

Лекция 1. ВВЕДЕНИЕ. ПРЕДМЕТ ГИДРАВЛИКИ И КРАТКАЯ ИСТОРИЯ ЕЕ РАЗВИТИЯ

Решение различных технических проблем, связанных с вопросами движения жидкостей в открытых и закрытых руслах, а также с вопросами силового воздействия жидкости на стенки сосудов или обтекаемые жидкостью твердые тела привело к созданию обширной науки называемой гидромеханикой, которая делится на два раздела: техническая гидромеханика и теоретическая механика жидкости и газа (рис. 1.1).

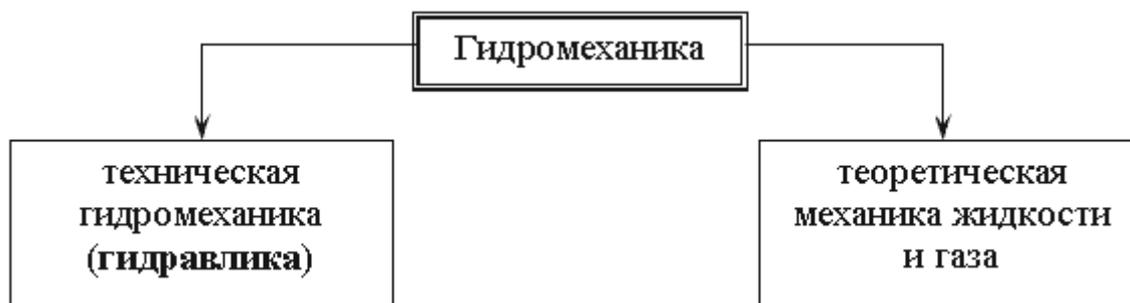


Рис. 1.1. Разделы гидромеханики

Гидравлика (техническая механика жидкости) - прикладная часть гидромеханики, которая использует те или иные допущения для решения практических задач. Она обладает сравнительно простыми методиками расчета по сравнению с теоретической механикой жидкости, где применяется сложный математический аппарат. Однако гидравлика дает достаточную для технических приложений характеристику рассматриваемых явлений.

1.1. Краткая история развития гидравлики

Исторически гидравлика является одной из самых древних наук в мире. Археологические исследования показывают, что еще за 5000 лет до нашей эры в Китае, а затем в других странах древнего мира найдены описания устройства различных гидравлических сооружений, представленные в виде рисунков (первых чертежей). Естественно, что никаких расчетов этих сооружений не производилось, и все они были построены на основании практических навыков и правил.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических задач относятся к 250 году до н.э., когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. Потом на протяжении 1500 лет особых изменений гидравлика не получала. Наука в то время почти совсем не развивалась, образовался своего рода застой. И только в XVI-XVII веках нашей эры в эпоху Возрождения, или как говорят историки Ренессанса, появились работы Галилея, Леонардо да Винчи, Паскаля, Ньютона, которые положили серьезное основание для дальнейшего совершенствования гидравлики как науки.

Однако только основополагающие работы академиков Петербургской академии наук Даниила Бернулли и Леонарда Эйлера живших в XVIII веке, создали прочный фундамент, на котором основывается современная гидравлика. В XIX-XX веках существенный вклад в гидродинамику внес "отец русской авиации" Николай Егорович Жуковский.

Роль гидравлики в современном машиностроении трудно переоценить. Любой автомобиль, летательный аппарат, морское судно не обходится без применения гидравлических систем. Добавим сюда строительство плотин, дамб, трубопроводов, каналов, водосливов. На производстве просто не обойтись без гидравлических прессов, способных развивать колоссальные усилия. А вот интересный факт из истории строительства Эйфелевой башни. Перед тем как окончательно установить многотонную металлоконструкцию башни на бетонные основания, ей придали строгое вертикальное положение с помощью четырех гидравлических прессов, установленных под каждую опору.

Гидравлика преследует человека повсюду: на работе, дома, на даче, в транспорте. Сама природа подсказала человеку устройство гидравлических систем. Сердце - насос, печень - фильтр, почки - предохранительные клапаны, кровеносные сосуды - трубопроводы, общая длина которых в человеческом организме около 100 000 км. Наше сердце перекачивает за сутки 60 тонн крови (это целая железнодорожная цистерна!).

1.2. Жидкость и силы действующие на нее

Жидкостью в гидравлике называют физическое тело способное изменять свою форму при воздействии на нее сколь угодно малых сил. Различают два вида жидкостей: жидкости капельные и жидкости газообразные (рис.1.2). Капельные жидкости представляют собой жидкости в обычном, общепринятом понимании этого слова (вода, нефть, керосин, масло и т.д.). Газообразные жидкости - газы, в обычных условиях представляют собой газообразные вещества (воздух, кислород, азот, пропан и т.д.).



Рис. 1.2. Виды жидкостей

Основной отличительной особенностью капельных и газообразных жидкостей является способность сжиматься (изменять объем) под воздействием внешних сил. Капельные жидкости (в дальнейшем просто жидкости) трудно поддаются сжатию, а газообразные жидкости (газы) сжимаются довольно легко, т.е. при воздействии небольших усилий способны изменить свой объем в несколько раз (рис.1.3).

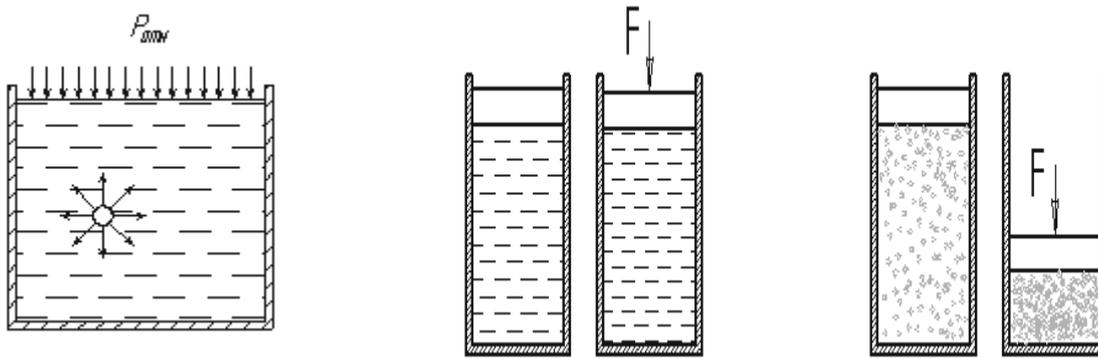


Рис. 1.3. Сжатие жидкостей и газов

В гидравлике рассматриваются *реальная* и *идеальная* жидкости. Идеальная жидкость в отличие от реальной жидкости не обладает внутренним трением, а также трением о стенки сосудов и трубопроводов, по которым она движется. Идеальная жидкость также обладает абсолютной несжимаемостью. Такая жидкость не существует в действительности, и была придумана для облегчения и упрощения ряда теоретических выводов и исследований.

На жидкость постоянно воздействуют внешние силы, которые разделяют на массовые и поверхностные.

Массовые: силы тяжести и инерции. Сила тяжести в земных условиях действует на жидкость постоянно, а сила инерции только при сообщении объему жидкости ускорений (положительных или отрицательных).

Поверхностные: обусловлены воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или воздействием других тел.

Рассмотрим сосуд, наполненный жидкостью. Если выделить в нем бесконечно малый объем жидкости, то на этот объем будут действовать силы со стороны соседних таких же бесконечно малых объемов (рис.1.4). Кроме этого на свободную поверхность жидкости действует сила атмосферного давления $P_{атм}$ и силы со стороны стенок сосуда.

Рис. 1.4. Поверхностные силы

Если на жидкость действует какая-то внешняя сила, то говорят, что жидкость находится под давлением. Обычно для определения давления жидкости, вызванного воздействием на нее поверхностных сил, применяется формула

$$P = \frac{F}{S}, \text{ (Н/м}^2\text{) или (Па),}$$

где F - сила, действующая на жидкость, Н (ньютоны);
 S - площадь, на которую действует эта сила, м² (кв.метры).

Если давление P отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным давлением* $P_{абс}$. Если давление отсчитывают от атмосферного, то оно называется *избыточным* $P_{изб}$. Атмосферное давление постоянно $P_a = 103$ кПа (рис.1.5).

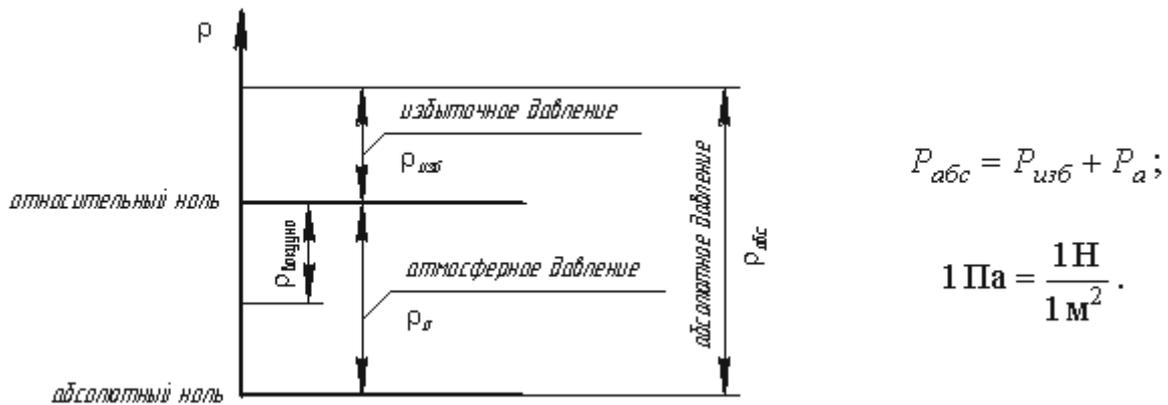


Рис. 1.5. Схема к определению давлений

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

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

Размерность давления обозначается как "Па" (паскаль), "кПа" (килопаскаль), "МПа" (мегапаскаль). В технике в настоящее время продолжают применять систему единиц МКГСС, в которой за единицу давления принимается 1 кгс/м².

$$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2 \text{ или } 1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па}.$$

1.3. Механические характеристики и основные свойства жидкостей

Основные механические характеристики

Одной из основных механических характеристик жидкости является ее плотность. *Плотностью* жидкости называют массу жидкости заключенную в единице объема.

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Удельным весом называют вес единицы объема жидкости, который определяется по формуле:

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP} \text{ (м}^2\text{/Н)},$$

С увеличением температуры удельный вес жидкости уменьшается.

Основные физические свойства

1. *Сжимаемость* - свойство жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом объемного сжатия, который определяется по формуле

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ (Н/м}^3\text{)}.$$

где V - первоначальный объем жидкости,
 dV - изменение этого объема, при увеличении давления на величину dP .

Величина обратная βV называется модулем объемной упругости жидкости:

$$K = \frac{1}{\beta} \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Модуль объемной упругости не постоянен и зависит от давления и температуры. При гидравлических расчетах сжимаемостью жидкости обычно пренебрегают и считают жидкости практически несжимаемыми. Сжатие жидкостей в основном обусловлено сжатием растворенного в них газа.

Сжимаемость понижает жесткость гидропривода, т.к., на сжатие затрачивается энергия. Сжимаемость может явиться причиной возникновения автоколебаний в гидросистеме, создает запаздывание в срабатывании гидроаппаратуры и исполнительных механизмах.

Иногда сжимаемость жидкостей полезна - ее используют в гидравлических амортизаторах и пружинах.

2. *Температурное расширение* - относительное изменение объема жидкости при увеличении температуры на 1°C при $P = const$. Характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \text{ (1/}^\circ\text{C)}.$$

Поскольку для капельных жидкостей коэффициент температурного расширения ничтожно мал, то при практических расчетах его не учитывают.

3. *Сопротивление растяжению*. Особыми физическими опытами было показано, что покоящаяся жидкость (в частности вода, ртуть) иногда способна сопротивляться очень большим растягивающим усилиям. Но в обычных условиях такого не происходит, и поэтому считают, что жидкость не способна сопротивляться растягивающим усилиям.

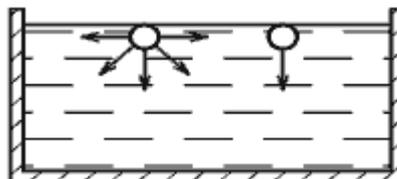


Рис. 1.6. Силы поверхностного натяжения

4. *Силы поверхностного натяжения* - эти силы стремятся придать сферическую форму жидкости. Силы поверхностного натяжения обусловлены поверхностными силами и направлены всегда внутрь рассматриваемого объема перпендикулярно свободной поверхности жидкости. Рассмотрим бесконечно малый объем жидкости на свободной поверхности. На него будут действовать силы со стороны соседних объемов. В результате,

если сложить вектора всех сил действующих на рассматриваемый объем, то суммарная составляющая сила будет направлена перпендикулярно внутрь рассматриваемого объема.

5. *Вязкость жидкости* - свойство жидкости сопротивляться скольжению или сдвигу ее слоев. Суть ее заключается в возникновении внутренней силы трения между движущимися слоями жидкости, которая определяется по формуле Ньютона

$$T = \mu S \frac{dv}{dy} \text{ (Н)},$$

где S - площадь слоев жидкости или стенки, соприкасающейся с жидкостью, м^2 ,
 μ - динамический коэффициент вязкости, или сила вязкостного трения,
 d/dy - градиент скорости, перпендикулярный к поверхности сдвига.

Отсюда динамическая вязкость равна

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} \text{ (Н·с/м}^2\text{)},$$

где τ - касательные напряжения жидкости, $\tau = T/S$.

При течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки происходит торможение потока, обусловленное вязкостью (рис.1.7). Скорость уменьшается по мере уменьшения расстояния y от стенки. При этом при $y = 0$, скорость падает до нуля, а между слоями происходит проскальзывание, сопровождающееся возникновением касательных напряжений τ .

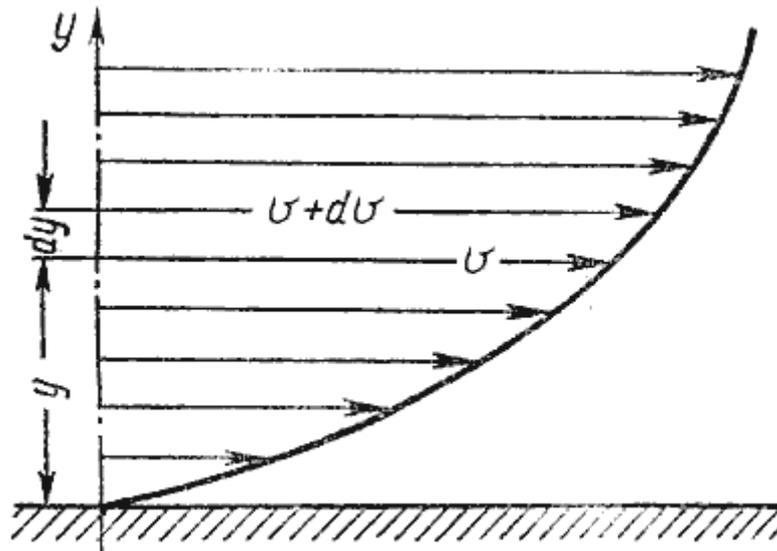


Рис. 1.7. Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

Величина обратная динамическому коэффициенту вязкости ($1/\mu$) называется *текучестью жидкости*.

Отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости называется кинематическим коэффициентом вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (м}^2\text{/с)}.$$

Величина ν (произносится "ню") равная $1 \text{ см}^2/\text{с}$ называется стоксом (Ст), а $0,01 \text{ Ст}$ - 1 сантистоксом (сСт).

Процесс определения вязкости называется вискозиметрией, а приборы, которыми она определяется вискозиметрами. Помимо оценки вязкости с помощью динамического и кинематического коэффициентов пользуются условной вязкостью - градусы Энглера (Е). Вязкостью, выраженной в градусах Энглера, называется отношение времени истечения 200 см^3 испытуемой жидкости через капилляр $d = 2,8 \text{ мм}$ к времени истечения такого же объема воды при $t = 20 \text{ С}$

$$1^\circ E = \frac{t}{t_{\text{воды}}}, \text{ где } t_{\text{воды}} = 51,6 \text{ сек.}$$

Такой прибор называется вискозиметром Энглера. Для пересчета градусов Энглера в стоксы для минеральных масел применяется формула

$$\nu = 0,073^\circ E - \frac{0,063}{^\circ E}.$$

Таким образом, для оценки вязкости жидкости можно использовать три величины, которые связаны между собой



Рис. 1.8. Способы оценки вязкости жидкости

Вязкость жидкости зависит от температуры и от давления. При повышении температуры вязкость жидкости уменьшается и наоборот. У газов наблюдается обратное явление: с повышением температуры вязкость увеличивается, с понижением температуры - уменьшается.

6. *Пенообразование.* Выделение воздуха из рабочей жидкости при падении давления может вызвать пенообразование. На интенсивность пенообразования оказывает влияние содержащаяся в рабочей жидкости вода: даже при ничтожном количестве воды (менее $0,1\%$ по массе рабочей жидкости) возникает устойчивая пена. Образование и стойкость пены зависят от типа рабочей жидкости, от ее температуры и размеров пузырьков, от материалов и покрытий гидроаппаратуры. Особенно пенообразование происходит интенсивно в загрязненных жидкостях и бывших в эксплуатации. При температуре жидкости свыше 70 С происходит быстрый спад пены.

7. *Химическая и механическая стойкость.* Характеризует способность жидкости сохранять свои первоначальные физические свойства при эксплуатации и хранении.

Окисление жидкости сопровождается выпадением из нее смол и шлаков, которые откладываются на поверхности элементов гидропривода в виде твердого налета. Снижается вязкость и изменяется цвет жидкости. Продукты окисления вызывают коррозию металлов и уменьшают надежность работы гидроаппаратуры. Налет вызывает заклинивание подвижных соединений, плунжерных пар, дросселирующих отверстий, разрушение уплотнений и разгерметизацию гидросистемы.

8. *Совместимость.* Совместимость рабочих жидкостей с конструкционными материалами и особенно с материалами уплотнений имеет очень большое значение. Рабочие жидкости на нефтяной основе совместимы со всеми металлами, применяемыми в гидромашиностроении, и плохо совместимы с уплотнениями, изготовленными из синтетической резины и из кожи. Синтетические рабочие жидкости плохо совмещаются с некоторыми конструкционными материалами и не совместимы с уплотнениями из маслостойкой резины.

9. *Испаряемость жидкости.* Испаряемость свойственна всем капельным жидкостям, однако интенсивность испарения неодинакова у различных жидкостей и зависит от условий в которых она находится: от температуры, от площади испарения, от давления, и от скорости движения газообразной среды над свободной поверхностью жидкости (от ветра).

10. *Растворимость газов в жидкостях* характеризуется объемом растворенного газа в единице объема жидкости и определяется по закону Генри:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{ж}} k \frac{P}{P_a};$$

где V_{Γ} - объем растворенного газа; $V_{\text{ж}}$ - объем жидкости; k - коэффициент растворимости; P - давление; P_a - атмосферное давление.

Коэффициент k имеет следующие значения при 20 С: для воды 0,016, керосина 0,13, минеральных масел 0,08, жидкости АМГ-10 - 0,1. При понижении давления выделяется растворимый в жидкости газ. Это явление может отрицательно сказываться на работе гидросистем.

Лекция 2. ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ

Гидравлика делится на два раздела: гидростатика и гидродинамика. Гидродинамика является более обширным разделом и будет рассмотрена в последующих лекциях. В этой лекции будет рассмотрена гидростатика.

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости и их практическое применение.

2.1. Гидростатическое давление

В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется *гидростатическим давлением*. Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях водоема, испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

Рассмотрим резервуар с плоскими вертикальными стенками, наполненный жидкостью (рис.2.1, а). На дно резервуара действует сила P равная весу налитой жидкости $G = \gamma V$, т.е. $P = G$.

Если эту силу P разделить на площадь дна S_{abcd} , то мы получим *среднее гидростатическое давление*, действующее на дно резервуара.

$$P_{cp} = \frac{P}{S_{abcd}}$$

Гидростатическое давление обладает свойствами.

Свойство 1. *В любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке касательной к выделенному объему и действует внутрь рассматриваемого объема жидкости.*

Для доказательства этого утверждения вернемся к рис.2.1, а. Выделим на боковой стенке резервуара площадку $S_{бок}$ (заштриховано). Гидростатическое давление действует на эту площадку в виде распределенной силы, которую можно заменить одной равнодействующей, которую обозначим P . Предположим, что равнодействующая гидростатического давления P , действующая на эту площадку, приложена в точке A и направлена к ней под углом φ (на рис. 2.1 обозначена штриховым отрезком со стрелкой). Тогда сила реакции стенки R на жидкость будет иметь ту же самую величину, но противоположное направление (сплошной отрезок со стрелкой). Указанный вектор R можно разложить на два составляющих вектора: нормальный R_n (перпендикулярный к заштрихованной площадке) и касательный R_τ к стенке.

