

Н. Г. КОЖЕВНИКОВА
Н. А. ШЕВКУН
А. В. ДРАНЬ

МЕХАНИКА
ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Москва
ООО «Мегаполис»
2021

УДК 532+533(075.8)

ББК 22.253

К 531

Рецензенты:

доктор технических наук, доцент, заведующий отделом интеллектуализации, автоматизации и роботизации сельскохозяйственного производства ФГБНУ ФНАЦ ВИМ **И. Г. Смирнов**

кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отдела агротехнологий в садоводстве ФГБНУ ФНЦ Садоводства **Г. И. Кадыкало**

Кожевникова Н. Г., Шевкун Н. А., Дранный А. В.

К 531 Механика жидкости и газа: учебное пособие / Н. Г. Кожевникова, Н. А. Шевкун, А. В. Дранный / ФГБОУ ВО РГАУ–МСХА имени К. А. Тимирязева. – М. : ООО «Мегаполис», 2021. – 161 с.

ISBN 978-5-6045620-1-7

В учебном пособии представлены разделы гидромеханики, посвященные основным законам равновесия и движения жидкостей и газов, методам измерения, устройству и принципу действия приборов для измерения основных физических свойств жидкостей, давления и расхода жидкостей.

Каждая тема сопровождается задачей с разбором методики решения, а также задачами, тестами и контрольными вопросами для самостоятельной работы студентов.

В приложении даны справочные материалы, перечень использованной и рекомендуемой литературы.

Учебное пособие предназначено для студентов высших учебных заведений по укрупненным группам направлений подготовки 35.00.00 – «Сельское, лесное и рыбное хозяйство», 13.00.00 – «Электро- и теплоэнергетика».

УДК 532+533(075.8)

ББК 22.253

ISBN 978-5-6045620-1-7

© Коллектив авторов, 2021

© ООО «Мегаполис», 2021

Предисловие

Учебное пособие «Механика жидкости и газа» предназначено для подготовки бакалавров по направлениям 35.03.01 – Агроинженерия, 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника, 13.03.02 – Электроэнергетика и электротехника, изучающим дисциплины «Гидравлика» и «Гидрогазодинамика», «Водоснабжение» соответственно.

Представленное учебное пособие также может быть использовано студентами других технических направлений подготовки, изучающих такие дисциплины как «Гидромеханика», «Механика жидкости», «Гидравлика», «Гидрогазодинамика», «Водоснабжение», «Гидравлика и гидропневмопривод» и т. д., для которых они являются базовыми при подготовке бакалавров и специалистов инженерных направлений, а также инженерно-техническими работниками различных отраслей промышленности и сельского хозяйства.

Авторы пособия предполагают, что студенты, приступающие к изучению данных курсов, уже успешно освоили такие дисциплины, как физика, математика, теоретическая механика, владеют основами дифференциального исчисления и теорией размерностей.

В учебном пособии кратко изложены классические разделы гидромеханики:

- основные законы равновесия и движения жидкостей и газов;
- методы измерения, устройства и принципы действия приборов для измерения основных физических свойств жидкостей, давления и расхода жидкостей.

Каждая тема сопровождается задачей с разбором методики решения, а также задачами, тестами и контрольными вопросами для самостоятельной работы студентов.

Всего в учебном пособии разобрано двенадцать тем, тринадцатая – приведен пример практического применения основ гидродинамики при решении комплексных задач.

В конце учебного пособия в приложении приведены необходимые справочные материалы и библиографический список литературы.

Темы, рассмотренные в данном учебном пособии, конечно же, не могут в полном объеме охватить весь круг вопросов, относящихся к изучению такой сложной и разноплановой науки, как механика жидкости и газов при различных условиях. Авторы сочли возмож-

ным включить в рассмотрение лишь наиболее обобщенные закономерности и понятия классической гидромеханики, изучение которых будет стимулировать студентов к самостоятельному более углубленному изучению материала.

Целью освоения дисциплины является получение студентами теоретических и практических знаний, приобретение умений и навыков в области гидравлики трубопроводов, гидравлических машин и основ систем водоснабжения, для подготовки их к самостоятельному участию в проектировании систем водоснабжения и других объектов инфраструктуры сельскохозяйственных предприятий; способностью определять круг задач в рамках поставленной цели и выбирать оптимальные способы их решения, исходя из действующих правовых норм, имеющихся ресурсов и ограничений, решать типовые задачи профессиональной деятельности на основе знаний основных законов математических и естественных наук с применением информационно-коммуникационных технологий, быть готовым к участию в проведении экспериментальных исследований в профессиональной деятельности.

Перечисленные результаты освоения дисциплины являются основой для формирования у будущих специалистов универсальных и общепрофессиональных компетенций.

Авторы выражают глубокую признательность рецензентам за ценные советы и замечания, сделанные ими при подготовке рукописи к изданию, а также будут благодарны всем, кто пришлет свои замечания и предложения по улучшению данного издания.

Введение

Современная «Механика жидкости и газа» с точки зрения своего исторического развития сформировалась из двух отраслей научных знаний – эмпирической гидравлики и классической гидромеханики и представляет собой науку, изучающую законы равновесия и движения сплошных жидких сред, силового взаимодействия этих сред с контактными твердыми поверхностями. При этом под жидкими средами или просто жидкостями принимают капельные (весьма мало сжимаемые) жидкости и газообразные среды (или упругие сжимаемые жидкости).

В механике жидкостей предполагается, что объект исследования является сплошной средой, занимает весь объем без разрывов и пустот, причем молекулярная структура жидкости не учитывается. Это позволяет при исследовании условий равновесия и движения жидкостей применять методы математического анализа и основные характеристики (плотность, давление, скорость) рассматривать как математические функции.

В механике сплошных сред капельные жидкости незначительно отличаются от газообразных, поэтому зачастую, при условии неизменной плотности газа, законы его равновесия и движения во многом тождественны законам равновесия и движения жидкости. Таким образом, под жидкостью часто понимают любую среду, обладающую свойством текучести. Общие законы механики жидкостей и газов являются основой, или фундаментом теории, т. к. они определяют основные понятия и зависимости исследуемых явлений природы. В механике жидкостей и газов накоплен достаточно большой практический опыт, намного опережающий теорию.

Идеальной жидкостью называется совокупность молекул или атомов, обладающих абсолютной подвижностью друг относительно друга и составляющих любой объем. Таким образом, изучаемая механикой жидкости и газа форма материи получила свое определение.

Жидкости, занимая по молекулярному строению промежуточное положение между газами и твердыми телами, проявляют свойства, присущие как газам, так и деформируемым твердым телам. Это позволяет описать механическое движение всех упомянутых сред едиными дифференциальными уравнениями, составляющими основу механики сплошной среды.

В механике жидкости и газа термин «жидкость» часто используется в широком смысле этого слова. Жидкости по своим механическим свойствам разделяются на малосжимаемые (капельные) и сжимаемые (газообразные). Сжимаемость – обратимое изменение объема жидких или газообразных тел под воздействием всестороннего давления. Сжимаемость газообразных жидкостей объясняется большими расстояниями между молекулами и меньшими межмолекулярными силами, чем в капельных жидкостях.

Таким образом, жидкости и газы, являющиеся объектом изучения, обладают двумя основными свойствами: сплошностью и легкой подвижностью или текучестью.

Итак, *механика жидкости и газа* – это прикладная наука, занимающаяся изучением законов равновесия и движения жидкостей и газов, и рассматривающая способы приложения этих законов к решению практических инженерных задач.

В настоящее время трудно найти отрасль техники, развитие которой не находилось бы в непосредственной связи с решением задач *механики жидкости и газа*, а также практическим применением установленных этой наукой законов: гидроэнергетика, гидротехника, гидромашиностроение (трубо- и газопроводы, гидротурбины, насосы, гидравлические прессы и т. п.) гидрология, метеорология и океанология, нефтяная и газовая отрасли, сельскохозяйственное производство и т. д.

Тема № 1

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Жидкость – физическое тело, обладающее легкой подвижностью частиц, текучестью и способностью изменять свою форму под воздействием внешних сил. Различают капельные жидкости (несжимаемые или малосжимаемые) и газообразные (сжимаемые, в том числе пар). В курсе гидравлики предметом изучения являются капельные жидкости.

Физические свойства жидкости изучаются в курсе физики. На сегодняшний день известно более 30 свойств. Вместе с тем в гидравлике при решении различных задач широко используют такие физические характеристики жидких тел, как плотность, удельный вес, температурное расширение, сжимаемость, вязкость, текучесть, поверхностное натяжение, капиллярность.

Плотность однородной жидкости ρ – масса жидкости в единице объема:

$$\rho = \frac{m}{W}, \text{ кг/м}^3,$$

где m – масса, кг; W – объем, м³.

При изменении температуры и давления плотность жидкостей изменяется. Увеличение температуры приводит к уменьшению плотности, и наоборот. Вода, в этом смысле, является жидкостью аномальной, поскольку ее максимальная плотность ($\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$) имеет место только при $t = 4 \text{ }^\circ\text{C}$. При температурах больших или меньших $4 \text{ }^\circ\text{C}$ плотность воды уменьшается (рисунок 1.1).

Плотность среды может меняться от точки к точке и в данной точке со временем, т. е.

$$\rho = f(x, y, z, t).$$

Для несжимаемой (или «весьма малосжимаемой») жидкости принимают

$$\rho = \text{const.}$$

Поверхности, для которых $\rho = \text{const}$, называют изостерическими.

Для сжимаемых жидкостей (газов) чаще всего используют величину, обратную плотности – *удельный объем* – объем, содержащий единицу массы:

$$\vartheta = \frac{1}{\rho}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

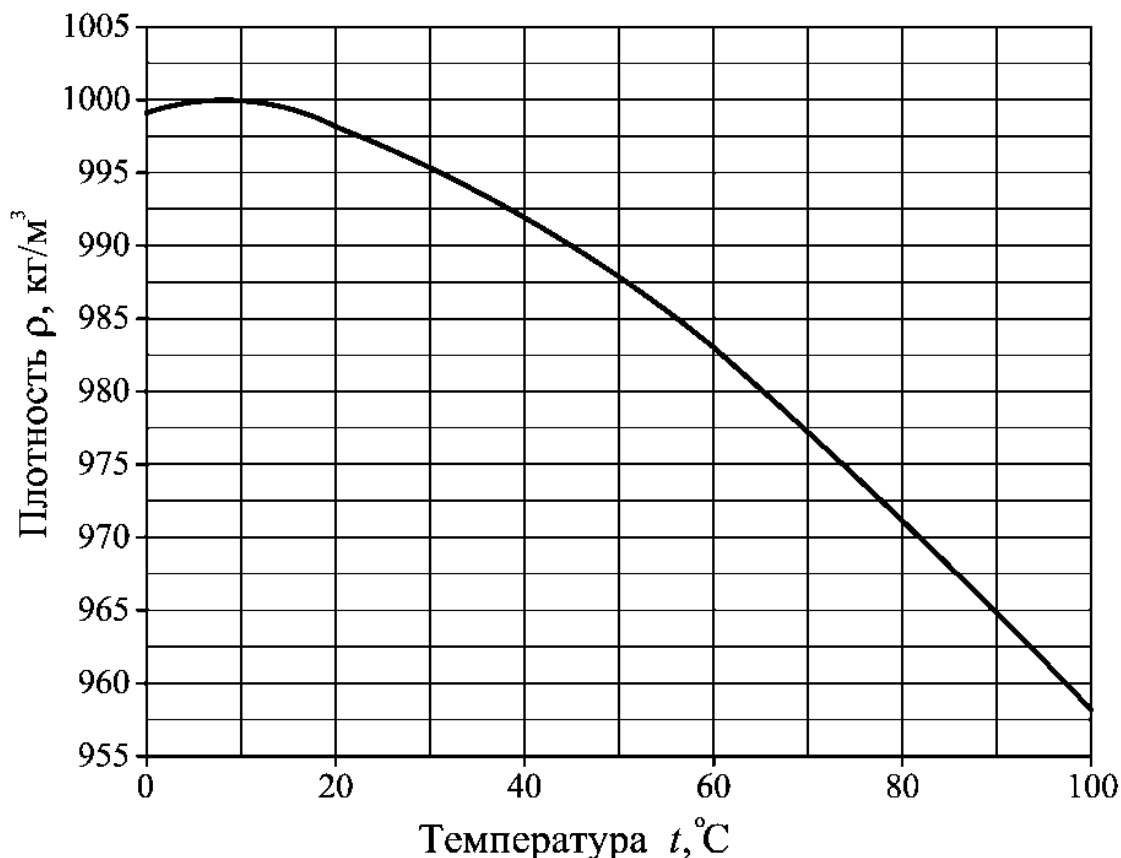


Рисунок 1.1 – Зависимость плотности воды от температуры

При значительных изменениях давления плотность капельных жидкостей изменяется несущественно.

