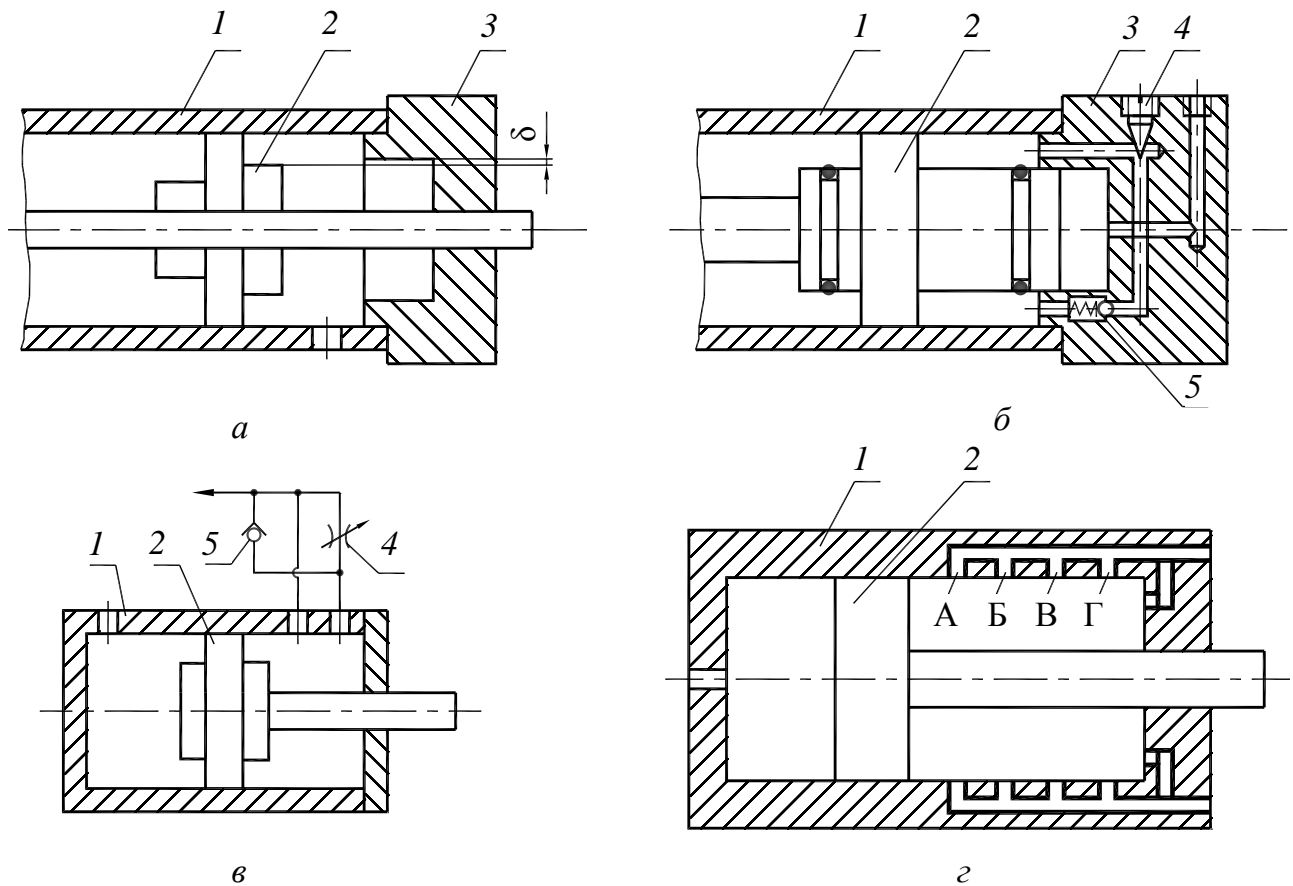


Рис. 5.29. Способы торможения гидроцилиндров

Способ ступенчатого торможения показан на рис. 5.29, *з*. Перекрывая последовательно отверстия А, Б, В, Г в цилиндре 1, поршень 2 при движении вправо создает все большее сопротивление вытеснению жидкости из правой полости и тем самым тормозится.

Конструкции цилиндров могут отличаться не только схемой исполнения и способом торможения, но и методом крепления в оборудовании (жесткое, шарнирное) и удаления воздуха из полостей. Этим-то и объясняется большое многообразие исполнительных двигателей поступательного движения.