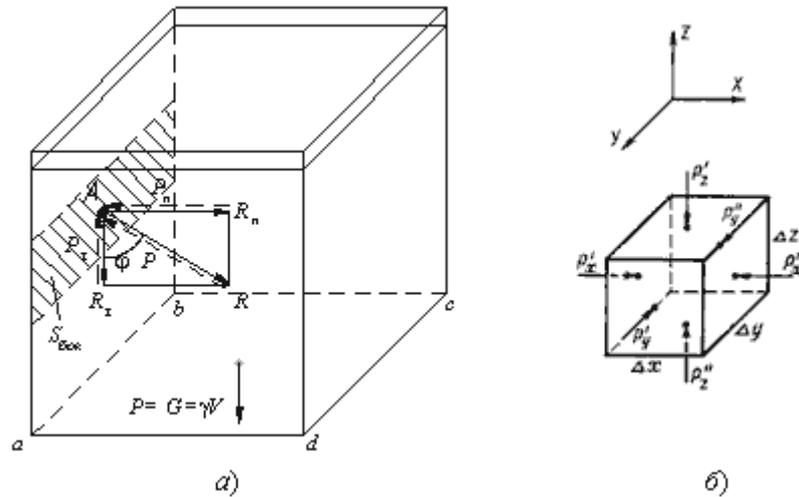


Рис. 2.1. Схема, иллюстрирующая свойства гидростатического давления а - первое свойство; б - второе свойство

Сила нормального давления R_n вызывает в жидкости напряжения сжатия. Этим напряжениям жидкость легко противостоит. Сила R_t действующая на жидкость вдоль стенки, должна была бы вызвать в жидкости касательные напряжения вдоль стенки и частицы должны были бы перемещаться вниз. Но так как жидкость в резервуаре находится в состоянии покоя, то составляющая R_t отсутствует. Отсюда можно сделать вывод первого свойства гидростатического давления.

Свойство 2. Гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.

В жидкости, заполняющей какой-то резервуар, выделим элементарный кубик с очень малыми сторонами Δx , Δy , Δz (рис.2.1, б). На каждую из боковых поверхностей будет давить сила гидростатического давления, равная произведению соответствующего давления P_x , P_y , P_z на элементарные площади. Обозначим вектора давлений, действующие в положительном направлении (согласно указанным координатам) как P'_x , P'_y , P'_z , а вектора давлений, действующие в обратном направлении соответственно P''_x , P''_y , P''_z . Поскольку кубик находится в равновесии, то можно записать равенства

$$\begin{aligned} P'_x \Delta y \Delta z &= P''_x \Delta y \Delta z \\ P'_y \Delta x \Delta z &= P''_y \Delta x \Delta z \\ P'_z \Delta x \Delta y + \gamma \Delta x \Delta y \Delta z &= P''_z \Delta x \Delta y \end{aligned}$$

где γ - удельный вес жидкости;
 Δx , Δy , Δz - объем кубика.

Сократив полученные равенства, найдем, что

$$P'_x = P''_x; P'_y = P''_y; P'_z + \gamma \Delta z = P''_z$$

Членом третьего уравнения $\gamma \Delta z$, как бесконечно малым по сравнению с P'_z и P''_z , можно пренебречь и тогда окончательно

$$P'_x = P''_x; P'_y = P''_y; P'_z = P''_z$$

Вследствие того, что кубик не деформируется (не вытягивается вдоль одной из осей), надо полагать, что давления по различным осям одинаковы, т.е.

$$P'_x = P''_x = P'_y = P''_y = P'_z = P''_z$$

Это доказывает второе свойство гидростатического давления.

Свойство 3. Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.

Это положение не требует специального доказательства, так как ясно, что по мере увеличения погружения точки давление в ней будет возрастать, а по мере уменьшения погружения уменьшаться. Третье свойство гидростатического давления может быть записано в виде

$$P=f(x, y, z)$$

2.2. Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила - сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Это уравнение называется *основным уравнением гидростатики*.

Пусть жидкость содержится в сосуде (рис.2.2) и на ее свободную поверхность действует давление P_0 . Найдем гидростатическое давление P в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h . Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h . Рассмотрим условие равновесия указанного объема жидкости, выделенного из общей массы жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т.е. вверх.

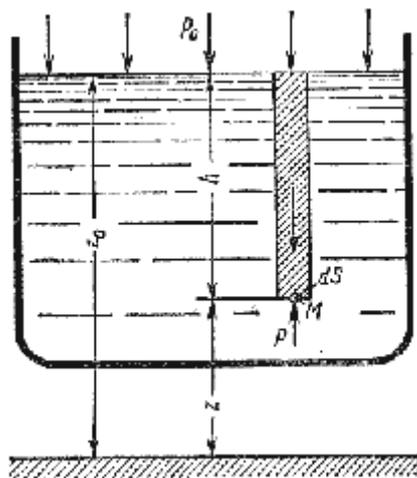


Рис. 2.2. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$PdS - P_0 dS - \rho gh dS = 0$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости, заключенный в рассматриваемом вертикальном цилиндре объемом hdS . Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, т.к. они перпендикулярны к этой

поверхности и их проекции на вертикальную ось равны нулю. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем

$$P = P_0 + \rho gh = P_0 + h\gamma$$

Полученное уравнение называют основным уравнением гидростатики. По нему можно посчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления P_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики видно, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление, приложенное к внешней поверхности P_0 . Другими словами давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Это положение известно под названием закона Паскаля.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня (подробно рассмотрим в п.2.6). В обычных условиях поверхности уровня представляют собой горизонтальные плоскости.

2.3. Давление жидкости на плоскую наклонную стенку

Пусть мы имеем резервуар с наклонной правой стенкой, заполненный жидкостью с удельным весом γ . Ширина стенки в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа (от читателя), равна b (рис.2.3). Стенка условно показана развернутой относительно оси AB и заштрихована на рисунке. Построим график изменения избыточного гидростатического давления на стенку AB .

Так как избыточное гидростатическое давление изменяется по линейному закон $P=\gamma gh$, то для построения графика, называемого эпюрой давления, достаточно найти давление в двух точках, например A и B .

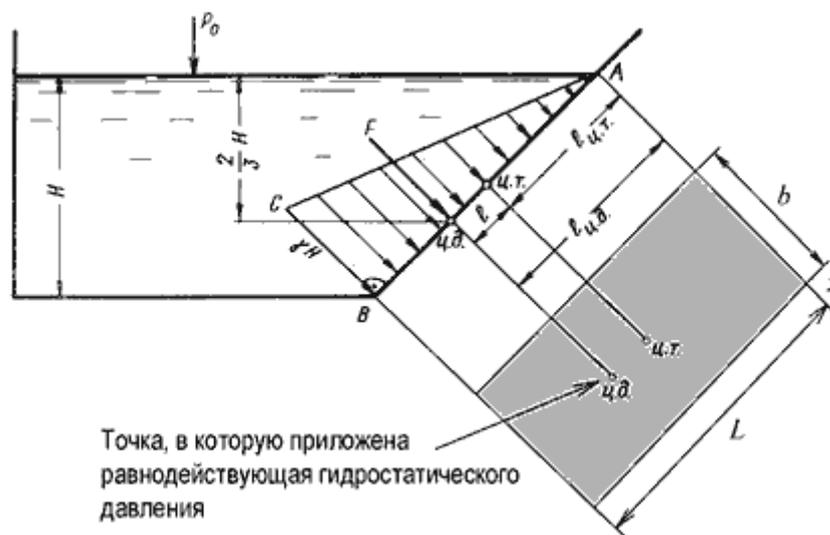


Рис. 2.3. Схема к определению равнодействующей гидростатического давления на плоскую поверхность

Избыточное гидростатическое давление в точке A будет равно

$$P_A = \gamma h = \gamma \cdot 0 = 0$$

Соответственно давление в точке В:

$$P_B = \gamma h = \gamma H$$

где H - глубина жидкости в резервуаре.

Согласно первому свойству гидростатического давления, оно всегда направлено по нормали к ограждающей поверхности. Следовательно, гидростатическое давление в точке В, величина которого равна γH , надо направлять перпендикулярно к стенке АВ. Соединив точку А с концом отрезка γH , получим треугольную эпюру распределения давления АВС с прямым углом в точке В. Среднее значение давления будет равно

$$\frac{\gamma H + 0}{2} = \frac{\gamma H}{2}$$

Если площадь наклонной стенки $S = bL$, то равнодействующая гидростатического давления равна

$$F = \frac{\gamma H}{2} S = \gamma S h_c$$

где $h_c = H/2$ - глубина погружения центра тяжести плоской поверхности под уровень жидкости.

Однако точка приложения равнодействующей гидростатического давления ц.д. не всегда будет совпадать с центром тяжести плоской поверхности. Эта точка находится на расстоянии l от центра тяжести и равна отношению момента инерции площадки относительно центральной оси к статическому моменту этой же площадки.

$$l = \frac{J_{Ax}}{\ell_{ц.т.} S},$$

где J_{Ax} - момент инерции площади S относительно центральной оси, параллельной Ax .

В частном случае, когда стенка имеет форму прямоугольника размерами bL и одна из его сторон лежит на свободной поверхности с атмосферным давлением, центр давления ц.д. находится на расстоянии $b/3$ от нижней стороны.

2.4. Давление жидкости на цилиндрическую поверхность

Пусть жидкость заполняет резервуар, правая стенка которого представляет собой цилиндрическую криволинейную поверхность АВС (рис.2.4), простирающуюся в направлении читателя на ширину b . Восстановим из точки А перпендикуляр АО к свободной поверхности жидкости. Объем жидкости в отсеке АОСВ находится в равновесии. Это значит, что силы, действующие на поверхности выделенного объема V , и силы веса взаимно уравновешиваются.

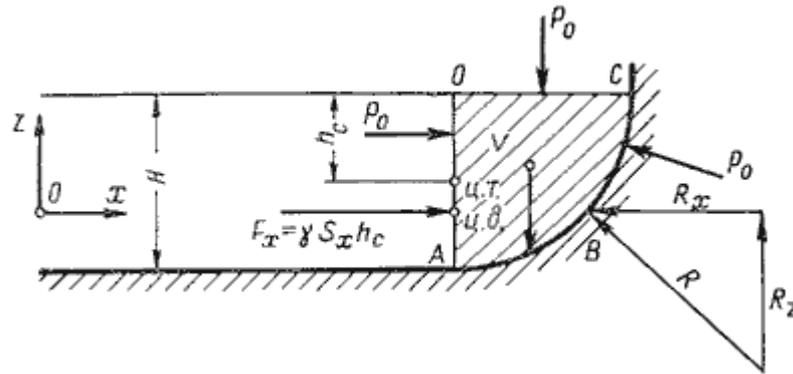


Рис. 2.4. Схема к определению равнодействующей гидростатического давления на цилиндрическую поверхность

Представим, что выделенный объем V представляет собой твердое тело того же удельного веса, что и жидкость (этот объем на рис.2.4 заштрихован). Левая поверхность этого объема (на чертеже вертикальная стенка AO) имеет площадь $S_x = bH$, являющуюся проекцией криволинейной поверхности ABC на плоскость yOz .

Сила гидростатического давления на площадь S_x равна $F_x = \gamma S_x h_c$.

С правой стороны на отсек будет действовать реакция R цилиндрической поверхности. Пусть точка приложения и направление этой реакции будут таковы, как показано на рис.2.4. Реакцию R разложим на две составляющие R_x и R_z .

Из действующих поверхностных сил осталось учесть только давление на свободной поверхности P_0 . Если резервуар открыт, то естественно, что давление P_0 одинаково со всех сторон и поэтому взаимно уравновешивается.

На отсек $ABCO$ будет действовать сила собственного веса $G = \gamma V$, направленная вниз.

Спроецируем все силы на ось Ox :

$$F_x - R_x = 0 \text{ откуда } F_x = R_x = \gamma S_x h_c$$

Теперь спроецируем все силы на ось Oz :

$$R_z - G = 0 \text{ откуда } R_z = G = \gamma V$$

Составляющая силы гидростатического давления по оси Oy обращается в нуль, значит $R_y = F_y = 0$.

Таким образом, реакция цилиндрической поверхности в общем случае равна

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2 + R_y^2}$$

а поскольку реакция цилиндрической поверхности равна равнодействующей гидростатического давления $R=F$, то делаем вывод, что

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

2.5. Закон Архимеда и его приложение

Тело, погруженное (полностью или частично) в жидкость, испытывает со стороны жидкости суммарное давление, направленное снизу вверх и равное весу жидкости в объеме погруженной части тела.

$$P_{\text{выт}} = \rho_{\text{ж}} g V_{\text{погр}}$$

Для однородного тела плавающего на поверхности справедливо соотношение

$$\frac{V_{\text{погр}}}{V} = \frac{\rho_{\text{т}}}{\rho_{\text{ж}}}$$

где: V - объем плавающего тела;
 $\rho_{\text{т}}$ - плотность тела.

Существующая теория плавающего тела довольно обширна, поэтому мы ограничимся рассмотрением лишь гидравлической сущности этой теории.

Способность плавающего тела, выведенного из состояния равновесия, вновь возвращаться в это состояние называется *устойчивостью*. Вес жидкости, взятой в объеме погруженной части судна называют *водоизмещением*, а точку приложения равнодействующей давления (т.е. центр давления) - *центром водоизмещения*. При нормальном положении судна центр тяжести C и центр водоизмещения d лежат на одной вертикальной прямой $O'-O''$, представляющей ось симметрии судна и называемой осью плавания (рис.2.5).

Пусть под влиянием внешних сил судно наклонилось на некоторый угол α , часть судна KLM вышла из жидкости, а часть $K'L'M'$, наоборот, погрузилось в нее. При этом получили новое положение центра водоизмещения d' . Приложим к точке d' подъемную силу R и линию ее действия продолжим до пересечения с осью симметрии $O'-O''$. Полученная точка t называется *метацентром*, а отрезок $tC = h$ называется *метацентрической высотой*. Будем считать h положительным, если точка t лежит выше точки C , и отрицательным - в противном случае.

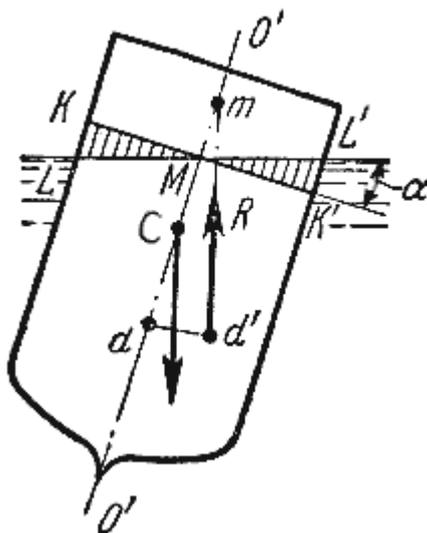


Рис. 2.5. Поперечный профиль судна

Теперь рассмотрим условия равновесия судна:

- 1) если $h > 0$, то судно возвращается в первоначальное положение;
- 2) если $h = 0$, то это случай безразличного равновесия;
- 3) если $h < 0$, то это случай неустойчивого равновесия, при котором продолжается дальнейшее опрокидывание судна.

Следовательно, чем ниже расположен центр тяжести и, чем больше метацентрическая высота, тем больше будет остойчивость судна.

2.6. Поверхности равного давления

Как уже отмечалось выше, поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется *поверхностью уровня* или *поверхностью равного давления*. При неравномерном или непрямолинейном движении на частицы жидкости кроме силы тяжести действуют еще и силы инерции, причем если они постоянны по времени, то жидкость принимает новое положение равновесия. Такое равновесие жидкости называется *относительным покоем*.

Рассмотрим два примера такого относительного покоя.

В первом примере определим поверхности уровня в жидкости, находящейся в цистерне, в то время как цистерна движется по горизонтальному пути с постоянным ускорением a (рис.2.6).

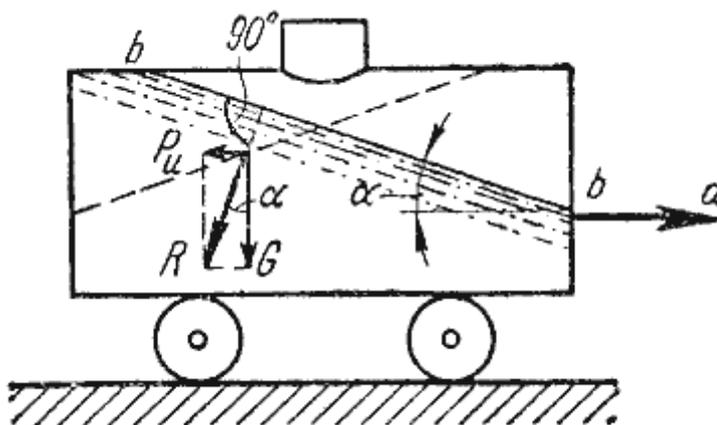


Рис. 2.6. Движение цистерны с ускорением

К каждой частице жидкости массы m должны быть в этом случае приложены ее вес $G = mg$ и сила инерции P_u , равная по величине ma . Равнодействующая $R = \sqrt{(mg)^2 + (ma)^2}$ этих сил направлена к вертикали под углом α , тангенс которого равен

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g}$$

Так как свободная поверхность, как поверхность равного давления, должна быть нормальна к указанной равнодействующей, то она в данном случае представит собой уже не горизонтальную плоскость, а наклонную, составляющую угол α с горизонтом. Учитывая, что величина этого угла зависит только от ускорений, приходим к выводу, что положение свободной поверхности не будет зависеть от рода находящейся в цистерне жидкости. Любая другая поверхность уровня в жидкости также будет плоскостью, наклоненной к горизонту под углом α . Если бы движение цистерны было не

равноускоренным, а равнозамедленным, направление ускорения изменилось бы на обратное, и наклон свободной поверхности обратился бы в другую сторону (см. рис.2.6, пунктир).

В качестве второго примера рассмотрим часто встречающийся в практике случай относительного покоя жидкости во вращающихся сосудах (например, в сепараторах и центрифугах, применяемых для разделения жидкостей). В этом случае (рис.2.7) на любую частицу жидкости при ее относительном равновесии действуют массовые силы: сила тяжести $G = mg$ и центробежная сила $P_u = m\omega^2 r$, где r - расстояние частицы от оси вращения, а ω - угловая скорость вращения сосуда.

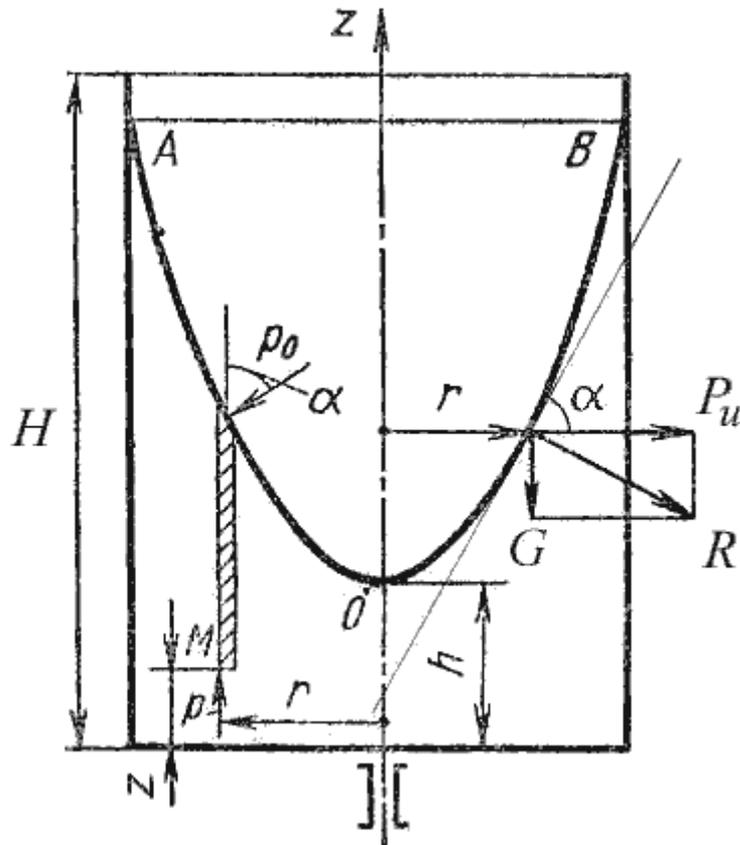


Рис. 2.7. Вращение сосуда с жидкостью

Поверхность жидкости также должна быть нормальна в каждой точке к равнодействующей этих сил R и представит собой параболоид вращения. Из чертежа находим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_u}{G} = \frac{m\omega^2 r}{mg}$$

С другой стороны:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dz}{dr}$$

где z - координата рассматриваемой точки. Таким образом, получаем:

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \frac{dz}{dr}$$

откуда

$$dz = \frac{\omega^2}{g} r dr$$

или после интегрирования

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + C$$

В точке пересечения кривой АОВ с осью вращения $r = 0$, $z = h = C$, поэтому окончательно будем иметь

$$z = h + \frac{\omega^2 r^2}{2g}$$

т.е. кривая *AOB* является параболой, а свободная поверхность жидкости параболоидом. Такую же форму имеют и другие поверхности уровня.

Для определения закона изменения давления во вращающейся жидкости в функции радиуса и высоты выделим вертикальный цилиндрический объем жидкости с основанием в виде элементарной горизонтальной площадки dS (точка *M*) на произвольном радиусе r и высоте z и запишем условие его равновесия в вертикальном направлении. С учетом уравнения (2.11) будем иметь

$$PdS - \underbrace{\left[h - z + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right]}_{\text{высота цилиндра}} \rho g dS - P_0 \left(\frac{dS}{\cos \alpha} \right) \cos \alpha = 0$$

После сокращений получим

$$P = P_0 + \left[h - z + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right] \rho g$$

Это значит, что давление возрастает пропорционально радиусу r и уменьшается пропорционально высоте

Лекция 3. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

Гидродинамика - раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и ее взаимодействие с неподвижными и подвижными поверхностями.

Если отдельные частицы абсолютно твердого тела жестко связаны между собой, то в движущейся жидкой среде такие связи отсутствуют. Движение жидкости состоит из чрезвычайно сложного перемещения отдельных молекул.

3.1. Основные понятия о движении жидкости

Живым сечением ω (м^2) называют площадь поперечного сечения потока, перпендикулярную к направлению течения. Например, живое сечение трубы - круг (рис.3.1, а); живое сечение клапана - кольцо с изменяющимся внутренним диаметром (рис.3.1, б).