Удельный вес дистиллированной воды, взятой при температуре $t = 4^\circ\text{C}$, равен $\gamma_{\text{в}} = 9810 \text{ Н/м}^3$.

Относительным весом δ называется отношение удельного веса данной жидкости к удельному весу дистиллированной воды, взятой при температуре 4°C .

$$\delta = \frac{\gamma_{\text{ж}}}{\gamma_{\text{в}}},$$

где $\gamma_{\text{ж}}$ – удельный вес жидкости, Н/м³.

Температурное расширение – свойство жидкости изменять свой объем в процессе ее изобарического нагрева (нагрева при постоянном давлении). Это свойство характеризуется **коэффициентом температурного расширения** β_t , выражающим относительное изменение ее объема при изменении температуры на 1 градус и определяемым по формуле

$$\beta_t = \frac{1}{W_{\text{н}}} \cdot \frac{\Delta W}{\Delta t}, \text{ градус}^{-1},$$

где $W_{\text{н}}$ – начальный объем жидкости, м³; ΔW – изменение объема жидкости, м³; Δt – изменение температуры, градус; $\Delta W = W_{\text{к}} - W_{\text{н}}$; $W_{\text{к}}$ – конечный объем жидкости, м³.

Сжимаемость – свойство жидкости изменять свой объем при изменении давления. Это свойство характеризуется **коэффициентом объемного сжатия**, выражающим относительное изменение объема жидкости при изменении давления:

$$\beta_p = -\frac{1}{W_{\text{н}}} \frac{\Delta W}{\Delta p}, \text{ Па}^{-1},$$

где Δp – изменение давления, Па;

$$\Delta p = p_2 - p_1,$$

где p_1 и p_2 – соответственно начальное и конечное давление, Па.

Знак минус обусловлен тем, что положительному приращению давления Δp соответствует уменьшение объема $W_{\text{н}}$.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется **модулем объемной упругости** жидкости:

$$E = \frac{1}{\beta_p}, \text{ Па.}$$

Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу или скольжению одного слоя жидкости относительно друго-

го. Это свойство проявляется только при движении жидкости и не может быть обнаружено в состоянии покоя.

В результате действия сил внутреннего трения при движении в жидкости возникают касательные напряжения τ , величина которых равна

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy},$$

где μ – коэффициент динамической вязкости; du/dy – градиент скорости, то есть изменение скорости в направлении, перпендикулярном к направлению самой скорости; du – разность скоростей движения соседних соприкасающихся слоев жидкости в предположении, что слои бесконечно тонкие; u – мгновенная скорость слоя жидкости; dy – расстояние между соседними слоями жидкости (рисунок 1.2).

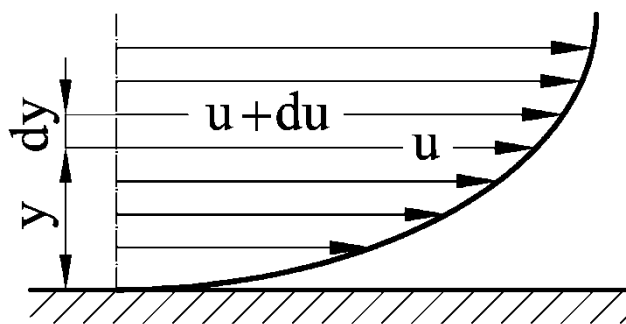


Рисунок 1.2 – Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

Вязкость напрямую зависит от температуры, и эта зависимость для капельных жидкостей и газов различна. Так, вязкость капельной жидкости с увеличением температуры уменьшается, а газов наоборот – увеличивается (рисунок 1.3).

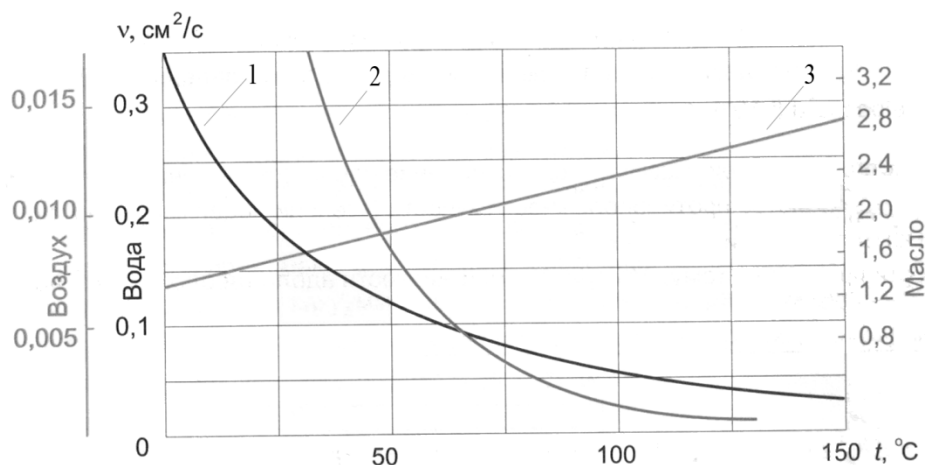


Рисунок 1.3 – Зависимость кинематической вязкости от температуры:
1 – вода; 2 – масло; 3 – воздух

Коэффициент динамической вязкости (динамический коэффициент вязкости или динамическая вязкость) $\mu = \tau \frac{dy}{du}$ представляет со-

бой силу трения, приходящуюся на единицу поверхности, при градиенте скорости равном единице. В системе СИ μ измеряется в Па·с.

На практике наиболее часто пользуются не коэффициентом динамической вязкости μ , а его отношением к плотности жидкости, называемым *коэффициентом кинематической вязкости* (кинематическим коэффициентом вязкости или кинематической вязкостью)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

В системе СИ коэффициент кинематической вязкости измеряется в м²/с, на практике часто применяется единица измерения стокс 1 Ст = 1 см²/с.

Вязкость жидкостей зависит от температуры: с повышением температуры вязкость уменьшается. Влияние давления на вязкость жидкости проявляется в значительно меньшей степени. При давлениях до 20 МПа изменение вязкости жидкости в расчетах не учитывается.

Вязкость жидкостей измеряется специальными приборами – вискозиметрами.

Текучесть – способность жидкости принимать форму сосуда, в котором она находится.

Текучесть ζ определяется как величина обратная динамической вязкости

$$\zeta = \frac{1}{\mu}, \frac{1}{\text{Па} \cdot \text{с}}.$$

Поверхностное натяжение жидкости обуславливается силами взаимного притяжения молекул поверхностного слоя, стремящихся сократить свободную поверхность жидкости. Искривление свободной поверхности жидкости называется *мениском*.

Поверхностное натяжение характеризуется *коэффициентом поверхностного натяжения* σ (Н/м), значение которого зависит от температуры, и для различных жидкостей приводится в справочной литературе.

Особенно сильно поверхностное натяжение проявляется в трубках малого диаметра (капиллярах).

Возможны два случая искривления свободной поверхности жидкости: поднятие уровня (вогнутая поверхность), если жидкость смачивает стенки (например, вода); и опускание уровня (выпуклая поверхность), если жидкость не смачивает стенки (например, ртуть).

Способность жидкости подниматься или опускаться в трубках малого диаметра относительно уровня жидкости вне трубки под действием сил поверхностного натяжения называется **капиллярностью** (рисунок 1.4).

Высота поднятия или опускания мениска определяется по формуле

$$h = \frac{4\sigma \cdot \cos\Theta}{\rho \cdot g \cdot d},$$

где h – высота поднятия (опускания) мениска, м; d – диаметр трубки, м, Θ – краевой угол (угол смачивания).

Для чистой воды и стекла

$$h = \frac{4\sigma}{\rho \cdot g \cdot d}.$$

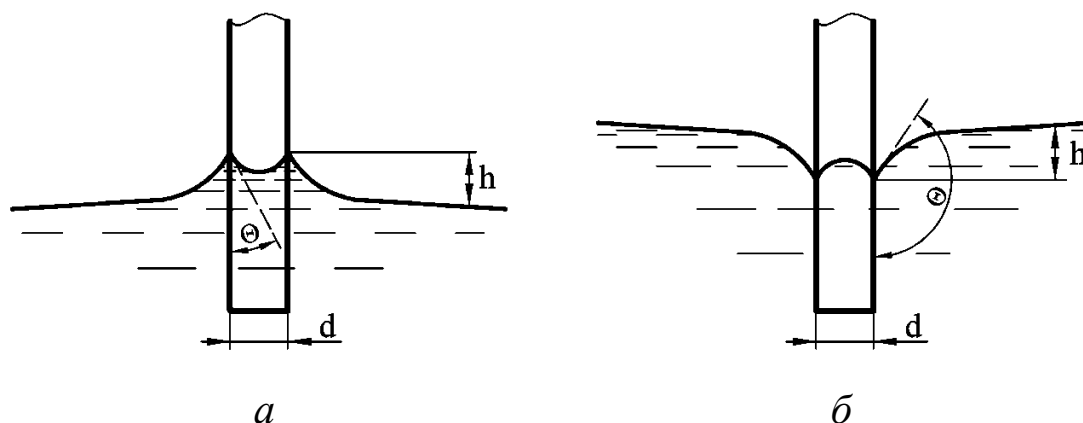


Рисунок 1.4 – Капиллярность смачивающей (а) и не смачивающей (б) жидкости

Силы поверхностного натяжения необходимо учитывать при измерении гидростатического давления жидкостными приборами, при решении отдельных задач подземной фильтрации. При обычных гидравлических расчетах влияние этих сил ввиду их малости не учитывают.

Описание приборов для измерения плотности (удельного веса) и вязкости жидкостей

Приборы для определения удельного веса и плотности жидкостей

Основными приборами для измерения удельного веса и плотности жидкости являются пикнометры, сообщающиеся сосуды, ареометры.

Пикнометр (от древнегреческих слов «плотный» и «измеряю») - физико-химический прибор, представляющий собой стеклянный сосуд специальной формы и определенной вместимости, применяемый для измерения плотности веществ (рисунок 1.5). Пикнометр был изобретен Д. И. Менделеевым в 1859 году.

Измерение плотности пикнометром основано на взвешивании находящегося в нем вещества (обычно в жидком состоянии), заполняющего пикнометр до метки на горловине или до верхнего края капилляра, что соответствует номинальной вместимости пикнометра. Измерения объема значительно упрощаются, если вместо одной метки у пикнометра имеется шкала.

Пикнометры выпускаются на 20, 50, 100 мл и т. д. с отмериванием объема по нижнему уровню мениска. Возможная ошибка прибора указана в паспорте, случайные дополнительные ошибки могут быть вызваны неточностью установки температуры в объеме исследуемой жидкости, неточностью взвешивания (для пикнометра) или определения уровня жидкости. Обычно ошибка не превосходит $\pm 0,1\%$.

Пикнометр заранее тарируют на дистиллированной воде, для его взвешивания пользуются аналитическими весами. Пикнометр выдерживают в воде при температуре измерения 15...20 мин, излишек жидкости над отметкой убирают пипеткой. Вычисляют плотность по формуле:

$$\rho = \frac{m - m_0}{m_B - m_0} \rho_B,$$

где m – масса пикнометра с исследуемой жидкостью при данной температуре; m_0 – масса сухого пикнометра; m_B – масса пикнометра с водой; ρ_B – плотность воды при данной температуре.

Основные достоинства пикнометрического метода определения плотности:

- высокая точность измерений (до $10 \dots 5 \text{ г/см}^3$);
- возможность использования малых количеств вещества ($0,5 \dots 100 \text{ см}^3$);
- малая площадь свободной поверхности жидкости в пикнометре, что практически исключает испарение жидкости и поглощение влаги из воздуха;
- раздельное проведение операций термостатирования и последующего взвешивания.