К гидродвигателям для осуществления вращательных движений относят гидравлические моторы объемного действия. При рассмотрении гидравлических насосов было отмечено, что большинство из них обратимо, т. е. может работать в режиме гидромотора. С этим связана и аналогия классификаций гидродвигателей вращательного движения и гидронасосов объемного действия. Гидромоторы бывают роторно-зубчатыми, роторно-пластинчатыми и роторно-поршневыми.

Наибольшее распространение в гидроприводах общего машиностроения получили из роторно-зубчатых героторные гидромоторы из роторно-пластинчатых радиально-пластинчатые и ролико-пластинчатые гидромоторы, а из роторно-поршневых – аксиально-поршневые гидромоторы.

Конструкция героторного гидромотора показана на рис. 5.30. При подаче жидкости по каналу П в корпусе 2 она по специальным проточкам распределительной втулки 7 поступает в рабочую полость Р гидромотора. Создается вращающий момент, действующий на ротор 4, который начинает совершать планетарное движение относительно обоймы 5 с роликами 6, выполняющими роль зубьев обоймы. Вращение ротора 4 передается с помощью карданного вала 3 выходному валу 1 гидромотора. Вместе с валом 1 вращается и распределительная втулка 7, соединенная с ним штифтом 8, благодаря чему осуществляется подвод жидкости в соответствующие положения ротора 4 рабочие полости гидромотора.

В ролико-пластинчатом гидромоторе (см. рис. 5.31) ротор 5 имеет шесть лопастей (пластин) Л, а в корпусе 6 установлены четыре ролика 4 и выполнены по две рабочие П и сливные С камеры. При подаче жидкости по каналам в полости П создается вращающий момент, действующий на ротор. Поэтому он и связанный с ним вал 1 начинают вращаться. Для

обеспечения синхронности вращения ротора и роликов они соединены зубчатой парой 3, установленной в крышке 2.