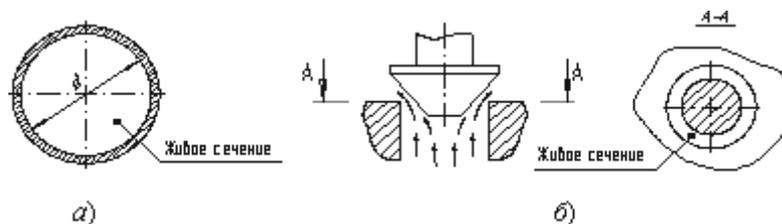


Рис. 3.1. Живые сечения: а - трубы, б - клапана

Смоченный периметр χ ("хи") - часть периметра живого сечения, ограниченное твердыми стенками (рис.3.2, выделен утолщенной линией).

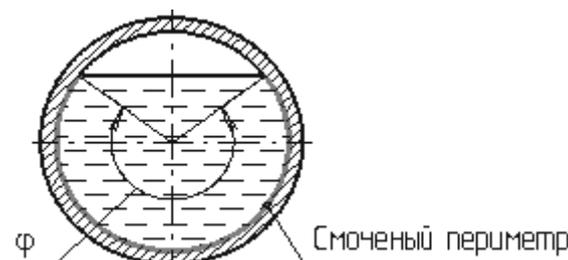


Рис. 3.2. Смоченный периметр

Для круглой трубы

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{D\varphi}{2}$$

если угол в радианах, или

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{360^\circ}, \text{ если угол } \varphi \text{ в градусах.}$$

Расход потока Q - объем жидкости V , протекающей за единицу времени t через живое сечение ω .

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (\text{м}^3/\text{с}, \text{ литр}/\text{мин}).$$

Средняя скорость потока v - скорость движения жидкости, определяющаяся отношением расхода жидкости Q к площади живого сечения ω

$$v_{\text{ср}} = \frac{Q}{\omega}, \quad (\text{м}/\text{с})$$

Поскольку скорость движения различных частиц жидкости отличается друг от друга, поэтому скорость движения и усредняется. В круглой трубе, например, скорость на оси трубы максимальна, тогда как у стенок трубы она равна нулю.

Гидравлический радиус потока R - отношение живого сечения к смоченному периметру

$$R = \frac{\omega}{\chi}, \quad (\text{м})$$

Течение жидкости может быть установившимся и неустановившимся. *Установившимся* движением называется такое движение жидкости, при котором в данной точке русла давление и скорость не изменяются во времени

$$v = f(x, y, z)$$

$$P = \varphi f(x, y, z)$$

Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени, называется неустановившимся или нестационарным

$$v = f_1(x, y, z, t)$$

$$P = \varphi f_1(x, y, z, t)$$

Линия тока (применяется при неустановившемся движении) это кривая, в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлены по касательной.

Трубка тока - трубчатая поверхность, образуемая линиями тока с бесконечно малым поперечным сечением. Часть потока, заключенная внутри трубки тока называется *элементарной струйкой*.

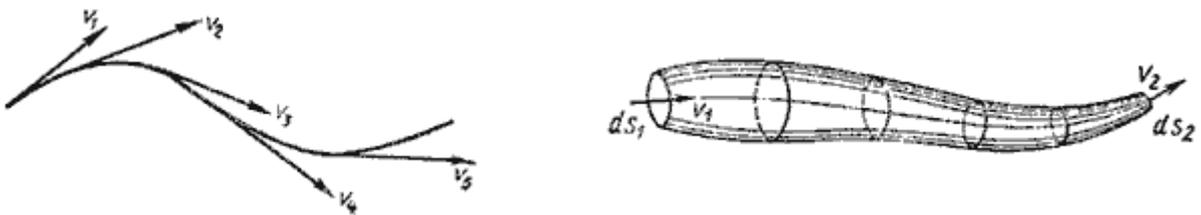


Рис. 3.3. Линия тока и струйка

Течение жидкости может быть напорным и безнапорным. *Напорное* течение наблюдается в закрытых руслах без свободной поверхности. Напорное течение наблюдается в трубопроводах с повышенным (пониженным давлением). *Безнапорное* - течение со свободной поверхностью, которое наблюдается в открытых руслах (реки, открытые каналы, лотки и т.п.). В данном курсе будет рассматриваться только напорное течение.

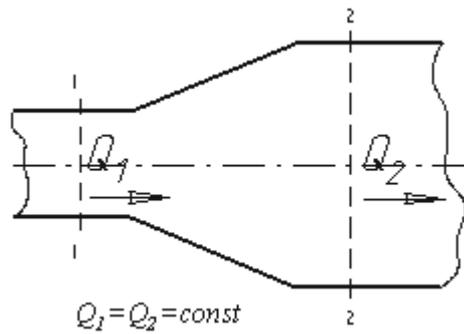


Рис. 3.4. Труба с переменным диаметром при постоянном расходе

Из закона сохранения вещества и постоянства расхода вытекает *уравнение неразрывности* течений. Представим трубу с переменным живым сечением (рис.3.4). Расход жидкости через трубу в любом ее сечении постоянен, т.е. $Q_1 = Q_2 = const$, откуда

$$\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2$$

Таким образом, если течение в трубе является сплошным и неразрывным, то уравнение неразрывности примет вид:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = const$$

3.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости

Уравнение Даниила Бернулли, полученное в 1738 г., является фундаментальным уравнением гидродинамики. Оно дает связь между давлением P , средней скоростью v и пьезометрической высотой z в различных сечениях потока и выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости. С помощью этого уравнения решается большой круг задач.

Рассмотрим трубопровод переменного диаметра, расположенный в пространстве под углом β (рис.3.5).

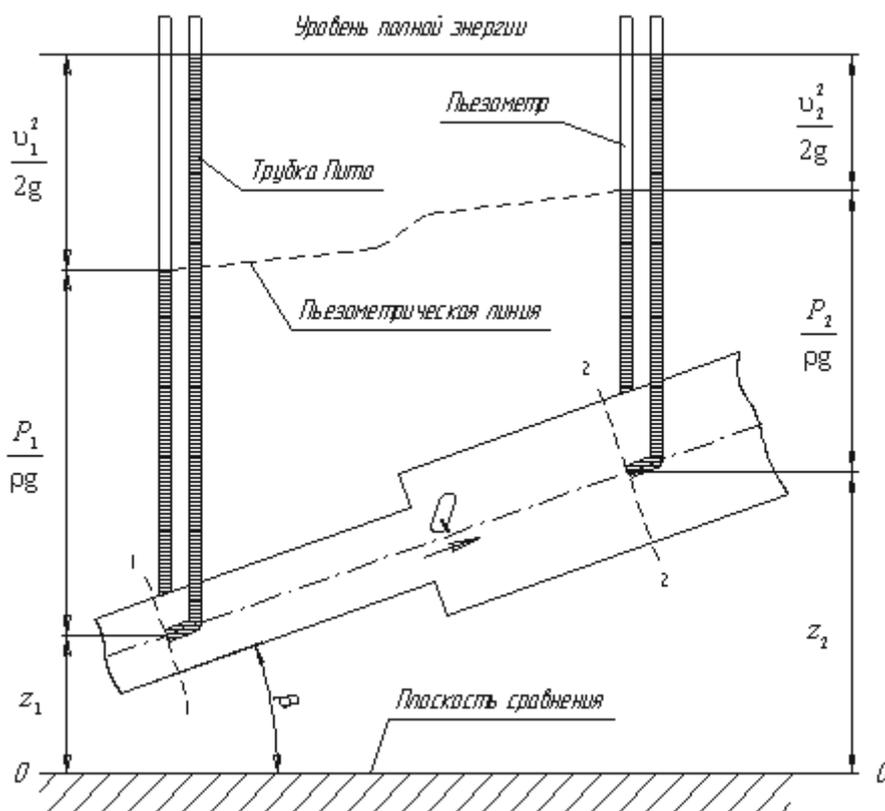


Рис.3.5. Схема к выводу уравнения Бернулли для идеальной жидкости

Выберем произвольно на рассматриваемом участке трубопровода два сечения: сечение 1-1 и сечение 2-2. Вверх по трубопроводу от первого сечения ко второму движется жидкость, расход которой равен Q .

Для измерения давления жидкости применяют *пъезометры* - тонкостенные стеклянные трубки, в которых жидкость поднимается на высоту $\frac{P}{\rho g}$. В каждом сечении установлены пьезометры, в которых уровень жидкости поднимается на разные высоты.

Кроме пьезометров в каждом сечении 1-1 и 2-2 установлена трубка, загнутый конец которой направлен навстречу потоку жидкости, которая называется *трубка Пито*. Жидкость в трубках Пито также поднимается на разные уровни, если отсчитывать их от *пъезометрической линии*.

Пъезометрическую линию можно построить следующим образом. Если между сечением 1-1 и 2-2 поставить несколько таких же пьезометров и через показания уровней жидкости в них провести кривую, то мы получим ломаную линию (рис.3.5).

Однако высота уровней в трубках Пито относительно произвольной горизонтальной прямой $\theta-\theta$, называемой *плоскостью сравнения*, будет одинакова.

Если через показания уровней жидкости в трубках Пито провести линию, то она будет горизонтальна, и будет отражать *уровень полной энергии трубопровода*.

Для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2 потока идеальной жидкости уравнение Бернулли имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const}$$

Так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то полученное уравнение можно переписать иначе:

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const}$$

и прочитать так: сумма трех членов уравнения Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости есть величина постоянная.

С энергетической точки зрения каждый член уравнения представляет собой определенные виды энергии:

z_1 и z_2 - удельные энергии положения, характеризующие потенциальную энергию в сечениях 1-1 и 2-2;

$\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ - удельные энергии давления, характеризующие потенциальную энергию давления в тех же сечениях;

$\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ - удельные кинетические энергии в тех же сечениях.

Следовательно, согласно уравнению Бернулли, *полная удельная энергия идеальной жидкости в любом сечении постоянна.*

Уравнение Бернулли можно истолковать и чисто геометрически. Дело в том, что каждый член уравнения имеет линейную размерность. Глядя на рис.3.5, можно заметить, что z_1 и

z_2 - геометрические высоты сечений 1-1 и 2-2 над плоскостью сравнения; $\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ -

пьезометрические высоты; $\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ - скоростные высоты в указанных сечениях.

В этом случае уравнение Бернулли можно прочитать так: *сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высоты для идеальной жидкости есть величина постоянная.*

3.3. Уравнение Бернулли для реальной жидкости

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости несколько отличается от уравнения

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const}$$

Дело в том, что при движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении 1-1 будет больше полной удельной энергии в сечении 2-2 на величину потерянной энергии (рис.3.6).

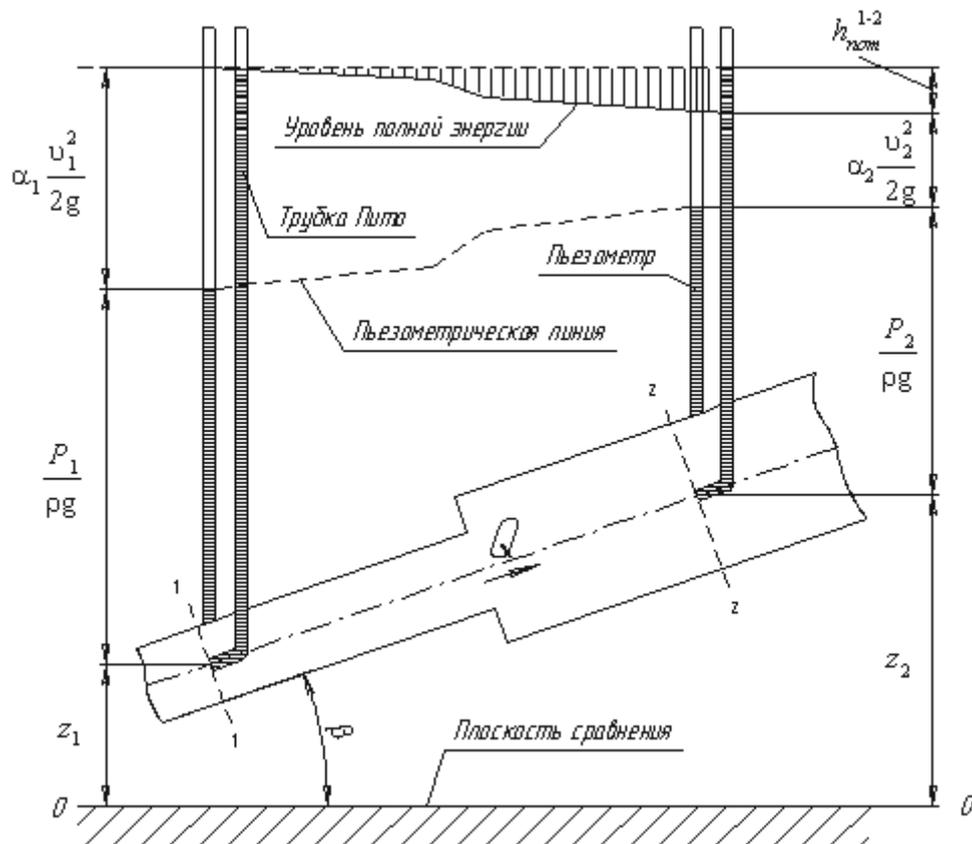


Рис.3.6. Схема к выводу уравнения Бернулли для реальной жидкости

Потерянная энергия или потерянный напор обозначаются $h_{пот}^{1-2}$ и имеют также линейную размерность.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости будет иметь вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{пот}^{1-2} = H = \text{const}$$

Из рис.3.6 видно, что по мере движения жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2 потерянный напор все время увеличивается (потерянный напор выделен вертикальной штриховкой). Таким образом, уровень первоначальной энергии, которой обладает жидкость в первом сечении, для второго сечения будет складываться из четырех составляющих: геометрической высоты, пьезометрической высоты, скоростной высоты и потерянного напора между сечениями 1-1 и 2-2.

Кроме этого в уравнении появились еще два коэффициента α_1 и α_2 , которые называются *коэффициентами Кориолиса* и зависят от режима течения жидкости ($\alpha = 2$ для ламинарного режима, $\alpha = 1$ для турбулентного режима).

Потерянная высота $h_{пот}^{1-2}$ складывается из линейных потерь, вызванных силой трения между слоями жидкости, и потерь, вызванных местными сопротивлениями (изменениями конфигурации потока)

$$h_{пот}^{1-2} = h_{лин} + h_{мест}$$

С помощью уравнения Бернулли решается большинство задач практической гидравлики. Для этого выбирают два сечения по длине потока, таким образом, чтобы для одного из

них были известны величины P , ρ , g , а для другого сечения одна или величины подлежали определению. При двух неизвестных для второго сечения используют уравнение постоянства расхода жидкости $v_1\omega_1 = v_2\omega_2$.

3.4. Измерение скорости потока и расхода жидкости

Для измерения скорости в точках потока широко используется работающая на принципе уравнения Бернулли трубка Пито (рис.3.7), загнутый конец которой направлен навстречу потоку. Пусть требуется измерить скорость жидкости в какой-то точке потока. Поместив конец трубки в указанную точку и составив уравнение Бернулли для сечения $I-I$ и сечения, проходящего на уровне жидкости в трубке Пито получим

$$\frac{P_{ат} + \gamma h}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = H + h + \frac{P_{ат}}{\gamma} \quad \text{или} \quad v = \sqrt{2gH}$$

где H - столб жидкости в трубке Пито.

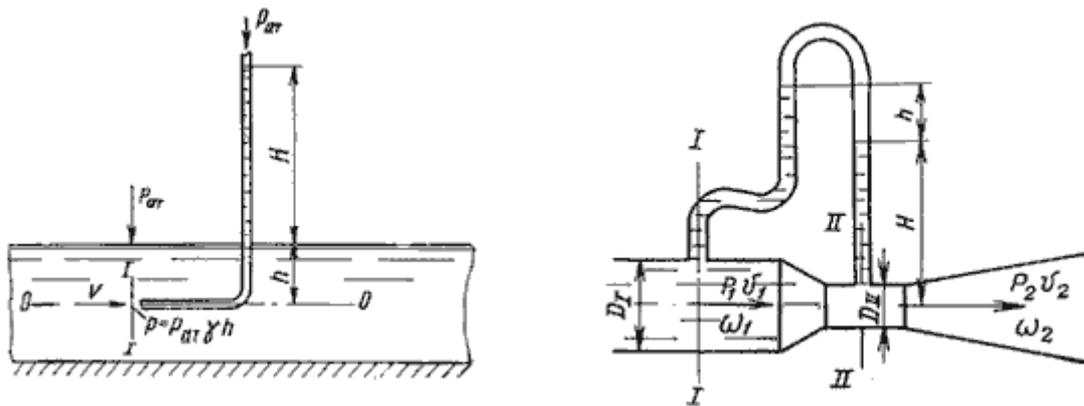


Рис. 3.7. Трубка Пито и расходомер Вентури

Для измерения расхода жидкости в трубопроводах часто используют расходомер Вентури, действие которого основано так же на принципе уравнения Бернулли. Расходомер Вентури состоит из двух конических насадков с цилиндрической вставкой между ними (рис.3.7). Если в сечениях $I-I$ и $II-II$ поставить пьезометры, то разность уровней в них будет зависеть от расхода жидкости, протекающей по трубе.

Пренебрегая потерями напора и считая $z_1 = z_2$, напишем уравнение Бернулли для сечений $I-I$ и $II-II$:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

или

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} \left[-1 + \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right]$$

Используя уравнение неразрывности

$$Q = v_1\omega_1 = v_2\omega_2$$

сделаем замену в полученно выражении:

$$h = \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} \left[-1 + \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \right]$$

Решая относительно Q , получим

$$Q = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}} \cdot \sqrt{h}$$

Выражение, стоящее перед \sqrt{h} , является постоянной величиной, носящей название постоянной водомера Вентури.

Из полученного уравнения видно, что h зависит от расхода Q . Часто эту зависимость строят в виде тарировочной кривой h от Q , которая имеет параболический характер.

Лекция 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Потери энергии (уменьшение гидравлического напора) можно наблюдать в движущейся жидкости не только на сравнительно длинных участках, но и на коротких. В одних случаях потери напора распределяются (иногда равномерно) по длине трубопровода - это линейные потери; в других - они сосредоточены на очень коротких участках, длиной которых можно пренебречь, - на так называемых местных гидравлических сопротивлениях: вентили, всевозможные закругления, сужения, расширения и т.д., короче всюду, где поток претерпевает деформацию. Источником потерь во всех случаях является вязкость жидкости.

Следует заметить, что потери напора и по длине и в местных гидравлических сопротивлениях существенным образом зависят от так называемого режима движения жидкости.

4.1. Режимы движения жидкости

При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно заметить, что в одном случае жидкость сохраняет определенный строй своих частиц, а в других - перемещаются бессистемно. Однако исчерпывающие опыты по этому вопросу были проведены Рейнольдсом в 1883 г. На рис. 4.1 изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты.

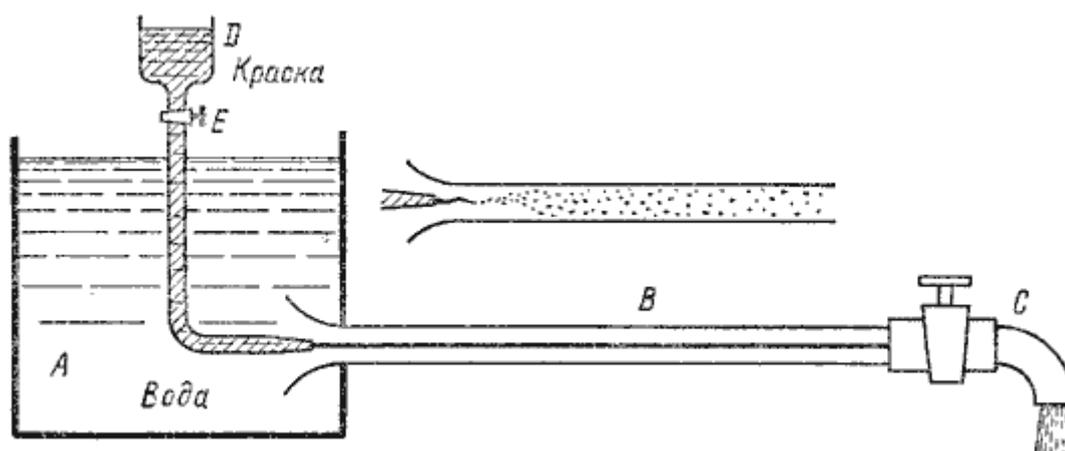


Рис. 4.1. Схема установки Рейнольдса

Установка состоит из резервуара А с водой, от которого отходит стеклянная труба В с краном С на конце, и сосуда D с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы В.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран С и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана E впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Если при этом, если к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то

они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется *ламинарный*.

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана С картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется *турбулентным* (рис.4.1, вверху).

Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, *ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется *критической* $u_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы.

$$u_{кр} = \frac{\nu}{d} \cdot k$$

где ν - кинематическая вязкость;
 k - безразмерный коэффициент;
 d - внутренний диаметр трубы.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется *критическим числом Рейнольдса* $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{u_{кр} d}{\nu}$$

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2300.

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re > Re_{кр}$ течение является турбулентным. Точнее говоря, вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при Re примерно равно 4000, а при $Re = 2300 \dots 4000$ имеет место переходная, критическая область.

Режим движения жидкости напрямую влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов.

4.2. Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых руслах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. превращение ее в пар с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве, состоящим из трубы, на отдельном участке которой установлена прозрачная трубка Вентури (рис.4.2). Вода под давлением движется от сечения 1-1 через сечение 2-2 к сечению 3-3. Как видно из рисунка, сечение 2-2 имеет меньший диаметр. Скорость течения жидкости в трубе можно изменять, например, установленным после сечения 3-3 краном.