Способ *сообщающихся сосудов* – один из доступных и простых способов определения удельного веса (плотности) (рисунок 1.6). В соответствии с законом сообщающихся сосудов при одинаковом давлении на свободных поверхностях жидкостей высоты, отсчитываемые от поверхности раздела, обратно пропорциональны их удельным весам

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{h_2}{h_1}.$$

Зная удельный вес одной жидкости γ_1 , можно определить удельный вес другой жидкости:

$$\gamma_1 = \gamma_2 \cdot \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1}.$$

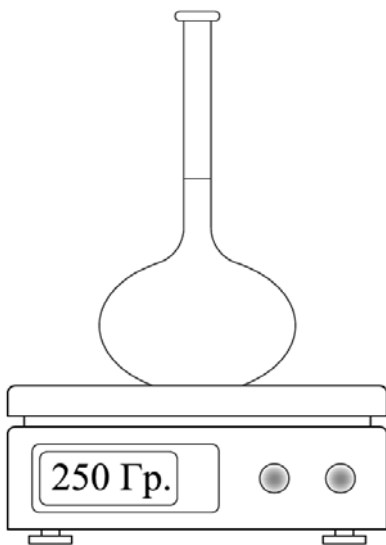


Рисунок 1.5 – Пикнометр

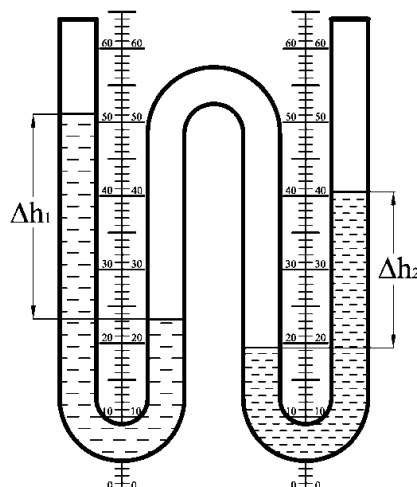


Рисунок 1.6 – Сообщающиеся сосуды

Имея в виду взаимосвязь удельного веса и плотности $\gamma = \rho \cdot g$, с помощью сообщающихся сосудов можно определить плотность исследуемой жидкости:

$$\rho_1 = \rho_2 \cdot \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1},$$

где γ_1 и ρ_1 – известные удельный вес и плотность, Н/м³ и кг/м³; Δh_1 – высота столба жидкости с известной плотностью, м; Δh_2 – высота столба исследуемой жидкости, м.

Если оба сообщающихся сосуда будут заполнены однородной жидкостью, то $\Delta h_1 = \Delta h_2$, т. е. высоты столба жидкости в этих сосудах будут одинаковы. Это свойство используется при устройстве водомерных стекол для определения уровня жидкости в резервуарах, паровых котлах и т. д.

Принцип сообщающихся сосудов используется в жидкостных приборах для измерения давления.

Ареометр – прибор, принцип действия которого основан на законе Архимеда, представляющий собой удлинённый пустотелый стеклянный цилиндр, состоящий из широкой нижней и узкой верхней частей (рисунок 1.7, а). Нижняя часть ареометра выполнена в виде полого корпуса цилиндрической формы, частично заполненного неподвижно закрепленным балластом, необходимым для того, чтобы ареометр при погружении в жидкость плавал строго в вертикальном положении, находясь при этом в устойчивом равновесии. Верхняя часть ареометра – стержень, представляющий собой тонкостенную цилиндрическую трубку круглого сечения с запаянным верхним концом. На внутреннюю поверхность стержня прикреплена шкала.

Ареометр погружают в сосуд с исследуемой жидкостью. Согласно закону Архимеда на него действует выталкивающая сила, равная весу вытесненной жидкости. По мере погружения ареометра выталкивающая сила возрастает, и в тот момент, когда эта сила становится равной весу ареометра, наступает состояние равновесия. Глубина погружения ареометра зависит от плотности (удельного веса) жидкости: чем больше плотность, тем меньше глубина погружения, и наоборот. Деление на ареометрической шкале, до которого погружается ареометр, указывает значение плотности жидкости.

Шкала ареометра не равномерна: деления шкалы, т. е. расстояние между двумя смежными штрихами, постепенно увеличиваются снизу вверх к концу стержня.

Некоторые виды ареометров изготавливают со встроенным термометром, позволяющим одновременно с плотностью измерять и температуру жидкости. В этом случае жидкость, заполняющая резервуар термометра (ртуть, толуол), служит частью балласта ареометра. Такие приборы называются *термоареометры* (рисунок 1.7, б).

Кроме ареометров общего назначения существуют и специальные ареометры, предназначенные для измерения плотности агрессивных жидкостей (кислот, электролита, этиленгликоля), молока, спирта, нефти и т. д. В частности ареометр для электролита представляет собой прозрачную стеклянную колбу с длинным наконечником на одном ее конце и резиновым шаром на другом. Внутри данной колбы расположен обычный стеклянный ареометр (термоареометр) для измерения плотности электролита (рисунок 1.7, в) или поплавки различной степени плавучести.

Приборы для измерения вязкости ньютоновских жидкостей

Капиллярные вискозиметры (рисунок 1.8) представляют собой U-образную трубку, в одно колено которой впаян капилляр 2, переходящий в расширение 1.

Определение вязкости состоит в измерении времени протекания известного количества (объема) жидкости через капилляр при заданном перепаде давления.

При этом кинематическая вязкость определяется по формуле:

$$\nu = \frac{g}{9,807} \cdot t \cdot K,$$

где g – ускорение свободного падения в месте измерения, м/с^2 ; 9,807 – нормальное ускорение свободного падения (ускорение свободного падения на уровне Мирового океана), м/с^2 ; t – время истечения, с; K – постоянная вискозиметра, $\text{мм}^2/\text{с}^2$.

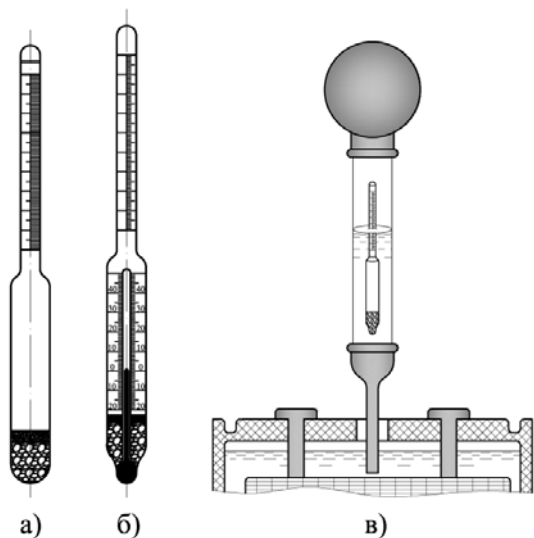


Рисунок 1.7 – Ареометр (а), термоареометр (б), ареометр для электролита (в)

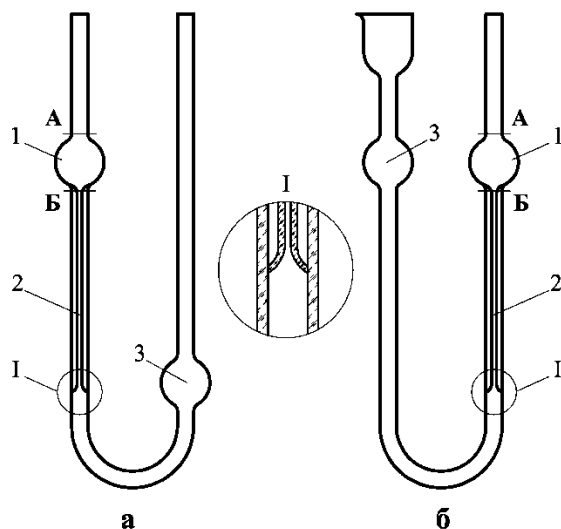


Рисунок 1.8 – Капиллярные вискозиметры: а – Оствальда; б – Уббеллоде: 1 – емкость для исследуемой жидкости; 2 – капилляр; 3 – емкость для жидкости, прошедшей через капилляр

Контрольные вопросы

1. Какие физические свойства жидкости Вы знаете?
2. Дайте определение плотности, удельного и относительного веса жидкости.
3. Что такое температурное расширение и сжимаемость жидкости? Чем они характеризуются?
4. Дайте определение вязкости жидкости. Какими параметрами она характеризуется, как зависит вязкость различных жидкостей от температуры?
5. Какова связь динамической и кинематической вязкости, каковы их единицы измерения? Какими приборами определяется вязкость жидкости?
6. Что такое текучесть жидкости? Можно ли ее оценить количественно?
7. Какова природа явления поверхностного натяжения? От чего зависит коэффициент поверхностного натяжения?
8. Какие приборы используются для измерения плотности и удельного веса жидкости? Каков их принцип действия? Что представляет собой ареометр?
9. Каков принцип действия капиллярного вискозиметра?

10. В каких единицах в системе СИ измеряются плотность, удельный вес, коэффициенты кинематической и динамической вязкости, коэффициенты объемного сжатия и температурного расширения?

Материал практических занятий

Задача 1

Бочка, заполненная бензином и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до $t = 43$ °С, при этом давление внутри ее повысилось до 27,6 МПа. Определить начальную температуру бензина, если его модуль упругости равен $E = 1300$ МПа, а коэффициент температурного расширения $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4}$ град⁻¹. Бочку считать абсолютно жесткой.

Решение:

Определим первоначальную температуру бензина до его нагревания:

коэффициент температурного расширения

$$\beta_t = \frac{1}{W_n} \cdot \frac{\Delta W}{\Delta t},$$

коэффициент объемного сжатия

$$\beta_p = -\frac{1}{W_n} \cdot \frac{\Delta W}{\Delta p}.$$

Поскольку начальный объем W_n и изменение объема ΔW одни и те же величины для обоих случаев, получим:

$$\frac{\Delta W}{W_n} = \beta_t \cdot \Delta t \text{ и } \frac{\Delta W}{W_n} = \beta_p \cdot \Delta p, \text{ отсюда}$$

$$\beta_t \cdot \Delta t = \beta_p \cdot \Delta p.$$

Учитывая, что $\beta_p = \frac{1}{E}$ и $\Delta t = t_2 - t_1$ получим

$$t_2 - t_1 = \frac{\Delta p}{E \cdot \beta_t}.$$

Выразив t_1 и подставив значения, получим:

$$t_1 = t_2 - \frac{\Delta p}{E \cdot \beta_t} = 43 - \frac{27,6 \cdot 10^6}{1300 \cdot 10^6 \cdot 8 \cdot 10^{-4}} \approx 16,5 \text{ °С}.$$

Ответ: $t_1 \approx 16,5$ °С.

Задание для самостоятельной работы

Для тарировки манометров по эталонному манометру применяется винтовой пресс (рисунок 1.8). На какую длину необходимо переместить в рабочую камеру плунжер для создания избыточного давления в масле $p = \underline{\hspace{2cm}}$ кПа, если диаметр плунжера $d = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, а начальный объем масла в камере (при атмосферном давлении) $V = \underline{\hspace{2cm}}$ см³. Коэффициент объемного сжатия масла $\beta_p = 6,5 \cdot 10^{-4}$ МПа⁻¹.

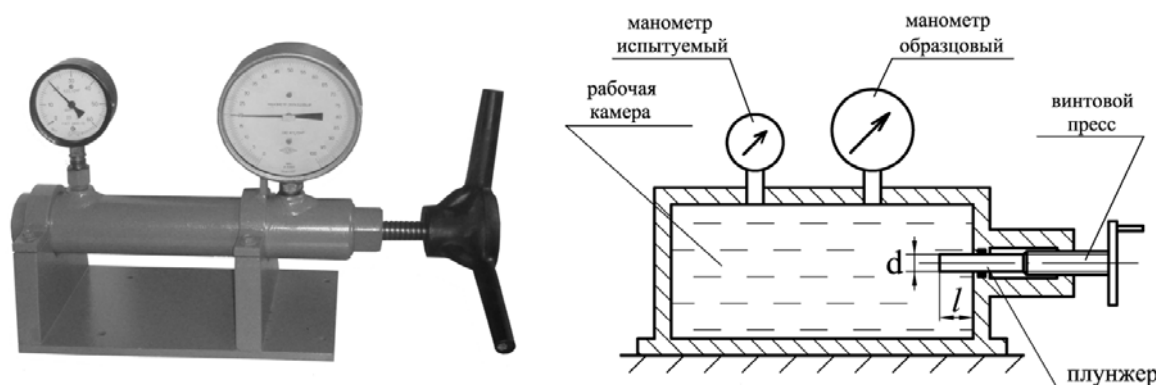


Рисунок 1.8 – Винтовой пресс

Таблица 1.1 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7
p , кПа	981	1471,5	1962	2452,5	2943	3433,5	3924
d , мм	8						
V , см ³	250						
№ вар.	8	9	10	11	12	13	14
p , кПа	981	1471,5	1962	2452,5	2943	3433,5	3924
d , мм	10						
V , см ³	350						
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21
p , кПа	981	1471,5	1962	2452,5	2943	3433,5	3924
d , мм	12						
V , см ³	400						
№ вар.	22	23	24	25	26	27	28
p , кПа	981	1471,5	1962	2452,5	2943	3433,5	3924
d , мм	15						
V , см ³	500						

**Тестовые задания для текущего контроля по теме
«Основные физические свойства жидкости»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Что такое плотность однородной жидкости?	1. Отношение объема жидкости к ее весу. 2. Свойство жидкости изменять объем при изменении температуры и давления. 3. Отношение веса жидкости к ее объему. 4. Свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
2.	Температурное расширение жидкости – это	1. Отношение веса жидкости к ее объему. 2. Свойство жидкости изменять объем в процессе ее изобарического нагрева. 3. Отношение массы жидкости к ее объему. 4. Свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
3.	Кинематическая вязкость жидкости – это	1. Отношение динамической вязкости к плотности жидкости. 2. Отношение плотности жидкости к динамической вязкости. 3. Отношение массы жидкости к ее объему. 4. Свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
4.	Что такое относительный вес жидкости?	1. Отношение объема жидкости к ее весу. 2. Отношение удельного веса воды к удельному весу жидкости. 3. Отношение веса жидкости к ее объему. 4. Отношение удельного веса жидкости к удельному весу воды. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
5.	Свойство жидкости изменять свой объем под действием давления называется	1. Температурным расширением жидкости. 2. Удельным весом жидкости. 3. Сжимаемостью жидкости. 4. Плотностью жидкости. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Тема № 2

ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

На жидкость, находящуюся в общем случае в относительном покое, действуют внешние *поверхностные* и *массовые* силы. Поверхностные силы действуют по внешней поверхности рассматриваемого объема жидкости и пропорциональны площади этой поверхности. Массовые силы (сила тяжести, силы инерции) пропорциональны массе или объему жидкости. В случае *абсолютного покоя* жидкости (неподвижной относительно Земли) из массовых сил действует только сила тяжести.