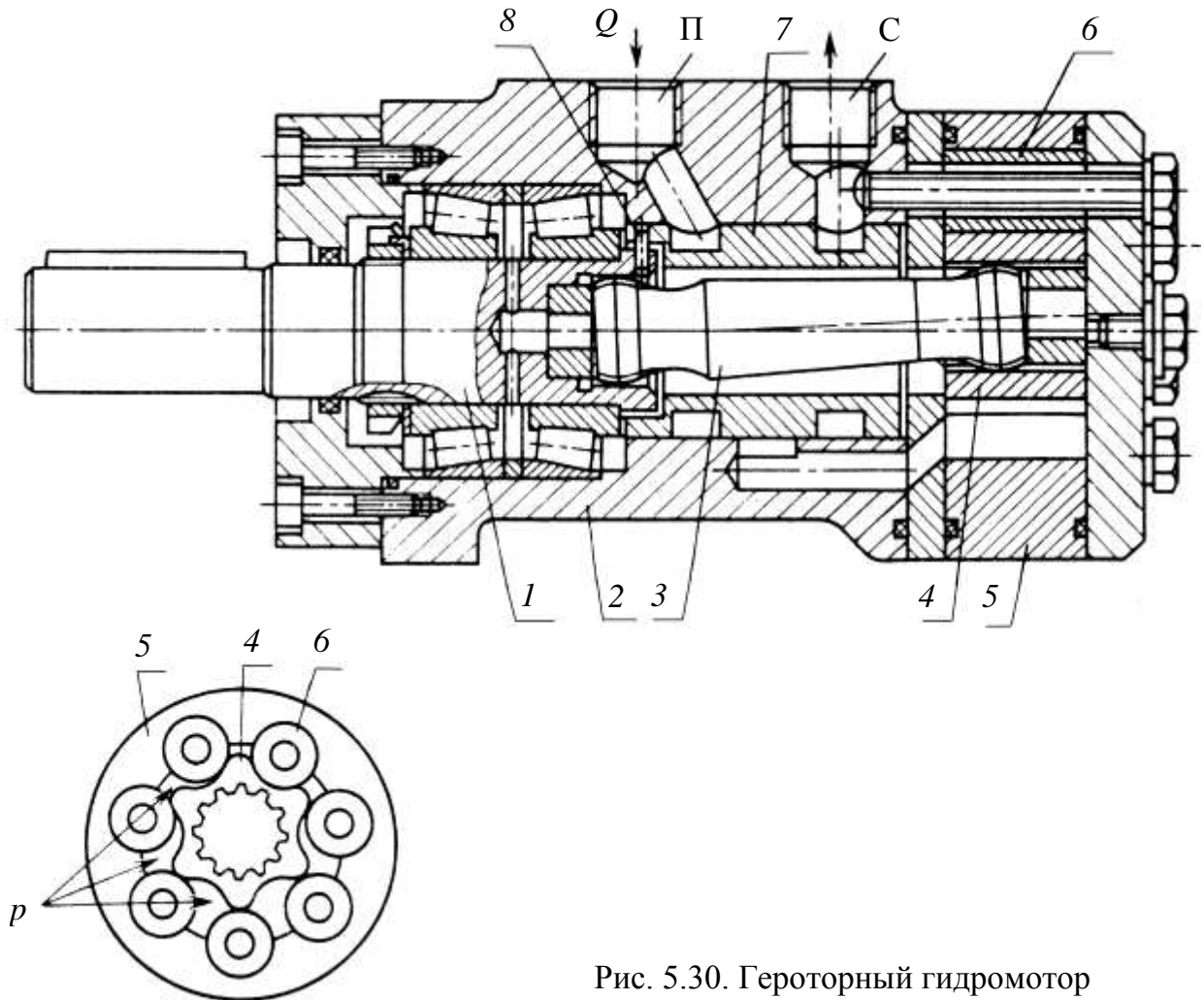


Рис. 5.30. Героторный гидромотор

Радиально-пластинчатые гидромоторы бывают (см. рис. 5.32), как правило, двукратного действия (с двумя противоположно расположенными рабочими камерами), что обеспечивает разгрузку вала от радиальных сил давления жидкости. Внутренняя поверхность обоймы 7 в поперечном сечении выполнена в виде овала, в роторе 3 установлено двенадцать пластин 6.

При подаче жидкости в рабочие камеры, образованные внутренней поверхностью обоймы 7, пластинами 6, наружной поверхностью ротора 3 и торцами дисков 5 и 8, по каналу П создаваемый ею крутящий момент вращает ротор 3 и связанный с ним вал 1 в корпусе 2. Слив жидкости осуществляется через диск 5 в канал С крышки 4.