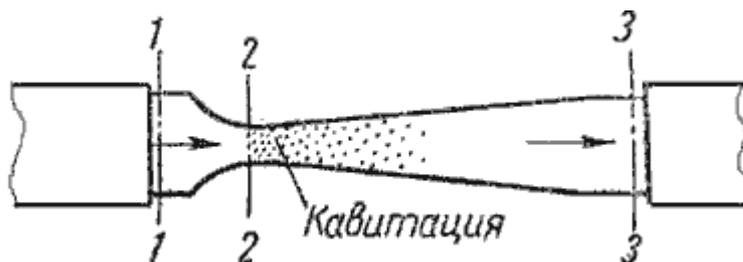


Рис. 4.2. Схема трубки для демонстрации кавитации

При небольшой скорости никаких видимых изменений в движении жидкости не происходит. При увеличении скорости движения жидкости в узком сечении трубки Вентури 2-2 появляется отчетливая зона с образованием пузырьков газа. Образуется область местного кипения, т.е. образование пара с выделением растворенного в воде газа. Далее при подходе жидкости к сечению 3-3 это явление исчезает.

Это явление обусловлено следующим. Известно, что при движении жидкой или газообразной среды, давление в ней падает. Причем, чем выше скорость движения среды, тем давление в ней ниже. Поэтому, при течении жидкости через местное сужение 2-2, согласно уравнению неразрывности течений, увеличивается скорость с одновременным падением давления в этом месте. Если абсолютное давление при этом достигает значения равного давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре или значения равного давлению, при котором начинается выделение из нее растворимых газов, то в данном месте потока наблюдается интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов. Такое явление называется кавитацией.

При дальнейшем движении жидкости к сечению 3-3, пузырьки исчезают, т.е. происходит резкое уменьшение их размеров. В то время, когда пузырек исчезает (схлопывается), в точке его схлопывания происходит резкое увеличение давления, которое передается на соседние объемы жидкости и через них на стенки трубопровода. Таким образом, от таких многочисленных местных повышений давлений (гидроударов), возникает вибрация.

Таким образом, *кавитация* - это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Кавитация возникает в кранах, вентилях, задвижках, жиклерах и т.д.

Кавитация может иметь место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), снижая при этом их коэффициент полезного действия, а при длительном воздействии кавитации происходит разрушение деталей, подверженных вибрации. Кроме этого разрушаются стенки трубопроводов, уменьшается их пропускная способность вследствие уменьшения живого сечения трубы.

4.3. Потери напора при ламинарном течении жидкости

Как показывают исследования, при ламинарном течении жидкости в круглой трубе максимальная скорость находится на оси трубы. У стенок трубы скорость равна нулю, т.к. частицы жидкости покрывают внутреннюю поверхность трубопровода тонким неподвижным слоем. От стенок трубы к ее оси скорости нарастают плавно. *График распределения скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью - квадратичную параболу (рис.4.3).*

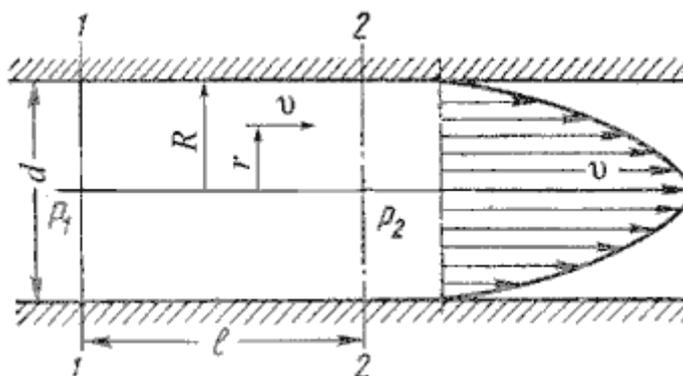


Рис. 4.3. Схема для рассмотрения ламинарного потока

Уравнение, связывающее переменные v и r , имеет следующий вид:

$$v = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - r^2)$$

где P_1 и P_2 - давления соответственно в сечениях 1 и 2.

У стенок трубы величина $r = R$, значит скорость $v = 0$, а при $r = 0$ (на оси потока) скорость будет максимальной

$$v_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - 0^2) = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

Теперь определим расход жидкости при ламинарном течении в круглой трубе. Так как эпюра распределения скоростей в круглой трубе имеет вид параболоида вращения с максимальным значением скорости в центре трубы, то расход жидкости численно равен объему этого параболоида. Определим этот объем.

Максимальная скорость дает высоту параболоида

$$h = v_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

Как известно из геометрии, объем параболоида высотой h и площадью πR^2 равен

$$V = \pi R^2 \frac{h}{2},$$

а в нашем случае

$$Q = \frac{1}{2} \pi R^2 \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2 = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l} \pi R^4$$

Если вместо R подставить диаметр трубы d , то формула (4.4) приобретет вид

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu l} \pi d^4$$

Расход в трубе можно выразить через среднюю скорость:

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu l} \pi d^4 = v_{cp} \frac{\pi d^2}{4}$$

откуда

$$v_{cp} = \frac{P_1 - P_2}{32\mu l} d^2$$

Для определения потерь напора при ламинарном течении жидкости в круглой трубе рассмотрим участок трубы длиной l , по которому поток течет в условиях ламинарного режима (рис.4.3).

Потеря давления в трубопроводе будет равна

$$P_1 - P_2 = \frac{32\mu l}{d^2} v_{cp}$$

Если в формуле динамический коэффициент вязкости μ заменить через кинематический коэффициент вязкости ν и плотность ρ ($\mu = \nu \rho$) и разделить обе части равенства на объемный вес жидкости $\gamma = \rho g$, то получим:

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{32\nu\rho l}{\rho g d^2} v_{cp}$$

Так как левая часть полученного равенства равна потерям напора $h_{ном}$ в трубе постоянного диаметра, то окончательно это равенство примет вид:

$$h_{ном} = \frac{32\nu l}{g d^2} v_{cp}$$

Уравнение может быть преобразовано в универсальную формулу Вейсбаха-Дарси, которая окончательно записывается так:

$$h_{ном} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

где λ - коэффициент гидравлического трения, который для ламинарного потока вычисляется по выражению:

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

Однако при ламинарном режиме для определения коэффициента гидравлического трения λ Т.М. Башта рекомендует при $Re < 2300$ применять формулу

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

4.4. Потери напора при турбулентном течении жидкости

Как было указано в п.4.1, для турбулентного течения характерно перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Если с помощью особо чувствительного прибора-самописца измерять пульсации, например, скорости по времени в фиксированной точке потока, то получим картину, подобную показанной на рис.4.4. Скорость беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времени значения $v_{оср}$, которое в данном случае остается постоянным.

Характер линий тока в трубе в данный момент времени отличается большим разнообразием (рис.4.5).

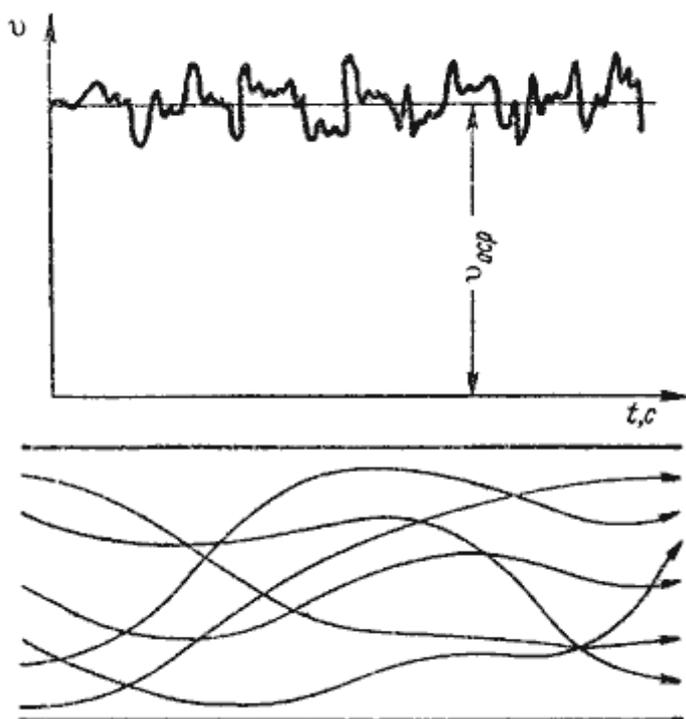


Рис. 4.4. Пульсация скорости в турбулентном потоке. Рис. 4.5. Характер линий тока в турбулентном потоке

При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рис. 4.6. В тонком пристенном слое толщиной δ жидкость течет в ламинарном режиме, а остальные слои текут в турбулентном режиме, и называются *турбулентным ядром*. Таким образом, строго говоря, турбулентного движения в чистом

виде не существует. Оно сопровождается ламинарным движением у стенок, хотя слой δ с ламинарным режимом весьма мал по сравнению с турбулентным ядром.

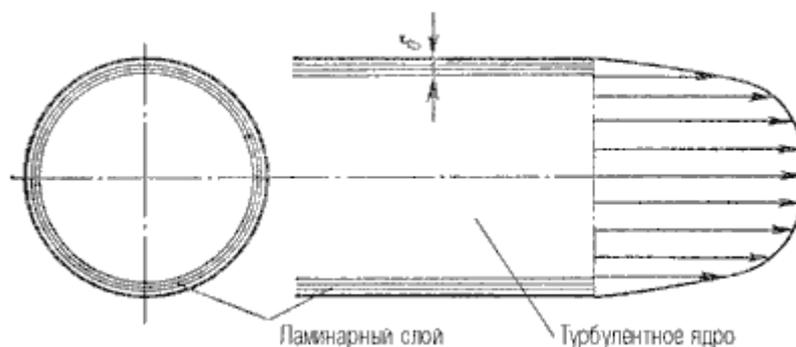


Рис. 4.6. Модель турбулентного режима движения жидкости

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении жидкости в круглых трубах является уже приводившаяся выше эмпирическая формула, называемая формулой Вейсбаха-Дарси и имеющая следующий вид:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Различие заключается лишь в значениях коэффициента гидравлического трения λ . Этот коэффициент зависит от числа Рейнольдса Re и от безразмерного геометрического фактора - относительной шероховатости Δ/d (или Δ/r_0 , где r_0 - радиус трубы).

Впервые наиболее исчерпывающей работы по определению были даны И.И. Никурадзе, который на основе опытных данных построил график зависимости $lg(1000\lambda)$ от $lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 . Опыты Никурадзе были проведены на трубах с искусственно заданной шероховатостью, полученной путем приклейки песчинок определенного размера на внутренние стенки трубопровода. Результаты этих исследований представлены на рис. 4.7, где построены кривые зависимости $lg(1000\lambda)$ от $lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 .

Прямая I соответствует ламинарному режиму движения жидкости.

Далее на графике можно рассматривать три области.

Первая область - область малых Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от шероховатости, а определяется лишь числом Re (отмечена на рис.4.7 прямой II). Это область гидравлически гладких труб. Если число Рейнольдса лежит в диапазоне $4000 < Re < 10(d / \Delta)$, коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{Б}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Для определения существует также эмпирическая формула П.К. Конакова, которая применима для гидравлически гладких труб

$$\lambda_{\text{К}} = \frac{1}{(1,81g Re - 1,5)^2}$$

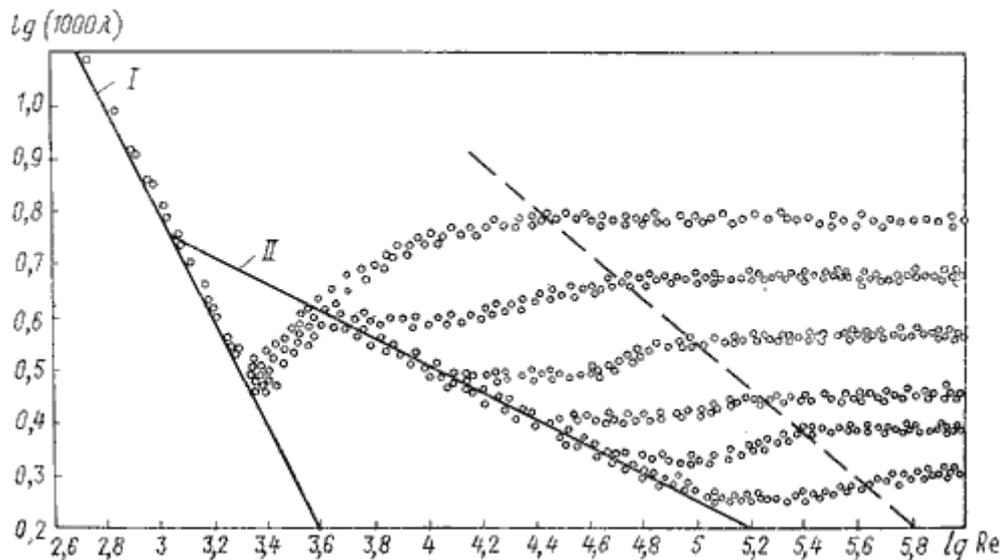


Рис. 4.7. График Никурадзе

Во второй области, расположенной между линий II и пунктирной линией справа, коэффициент λ зависит одновременно от двух параметров - числа Re и относительной шероховатости Δ/r_0 , которую можно заменить на Δ_3 . Для определения коэффициента λ в этой области может служить универсальная формула А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

где Δ_3 - эквивалентная абсолютная шероховатость.

Характерные значения Δ_3 (в мм) для труб из различных материалов приведены ниже:

Стекло	0
Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0...0,002
Высококачественные бесшовные стальные трубы	0,06...0,2
Стальные трубы	0,1...0,5
Чугунные асфальтированные трубы	0,1...0,2
Чугунные трубы	0,2...1,0

Третья область - область больших Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от числа Re, а определяется лишь относительной шероховатостью (область расположена справа от пунктирной линии). Это *область шероховатых труб*, в которой все линии с различными шероховатостями параллельны между собой. Эту область называют областью автомодельности или режимом квадратичного сопротивления, т.к. здесь гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости.

Определение λ для этой области производят по упрощенной формуле Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$$

или по формуле Прандтля - Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_s}{3,71d} \right)$$

Итак, потери напора, определяемые по формуле Вейсбаха-Дарси, можно определить, зная коэффициент гидравлического сопротивления, который определяется в зависимости от числа Рейнольдса Re и от эквивалентной абсолютной шероховатости Δ_s . Для удобства сводные данные по определению λ представлены в таблице 4.1.

Пользоваться приведенными в табл. 4.1 формулами для определения коэффициента λ не всегда удобно. Для облегчения расчетов можно воспользоваться номограммой Колбрука-Уайта (рис.4.8), при помощи которой по известным Re и Δ_s/d весьма просто определяется λ .

Таблица 4.1

Таблица для определения коэффициента гидравлического трения

Режим движения		Число Рейнольдса	Определение λ
Ламинарный		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	<i>Проектирование трубопроводов не рекомендуется</i>
Турбулентный	1-я область	$4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_r = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$ (ф-ла Конакова)
	2-я область	$10 \frac{d}{\Delta_s} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля)
	3-я область	$Re > 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_s}{3,71d} \right)$ (ф-ла Никурадзе)

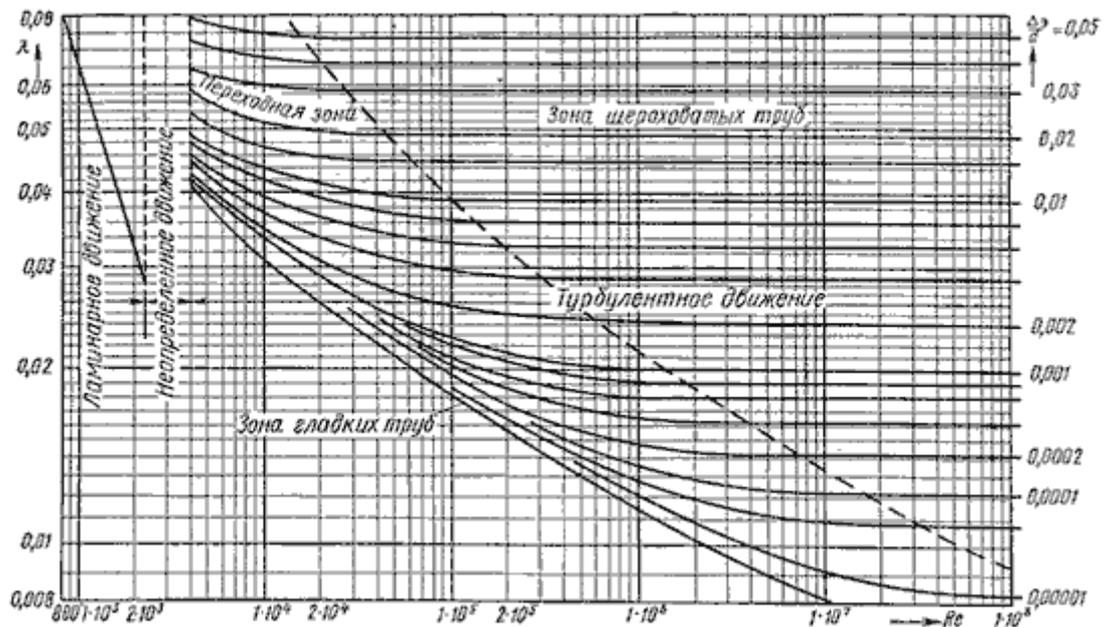


Рис. 4.8. Номограмма Колбрука-Уайта для определения коэффициента гидравлического трения

4.5. Местные гидравлические сопротивления

Все гидравлические потери энергии делятся на два типа: потери на трение по длине трубопроводов (рассмотрены в п.4.3 и 4.4) и местные потери, вызванные такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникновение вихреобразования.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения и повороты русла, каждое из которых может быть внезапным или постепенным. Более сложные случаи местного сопротивления представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления при турбулентном режиме течения в трубе.

1. *Внезапное расширение русла.* Потеря напора (энергии) при внезапном расширении русла расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

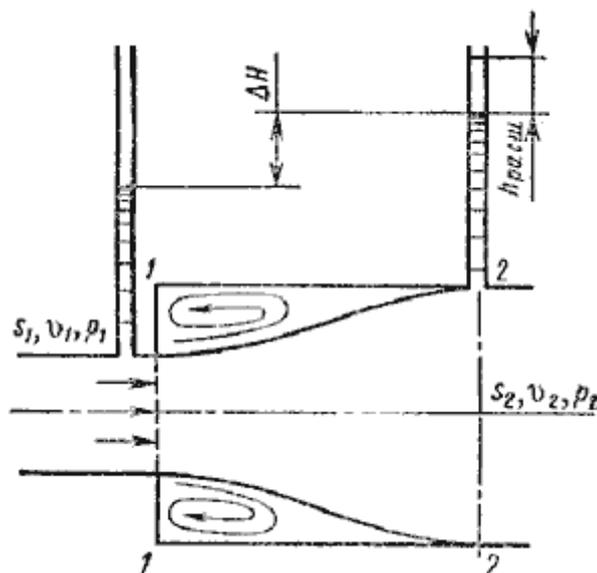


Рис. 4.9. Внезапное расширение трубы

При внезапном расширении русла (трубы) (рис.4.9) поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые и являются причиной потерь энергии. Рассмотрим два сечения потока: 1-1 - в плоскости расширения трубы и 2-2 - в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту на ΔH большую, чем первый; но если бы потерь напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на $h_{расш}$. Эта высота и есть местная потеря напора на расширение, которая определяется по формуле:

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

где S_1, S_2 - площадь поперечных сечений 1-1 и 2-2.

Это выражение является следствием *теоремы Борда*, которая гласит, что потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей

$$h_{расш} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

Выражение $(1 - S_1/S_2)^2$ обозначается греческой буквой ζ (дзета) и называется коэффициентом потерь, таким образом

$$h_{расш} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

2. *Постепенное расширение русла.* Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рис.4.10). Течение скорости в диффузоре сопровождается ее уменьшением и увеличением давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении русла, происходит отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α .

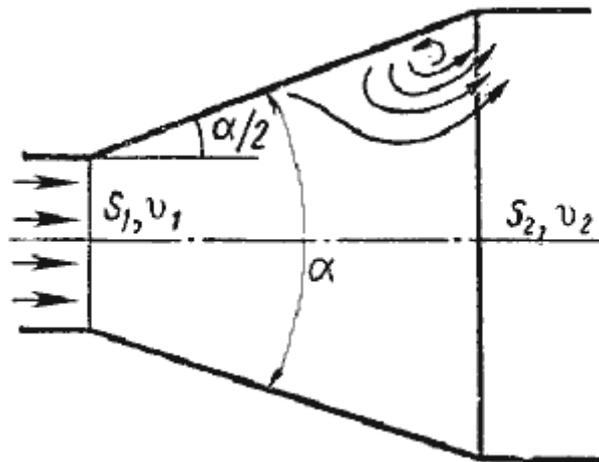


Рис. 4.10. Постепенное расширение трубы

Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения. Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

$$h_{диф} = h_{тр} + h_{расш}$$

где $h_{тр}$ и $h_{расш}$ - потери напора на трение и расширение (вихреобразование).

$$h_{тр} = \frac{\lambda_r}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g}$$

где $n = S_2/S_1 = (r_2/r_1)^2$ - степень расширения диффузора. Потеря напора на расширение $h_{расш}$ имеет ту же самую природу, что и при внезапном расширении русла

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 k \frac{v_1^2}{2g}$$

где k - коэффициент смягчения, при $\alpha = 5 \dots 20^\circ$, $k = \sin \alpha$.