Под действием поверхностных и массовых сил внутри объема жидкости возникает напряжение, которое называют *давлением*. Гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости представляет собой напряжение сжатия, возникающее под действием внешних сил:

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta P}{\Delta\omega} \right),$$

где p – гидростатическое давление в точке; ΔP – нормальная сила сжатия, действующая на элементарную площадку $\Delta\omega$, содержащую данную точку.

Гидростатическое давление направлено по внутренней нормали к площадке действия, а его численное значение не зависит от ориентации площадки в пространстве и является функцией координат рассматриваемой точки:

$$p = f(x, y, z).$$

Единицей измерения давления в СИ является паскаль (Па):
 $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

Для практического применения более удобны кратные единицы – килопаскаль (кПа) и мегапаскаль (МПа): $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$; $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$.

Широкое распространение получили и другие единицы измерения давления (таблица 2.1):

Таблица 2.1 – Единицы измерения давления

Единица давления	Па	бар	кгс/см ²	мм рт. ст.	м вод. ст.	Атмосфера техническая, ат.	Атмосфера физическая, атм
Па	1	10 ⁻⁵	1,02·10 ⁻⁵	0,0075	1,02·10 ⁻⁴	1,02·10 ⁻⁵	1,054·10 ⁻⁵
бар	10 ⁵	1	1,02	750	10,2	1,02	1,054
кгс/см ²	98 100	0,981	1	735,5	10	1	0,968
мм рт. ст.	133,32	1,33·10 ⁻³	1,36·10 ⁻³	1	0,0136	1,36·10 ⁻³	1,32·10 ⁻³
м вод. ст.	9810	0,0981	0,1	73,556	1	0,1	0,0968
Атмосфера техническая, ат.	98 100	0,981	1	736	10	1	0,968
Атмосфера физическая, атм	101 325	1,01	1,033	760	10,33	1,033	1

В практике расчетов применяются различные способы учета гидростатического давления. Если при определении давления учитывается атмосферное давление, действующее на свободную поверхность жидкости, давление называют *полным* или *абсолютным*. При измерении абсолютное давление отсчитывается от нуля.

Часто в расчетах атмосферное давление на поверхности жидкости не учитывается и определяется так называемое *манометрическое* или *избыточное* давление:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}.$$

Абсолютное или полное давление, отсчитываемое от нуля, всегда положительно ($p_{\text{абс}} > 0$). Если полное давление меньше атмосферного, то недостаток давления до атмосферного называют *вакуумметрическим давлением* или *вакуумом (разрежением)*:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}.$$

Максимальное или предельное значение вакуума численно равно атмосферному давлению, т. е. $p_{\text{вак макс}} = p_{\text{атм}}$. В инженерных расчетах за атмосферное давление принята 1 техническая атмосфера $p_{\text{ат}} = 98\,100$ Па.

В случае абсолютного покоя жидкости ее свободная поверхность горизонтальна и *основное уравнение гидростатики* имеет вид

$$z + \frac{p}{\gamma} = \text{const},$$

где z – геодезическая высота, м, т.е. расстояние от произвольной горизонтальной плоскости сравнения до рассматриваемой точки; p – давление в точке, Па; γ – удельный вес жидкости, Н/м³; p/γ – высота, м, на которую поднимется жидкость под действием давления p . Эту высоту можно измерить, если к сосуду подсоединить закрытую трубку, из которой полностью удален воздух.

Если трубка открыта и давление на свободной поверхности равно атмосферному, жидкость поднимется на высоту, соответствующую избыточному давлению и называемую *пьезометрической высотой* $h_p = p_{\text{изб}}/\gamma$. Высота, соответствующая вакуумметрическому давлению, называется *вакуумметрической высотой* $h_{\text{вак}} = p_{\text{вак}}/\gamma$ (рисунок 2.1 а, б).

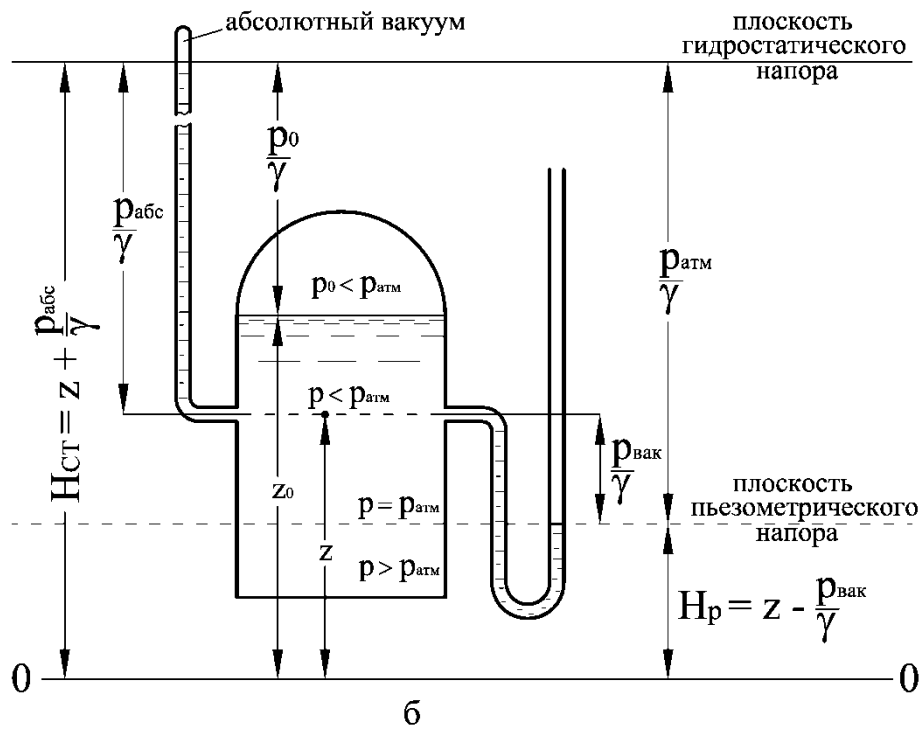
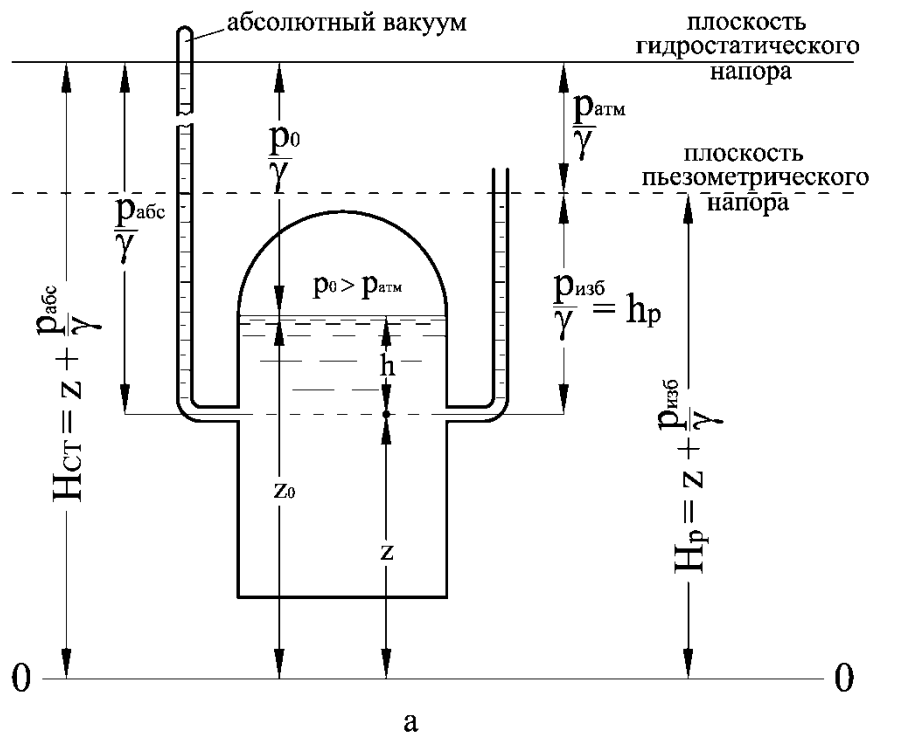


Рисунок 2.1 – К геометрической интерпретации основного уравнения гидростатики

Каждый член основного уравнения гидростатики имеет линейную размерность. Принято сумму высот $z + p/\gamma$ называть *напором*. Если давление $p = p_{абс}$, то напор называют *гидростатическим*; если

$p = p_{\text{изб}}$ – пьезометрическим, т. е.

$$H_{\text{ст}} = z + \frac{p_{\text{абс}}}{\gamma},$$

$$H_{\text{р}} = z + \frac{p_{\text{изб}}}{\gamma}.$$

Для произвольной точки и для точки на свободной поверхности жидкости абсолютное давление в точке определяется по следующей формуле

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \gamma h,$$

где p_0 – давление на свободной поверхности жидкости (поверхностное или внешнее давление), Па; h – глубина погружения точки под свободной поверхностью, м; γh – весовое давление, т. е. вес столба жидкости высотой h с площадью поперечного сечения, равной единице, Па.

Величина давления может быть определена как путем непосредственного измерения (**метод прямых измерений**), так и посредством измерения другой физической величины (например, индуктивности, емкости, температуры кипения жидкости, скорости распространения ультразвука, теплопроводности и т. д.), функционально связанной с измеряемым давлением (**косвенный метод**).

Наибольшее распространение в технике измерения давления получил метод прямых измерений. Косвенный метод измерения давления применяется, если по тем или иным причинам неприменим прямой метод.

Существует множество разнообразных приборов для измерения давления жидкости, классифицирующихся по следующим признакам:

- по принципу действия;
- по виду измеряемого давления;
- по назначению (рисунок 2.2).

По принципу действия приборы делят на жидкостные, деформационные, грузопоршневые и электрические.

Жидкостные приборы измеряют давление при помощи уравновешивающего столба жидкости, заливаемой в прибор.