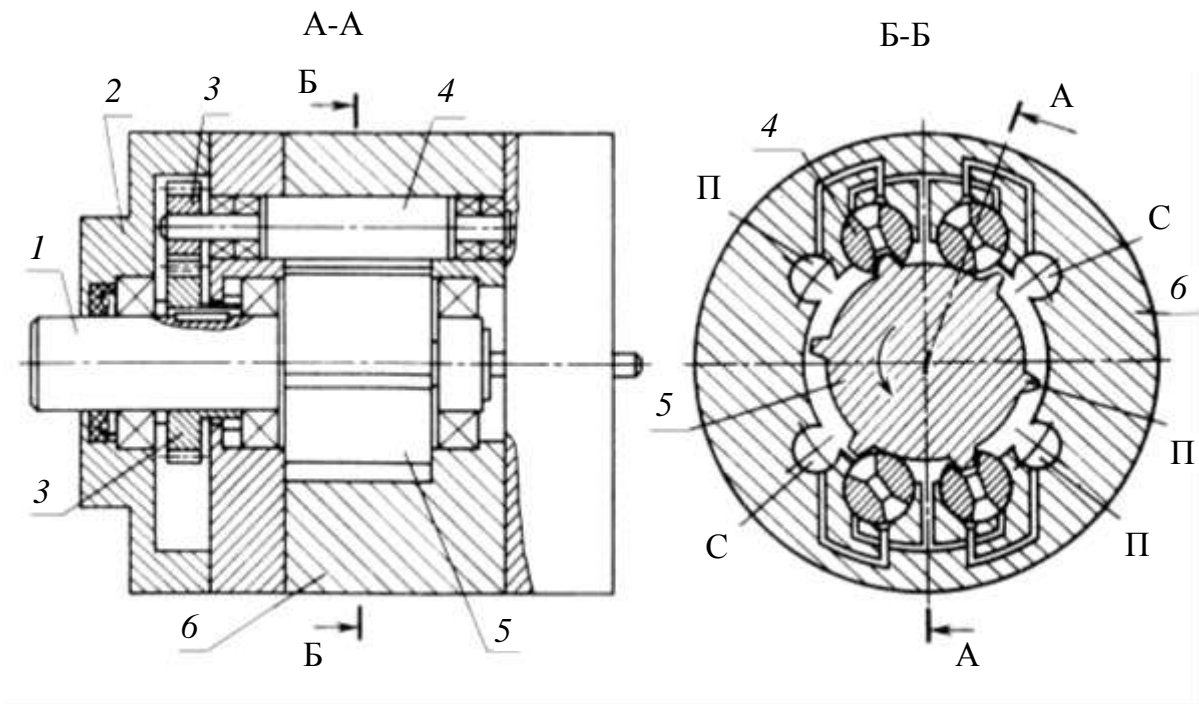


Рис. 5.31. Ролико-подшипниковый гидромотор

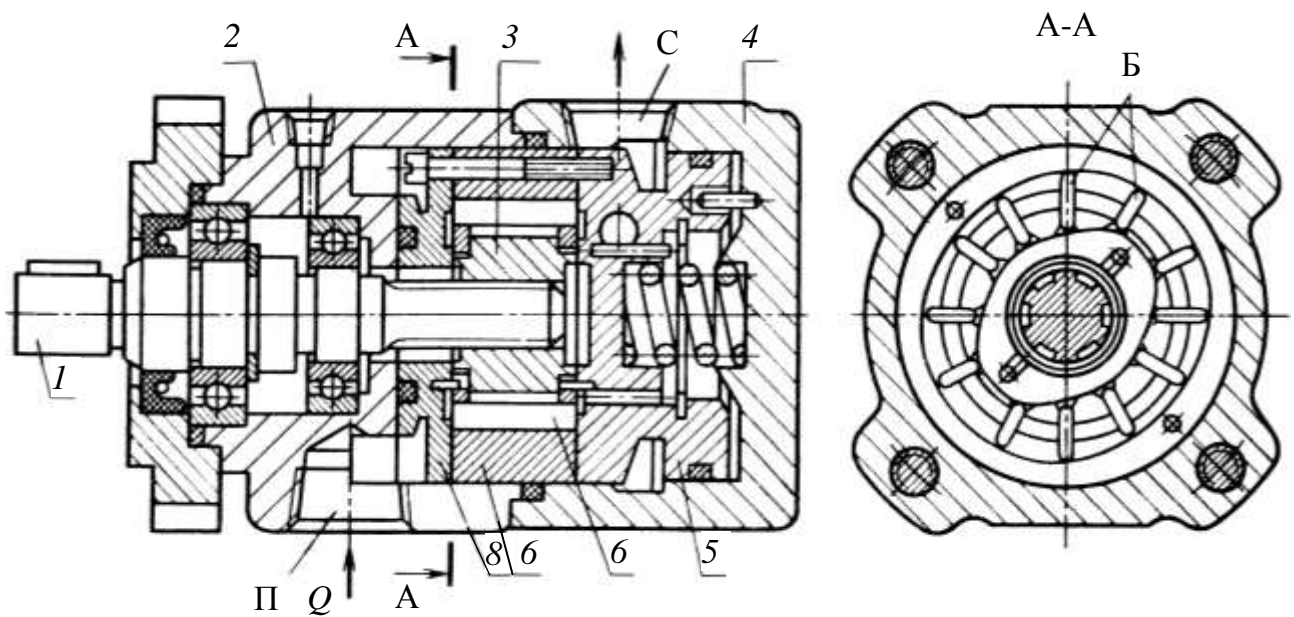


Рис. 5.32. Радиально-пластинчатый гидромотор

Принцип действия аксиально-поршневых гидромоторов (рис. 5.33) состоит в следующем. При подаче жидкости под торцы плунжеров 5 через распределительный диск 4 возникает осевая сила, действующая на наклонную шайбу 7.