Учитывая это полную потерю напора можно переписать в виде:

$$\eta_{\text{диф}} = \left[\frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{\text{диф}} \frac{v_1^2}{2g}$$

откуда коэффициент сопротивления диффузора можно выразить формулой

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin \alpha \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$$

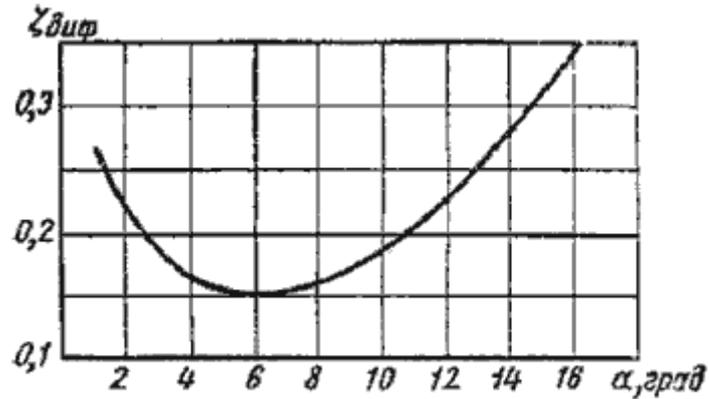


Рис. 4.11. Зависимость $\zeta_{\text{диф}}$ от угла

Функция $\zeta = f(\alpha)$ имеет минимум при некотором наиболее выгодном оптимальном значении угла α , оптимальное значение которого определится следующим выражением:

$$\alpha_{\text{опт}} = \arcsin \sqrt{\frac{n+1}{n-1} \cdot \frac{\lambda_T}{4}}$$

При подстановке в эту формулу $\lambda_T = 0,015 \dots 0,025$ и $n = 2 \dots 4$ получим $\alpha_{\text{опт}} = 6$ (рис.4.11).

3. *Внезапное сужение русла.* В этом случае потеря напора обусловлена трением потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженной части потока (рис.4.12).

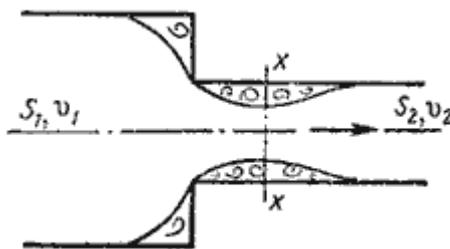
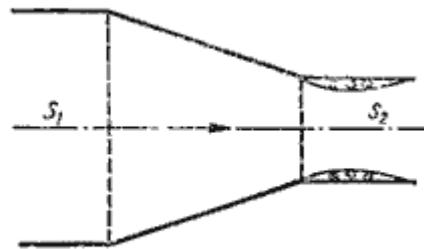


Рис. 4.12. Внезапное сужение трубы



4.13. Конфузор

Полная потеря напора определится по формуле ;

$$\eta_{\text{суж}} = \zeta_{\text{суж}} \frac{v_2^2}{2g}$$

где коэффициент сопротивления сужения определяется по полуэмпирической формуле И.Е. Идельчика:

$$\zeta_{суж} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{1}{n} \right)$$

в которой $n = S_1/S_2$ - степень сужения.

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что $S_2/S_1 = 0$, а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\zeta_{суж} = 0,5$.

4. *Постепенное сужение русла.* Данное местное сопротивление представляет собой коническую сходящуюся трубу, которая называется *конфузором* (рис.4.13). Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре имеются лишь потери на трение

$$h_{конф} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_2^2}{2g}$$

где коэффициент сопротивления конфузора определяется по формуле

$$\zeta_{конф} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right)$$

в которой $n = S_1/S_2$ - степень сужения.

Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникает лишь на выходе из конфузора в месте соединения конической трубы с цилиндрической. Закруглением входного угла можно значительно уменьшить потерю напора при входе в трубу. Конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями называется *соплом* (рис.4.14).

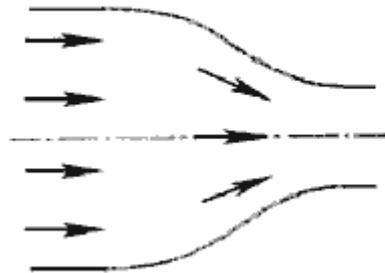


Рис. 4.14. Сопло

5. *Внезапный поворот трубы (колени).* Данный вид местного сопротивления (рис.4.15) вызывает значительные потери энергии, т.к. в нем происходят отрыв потока и вихреобразования, причем потери тем больше, чем больше угол δ . Потерю напора рассчитывают по формуле

$$h_{кол} = \zeta_{кол} \frac{v^2}{2g}$$

где $\zeta_{кол}$ - коэффициент сопротивления колена круглого сечения, который определяется по графику в зависимости от угла колена δ (рис.4.16).

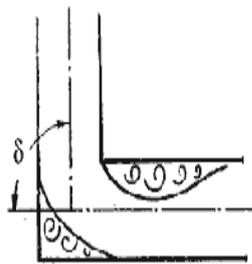


Рис. 4.15.

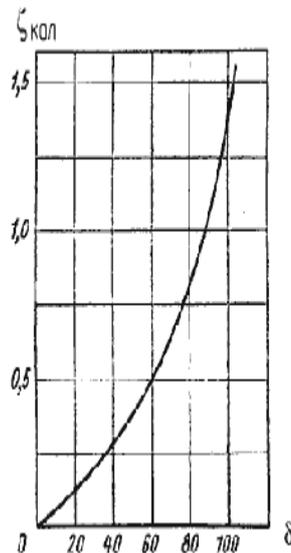


Рис. 4.16. Зависимости $\zeta_{\text{кол}}$ от угла δ

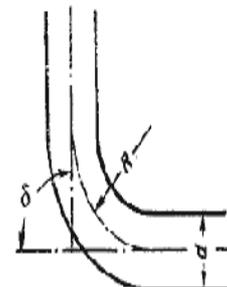


Рис. 4.17. Отвод

6. *Постепенный поворот трубы (закругленное колено или отвод)*. Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R/d (рис.4.17). Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{\text{отв}}$ зависит от отношения R/d , угла δ , а также формы поперечного сечения трубы.

Для отводов круглого сечения с углом $\delta = 90^\circ$ и $R/d \geq 1$ при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

$$\zeta'_{\text{отв}} = 0,051 + \frac{0,19d}{R}$$

Для углов $\delta \leq 70^\circ$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_{\text{отв}} = 0,9 \zeta'_{\text{отв}} \sin \delta$$

а при $\delta \geq 100^\circ$

$$\zeta_{\text{отв}} = \left(0,7 + \frac{\delta}{90} 0,35 \right) \zeta'_{\text{отв}}$$

Потеря напора в колене определится как

$$h_{\text{отв}} = \zeta_{\text{отв}} \frac{v^2}{2g}$$

Все выше изложенное относится к турбулентному движению жидкости. При ламинарном движении местные сопротивления играют малую роль при определении общего сопротивления трубопровода. Кроме этого закон сопротивления при ламинарном режиме является более сложным и исследован в меньшей степени.

Лекция 5. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ, НАСАДКОВ И ИЗ-ПОД ЗАТВОРОВ

Рассмотрим различные случаи истечения жидкости из резервуаров, баков, котлов через отверстия и насадки (коротки трубки различной формы) в атмосферу или пространство, заполненное газом или той же жидкостью. В процессе такого истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость, находящаяся в резервуаре, превращается в кинетическую энергию свободной струи.

Основным вопросом, который интересует в данном случае, является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

5.1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре

Рассмотрим большой резервуар с жидкостью под давлением P_0 , имеющий малое круглое отверстие в стенке на достаточно большой глубине H_0 от свободной поверхности (рис.5.1).

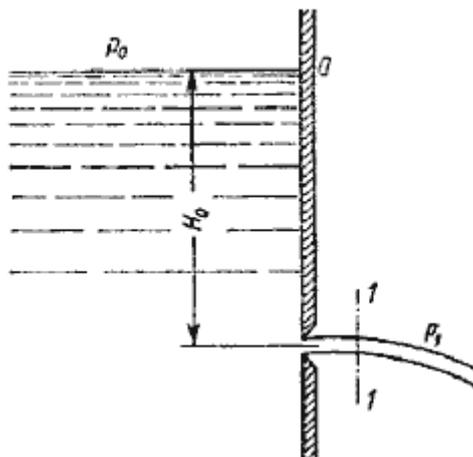


Рис. 5.1. Истечение из резервуара через малое отверстие

Жидкость вытекает в воздушное пространство с давлением P_1 . Пусть отверстие имеет форму, показанную на рис.5.2, а, т.е. выполнено в виде сверления в тонкой стенке без обработки входной кромки или имеет форму, показанную на рис.5.2, б, т.е. выполнено в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны. Струя, отрываясь от кромки отверстия, несколько сжимается (рис.5.2, а). Такое сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке, к осевому движению в струе.

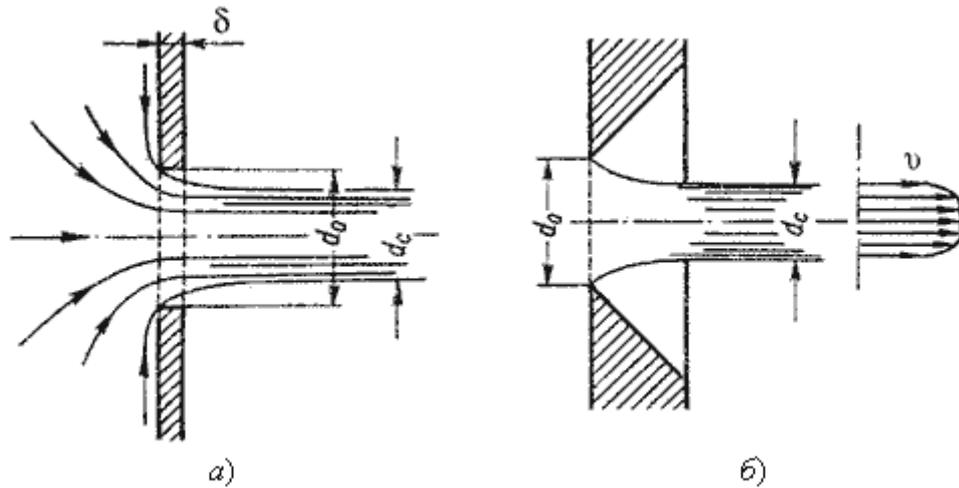


Рис. 5.2. Истечение через круглое отверстие

Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o} = \left(\frac{d_c}{d_o} \right)^2$$

где S_c и S_o - площади поперечного сечения струи и отверстия соответственно; d_c и d_o - диаметры струи и отверстия соответственно.

Скорость истечения жидкости через отверстие такое отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

где H - напор жидкости, определяется как

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_1}{\rho g}$$

φ - коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}$$

где α - коэффициент Кориолиса;
 ζ - коэффициент сопротивления отверстия.

Расход жидкости определяется как произведение действительной скорости истечения на фактическую площадь сечения:

$$Q = S_c v = \underbrace{\varepsilon S_o}_{S_c} \underbrace{\varphi \sqrt{2gH}}_v$$

Произведение ε и φ принято обозначать буквой μ и называть коэффициентом расхода, т.е. $\mu = \varepsilon \varphi$.

В итоге получаем расход

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH} = \mu S_o \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}$$

где ΔP - расчетная разность давлений, под действием которой происходит истечение.

При помощи этого выражения решается основная задача - определяется расход.

Значение коэффициента сжатия ϵ , сопротивления ζ , скорости φ и расхода μ для круглого отверстия можно определить по эмпирически построенным зависимостям. На рис.5.3 показаны зависимости коэффициентов ϵ , ζ и μ от числа Рейнольдса, подсчитанного для идеальной скорости

$$Re_u = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu}$$

где ν - кинематическая вязкость.

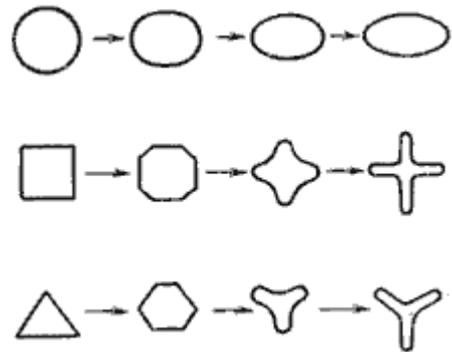
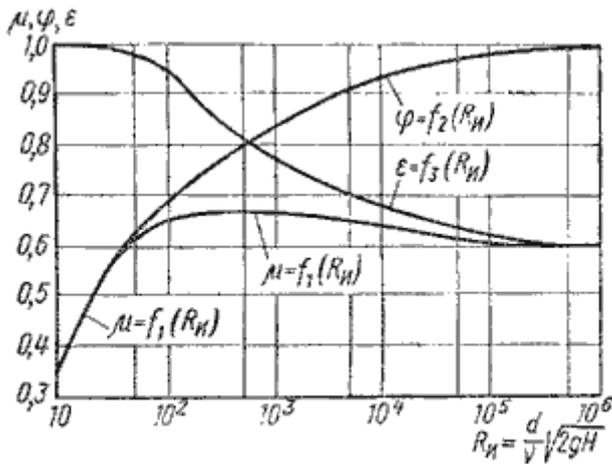


Рис. 5.3. Зависимость ϵ , φ и μ от числа Re_u

Рис. 5.4. Инверсия струй

При истечении струи в атмосферу из малого отверстия в тонкой стенке происходит изменение формы струи по ее длине, называемое *инверсией струи* (рис.5.4).

Обуславливается это явление в основном действием сил поверхностного натяжения на вытекающие криволинейные струйки и различными условиями сжатия по периметру отверстия. Инверсия больше всего проявляется при истечении из некруглых отверстий.

5.2. Истечение при несовершенном сжатии

Несовершенное сжатие наблюдается в том случае, когда на истечение жидкости через отверстие и на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок резервуара (рис.5.5).

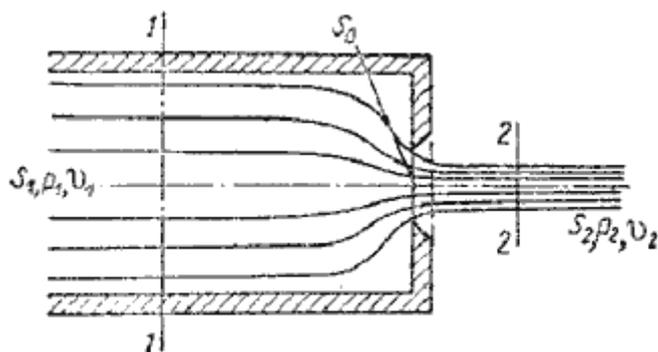


Рис. 5.5. Схема несовершенного сжатия струи

Так как боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию, то струя по выходе из отверстия сжимается в меньшей степени, чем из резервуара неограниченных размеров, как это было описано в п.5.1.

При истечении жидкостей из цилиндрического резервуара круглого сечения через круглое отверстие, расположенное в центре торцевой стенки, при больших числах Re коэффициент сжатия для идеальной жидкости можно найти по формуле, представленной Н.Е. Жуковским:

$$\varepsilon_1 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}$$

где n - отношение площади отверстия S_0 к площади поперечного сечения резервуара S_1

$$n = \frac{S_0}{S_1}$$

Расход жидкости при несовершенном сжатии

$$Q = \mu_1 S_0 \sqrt{2gH}$$

где напор H нужно находить с учетом скоростного напора в резервуаре

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

5.3. Истечение под уровень

Часто приходится иметь дело с истечением жидкости не в атмосферу, а в пространство, заполненное этой же жидкостью (рис.5.6). такой случай называется *истечением под уровень*, или истечением через затопленное отверстие.

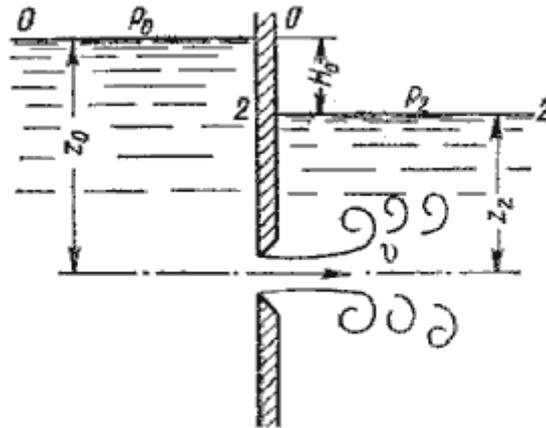


Рис. 5.6. Истечение по уровень

В этом случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование, как при внезапном расширении.

Скорость истечения в сжатом сечении струи

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

где φ - коэффициент скорости;
 H - расчетный напор,

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_2}{\rho g}$$

Расход жидкости равен

$$Q = S_c v = \underbrace{\varepsilon S_o}_{S_c} \underbrace{\varphi \sqrt{2gH}}_v = \mu S_o \sqrt{2gH}$$

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при истечении в воздух (газ), только расчетный напор H в данном случае представляет собой разность гидростатических напоров по обе стенки, т.е. скорость и расход жидкости в данном случае не зависят от высот расположения отверстия.

Коэффициенты сжатия и расхода при истечении под уровень можно принимать те же, что и при истечении в воздушную среду.

5.4. Истечение через насадку при постоянном напоре

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки (рис. 5.7). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку. Истечение через такой насадок в газовую среду может происходить в двух режимах.

Первый режим - *безотрывный режим*. При истечении струя, после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия из насадка выходит полным сечением (рис.5.7).

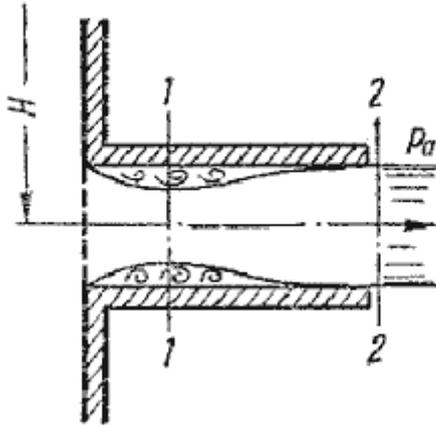


Рис. 5.7. Истечение через насадок

Коэффициент расхода μ , зависящий от относительной длины насадка l/d и числа Рейнольдса, определяется по эмпирической формуле:

$$\mu = \frac{1}{1,23 + \frac{58 \ell}{\text{Re } d}}$$

Так как на выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия, то коэффициент сжатия $\varepsilon = 1$ и, следовательно, $\mu = \varphi$, а коэффициент сопротивления $\zeta = 0,5$.

Если составить уравнение Бернулли для сжатого сечения 1-1 и сечения за насадком 2-2 и преобразовать его, то можно получить падение давления внутри насадка

$$P_2 - P_1 \approx 0,75H\rho g$$

При некотором критическом напоре $H_{кр}$ абсолютное давление внутри насадка (сечение 1-1) становится равным нулю ($P_1 = 0$), и поэтому

$$H_{кр} \approx \frac{P_2}{0,75\rho g}$$

Следовательно, при $H > H_{кр}$ давление P_1 должно было бы стать отрицательным, но так как в жидкостях отрицательных давлений не бывает, то первый режим движения становится

невозможным. Поэтому при $H \approx H_{кр}$ происходит изменение режима истечения, переход от первого режима ко второму (рис.5.8).

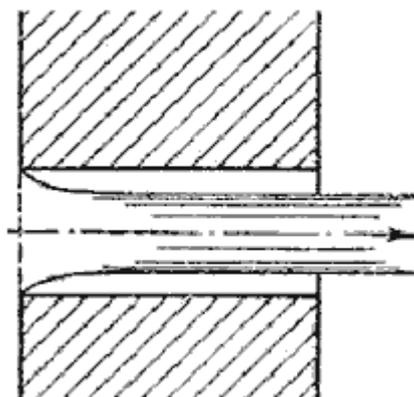


Рис. 5.8. Второй режим истечения через насадок

Второй режим характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке, с теми же значениями коэффициентов. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается благодаря сжатию струи.

При истечении через цилиндрический насадок под уровень первый режим истечения не будет отличаться от описанного выше. Но при $H > H_{кр}$ перехода ко второму режиму не происходит, а начинается кавитационный режим.

Таким образом, внешний цилиндрический насадок имеет существенные недостатки: на первом режиме - большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода, а на втором - очень низкий коэффициент расхода. Недостатком также является возможность кавитации при истечении под уровень.

Внешний цилиндрический насадок может быть значительно улучшен путем закругления входной кромки или устройства конического входа. На рис.5.9 даны различные типы насадков и указаны значения соответствующих коэффициентов.

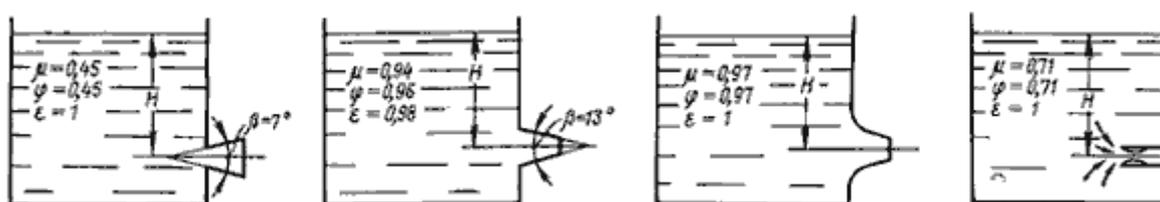


Рис. 5.9. Истечение жидкости через насадки а - расширяющиеся конические; б - сужающиеся конические; в - коноидальные; г - внутренние цилиндрические

Конически сходящиеся и коноидальные насадки применяют там, где необходимо получить хорошую компактную струю сравнительно большой длины при малых потерях энергии (в напорных брандспойтах, гидромониторах и т.д.). Конически сходящиеся насадки используют для увеличения расхода истечения при малых выходных скоростях.