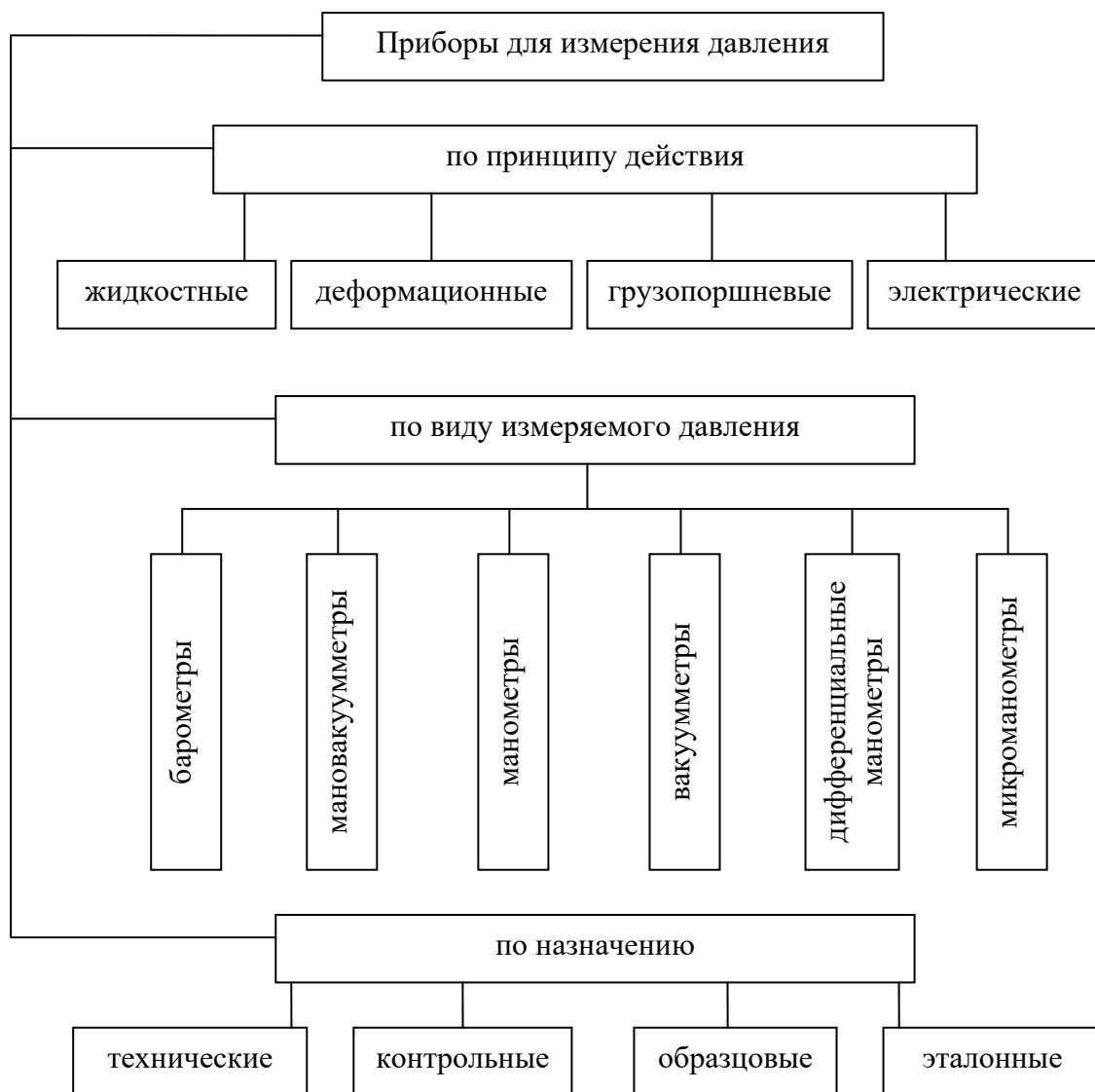


Рисунок 2.2 – Классификация приборов для измерения давления

В деформационных приборах измеряемое давление определяют по деформации различных упругих чувствительных элементов (трубчатой пружины, мембраны, сиффона и др.).

В грузопоршневых приборах измеряемое давление уравновешивается массой грузов, действующих на поршень определенного диаметра.

Классификация приборов по виду измеряемого давления представлена в таблице 2.2.

Манометры, вакуумметры и дифференциальные манометры, предназначенные для измерения небольших давлений, разрежений и разности давлений газовых сред (до 40 кПа), называют соответственно напоромерами, тягомерами и тягонапоромерами.

Таблица 2.2 – Классификация приборов по виду измеряемого давления

Наименование прибора	Измеряемое давление
Барометры	Атмосферное (барометрическое)
Манометры	Избыточное (манометрическое)
Вакуумметры	Вакуумметрическое (разряжение, вакуум)
Мановакуумметры	Избыточное или вакуумметрическое
Дифференциальные манометры	Разность давлений
Микроманометры	Высокоточное измерение малых давлений (до 2,5 кПа)

По назначению приборы подразделяются на технические, контрольные, образцовые и эталонные (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Подразделение приборов по назначению

Приборы	Назначение
Технические	для измерения давления непосредственно в ходе производственного процесса, на рабочих местах
Контрольные	для контроля за правильностью показаний технических приборов на месте их установки в производственных условиях
Образцовые	для поверки технических и контрольных приборов в специальных лабораторных условиях
Эталонные	для хранения размера единиц давления в целях единообразия, достоверности и высокой точности измерений давления

Жидкостные приборы

Принцип измерения давления приборами этого типа основан на условии равновесия жидкости в сообщающихся сосудах. Обычно прибор представляет собой U-образную стеклянную трубку, которая заполняется рабочей жидкостью. При измерении давления один конец трубки соединяется с сосудом или трубопроводом, другой – остается открытым. Величина давления соответствует разности высот жидкости в ветвях (коленах) трубки. Отсчет измерений может быть выполнен с точностью ± 1 мм высоты столба рабочей жидкости. Диаметр трубки должен быть не менее 5...6 мм. Ошибка измерения из-за капиллярности может быть уменьшена при применении трубок большего диаметра (10...15 мм для воды и 6...9 мм для ртути).

Основными преимуществами жидкостных приборов являются простота устройства, высокая точность, стабильность показаний и

низкая стоимость, что обеспечило их широкое применение в лабораторной практике в виде рабочих и образцовых манометров для градуировки шкал и поверок других приборов.

К недостаткам этих приборов относится громоздкость, хрупкость конструкции, малые пределы измеряемого давления (напора), колебания уровня жидкости в обоих коленах часто затрудняют отсчет показаний. Для увеличения точности показаний приборы снабжаются специальными оптическими приспособлениями – нониусами.

Пьезометр – простейший прибор жидкостного типа, измеряет давление высотой столба той же жидкости, что и в резервуаре (рисунки 2.3). В случае, когда давление на поверхности жидкости в резервуаре больше атмосферного ($p_0 > p_{\text{атм}}$) жидкость в пьезометре поднимется на некоторую высоту h_p . Абсолютное давление в точке подключения пьезометра определяется по формуле:

$$p_N = p_{\text{атм}} + \gamma h_p$$

и, следовательно, избыточное давление

$$p_{\text{изб}} = \gamma h_p.$$

Таким образом, высота поднятия жидкости в пьезометре h_p – *пьезометрическая высота* характеризует *избыточное давление* в резервуаре и служит мерой для определения его величины.

Простейшим устройством для измерения вакуумметрического давления (вакуума) служит стеклянная трубка U-образной формы с открытым концом или перевернутая U-образная трубка, один конец которой опущен в резервуар с жидкостью (рисунок 2.4):

$$p_{\text{вак}} = \gamma h_{\text{вак}}.$$

Расширить диапазон измеряемых давлений можно, если давление уравновешивать не той же жидкостью, что находится в резервуаре, а жидкостью большего удельного веса. Обычно такой жидкостью является ртуть, так как $\gamma_{\text{рт}} > \gamma_{\text{в}}$ в 13,6 раза, поэтому при измерении одних и тех же давлений трубка оказывается значительно короче пьезометрической, прибор получается более компактным, и называют такой прибор ртутным манометром.

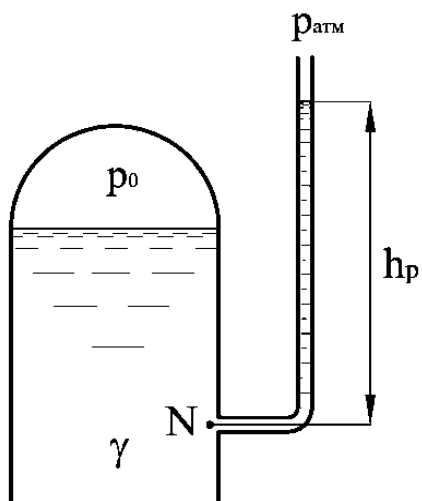


Рисунок 2.3 – Схема пьезометра

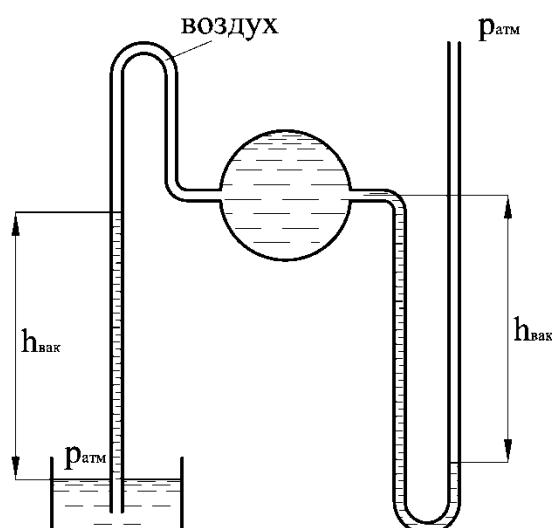


Рисунок 2.4 – Приборы для измерения вакуума

При измерении небольших давлений в качестве рабочих жидкостей используются также бромистый этилен, бромистый этил, тетрабромэтан и др.

Ртутный манометр представляет собой U-образную стеклянную трубку, изогнутое колено которой заполняется ртутью (рисунок 2.5). Один конец трубки соединяется с областью, в которой необходимо измерить давление, а другой является открытым. До подключения манометра ртуть находится в обоих коленах на одном уровне.

Если в резервуаре давление манометрическое (рисунок 2.5, а), то уровень ртути в левом колене понизится, а в правом – повысится, при этом равновесие наступит в тот момент, когда наступит равенство давлений на горизонтальной поверхности равного давления.

Абсолютное давление в точке подключения манометра:

$$p = p_{\text{атм}} + \gamma_{\text{рт}} h_{\text{рт}} - \gamma h,$$

избыточное давление

$$p_{\text{изб}} = \gamma_{\text{рт}} h_{\text{рт}} - \gamma h.$$

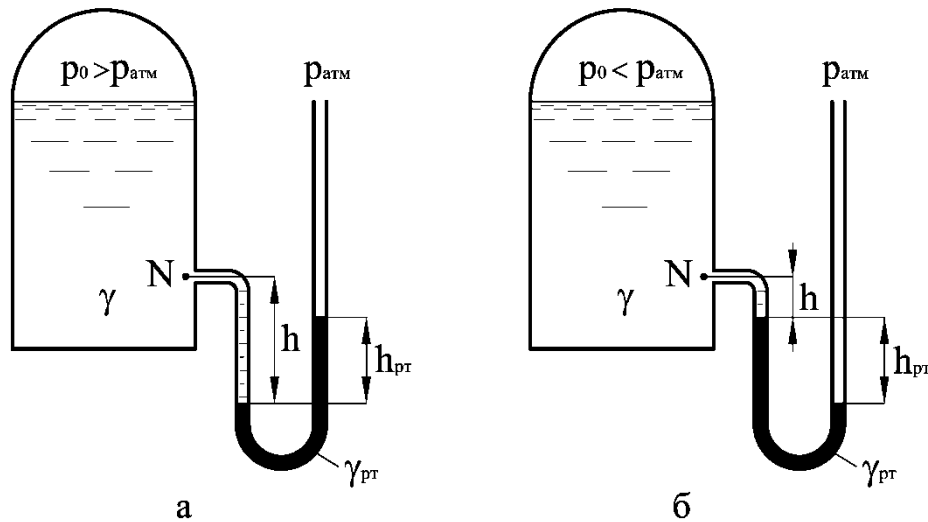


Рисунок 2.5 – Ртутный манометр

Если в резервуаре давление вакуумметрическое (рисунок 2.5, б), то после подключения ртутного манометра в левом колене ртуть поднимется, а в правом – понизится. Абсолютное давление в точке подключения манометра:

$$p_N = p_{\text{атм}} - \gamma_{\text{рт}} h_{\text{рт}} - \gamma h,$$

т. е. величина вакуумметрического давления

$$p_{\text{вак}} = \gamma_{\text{рт}} h_{\text{рт}} + \gamma h.$$

Величина давления γh незначительна и ею часто пренебрегают, определяя $p_{\text{вак}} = \gamma_{\text{рт}} h_{\text{рт}}$.

Высоту $h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{вак}}}{\gamma_{\text{рт}}}$, соответствующую вакууму в резервуаре ($p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p$), называют *вакуумметрической высотой* $h_{\text{вак}}$. Таким образом, величину вакуума также можно измерять высотой столба рабочей жидкости.

Батарейный двухжидкостный манометр применяется для увеличения диапазона измеряемых давлений. Прибор состоит из двух-трех колен соединенных между собой U-образных трубок, нижняя часть которых заполняется ртутью, а верхняя – той же жидкостью, что и в резервуаре, в котором измеряется давление. В зависимости от того, какое давление жидкости в резервуаре – манометрическое или вакуумметрическое, уровни ртути и жидкости в коленах соответствующим образом уравниваются (рисунок 2.6).

Расчет величины избыточного или вакуумметрического давления в точке N подключения прибора (рисунок 2.6) производится от открытого конца трубки с учетом понятия поверхности равного давления: во всех точках горизонтальной плоскости, проведенной в однородной жидкости, гидростатические давления одинаковы:

$$p_{\text{изб}N} = \gamma_{\text{рт}}(h_1 - h_2) - \gamma(h_3 - h_2) + \gamma_{\text{рт}}(h_3 - h_4) - \gamma(h_5 - h_4).$$

Дифференциальный манометр (рисунок 2.7) применяется для измерения разности давлений в двух резервуарах или в двух точках жидкости в одном и том же резервуаре.