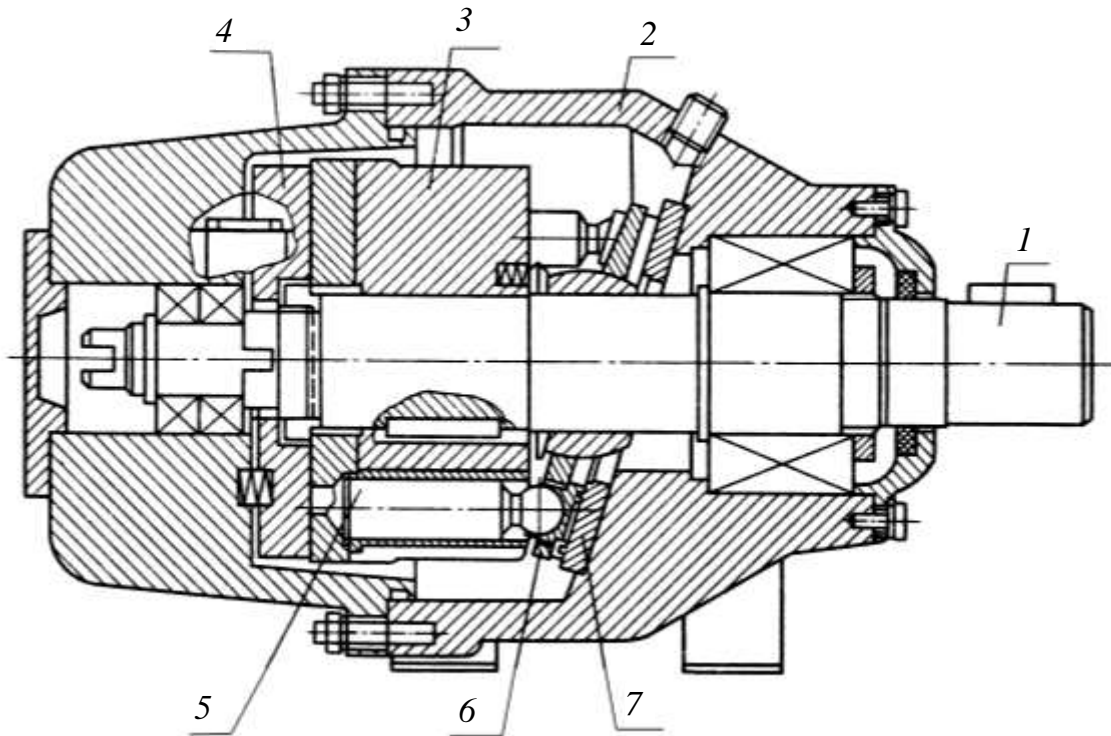


Рис. 5.33. Аксиально-поршневой гидромотор

Окружная составляющая этой силы создает крутящий момент, приводящий во вращение ротор 3 вместе с установленными в нем плунжерами и опорным диском 6 и вал 1 с передней опорой в корпусе 2. Таким образом, при вращении ротора плунжеры совершают возвратно-поступательное движение. Причем при движении вправо они совершают работу, вращая ротор, а при движении влево вытесняют жидкость из-под своих торцов на слив.

Основное отличие аксиально-поршневого гидромотора Г15 (см. рис. 5.34) от рассмотренного выше состоит в том, что в качестве наклонной планшайбы использован упорный подшипник 1. Плунжеры 6 при вращении ротора 3 и связанного с ним барабана 2 скользят по поверхности подшипника 1. Их поступательное движение осуществляется с помощью поршней 5, установленных в роторе 3 и перемещаемых жидкостью, поступающей в полость П через распределительную крышку 4.