5.5. Истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов)

Рассмотрим случай опорожнения открытого в атмосферу сосуда при постоянно уменьшающемся напоре, при котором течение является неустановившемся (рис.5.10).

Однако если напор, а следовательно, и скорость истечения изменяются медленно, то движение в каждый момент времени можно рассматривать как установившееся, и для решения задачи применить уравнение Бернулли.

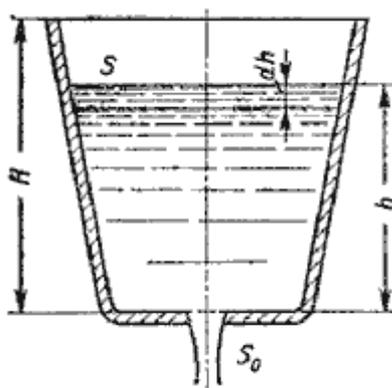


Рис. 5.10. Схема опорожнения резервуара

Обозначим переменную высоту уровня жидкости в сосуде за h , площадь сечения резервуара на этом уровне S , площадь отверстия S_0 , и взяв бесконечно малый отрезок времени dt , можно записать следующее уравнение объемов:

$$S dh = -Q dt$$

или

$$S dh = - \underbrace{\mu S_0 \sqrt{2gh}}_{-Q} dt$$

где dh - изменение уровня жидкости за время dt .

Отсюда время полного опорожнения сосуда высотой H

$$t = - \frac{1}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_{h=H}^{h=0} S \frac{dh}{\sqrt{h}}$$

Если будет известен закон изменения площади S по высоте h , то интеграл можно подсчитать. Для призматического сосуда $S = const$ (рис.5.11), следовательно, время его полного опорожнения

$$t = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}}$$

Из этого выражения следует, что время полного опорожнения призматического сосуда в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

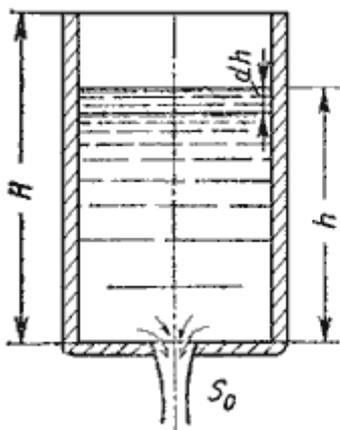


Рис. 5.11. Опорожнение призматического резервуара

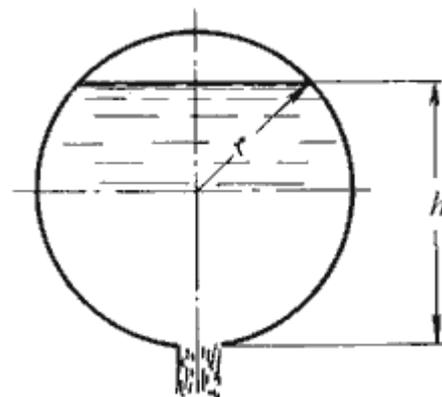


Рис. 5.12. Опорожнение непризматического резервуара

Для определения времени истечения жидкости из горизонтального цилиндрического сосуда (цистерны) (рис. 5.12) выразим зависимость переменной площади S от h :

$$S = 2l\sqrt{h(D-h)}$$

где l - длина цистерны; D - диаметр цистерны.

Тогда время полного опорожнения такой цистерны, т.е. время изменения напора от $h_1 = D$ до $h_2 = 0$, получится равным

$$t = \frac{4lD\sqrt{D}}{3\mu S_0\sqrt{2g}}$$

5.6. Истечение из-под затвора в горизонтальной лотке

Во многих водозаборных и водопропускных гидротехнических сооружениях расходы воды проходят через отверстия, перекрываемые затворами. Затворы поднимают на определенную высоту над дном и пропускают через отверстия необходимые расходы. Чаще всего на гидромелиоративных сооружениях устраивают отверстия прямоугольного сечения, истечение из которых и рассмотрим.

Отверстия могут быть незатопленными (истечение свободное) и затопленными, когда уровень воды за затвором влияет на истечение.

Если отверстие незатопленное, то вытекающая из-под затвора струя находится под атмосферным давлением (рис. 5.13). При истечении через затопленное отверстие струя за затвором находится под некоторым слоем воды (рис. 5.14).

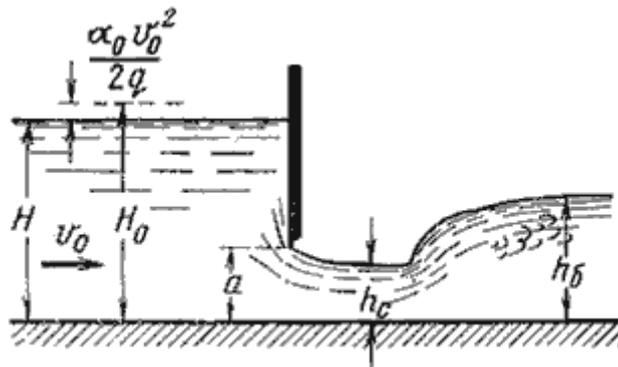


Рис. 5.13. Истечение из-под затвора через незатопленное отверстие

Когда затвор приподнят над дном, вытекающая из-под него струя испытывает сжатие в вертикальной плоскости. На расстоянии, примерно равном высоте отверстия a (высоте поднятия затвора), наблюдается наиболее сжатое сечение. Глубина в сжатом сечении h_c связана с высотой отверстия a следующей зависимостью:

$$h_c = \varepsilon' a$$

где ε' - коэффициент вертикального сжатия струи.

Коэффициент вертикального сжатия ε' зависит от отношения высоты отверстия a к напору (глубине воды перед затвором) H . Для ориентировочных расчетов можно принимать $\varepsilon' = 0,64$.

Если составить уравнение Бернулли для сечений, проведенных перед затвором и в сжатом сечении, после преобразований получим:

$$v_c = \varphi \sqrt{2g(H_0 - h_c)}$$

где φ - коэффициент скорости,

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_c}}$$

где H_0 - напор с учетом скорости подхода,

$$H_0 = H + \alpha_0 \frac{v_0^2}{2g}$$

Тогда расход при истечении из-под затвора при незатопленном отверстии определится по формуле:

$$Q = S_{отв} v_c = ab \varepsilon' \varphi \sqrt{2g(H_0 - h_c)}$$

где S - площадь отверстия, $S = ab$.

причем струя постепенно расширяется. Наконец, в пределах распыленной части струи происходит окончательный распад потока на отдельные капли.

а)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv$
б)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
в)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
г)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 + \cos \beta)$
д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
жс)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv \sin \alpha$

Рис. 5.15. Взаимодействие струи жидкости с неподвижной поверхностью

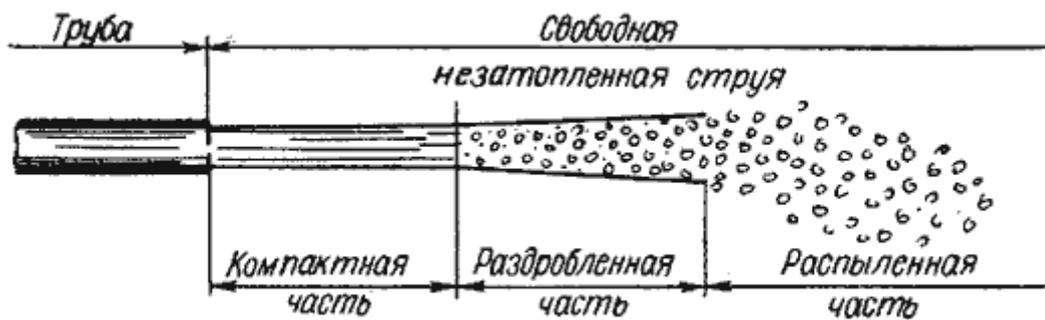


Рис. 5.16. Составные части свободной струи

Лекция 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОСТЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

При расчетах напорных трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и на всей длине, либо диаметра трубопровода на заданных расходе и потерях напора.

В практике трубопроводы делятся на *короткие* и *длинные*. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на *простые* и *сложные*. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

6.1. Простой трубопровод постоянного сечения

Жидкость по трубопроводу движется благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад уровней энергии может создаваться несколькими способами: работой насоса, разностью уровней жидкости, давлением газа.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рис. 6.1), имеет общую длину l и диаметр d , а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан). В начальном сечении трубопровода 1-1 геометрическая высота равна z_1 и избыточное давление P_1 , а в конечном сечении 2-2 - соответственно z_2 и P_2 . Скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v .

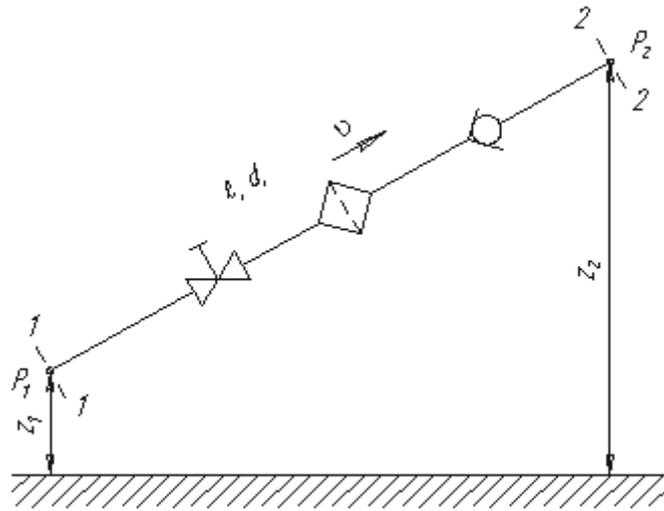


Рис. 6.1. Схема простого трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и $\alpha_1 = \alpha_2$, то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

или

$$\frac{P_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем *потребным напором* $H_{номр}$. Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют *располагаемым напором* $H_{расп}$. Такой напор складывается из геометрической высоты $H_{номр}$, на которую поднимается жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе.

Назовем сумму первых двух слагаемых *статическим напором*, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту

$$H_{см} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$$

а последнее слагаемое $\sum h$ - как степенную функцию расхода

$$\sum h = KQ^m$$

тогда

$$H_{номр} = H_{см} + KQ^m$$

где K - величина, называемая сопротивлением трубопровода;

Q - расход жидкости;

m - показатель степени, который имеет разные значения в зависимости от режима течения.

Для ламинарного течения при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами сопротивление трубопровода равно

$$K = \frac{128\nu\ell_{расч}}{\pi g d^4} \quad \text{и} \quad m = 1$$

где $\ell_{расч} = l + l_{экв}$.

Численные значения эквивалентных длин $l_{экв}$ для различных местных сопротивлений обычно находят опытным путем.

Для турбулентного течения, используя формулу Вейсбаха-Дарси, и выражая в ней скорость через расход, получаем

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{\ell}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2$$

По этим формулам можно построить кривую потребного напора в зависимости от расхода. Чем больше расход Q , который необходимо обеспечить в трубопроводе, тем больше требуется потребный напор $H_{потр}$. При ламинарном течении эта кривая изображается прямой линией (рис.6.2, а), при турбулентном - параболой с показателем степени равном двум (рис.6.2, б).

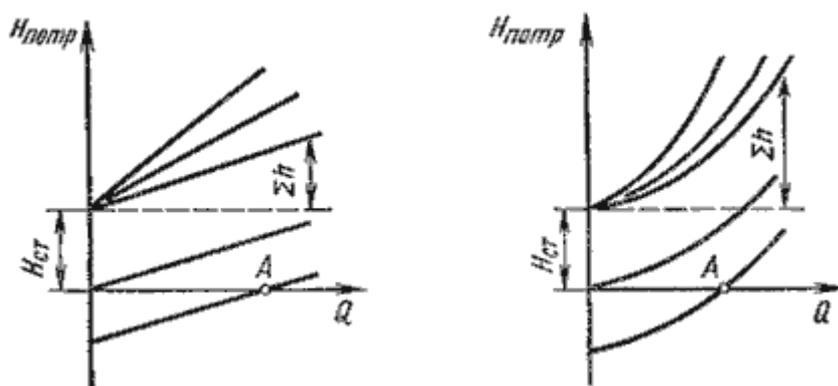


Рис.6.2. Зависимости потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе

Крутизна кривых потребного напора зависит от сопротивления трубопровода K и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений.

Величина статического напора $H_{ст}$ положительна в том случае, когда жидкость движется вверх или в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении в полость с пониженным давлением. Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс (точка A) определяет расход при движении жидкости самотеком. Потребный напор в этом случае равен нулю.

Иногда вместо кривых потребного напора удобнее пользоваться характеристиками трубопровода. *Характеристикой трубопровода* называется зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\sum h = f(Q)$$

6.2. Соединения простых трубопроводов

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединение может быть *последовательным* или *параллельным*.

Последовательное соединение. Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их последовательно (рис. 6.3, а).

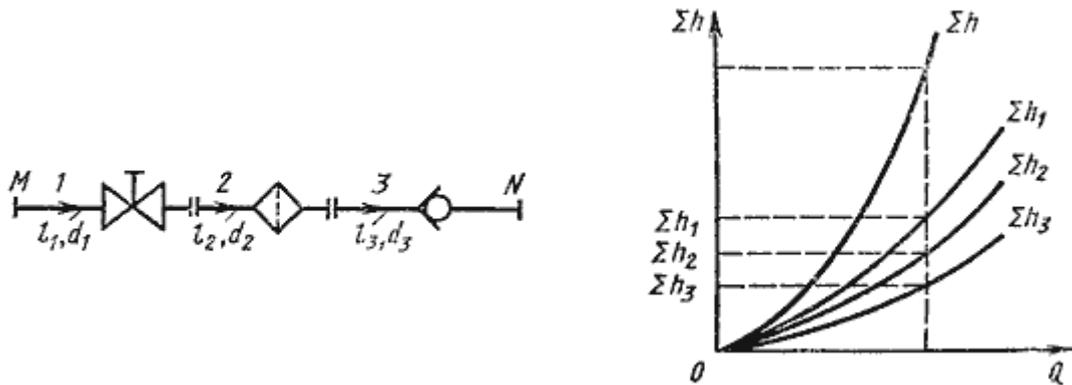


Рис. 6.3. Последовательное соединение трубопроводов

При подаче жидкости по такому составному трубопроводу от точки M к точке N расход жидкости Q во всех последовательно соединенных трубах 1, 2 и 3 будет одинаков, а полная потеря напора между точками M и N равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах. Таким образом, для последовательного соединения имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

$$\sum h_{M-N} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3$$

Эти уравнения определяют правила построения характеристик последовательного соединения труб (рис. 6.3, б). Если известны характеристики каждого трубопровода, то по ним можно построить характеристику всего последовательного соединения $M-N$. Для этого нужно сложить ординаты всех трех кривых.

Параллельное соединение. Такое соединение показано на рис. 6.4, а. Трубопроводы 1, 2 и 3 расположены горизонтально.

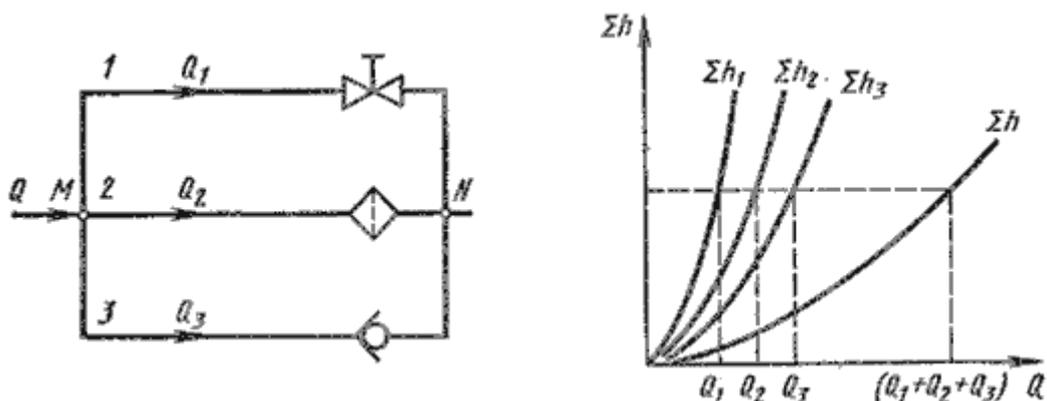


Рис. 6.4. Параллельное соединение трубопроводов

Обозначим полные напоры в точках M и N соответственно H_M и H_N , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) - через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1 , Q_2 и Q_3 ; суммарные потери в этих трубопроводах через Σ_1 , Σ_2 и Σ_3 .

Очевидно, что расход жидкости в основной магистрали

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках M и N :

$$\Sigma h_1 = H_M - H_N; \Sigma h_2 = H_M - H_N; \Sigma h_3 = H_M - H_N$$

Отсюда делаем вывод, что

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3$$

т.е. потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой. Их можно выразить в общем виде через соответствующие расходы следующим образом

$$\Sigma h_1 = K_1 Q_1^m; \Sigma h_2 = K_2 Q_2^m; \Sigma h_3 = K_3 Q_3^m$$

где K и m - определяются в зависимости от режима течения.

Из двух последних уравнений вытекает следующее правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов следует сложить абсиссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах (Σh). Пример такого построения дан на рис. 6.3, б).

Разветвленное соединение. Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

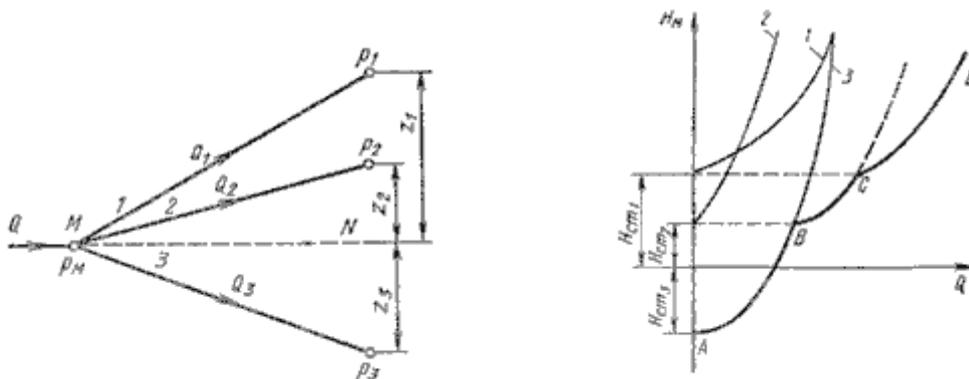


Рис. 6.5. Разветвленный трубопровод

Пусть основной трубопровод имеет разветвление в сечении $M-M$, от которого отходят, например, три трубы $1, 2$ и 3 разных диаметров, содержащие различные местные сопротивления (рис. 6.5, а). Геометрические высоты z_1, z_2 и z_3 конечных сечений и давления P_1, P_2 и P_3 в них будут также различны.

Так же как и для параллельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Записав уравнение Бернулли для сечения $M-M$ и конечного сечения, например первого трубопровода, получим (пренебрегая разностью скоростных высот)

$$H_M = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \sum k_1$$

Обозначив сумму первых двух членов через H_{cm1} и выражая третий член через расход (как это делалось в п.6.1), получаем

$$H_M = H_{cm1} + KQ_1^m$$

Аналогично для двух других трубопроводов можно записать

$$H_M = H_{cm2} + KQ_2^m$$

$$H_M = H_{cm3} + KQ_3^m$$

Таким образом, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными: Q_1, Q_2 и Q_3 и H_M .

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов (рис. 6.5, б) - сложением абсцисс (Q) при одинаковых ординатах (H_M). Кривые потребных напоров для ветвей отмечены цифрами $1, 2$ и 3 , а суммарная кривая потребного напора для всего разветвления обозначена буквами $ABCD$. Из графика видно, что условием подачи жидкости во все ветви является неравенство $H_M > H_{cm1}$.

6.3. Сложные трубопроводы

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рис. 6.6, а) или с разветвлениями (рис. 6.6, б).

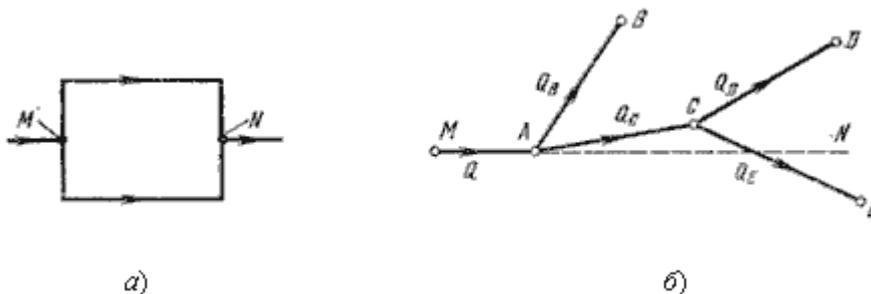


Рис. 6.6. Схемы сложных трубопроводов

Рассмотрим разомкнутый сложный трубопровод (рис. 6.6, б). магистральный трубопровод разветвляется в точках A и C . Жидкость подается к точкам (сечениям) B , D и E с расходами Q_B и Q_D и Q_E .

Пусть известны размеры магистралей и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости $M - N$ и избыточные давления в конечных точках P_B и P_D и P_E .

Для этого случая возможны два вида задач:

Задача 1. Дан расход Q в основной магистрали M_A . Необходимо определить расходы Q_B и Q_D и Q_E , а также потребный напор в точке M .

$$H_{\text{потр}} = H_M = \frac{P_M}{\rho g}$$

Задача 2. Дан напор в точке M . Определить расход в магистрали Q и расходы в каждой ветви.