Для схемы, приведенной на рисунке 2.7, разность давлений в резервуарах A и B определяется по формуле

$$p_A - p_B = h_{\text{рт}}(\gamma_{\text{рт}} - \gamma).$$

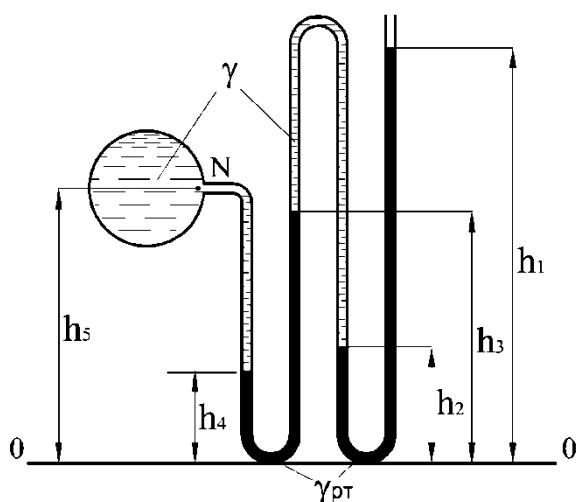


Рисунок 2.6 – Батарейный двухжидкостный манометр

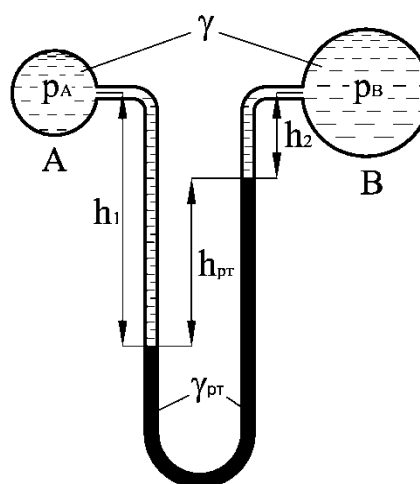


Рисунок 2.7 – Дифференциальный манометр

Деформационные приборы

Эти приборы широко применяют для измерения давления при ведении технологических процессов благодаря простоте устройства, удобству и безопасности в работе. Все деформационные приборы имеют в схеме какой-либо упругий элемент, который деформируется под действием измеряемого давления: трубчатую пружину, мембрану или сильфон.

Наибольшее применение получили приборы с трубчатой пружиной. Их выпускают в виде показывающих манометров и вакуумметров с максимальным пределом измерений.

Измерительная система манометра (рисунок 2.8) состоит из полой тонкостенной (чаще всего латунной) изогнутой трубки 1, один конец которой запаян и соединен при помощи тяги 2 с зубчатым механизмом 3. Второй – (открытый) – конец трубки штуцером 4 присоединяется к той области, где должно производиться измерение давления. Под действием давления жидкости трубка (пружина) деформируется и посредством зубчатого механизма приводит в движение стрелку 5, по отклонению которой судят о величине давления. Градуировка шкалы в определенных единицах давления производится заводами-изготовителями.

Обычно манометр имеет корпус, защищающий его от повреждений и засорений. Открытый конец трубки, являющейся главной рабочей частью прибора, впаян в основание манометра – толстостенную камеру с ниппелем и стойкой.

По типу описанного пружинного манометра изготавливают вакуумметры и мановакуумметры, а также контактные, контрольные и образцовые приборы.

Контактные приборы применяются для контроля, регулирования и управления давлением. Эти приборы применяются для дистанционной сигнализации (электрической, оптической или акустической) наибольшего и наименьшего допустимых значений давления; для дистанционного управления (включение – выключение управляющего органа); для регулирования и поддержания при помощи управляющего органа заданного рабочего режима.

Контрольные манометры служат для проверки правильности показаний рабочих манометров. Они имеют две трубчатые пружины, впаянные в общий держатель, и сообщаются одновременно с одним ниппелем. При исправной работе прибора показания обеих стрелок должны точно совпадать.

Образцовые манометры и вакуумметры представляют класс приборов высокой точности и используются в лабораториях для измерения избыточного давления и вакуума. Шкала имеет условные деления в угловых градусах с интервалом в 1° по окружности циферблата по дуге в 300° . Каждый прибор имеет свидетельство, в котором условные деления шкалы переведены в единицы давления.

С помощью пружинных манометров можно измерять давления в достаточно широком диапазоне (от 0,1 до 100 МПа).

Широкое применение, особенно при измерении небольших давлений (менее 1 МПа), нашли мембранные манометры, основным рабочим органом которых является волнистая (гофрированная) пластинка-мембрана 1, соединенная со стрелкой 2 (рисунок 2.9).

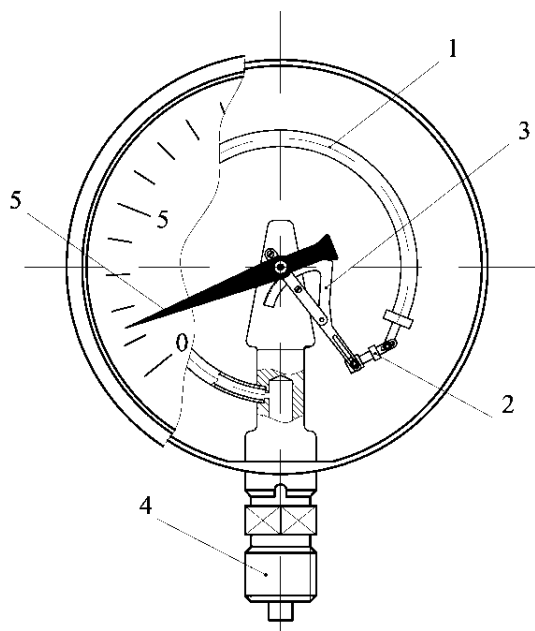


Рисунок 2.8 – Пружинный манометр

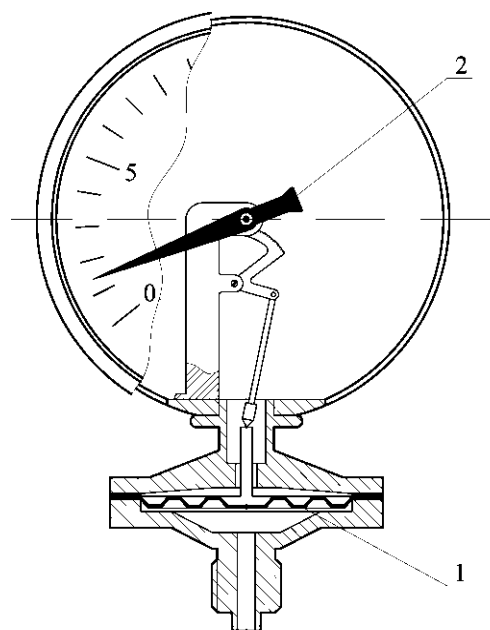


Рисунок 2.9 – Мембранный манометр

Верхняя часть мембраны сообщается с атмосферой, с нижней стороны на нее действует давление жидкости и вызывает деформацию пластинки. В результате стрелка поворачивается на некоторый угол и по шкале производится отсчет давления. Изменяя размеры мембраны и ее жесткость, можно создавать приборы для измерения различных давлений.

Преимущество мембранных манометров – хорошая стабильность нулевого положения стрелки при изменениях температуры окружающей среды, возможность измерения давления агрессивных сред и вязких жидкостей, применение в условиях, когда приборы подвергаются сотрясениям, вибрации и т. д. Однако любая мембрана обладает приемлемой линейностью при относительно небольшом ходе, соизмеримым с толщиной мембраны, что ограничивает диапазон измеряемых давлений; при длительной эксплуатации происходит снижение упругих свойств материала. Кроме того, точность и чувствительность этих приборов ниже пружинных манометров.

Грузопоршневые манометры

Поршневой манометр – манометр, в котором действующее на поршень измеряемое давление преобразуется в силу, и определяется по значению силы, необходимой для ее уравнивания. В наиболее распространенных поршневых манометрах давление уравнивается весом грузов, действующих на поршень определенного диаметра, поэтому их называют грузопоршневыми (рисунок 2.10).

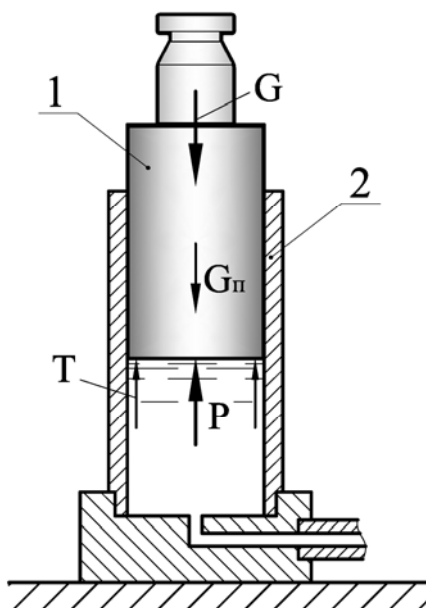


Рисунок 2.10 – Грузопоршневой манометр

Грузопоршневые манометры предназначены для калибровки (поверки) средств измерений абсолютного, избыточного давления и разности давлений, в т. ч. при рабочем статическом давлении.

Грузопоршневой манометр состоит из цилиндрического поршня 1, притертого к цилиндру 2 с минимально возможным зазором. На нижний торец поршня, опущенного в жидкость, действует измеряемое давление p , для уравнивания которого к поршню должна быть приложена сила G .

Уравнение равновесия действующих сил имеет вид:

$$G + G_{\text{п}} = P + T.$$

Давление, действующее на поршень определяется по формуле:

$$p = \frac{G + G_{\text{п}} - T}{\omega_{\text{пр}}},$$

где $G_{\text{п}}$ – вес поршня, Н; $P = p\omega$ – сила давления жидкости на поршень снизу, Н; p – измеряемое давление, Па; ω – площадь поперечного сечения поршня, м^2 ; T – сила трения на боковой поверхности поршня, возникающая при протекании жидкости через зазор между поршнем и цилиндром, Н; $\omega_{\text{пр}}$ – приведенная площадь поршня, определяемая с учетом ширины радиального зазора между поршнем и цилиндром (приводится в паспорте прибора), м^2 .

Измерение давления сводится к подбору груза G , при котором вес подвижной части прибора ($G + G_{\text{п}}$) уравнивает силу измеряемого давления и силу трения T . Наиболее существенное достоинство поршневых манометров состоит в том, что они непосредственно воспроизводят давление по определению: давление равно силе, деленной на площадь поршня.

Этот метод так же, как и метод уравнивания давления столбом жидкости, является фундаментальным.

Поршневые манометры играют ведущую роль при поверке и испытаниях различных приборов для измерения давления в широком диапазоне от 1 кПа до десятков тысяч МПа и широко применяются в качестве национальных государственных эталонов давления.

Электрические приборы

Электрические приборы (рисунок 2.11) функционируют по принципу зависимости одного из электрических параметров чувствительного элемента первичного преобразователя от давления. Основным элементом является упругая стальная мембрана, регистрирующим – тензомер, пьезоэлемент, потенциометр.

У *тензометрического датчика* прогиб мембраны под действием давления вызывает удлинение тензомера и, следовательно, изменение его электрического сопротивления и силы тока в цепи, что записывается или регистрируется вторичным прибором.

В *датчиках давления с частотным выходом* в качестве возбуждителя и преобразователя колебаний упругой мембраны используются пьезокерамические, пьезокристаллические элементы, пьезорезонаторы, пьезоэлектрические пластинки и другие устройства, включенные в электрическую измерительную схему для формирования и регистрации сигнала, зависящего от действующего на мембрану давления. Одним из недостатков датчиков этого типа является сложность конструкции.

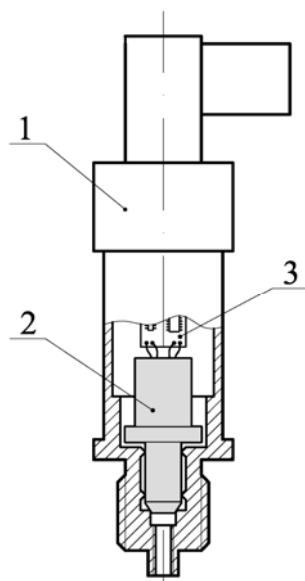


Рисунок 2.11 – Датчик давления: 1 – корпус, 2 – чувствительный элемент (мембрана и преобразователь), 3 – электронный блок

В *потенциометрическом датчике* чувствительным элементом является гофрированная мембрана, соединенная с корпусом. Шток, закрепленный в центре мембраны, передает ее деформацию на щетку, которая скользит по реохорду. Изменение сопротивления измеряют осциллографом или потенциометром. Разработаны различные модификации этого датчика для измерения перепада давления на участках трубопровода или в рабочих органах машин и аппаратов с подачей сигнала на выход электронного самопишущего потенциометра, отградуированного в единицах давления.