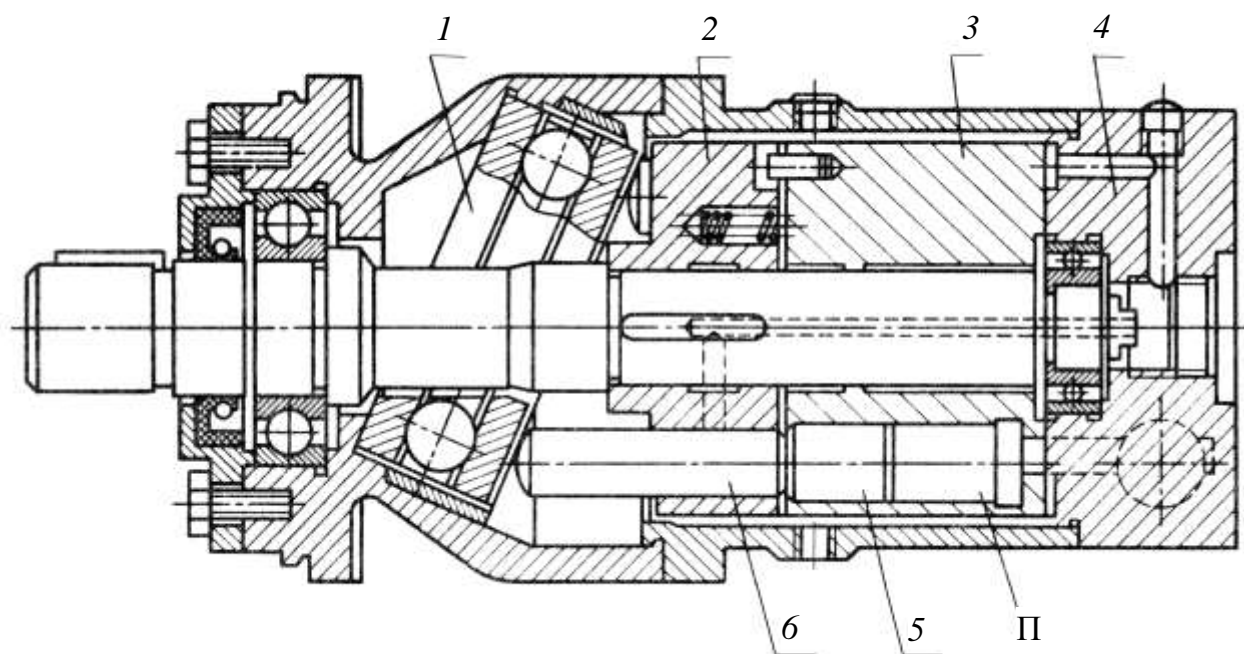


Рис. 5.34. Аксиально-поршневой гидромотор Г15

Выбор гидромоторов для приводов необходимо осуществлять, учитывая многие факторы работы вращательного исполнительного органа. Основными параметрами, характеризующими гидромоторы, являются рабочий объем, вращающий момент (номинальный, пусковой), частота вращения (номинальная, максимальная, минимальная), давление на входе в гидромотор (максимальное, номинальное), расход жидкости, поступающей в гидромотор. Кроме того, в паспортных данных гидромоторов указывают КПД, момент инерции вращающихся масс, массу и другие величины.

Главными параметрами для выбора гидромотора являются вращающий момент и частота вращения. Вращающий момент на валу гидромотора

$$M_{вр} = 0,5q_m \Delta p / \pi, \quad (5.3)$$

где q_m – рабочий объем гидромотора; $\Delta p = p_1 - p_2$ – разность давлений соответственно на входе и выходе гидромотора.

Частота вращения вала гидромотора

$$n_m = Q_m / q_m, \quad (5.4)$$

где Q_m – поток жидкости, подаваемой на вход гидромотора.

Из последнего выражения нетрудно установить, что регулирование частоты вращения вала гидромотора можно осуществлять двумя способами: изменением потока жидкости Q_m , подаваемого к гидромотору, или

настройкой рабочего объема гидромотора q_m . Первый способ легко реализуется системой управления гидравлического привода (или изменением подачи насоса, или настройкой сопротивлений системы), второй способ можно реализовать при наличии регулируемого гидромотора. На практике чаще всего используют первый способ.

Ориентировочный выбор типа гидромотора может быть проведен по следующей методике. Определяют необходимый крутящий (вращающий) момент на исполнительном органе гидравлического привода (из условий его работы), и это значение момента приводится к валу гидромотора. Аналогично приводится к валу гидромотора и требуемая частота вращения исполнительного органа. По этим двум значениям из каталогов гидромоторов можно выбрать модель, которая удовлетворяла бы этим необходимым данным, и записать ее параметры: рабочий объем q_m , КПД, пределы частот вращения, момент инерции вращающихся масс. Теперь уже можно определить и давление p_1 на входе в гидромотор по формуле (5.3), приняв давление p_2 на его выходе равным нулю, и необходимый поток Q_m жидкости подводимый к гидромотору, по формуле (3.4). Это дает возможность выбрать насос и осуществлять предварительный расчет всего гидропривода.