Обе задачи решают на основе одной и той же системы уравнений, число которых на единицу больше числа конечных ветвей, а именно:

уравнение расходов:

$$Q = Q_B = Q_D = Q_E$$

уравнение равенства потребных напоров для ветвей CD и CE

$$H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m = H_{cmE} + K_{CE}Q_E^m$$

уравнение равенства потребных напоров для ветви AB и сложного трубопровода $ACED$

$$H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m = H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m + K_{AC}(Q_D + Q_E)^m$$

выражение для потребного напора в точке M

$$H_M = \frac{P_M}{\rho g} = K_{MA}Q^m + H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m$$

Расчет сложных трубопроводов часто выполняют графоаналитическим способом, т.е. с применением кривых потребного напора и характеристик трубопроводов. Кривую потребного напора для сложного трубопровода следует строить следующим образом:

- 1) сложный трубопровод разбивают на ряд простых;
- 2) строят кривые потребных напоров для каждого из простых трубопроводов;
- 3) складывают кривые потребных напоров для ветвей (и параллельных линий, если они имеются) по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов;
- 4) полученную кривую складывают с характеристикой последовательно присоединенного трубопровода по соответствующему правилу (см. п.6.2).

Таким образом, при расчете идут от конечных точек трубопровода к начальной точке, т.е. против течения жидкости.

Сложный кольцевой трубопровод. Представляет собой систему смежных замкнутых контуров, с отбором жидкости в узловых точках или с непрерывной раздачей жидкости на отдельных участках (рис. 6.7).

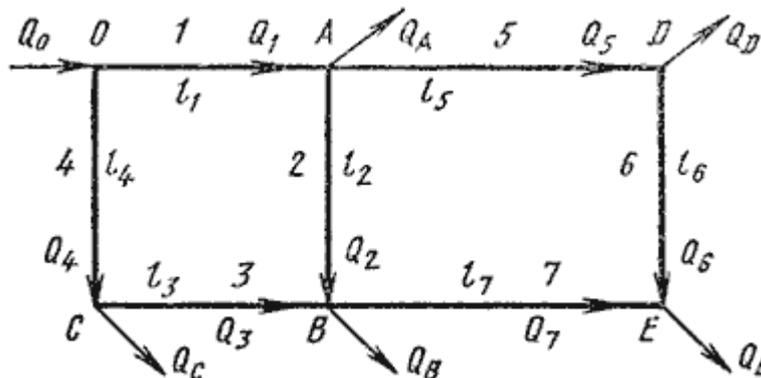


Рис. 6.7. Схема сложного кольцевого трубопровода

Задачи для таких трубопроводов решают аналогичным методом с применением электроаналогий (закон Кирхгофа). При этом основываются на двух обязательных условиях. Первое условие - баланс расходов, т.е. равенство притока и оттока жидкости для каждой узловой точки. Второе условие - баланс напоров, т.е. равенство нулю алгебраической суммы потерь напора для каждого кольца (контура) при подсчете по направлению движения часовой стрелки или против нее.

Для расчета таких трубопроводов типичной является следующая задача. Дан максимальный напор в начальной точке, т.е. в точке O, минимальный напор в наиболее удаленной точке E, расходы во всех шести узлах и длины семи участков. Требуется определить диаметры трубопроводов на всех участках.

6.4. Трубопроводы с насосной подачей жидкостей

Как уже отмечалось выше, перепад уровней энергии, за счет которого жидкость течет по трубопроводу, может создаваться работой насоса, что широко применяется в машиностроении. Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости.

Трубопровод с насосной подачей жидкости может быть *разомкнутым*, т.е. по которому жидкость перекачивается из одной емкости в другую (рис. 6.8, а), или *замкнутым* (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости (рис. 6.8, б).

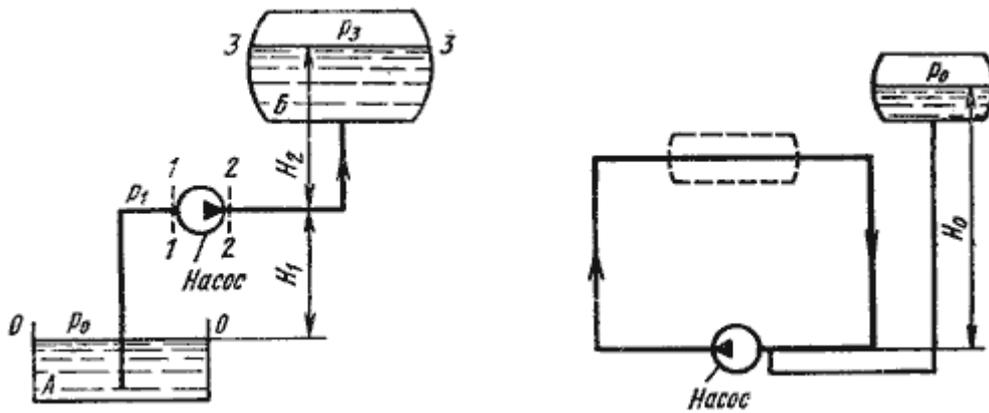


Рис. 6.8. Трубопроводы с насосной подачей

Рассмотрим трубопровод, по которому перекачивают жидкость из нижнего резервуара с давлением P_0 в другой резервуар с давлением P_3 (рис. 6.8, а). Высота расположения оси насоса H_1 называется *геометрической высотой всасывания*, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом* или *линией всасывания*. Высота расположения конечного сечения трубопровода H_2 называется *геометрической высотой нагнетания*, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *напорным* или *линией нагнетания*.

Составим уравнением Бернулли для потока рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе, т.е. для сечений 0-0 и 1-1 (принимая $\alpha = 1$):

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}$$

Это уравнение является основным для расчета всасывающих трубопроводов.

Теперь рассмотрим напорный трубопровод, для которого запишем уравнение Бернулли, т.е. для сечений 2-2 и 3-3:

$$\underbrace{\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}}_{\text{энергия на выходе из насоса}} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}$$

Левая часть этого уравнения представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса. А на входе насоса энергию жидкости можно будет аналогично выразить из уравнения:

$$\underbrace{\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}}_{\text{энергия на входе насоса}} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1}$$

Таким образом, можно подсчитать приращение энергии жидкости, проходящей через насос. Эта энергия сообщается жидкости насосом и поэтому обозначается обычно $H_{нас}$.

Для нахождения напора $H_{нас}$ вычислим уравнение :

$$H_{\text{нас}} = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$$

$$H_{\text{нас}} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + KQ^m,$$

где Δz - полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta z = H_1 + H_2$;

KQ^m - сумма гидравлических потерь,

P_3 и P_0 - давление в верхней и нижней емкости соответственно.

Если к действительной разности уровней Δz добавить разность пьезометрических высот ($P_3 - P_0$) (ρg), то можно рассматривать увеличенную разность уровней

$$H_{\text{см}} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$$

и формулу можно переписать так:

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{см}} + KQ^m$$

Из этой формулы делаем вывод, что

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{потр}}$$

Отсюда вытекает следующее правило устойчивой работы насоса: при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному.

На этом равенстве основывается метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в совместном построении в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора $H_{\text{потр}} = f_1(Q)$ и характеристики насоса $H_{\text{нас}} = f_2(Q)$ и в нахождении их точки пересечения (рис. 6.9).

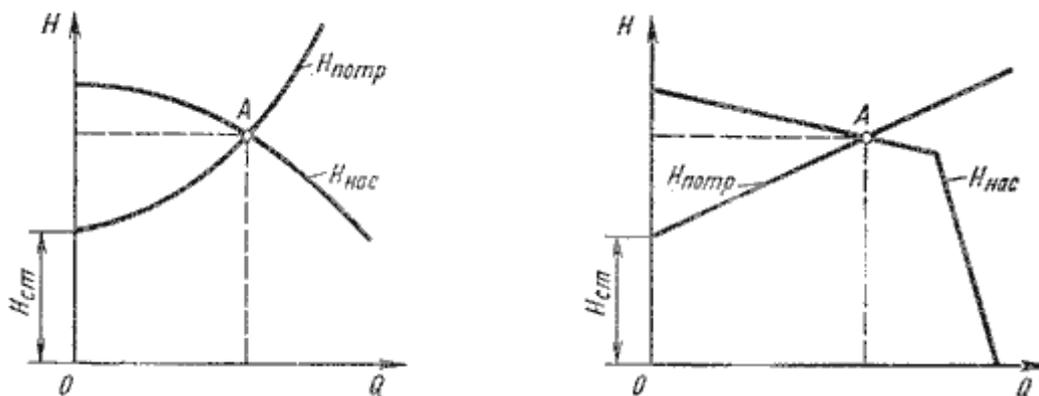


Рис. 6.9. Графическое нахождение рабочей точки

Характеристикой насоса называется зависимость напора, создаваемого насосом, от его подачи (расхода жидкости) при постоянной частоте вращения вала насоса. На рис. 6.9 дано два варианта графика: *a* - для турбулентного режима; *b* - для ламинарного режима. Точка пересечения кривой потребного напора с характеристикой насоса называется *рабочей точкой*. Чтобы получить другую рабочую точку, необходимо изменить открытие

регулирующего крана (изменить характеристику трубопровода) или изменить частоту вращения вала насоса.

6.5. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называется резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока рабочей жидкости. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, которое связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода. Гидравлический удар чаще всего возникает при резком открытии или закрытии крана или другого устройства, управляемого потоком.

Пусть в конце трубы, по которой движется жидкость со скоростью v_0 , произведено мгновенное закрытие крана (рис. 6.10, а).

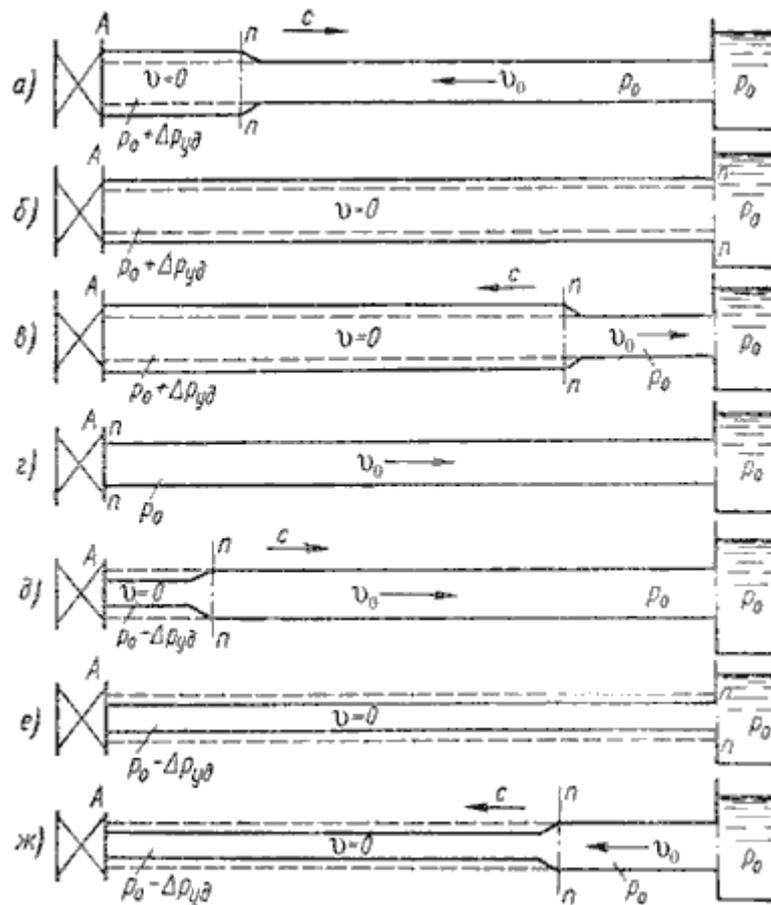


Рис. 6.10. Стадии гидравлического удара

При этом скорость частиц, натолкнувшихся на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается в соответствии с увеличением давления на величину $\Delta P_{уд}$, которое называется ударным. Область (сечение $n - n$), в которой происходит увеличение давления, называется ударной волной. Ударная волна распространяется вправо со скоростью c , называемой скоростью ударной волны.

Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки трубы - растянутыми. Ударное повышение давления распространится на всю длину трубы (рис. 6.10, б).

Далее под действием перепада давления $\Delta P_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это течение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение $n-n$ перемещается обратно к крану с той же скоростью c , оставляя за собой выровненное давление P_0 (рис. 6.10, в).

Жидкость и стенки трубы предполагаются упругими, поэтому они возвращаются к прежнему состоянию, соответствующему давлению P_0 . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость u_0 , но направленную теперь в противоположную теперь сторону.

С этой скоростью весь объем жидкости стремится оторваться от крана, в результате возникает отрицательная ударная волна под давлением $P_0 - \Delta P_{уд}$, которая направляется от крана к резервуару со скоростью c , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (рис. 6.10, д). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рис. 6.10, е. Так же как и для случая, изображенного на рис. 6.10, б, оно не является равновесным. На рис. 6.10, ж, показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью u_0 .

Очевидно, что как только отраженная от резервуара ударная волна под давлением $\Delta P_{уд}$ достигнет крана, возникнет ситуация, уже имевшая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится.

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рис. 6.11, а и б.

Штриховыми линиями показано теоретическое изменение давления у крана в точке A , а сплошной действительный вид картины изменения давления по времени (рис. 6.11, а). При этом затухание колебаний давления происходит за счет потерь энергии жидкости на преодоление сил трения и ухода энергии в резервуар.

Если давление P_0 невелико ($P_0 < \Delta P_{уд}$), то картина изменения амплитуды давления получается несколько иная, примерно такая, как показано на рис. 6.11, б.

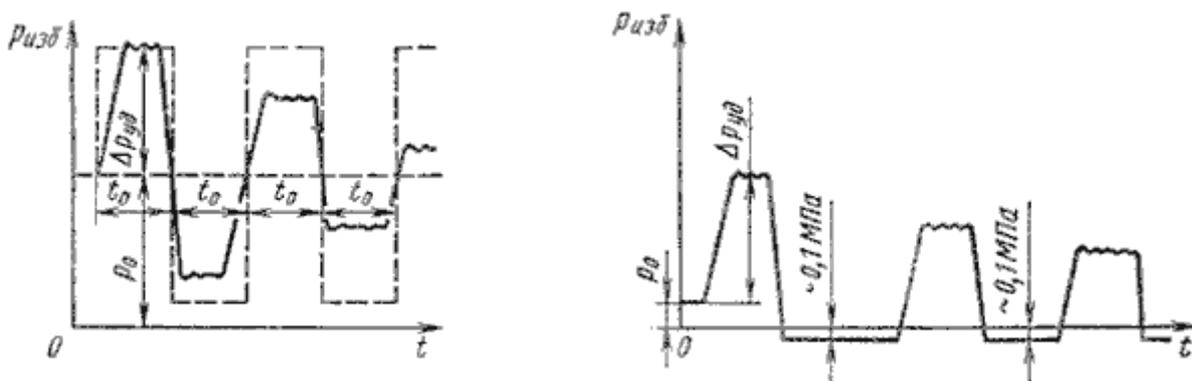


Рис. 6.11. Изменение давления по времени у крана

Повышение давления при гидравлическом ударе можно определить по формуле

$$\Delta P_{уд} = \rho v_0 c$$

Данное выражение носит название формулы Жуковского. В нем скорость распространения ударной волны c определится по формуле:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{\delta E}}}$$

где r - радиус трубопровода;
 E - модуль упругости материала трубы;
 δ - толщина стенки трубопровода;
 K - объемный модуль упругости (см. п.1.3)

Если предположить, что труба имеет абсолютно жесткие стенки, т.е. $E = \infty$, то скорость ударной волны определится из выражения

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

Для воды эта скорость равна 1435 м/с, для бензина 1116 м/с, для масла 1200 - 1400 м/с.

6.6. Изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации

При проектировании напорных трубопроводов следует учитывать, что их пропускная способность в период эксплуатации снижается (например, для водопроводных труб до 50% и даже ниже). Вследствие коррозии и образования отложений в трубах (инкрустации), шероховатость труб увеличивается. Это можно оценить по формуле:

$$k_t = k_0 + \alpha t$$

где k_0 - абсолютная шероховатость для новых труб, (мм),
 k_t - шероховатость через t лет эксплуатации,
 α - коэффициент характеризующий быстроту возрастания шероховатости (мм/год).

Таблица 6.1

Значение коэффициента α в зависимости
от физико-химических свойств транспортируемой воды

Коррозионное воздействие	Характеристика природных вод	α, мм/год
Слабое	Слабоминерализованные не коррозионные воды с незначительным содержанием органических веществ и растворенного железа	0,005-0,055 (средняя 0,025)
Умеренное	Слабоминерализованные коррозионные воды, содержащие органические вещества и растворенное железо в количестве 3 мг/л	0,035-0,18 (средняя 0,07)
Значительное	Весьма коррозионные воды с содержанием железа более 30 мг/л, но с малым содержанием хлоридов.	0,18-0,40 (средняя 0,20)
Сильное	Содержанием хлоридов и сульфатов больше 500-700 мг/л, а также необработанные воды с большим содержанием органических веществ.	0,40-0,60 (средняя 0,51)
Очень сильное	Вода со значительной карбонатной и малой постоянной жесткостью, с плотным осадком больше 2000 мг/л, сильно минерализованные и коррозионные.	от 0,6 до 1 и более

Лекция 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидродвигатель).

Насосы и гидромоторы применяют также в *гидропередачах*, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости.

Гидропередачи по сравнению с механическими передачами (муфты, коробки скоростей, редукторы и т.д.) имеют следующие преимущества.

1. Плавность работы.
2. Возможность бесступенчатого регулирования скорости.
3. Меньшая зависимость момента на выходном валу от нагрузки, приложенной к исполнительному органу.
4. Возможность передачи больших мощностей.
5. Малые габаритные размеры.
6. Высокая надежность.

Эти преимущества привели к большому распространению гидропередач, несмотря на их несколько меньший, чем у механических передач КПД.

7.1. Лопастные насосы

В современной технике применяется большое количество разновидностей машин. Наибольшее распространение для водоснабжения населения получили лопастные насосы. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Лопастные насосы делятся на центробежные и осевые.

В *центробежном лопастном насосе* жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 7.1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *a* и *б*, между которыми находятся лопатки *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от рабочего колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

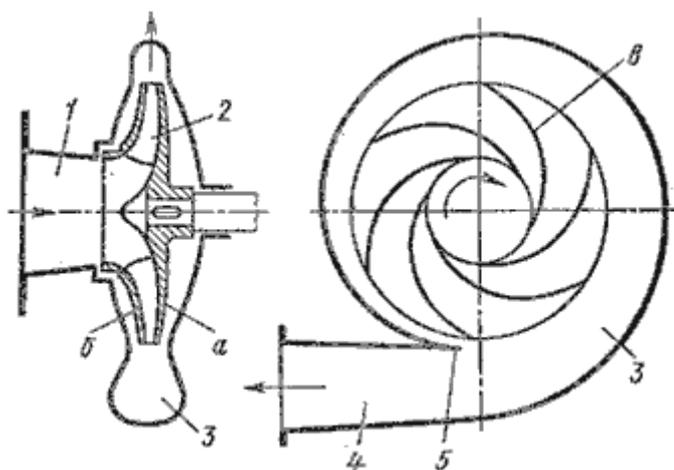


Рис. 7.1. Схема центробежного насоса

В *осевом лопастном насосе* жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса (рис. 7.2). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

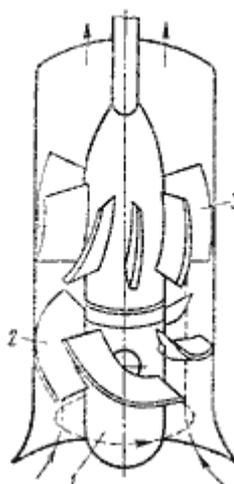


Рис. 7.2. Схема осевого насоса

Осевые насосы могут быть жестколопастными, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и поворотнo-лопастными, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

7.2. Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижных рабочих камер вытеснителями. *Рабочей камерой* объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщающееся со входом и выходом насоса. *Вытеснителем* называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- 1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- 2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- 3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия.
- 4) по количеству поршней: однопоршневые; двухпоршневые; многопоршневые.

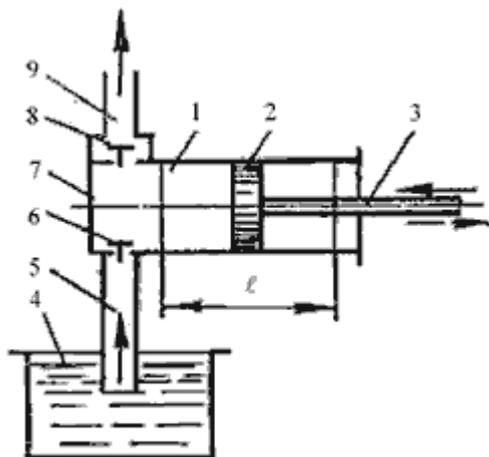


Рис. 7.3. Насос поршневой простого действия

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис. 7.3. Поршень 2 связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток 3, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 1. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан 6 поднимается и жидкость из расходного резервуара 4 по всасывающему трубопроводу 5 поступает в рабочую камеру 7. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 8 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 9.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая производительность в одну секунду будет

$$Q_T = \frac{Fln}{60} \text{ (м}^3\text{/сек),}$$

где F - площадь поршня, м^2 ;

l - ход поршня, м;

n - число оборотов двигателя, об/мин.