Сравнительный анализ различных типов приборов для измерения давления приведен в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Достоинства, недостатки и область применения различных типов приборов для измерения давления

Наименование прибора	Достоинства	Недостатки	Область применения
Жидкостные приборы	простота устройства, высокая точность, стабильность показаний и низкая стоимость	громоздкость, хрупкость конструкции, малые пределы измеряемого давления (напора), колебания уровня жидкости в обоих коленах часто затрудняют отсчет показаний	широкое применение в лабораторной практике в виде рабочих и образцовых манометров для градуировки шкал и проверок других приборов

Продолжение таблицы 2.4

<p>Деформационные приборы</p>	<p>достаточно высокая для технических целей точность измерения в широком диапазоне давлений (от 100 Па до 1000 МПа); приборы портативны, компактны, просты по конструкции и надежны в эксплуатации, безопасны в работе</p>	<p>при длительной эксплуатации происходит снижение упругих свойств материала, из которого изготовлен чувствительный элемент</p>	<p>для измерения избыточного давления и разрежения жидкостей, газов и паров в трубопроводах</p>
<p>Грузопоршневые манометры</p>	<p>поршневые манометры непосредственно воспроизводят давление по определению: давление равно силе, деленной на площадь поршня; наиболее стабильны по сравнению с манометрами других типов, позволяют осуществить преобразование измеряемого давления в силу или в давление другого назначения; измеряемое давление практически не влияет на размеры прибора</p>	<p>показания поршневых манометров зависят от условий, в которых проводятся измерения; при измерениях высокой точности необходимо вводить соответствующие поправки, учитывающие влияние условий измерений: температуры окружающей среды, деформации поршня и цилиндра под действием измеряемого давления, а для поршневых манометров, в которых измеряемое давление определяется по весу уравновешивающих его грузов, необходимо учитывать местное ускорение свободного падения и потерю массы грузов в воздухе</p>	<p>предназначены для калибровки (поверки) средств измерений абсолютного, избыточного, вакуумметрического давления и разности давлений, в т. ч. при рабочем статическом давлении; диапазон измерения от 1 кПа до десятков тысяч МПа; широко применяются в качестве национальных государственных эталонов давления</p>

Продолжение таблицы 2.4

Электрические приборы	высокая чувствительность, быстрое действие, малые масса и размеры, позволяют измерять давление в труднодоступных местах, где невозможно поместить манометр или откуда нецелесообразно вести трубку к нему.	сложность конструкции	используются как манометры (для жидкости, газа и пара) и вакуумметры (для газовых сред) с дистанционной передачей показаний на расстояние 50 м и более от места отбора давления и для измерения давления при быстропотекающих процессах; отдельные модификации применяются для измерения перепада давления на участках трубопровода или в рабочих органах машин и аппаратов.
-----------------------	--	-----------------------	--

Контрольные вопросы

1. Что такое гидростатическое давление? В каких единицах оно измеряется?
2. Что такое абсолютное, избыточное и вакуумметрическое давление?
3. Как записывается основное уравнение гидростатики? Есть ли различие в понятиях «гидростатический напор» и «пьезометрический» напор»?
4. По какой формуле можно рассчитать давление в любой точке покоящейся жидкости? От чего зависит величина этого давления?
5. Какие методы измерения давления существуют? Дайте классификацию основных видов приборов для измерения давления жидкости.
6. Какой принцип измерения давления положен в основу действия жидкостных приборов? Назовите основные виды жидкостных приборов.

7. Как с помощью жидкостных приборов измерить давление жидкости? В чем их достоинства и недостатки?

8. Назовите основные виды деформационных приборов. В чем состоит принципиальное отличие этих приборов от жидкостных и поршневых, и сходство с электрическими?

9. Каков принцип действия поршневых манометров? Где и для чего они применяются?

10. По какому принципу функционируют электрические приборы?

Материал практических занятий

Задача 1

В герметически закрытом сосуде (рисунок 2.12) налиты две несмешивающиеся жидкости. Удельный вес жидкости, образующей верхний слой $\gamma_1 = 6 \text{ кН/м}^3$, толщина этого слоя $h_1 = 2,5 \text{ м}$. Удельный вес жидкости нижнего слоя $\gamma_2 = 8 \text{ кН/м}^3$. Ниже линии раздела на глубине $h_2 = 0,5 \text{ м}$ присоединен открытый пьезометр.

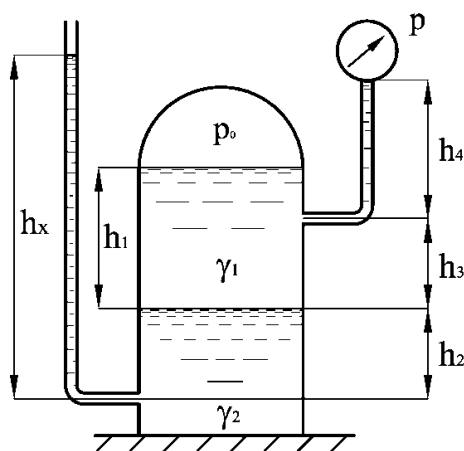


Рисунок 2.12 – К задаче 1

Выше линии раздела на величину $h_3 = 0,5 \text{ м}$ присоединен манометр на трубке, длина которой $h_4 = 3 \text{ м}$. Показания манометра $p = 0$ (атмосферное давление). На какую высоту h_x поднимется жидкость в открытом пьезометре? Определить избыточное давление на свободной поверхности жидкости в сосуде.

Решение:

Избыточное давление в плоскости присоединения пьезометра

$$p_{изб} = h_x \gamma_2.$$

С другой стороны, это же давление можно определить как

$$p_{изб} = \gamma_1 (h_3 + h_4) + \gamma_2 h_2.$$

Приравнявая эти выражения $h_x \gamma_2 = \gamma_1 (h_3 + h_4) + \gamma_2 h_2$, получим

$$h_x = \frac{\gamma_1 (h_3 + h_4) + \gamma_2 h_2}{\gamma_2} = \frac{6(0,5 + 3) + 8 \cdot 0,5}{8} = 3,125 \text{ м.}$$

Избыточное давление на свободной поверхности жидкости

$$p_0 = \gamma_1 h_4 - \gamma_1 (h_1 - h_3) = 6 \cdot 3 - 6(2,5 - 0,5) = 6 \text{ кПа.}$$

Ответ: $h_x = 3,125 \text{ м}$, $p_0 = 6 \text{ кПа}$.

Задание для самостоятельной работы

Два резервуара (рисунок 2.13), основания которых расположены в одной горизонтальной плоскости, заполнены жидкостями, имеющими разные удельные веса, соединены изогнутой трубкой, в которой находится некоторое количество ртути между точками *A* и *B* и воздушный пузырь между точками *B* и *C*. Определить показания левого p_1 и правого p_2 манометров, если в пьезометре, отходящем от правого резервуара, уровень свободной поверхности жидкости находится на высоте h_6 над плоскостью оснований резервуаров. Ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, плотность ртути $\rho_{рт} = 13\,600 \text{ кг/м}^3$.

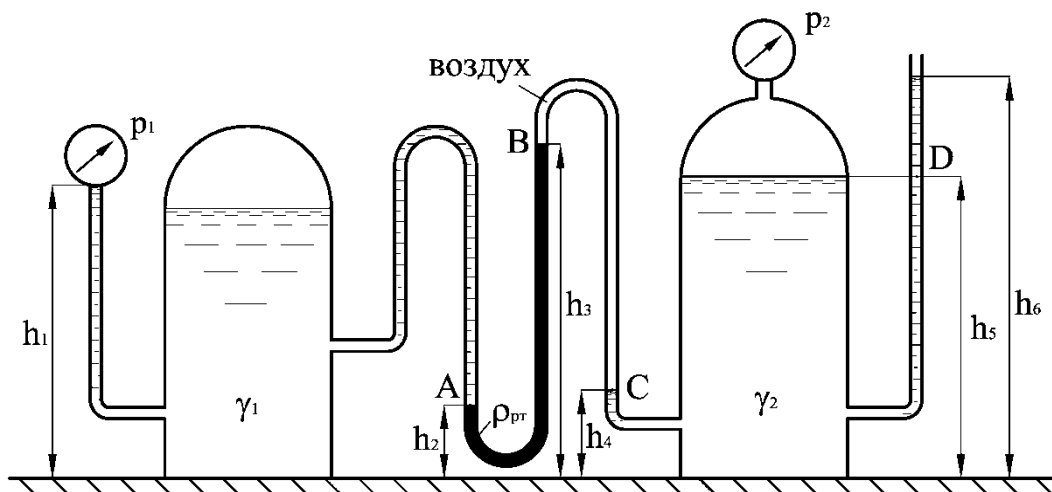


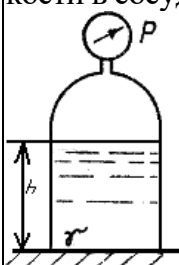
Рисунок 2.13 – К заданию для самостоятельной работы

**Таблица 2.5 – Таблица исходных данных к заданию
для самостоятельной работы**

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\gamma_1, \text{кН/м}^3$	10	10	10	10	10	12	12	12	12	10	10	10	10	10
$\gamma_2, \text{кН/м}^3$	20	20	20	20	20	20	20	20	20	22	22	22	22	22
$h_1, \text{м}$	2	2,1	2,2	2,4	2	2,1	2,4	2,3	2,2	2,2	2,3	2,1	2,4	2,1
$h_2, \text{м}$	0,5	0,5	0,5	0,6	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,5	0,6	0,5	0,6	0,4
$h_3, \text{м}$	2,5	2,5	2,4	2,3	2,5	2,3	2,3	2,4	2,4	2,4	2,4	2,3	2,3	2,3
$h_4, \text{м}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$h_5, \text{м}$	2,3	2,3	2,2	2,2	2,3	2,3	2,2	2,3	2,2	2,2	2,3	2,3	2,2	2,3
$h_6, \text{м}$	2,8	3	3	3	2,8	3	3	3	3	4	4	4	4	3
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
$\gamma_1, \text{кН/м}^3$	15	15	15	15	15	17	17	17	17	17	17	17	17	17
$\gamma_2, \text{кН/м}^3$	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	27	27	27	27
$h_1, \text{м}$	2,2	2,3	2,1	2,4	2,1	2,2	2,3	2,1	2,4	2,1	2,2	2,6	2,1	2,4
$h_2, \text{м}$	0,5	0,6	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5	0,6
$h_3, \text{м}$	2,4	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,7	2,3
$h_4, \text{м}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,6	0,6	0,8
$h_5, \text{м}$	2,2	2,3	2,3	2,2	2,3	2,2	2,3	2,3	2,2	2,3	2,2	2,3	2,3	2,2
$h_6, \text{м}$	4	4	4	4	3	4	4	4	4	3	4	4	4	4,3

**Тестовые задания для текущего контроля по теме
«Гидростатическое давление. Методы и средства
для измерения давления»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Избыточное давление в СИ измеряется в	1. Па 2. бар 3. мм рт. ст. 4. кгс/см ² 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ
2.	Что такое пьезометр?	1. Прибор для измерения атмосферного давления. 2. Прибор для измерения абсолютного давления. 3. Прибор для измерения гидростатического давления. 4. Прибор для измерения избыточного давления. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ
3.	На поверхности жидкости в герметично закрытом сосуде повышается давление. Как передается это давление точкам, находящимся на разных уровнях?	1. Изменяется в зависимости от физических свойств жидкости. 2. Уменьшается прямо пропорционально. 3. Не изменяется. 4. Передается всем точкам жидкости и во всех направлениях одинаково. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ
4.	Определить абсолютное давление на дне сосуда, если показания манометра $p = 20$ кПа, высота $h = 1$ м, удельный вес жидкости в сосуде $\gamma = 10$ кН/м ³ .	1. 68,1 кПа 2. 200 кПа 3. 128,1 кПа 4. 200 Па 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
5.	Укажите значение абсолютного давления: а) в точке с вакуумметрическим давлением 52,8 кПа; б) в точке с избыточным давлением 67,4 кПа.	1. а) 45,3 кПа; б) 165,5 кПа. 2. а) 61,3 кПа; б) 146,5 кПа. 3. а) 98,1 кПа; б) 127,3 кПа. 4. Абсолютное давление в обоих точках одинаково. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.