Гидродвигатели для осуществления возвратно-вращательных (качательных) движений. Качательными называют такие движения, во время которых достигается конечный угол поворота, не превышающий нескольких оборотов вокруг оси, и осуществляется возврат в исходное положение. К качательным гидродвигателям относят поворотные гидравлические моторы и специальные устройства, выполненные на базе гидравлических цилиндров.

Отечественная промышленность выпускает поворотные пластинчатые гидромоторы модели ДПГ (гидродвигатель поворотный) с рабочими объемами 40–2500 см³, углом поворота выходного вала 270° и вращающими моментами 125–7800 Н·м.

Принцип действия таких гидромоторов прост: жидкость подается по каналу *A* (см. рис. 5.35, *a*) в левую полость машины, образованную внутренней поверхностью статора *1*, наружной поверхностью ротора *2*, пластиной *3* и торцами крышек (на рисунке не показаны), и воздействует на пластину *3*. Создается крутящий момент, поворачивающий ротор до упора. Возврат ротора в исходное положение осуществляется подачей жидкости в правую полость по каналу *B* в разделителе *4*.

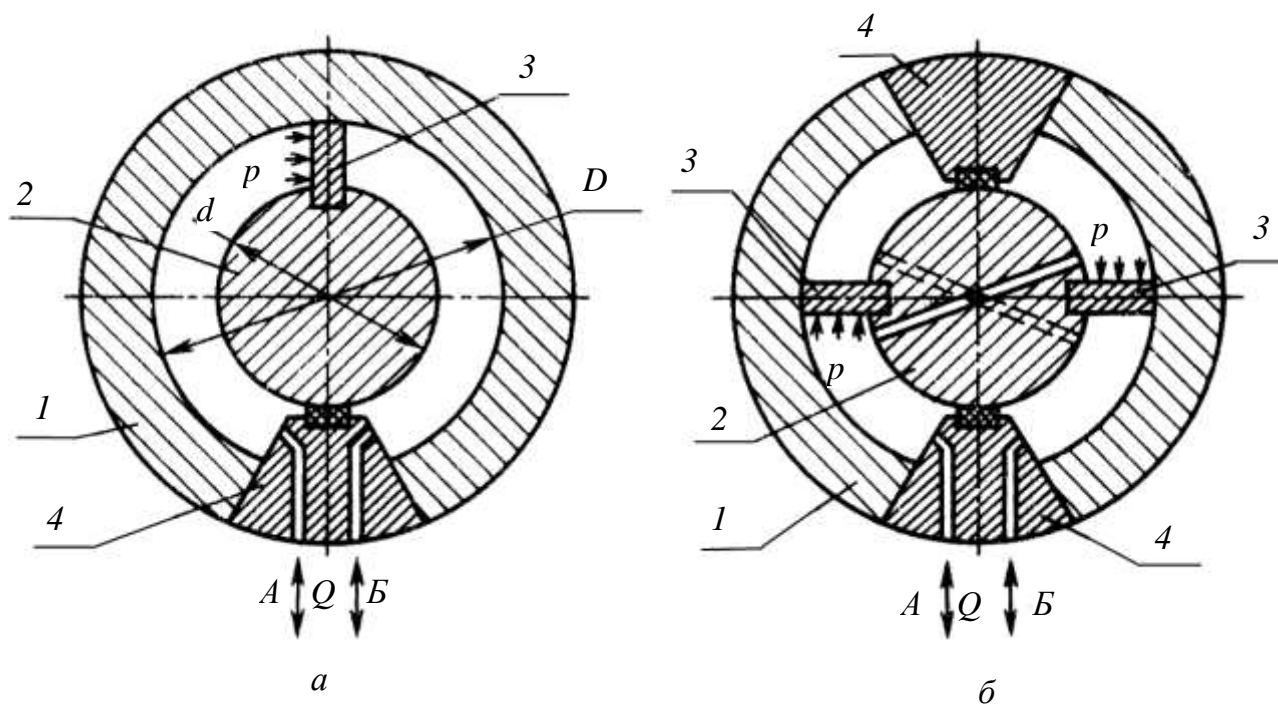


Рис. 5.35. Схемы поворотных гидродвигателей:
a – однопластинчатого; *б* – двухпластинчатого

Крутящий момент, развиваемый гидромотором, зависит от давления p и полезной площади пластины, определяемой диаметрами ротора D статора и ее длиной l вдоль оси вращения. Поэтому поворотные гидродвигатели способны развивать огромные вращающие моменты, что является их основным достоинством.