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная производительность насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_T}$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

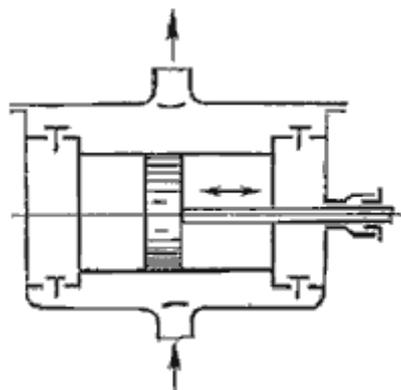


Рис. 7.4. Насос поршневой двойного действия

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия (рис. 7.4), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны. Теоретическая производительность насоса двойного действия будет

$$Q_T = \frac{F \ell n}{60} + \frac{(F - f) \ell n}{60} \quad (\text{м}^3/\text{сек})$$

где f - площадь штока, м^2 .

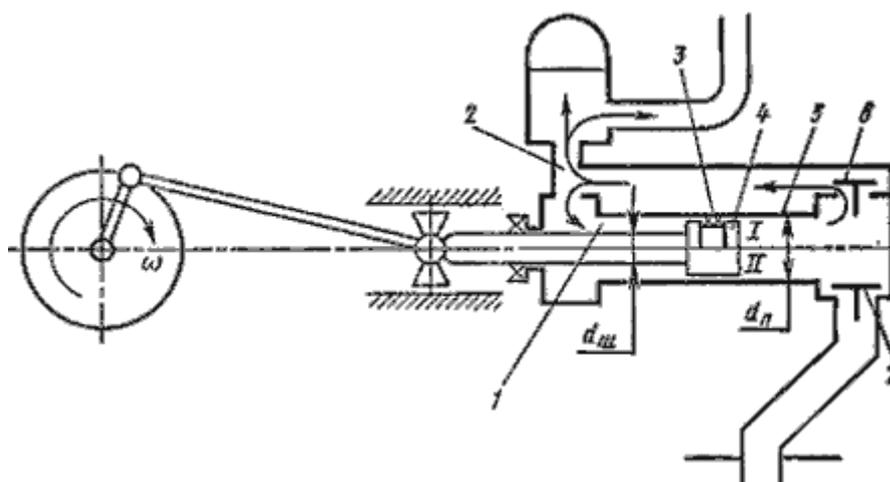


Рис. 7.5. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 7.5) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный 6, а также вспомогательную камеру 1. Всасывание

происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный $(F - f)l$; при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный fl . Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный

$$(F - f)l + fl = Fl$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

7.3. Индикаторная диаграмма поршневых насосов

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором - индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется *индикаторной диаграммой*. На рис. 7.6 показана такая диаграмма насоса простого действия.

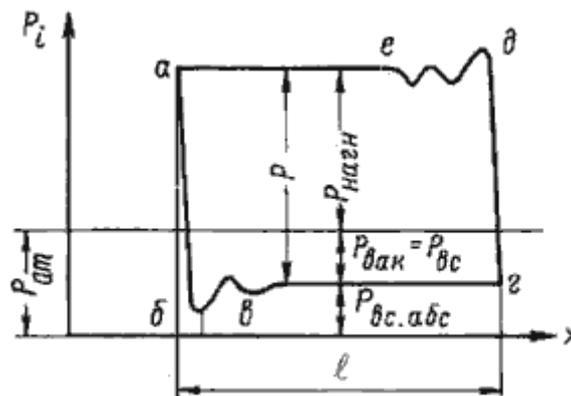


Рис. 7.6. Индикаторная диаграмма

При движении поршня слева направо (см. рис. 7.3) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии ab . Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия ab не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию $бв$. Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия $вг$ остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой $гд$, наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии ab . Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия $де$). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия ea). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса.

7.4. Баланс энергии в насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рис 7.7.

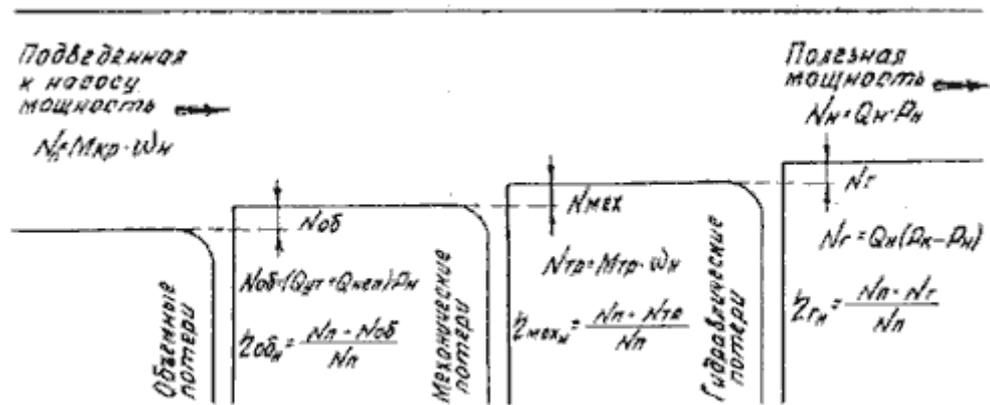


Рис. 7.7. Баланс мощности насоса

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{\Pi} = M_{KPO} \omega$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью)

$$N_{\Pi} = Q_{H} P_{H}$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_{H}}{N_{\Pi}}$$

а разность $N_{\Pi} - N_{H} = N_{\text{пот}}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Потери мощности на внутренние утечки и неполное заполнение камер насоса

$$N_{об} = (Q_{ут} + Q_{нен})P_{H}$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения

$$\eta_{об} = \frac{N_{\Pi} - N_{об}}{N_{\Pi}}$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

Механические КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{тр} = M_{тр}\omega,$$

где $M_{тр}$ - момент трения в насосе;
 ω - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_z = Q_H (P_K - P_H),$$

где P_K - давление в напорной камере насоса;
 P_H - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{II} - N_z}{N_{II}}$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} + \eta_{мех} + \eta_z$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

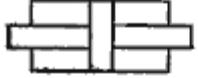
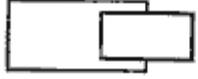
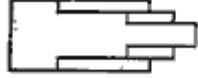
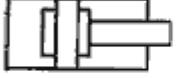
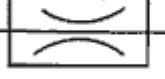
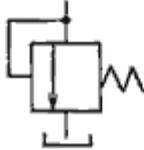
7.5. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем

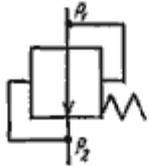
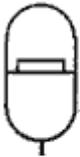
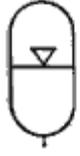
Кроме насосов и гидромоторов существуют и другие разнообразные по конструкции и назначению гидроэлементы. Одни управляют потоком рабочей жидкости, другие служат для обеспечения безотказной работы гидросистем и т.д. Совокупность этих устройств называется *гидроприводом* и требует отдельного изучения. Все гидроэлементы имеют свое условное обозначение, из которых составляются гидросхемы по аналогии с электрическими схемами.

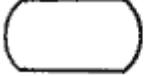
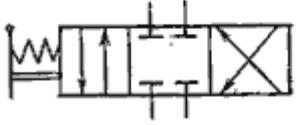
Ниже приводятся условные обозначения основных гидроэлементов.

Таблица 7.1

Условные обозначения основных гидроэлементов

Обозначение	Описание элемента
	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый
	Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидромотор регулируемый
	Гидроцилиндр поршневой с односторонним штоком
	Гидроцилиндр поршневой с двухсторонним штоком
	Гидроцилиндр плунжерный
	Гидроцилиндр телескопический
	Гидроцилиндр с торможением в конце хода
	Дроссель настраиваемый
	Дроссель регулируемый
	Клапан напорный

	<p>Клапан перепада давлений ($P_1 - P_2 = \text{const}$)</p>
	<p>Клапан обратный</p>
	<p>Гидрозамок</p>
	<p>Гидроаккумулятор грузовой</p>
	<p>Гидроаккумулятор пружинный</p>
	<p>Гидроаккумулятор пневмогидравлический</p>
	<p>Фильтр</p>

	Теплообменник
	Гидропреобразователь
	Гидробак с атмосферным давлением
	Гидробак с давлением выше атмосферного
	Гидрораспределитель четырехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением и перекрытым потоком в исходной позиции
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением и закрытым потоком в исходной позиции

На рис. 7.8 изображен составленный из условных обозначений пример гидравлической схемы привода поворота стрелы челюстного погрузчика.

Схема состоит из бака, нерегулируемого гидромотора, трехпозиционного гидрораспределителя, двух регулируемых дросселей с параллельно подключенными к ним обратными клапанами, двух гидроцилиндров, фильтра и предохранительного клапана.

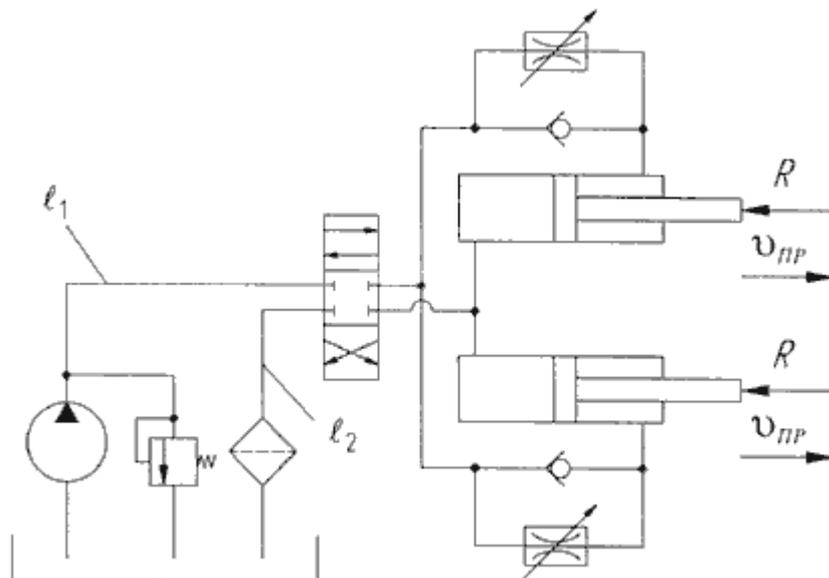


Рис.7.8. Гидросхема привода поворота стрелы

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосом и подается к гидрораспределителю. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника (нижняя позиция на схеме) открываются проходные сечения в гидрораспределителе, и жидкость начинает поступать в полости нагнетания гидродвигателей (поршневые полости гидроцилиндров). Из штоковой полости гидроцилиндров масло по гидролинии слива проходит через регулируемые дроссели, гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.

Скорость поступательного движения штоков гидроцилиндров регулируется дросселями. Реверсирование движения штоков осуществляется путем переключения позиций гидрораспределителя. При обратном движении штоков без нагрузки их скорость не регулируется и зависит от расхода рабочей жидкости в штоковые полости. При аварийной остановке штоков (например, непреодолимое усилие) давление в системе возрастает, вызывая тем самым открытие предохранительного клапана и сброс рабочей жидкости в бак.

**ПЕРЕВОДНЫЕ МНОЖИТЕЛИ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ МЕТРИЧЕСКИХ
ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ СИ**

Метрическая система	Обозначения	Переводные множители в единицы измерения системы СИ
Площадь	1 см ²	1·10 ⁻⁴ м ²
Объем	1 см ³	1·10 ⁻⁶ м ³
	1 литр	1·10 ⁻³ м ³
Время	1 мин	0 сек
Объемный расход	1 литр/мин	16,667·10 ⁻⁶ м ³ /с
Градус плоского угла	°	π/180 рад
Скорость линейная	1 м/мин	0,01667 м/с
Скорость угловая	1 об/мин	π/30 рад/с
Сила	1 кгс	9,81 Н
Удельный вес	1 кгс/м ³	9,81 Н/м ³
Плотность	1 кгс·с ² /м ⁴	9,81 кг/м ³ ;
Давление	1 ат = 1 кгс/см ²	98·100 Н/м ² = 0,1 МН/м ²
	1 бар	0,1 МН/м ²
	1 Паскаль (Па)	1 Н/м ²
	1 м водяного столба	0,01 МН/м ²
	1 мм ртутного столба	133,322 Н/м ²
Динамическая вязкость	1 пуаз (пз)	0,1 Н с/м ²
	1 кгс·с/м ²	9,81 Н с/м ²
Кинематическая вязкость	1 стокс (Ст)	1·10 ⁻⁴ м ² /с
Работа	1 кгс·м	9,81 джоуль (Дж)
Мощность	1 кВт	1000 Вт
	1 л.с.	735,499 Вт
	1 кгс·м/с	9,81 Вт
Момент силы	1 кгс·м	9,81 Н·м
Динамический момент инерции	1 кгс·м·с ²	9,81 кг·м ²
Температура	°С (градус Цельсия)	T = +273,15°К градусов Кельвина
Количество теплоты	1 калория (к)	4,1868 Дж
Удельная теплота	1 кал/кг	4,1868 Дж/кг
Удельная теплота	1 кал/кг	4,1868 Дж/кг
Теплоемкость	1 кал/град	4,1868 Дж/град
Массовая теплоемкость	1 кал/кг град	4,1868 Дж/кг град
Коэффициент теплопередачи	1 ккал/м ² ·ч·град	1,163 Вт/м ² ·град
Линейный размер	1 микрон	1·10 ⁻⁶ м

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

Таблица П.5.1

Характеристики шестеренных насосов типа НШ

Основные параметры	НШ10	НШ32	НШ46	НШ50	НШ67	НШ98
Рабочий объем q , см ³	10	32	46	50	67	98
Частота вращения вала, об/мин	1100 1700	1100 1625	1100 1700	1100 1700	1100 1700	1100 1700
Подача, л/мин	9-15	30-47	44-72	48-80	67-100	100-160
Номинальное давление P , МПа	10	10	10	10	10	10
Объемный КПД η_0^* при $P=10$ МПа	0,83	0,83	0,85	0,90	0,90	0,92
Полный КПД, η	0,75	0,76	0,79	0,82	0,84	0,87

Таблица П.5.2

Характеристики пластинчатых насосов типа Г11 и БГ11

Основные параметры	БГ11, БГ11- 22А	Г11-22, БГ11- 22	Г11- 23А, БГ11- 23А	Г11-23, БГ11- 23	Г11- 24А, БГ11- 24А	Г11-24, БГ11- 24	Г11- 25А, БГ11- 25А	Г11-25, БГ11-25
Рабочий объем q , см ³	11	16	22	32	40	56	80	100
Частота вращения вала, об/мин	600	600	600	600	1800	1800	1800	1800
Номинальная подача Q^* , л/мин (при $n=1450$ об/мин)	12,3	18	26	38	50	72	104	133
Номинальное давление P , МПа	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Объемный КПД η_0^* при $P=2,5$ МПа	0,76	0,78	0,80	0,82	0,88	0,89	0,91	0,92
Полный КПД, η	0,54	0,56	0,64	0,68	0,72	0,74	0,76	0,77

Таблица П.5.3

Характеристики пластинчатых нерегулируемых насосов типа Г12

Основные параметры	Г12-31 АМ	Г12- 31 М	Г12-32 АМ	Г12- 32 М	Г12-33 АМ	Г12- 33 М	Г12-24 АМ	Г12- 24 М	Г12-25 АМ	Г12- 25 М	Г12-26 АМ
Рабочий объем q , см ³	8	12,5	16	25	32	40	63	80	125	160	224
Номинальная подача Q^* , л/мин	5	8	12	18	25	35	50	70	100	140	200
Номинальное давление P^* , МПа	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
Объемный КПД η_0^* при $P^* = 2,5$ МПа	0,73	0,78	0,81	0,85	0,89	0,92	0,89	0,9	0,92	0,93	0,9

Полный КПД, η	0,55	0,6	0,7	0,76	0,8	0,84	0,8	0,82	0,85	0,86	0,9
--------------------	------	-----	-----	------	-----	------	-----	------	------	------	-----

Таблица П.5.4

Характеристики пластинчатых нерегулируемых насосов типа БГ12

Основные параметры	БГ12-21АМ	БГ12-21М	БГ12-22АМ	БГ12-22М	БГ12-23АМ	БГ12-23М	БГ12-24АМ	БГ12-24М	БГ12-25АМ
Рабочий объем q , см ³	5	8	12,5	16	20	25	45	56	80
Номинальная подача Q^* , л/мин	5,4	9	14,6	19,4	25,5	33	56	74	102
Номинальное давление P^* , МПа	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Объемный КПД η_0^* при $P^* = 2,5$ МПа	0,72	0,75	0,78	0,81	0,85	0,88	0,83	0,88	0,9
Полный КПД, η	0,55	0,6	0,66	0,7	0,75	0,8	0,75	0,77	0,85

Таблица П.5.5

Характеристики аксиально-поршневых нерегулируемых насосов типа НА(НС)

Основные параметры	НА 4/320	НА 63/320	НА 10/320	НА 16/320	НА 25/320	НА 32/320
Рабочий объем q , см ³	4	6,3	10	16	25	32
Подача, л/мин	5,25	8,3	13,5	22	34,8	45
Номинальное давление P^* , МПа	32	32	32	32	32	32
Объемный КПД η_0^* при $P^* = 10$ МПа	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,94
Полный КПД, η	0,82	0,82	0,86	0,86	0,87	0,88

Таблица П.5.6

Аксиально-поршневые нерегулируемые насосы типа Г13-3М

Основные параметры	Г13-35М; Г13-35МЛ	2Г13-35М; 2Г13-35МЛ	2Г13-35МС; 2Г13-35МСП; 2Г13-35МСЛ; 2Г13-35МСПЛ	Г13-36М; Г13-36МЛ	2Г13-36М; 2Г13-36МЛ	2Г13-36МС; 2Г13-36МСЛ; 2Г13-36МСПЛ
Рабочий объем q , см ³	71	71	71	140	140	140
Подача Q^* , л/мин: номинальная	100	100	100	200	200	200
минимальная	10	10	10	20	20	20
Номинальное давление P^* , МПа	16	16	16	16	16	16
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Объемный КПД, η_0^*	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
Полный КПД, η	0,88	0,86	0,85	0,885	0,865	0,855

Таблица П.5.7

Пластинчатые регулируемые насосы типа НПЛР

Основные параметры	НПЛР 20/16	НПЛР 50/16	НПЛР 80/16	НПЛР 125/16
Рабочий объем q , см ³	4-20	10-50	16-80	25-125
Номинальная подача Q^* , л/мин	24	63,5	97	152
Номинальное давление P^* , МПа	16	16	16	16
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1450	1450	1450	1450
Объемный КПД η^*_0	0,82	0,87	0,83	0,84
Полный КПД, η	0,69	0,7	0,74	0,74

Таблица П.5.8

Аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 2Г15-1

Основные параметры	2Г15-14	2Г15-15
Рабочий объем q , см ³	71	140
Номинальная подача Q^* , л/мин	100	200
Номинальное давление P^* , МПа	6,3	6,3
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1440	1440
Объемный КПД η^*_0	0,89	0,87
Полный КПД, η	0,80	0,79

Таблица П.5.9

Винтовые насосы типа МВН

Основные параметры	МВН-0,8	МВН-6	МВН10	МВН-25
Номинальная подача Q^* , л/мин	48	360	600	1500
Номинальное давление P^* , МПа	0,5	2,5	2,5	2,5
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1430	1460	1460	1460
Объемный КПД η^*_0	0,8	0,81	0,82	0,86
Полный КПД, η	0,66	0,71	0,72	0,74

Таблица П.5.10

Радиально-поршневые насосы типа НПР, НПМ

Основные параметры	НПР-50М	НПР-705М	НПР-100	НПР-713	НПР-200М	НПР-715М	НПР-400	НПМ-50М	НПМ-705М	НПМ-100	НПМ-713	НПМ-714М	НПМ-400
Номинальная подача Q^* , л/мин	50	100	100	200	200	400	400	50	100	100	200	300	400
Номинальное давление P^* , МПа	20	10	20	10	20	10	20	20	10	20	10	10	20
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
Объемный КПД η^*_0	0,75	0,90	0,75	0,90	0,75	0,93	0,80	0,75	0,90	0,75	0,90	0,90	0,80
Полный	0,67	0,77	0,67	0,77	0,67	0,85	0,72	0,67	0,77	0,67	0,85	0,77	0,72

минимальная	1,5	1	1	1	1	1	1
номинальная	140	120	100	80	60	40	30
максимальная	400	340	280	220	170	120	80
Крутящий момент не менее, Н·м:							
При 21 МПа	1386	2160	3530	5680	8740	14000	21700
При 25 МПа	1650	2570	4160	6700	10300	15480	25600
Полный КПД, η	0,84	0,85	0,8	0,85	0,85	0,85	0,85

Таблица П.5.14

Аксиально-поршневые регулируемые гидромоторы

Основные параметры	209.25	309.25	309.32	312.20	312.25	312.32
Рабочий объем q , см ³ :						
максимальный	113	107	225	56	112	224
минимальный	31	31	75	16,1	32,2	73,6
Номинальный расход масла, л/мин						
максимальный	-	-	-	82,5	140	224
минимальный				25,2	50,3	73,6
Давление на входе, МПа:						
номинальное	20	20	20	20	20	20
максимальное	32	32	28	32	32	32
Частота вращения вала n , об/мин:						
номинальная	1200	1500	900	1500	1200	960
максимальная	2500	3000	1920	3000	2400	1920
минимальная	50	50	50	37,8	60	75
Крутящий момент, Н·м:						
номинальный	341	323	679	165	332	664
максимальный	546	517	952	330	664	968
Полный КПД, η	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91

Таблица П.5.15

Аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы

Основные параметры	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Рабочий объем q , см ³	11,6	28,1	54,8	107	225
Давление на входе, МПа:					
номинальное	20	20	20	20	20
максимальное	35	35	25	25	25
Частота вращения вала n , об/мин:					
номинальная	2400	1920	1500	1400	1120
максимальная	5000	4000	2240	1800	2000
Крутящий момент не менее, Н·м:					
номинальный	36,2	87,6	174	340	715
максимальный	46	113	218	425	895
Полный КПД, η	0,88	0,82	0,87	0,87	0,86