У двухпластинчатых (рис. 3.35, *б*) или многопластинчатых гидродвигателей вращающий момент зависит еще от числа n пластин, т. е.

$$M_{\text{вр}} = \frac{pnl(D^2 - d^2)}{8},$$

где p – перепад давления между напорной и сливной полостями мотора.

Угловая скорость ω выходного вала гидромотора при измерении угла поворота в радианах может быть определена так:

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)l \cdot n},$$

где Q_M – поток жидкости, подаваемый на вход гидромотора.

Фактические значения вращающего момента и угловой скорости будут несколько меньше значений, рассчитанных по приведенным формулам, поскольку в них не учтены потери на трение и утечки рабочей жидкости.

Основной недостаток поворотных гидромоторов заключается в больших перетечках жидкости из напорной полости в сливную, вызванных трудностью создания герметичных уплотнений радиального зазора между пластиной и статором и торцового зазора между пластиной и торцом крышек машины. Кроме того, применение двух, трех и более пластин, установленных в роторе, приводит к уменьшению возможного угла поворота выходного вала гидромотора. Так, однопластинчатый гидромотор может выполнить повороты на 270° , двухпластинчатый только на 140° , трехпластинчатый на 70° .

Когда необходим поворот на угол, больший 2π , можно применить поворотный гидродвигатель и дополнительную передачу (например, зубчатую). Однако этот путь не всегда приемлем при создании автоматизированного оборудования, так как приводит к увеличению габаритных размеров устройства и усложнению конструкции.

Другим путем осуществления поворота на угол больше 360° является применение специальных гидроцилиндров, преобразующих прямолинейное движение в возвратно-вращательное.

Конструкция плунжерного гидроцилиндра с реечной зубчатой передачей показана на рис. 5.36.

При подаче жидкости под торцы плунжеров 1 по каналам, например А, плунжеры, выполненные как зубчатая рейка, смещаются и поворачивают зубчатое колесо 2, связанное с выходным 3.

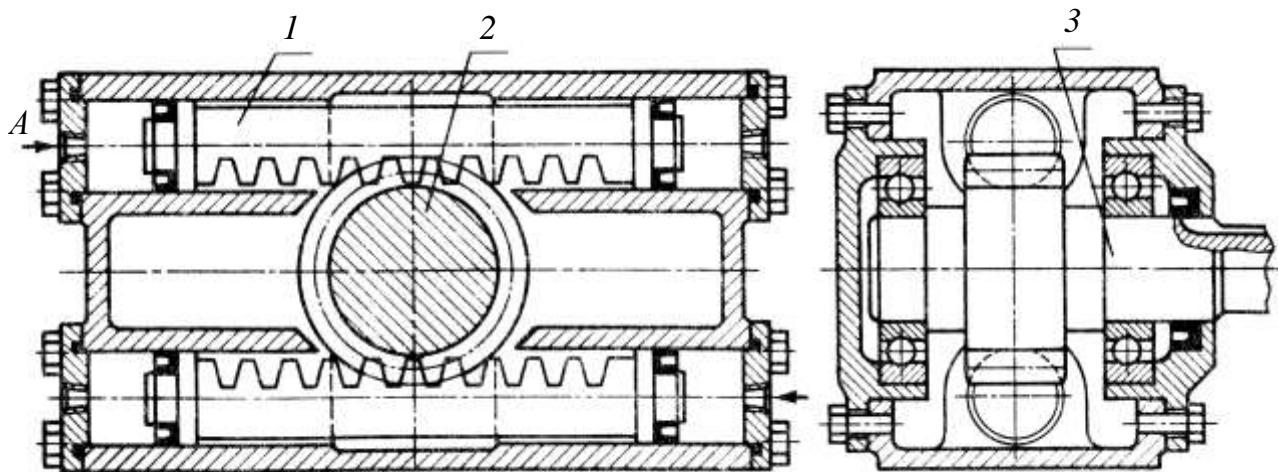


Рис. 5.36. Плунжерный гидроцилиндр с реечной зубчатой передачей