Тема № 3

СООБЩАЮЩИЕСЯ СОСУДЫ. ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Сообщающиеся сосуды. Если два герметично закрытых сообщающихся сосуда заполнить разнородными несмешивающимися жидкостями, находящимися в равновесии, то между ними установится горизонтальная плоскость раздела $n-n$, одновременно являющаяся плоскостью равного давления (рисунок 3.1).

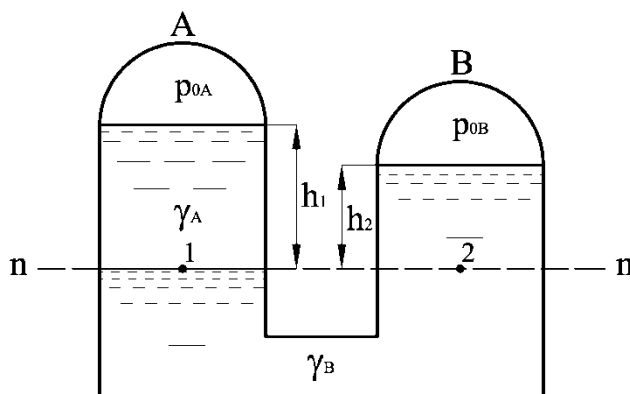


Рисунок 3.1 – Сообщающиеся сосуды

Обозначив через γ_A и γ_B удельные веса жидкостей; p_{0A} и p_{0B} , давление на свободной поверхности жидкости в сосудах A и B соответственно; величины гидростатического давления в точках 1 и 2 , лежащих в горизонтальной плоскости $n-n$ будут равными:

$$p_1 = p_2,$$

то есть

$$p_{0A} + \gamma_A \cdot h_1 = p_{0B} + \gamma_B \cdot h_2,$$

где h_1 и h_2 – заглубление точек 1 и 2 под свободные поверхности жидкостей в сосудах A и B , м.

Полученная зависимость характеризует условия равновесия жидкостей в сообщающихся сосудах и позволяет рассмотреть следующие частные случаи:

1. Если в сообщающихся сосудах находится однородная жидкость ($\gamma_A = \gamma_B = \gamma$) под одинаковым внешним давлением ($p_{0A} = p_{0B}$), то уровни жидкостей в сосудах будут расположены на одной отметке, т. е.

$$h_1 = h_2.$$

2. Если в сообщающихся сосудах находится однородная жидкость ($\gamma_A = \gamma_B = \gamma$) под различным внешним давлением ($p_{0A} \neq p_{0B}$), то высота, соответствующая разности внешних (поверхностных) давлений будет равна разности высот от свободной поверхности жидкости до поверхности равного давления:

$$\frac{p_{0A} - p_{0B}}{\gamma} = h_2 - h_1.$$

3. Если в сообщающихся сосудах находятся две несмешивающиеся жидкости ($\gamma_A \neq \gamma_B$) под одинаковым внешним давлением ($p_{0A} = p_{0B}$), то отношение высот над плоскостью раздела жидкостей обратно пропорционально отношению их удельных весов:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}.$$

Закон Паскаля, вытекающий из основного уравнения гидростатики, записанного в виде $p_{abc} = p_0 + \gamma h$, можно формулировать следующим образом: *давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково.*

На применении законов Паскаля и сообщающихся сосудов работают простейшие гидростатические машины (гидравлические прессы, домкраты, подъемники, аккумуляторы, мультипликаторы и др.).

Гидравлический пресс (рисунок 3.2) состоит из двух сообщающихся между собой цилиндров с большим и малым поршнями. Малый поршень имеет шток, к которому через рычаг передается усилие q . При этом на шток, а следовательно, и на весь малый поршень, будет действовать сила:

$$T = q \frac{b}{a},$$

где a и b – плечи рычага, м.

Сила T является поверхностной, действующей на каждую точку жидкости, соприкасающейся с поверхностью малого поршня и создающей давление:

$$p = \frac{T}{\omega_1} = \frac{4T}{\pi d^2},$$

где ω_1 – площадь малого поршня, м^2 ; d – диаметр малого поршня, м.

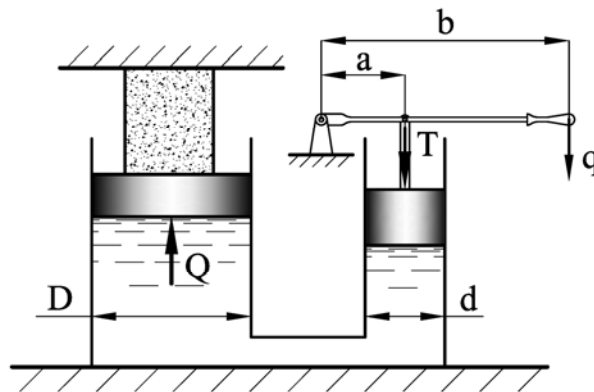


Рисунок 3.2 – Схема гидравлического пресса

По закону Паскаля давление p под большим поршнем равно давлению p под малым поршнем. Сила Q , возникающая при этом, определяется по выражению:

$$Q = p \cdot \omega_2 = p \frac{\pi D^2}{4},$$

где ω_2 – площадь большого поршня, м^2 ; D – диаметр большого поршня, м.

Сила Q будет во столько раз больше силы T , во сколько раз площадь большого поршня ω_2 будет больше площади малого поршня ω_1 :

$$Q = p \cdot \omega_2 = \frac{T}{\omega_1} \omega_2 = \frac{4T}{\pi d^2} \frac{\pi D^2}{4} = T \frac{D^2}{d^2}$$

или, учитывая момент силы,

$$Q = q \frac{b}{a} \frac{D^2}{d^2}.$$

В действительности сила Q будет меньше, вследствие трения поршня о стенки цилиндра. Это уменьшение учитывается введением коэффициента полезного действия $\eta = 0,75 \dots 0,80$ и тогда:

$$Q = \eta \cdot q \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{D^2}{d^2}.$$

Гидравлические подъемники и домкраты работают по тому же принципу что и пресс, их отличие лежит только в конструктивном исполнении.

Гидравлический мультипликатор (рисунок 3.3) (гидропреобразователь), предназначенный для увеличения давления в жидкости, состоит из корпуса, содержащего две камеры и поршень. Если в камере 1 создается гидростатическое давление p_1 , то из условия равновесия гидростатическое давление p_2 в камере 2 должно удовлетворять условиям:

$$p_2 \omega_2 = p_1 \omega_1,$$

откуда

$$p_2 = p_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = p_1 \left(\frac{D}{d} \right)^2,$$

где ω_1 и ω_2 – нижняя и верхняя площади поршня, m^2 ; D и d – диаметры нижней и верхней частей поршня, m .

Очевидно, что при помощи гидравлического мультипликатора гидростатическое давление повышается в ω_1/ω_2 раз.

Гидравлические аккумуляторы (рисунок 3.4) предназначены для накопления энергии рабочей жидкости, что необходимо при эпизодической работе гидравлических приводов. Гидроаккумулятор обеспечивает работу насоса с постоянной нагрузкой и защиту гидросистем от возможных гидроударов, являясь регулятором статического давления в гидросети, а также компенсатором изменения объема при изменении температуры.

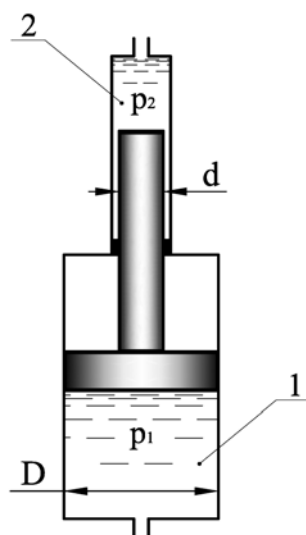


Рисунок 3.3 – Схема гидравлического мультипликатора

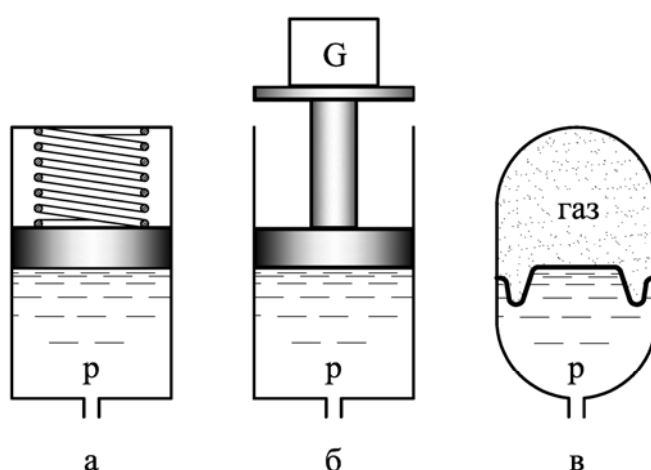


Рисунок 3.4 – Гидравлические аккумуляторы: а – пружинные, б – грузовые, в – пневматические

Контрольные вопросы

1. Объяснить, что такое сообщающиеся сосуды?
2. Записать условие равновесия жидкости в сообщающихся сосудах. Как выглядят его частные случаи?
3. Сформулировать закон Паскаля.
4. Привести примеры, в каких гидравлических машинах используется закон Паскаля и сообщающихся сосудов.
5. Объяснить назначение и принцип действия гидравлического пресса.
6. Записать формулу зависимости между силами, приложенными к поршням гидравлического пресса, и площадями этих поршней.
7. Назовите контрольно-измерительные приборы, работающие на основе закона Паскаля.
8. Что такое гидравлический мультипликатор, как он работает?
9. Объяснить назначение, принцип действия и область применения гидравлических аккумуляторов.
10. Какие типы гидроаккумуляторов вы знаете, в чем их различие?

Материал практических занятий

Задача 1

Определить жесткость пружины c , если под давлением жидкости $p = 1,5$ МПа поршень пружинного гидроаккумулятора диаметром $d = 225$ мм во время зарядки поднялся вверх на высоту $z = 15$ см (рисунок 3.5).

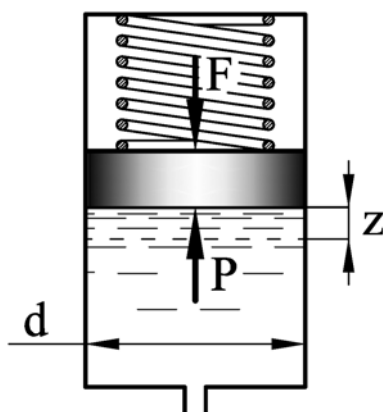


Рисунок 3.5 – К задаче 1

Решение:

Из условия равновесия поршня

$$P = F,$$

где $P = p \cdot \frac{\pi d^2}{4}$ – сила давления жидкости; $F = c \cdot z$ – сила упругости пружины.

$$p \cdot \frac{\pi d^2}{4} = c \cdot z.$$

$$\text{Следовательно } c = \frac{\pi d^2 p}{4z} = \frac{3,14 \cdot 0,225^2 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,15} = 397\,406 \text{ Н/мм.}$$

Ответ: $c = 397,41 \text{ кН/мм.}$

Задание для самостоятельной работы

Гидравлический пресс (рисунок 3.6) имеет следующие размеры: диаметр большого поршня $D = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, диаметр малого поршня $d = 50$ мм. Большое плечо рукоятки $b = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, малое $a = 50$ мм. К рукоятке приложено усилие $T = 196,2$ Н, вес большого поршня $G = \underline{\hspace{2cm}}$, Н. Определить силу P , развиваемую гидравлическим прессом. Трением в уплотнениях и шарнирах, а также весом малого поршня пренебречь.

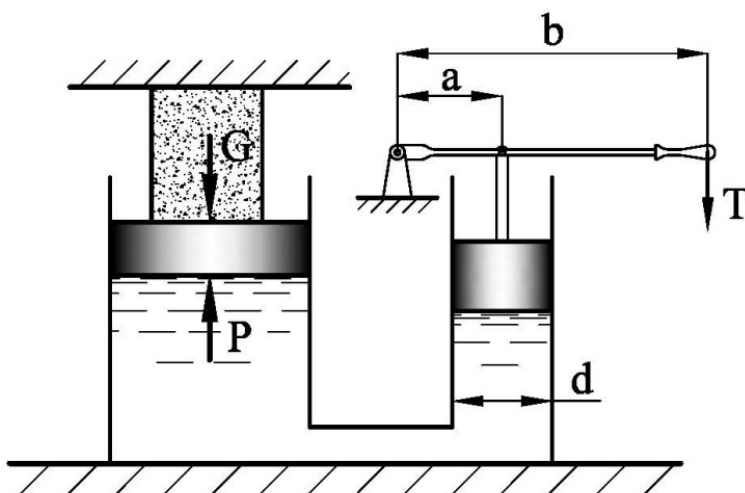


Рисунок 3.6 – К заданию для самостоятельной работы

**Таблица 3.1 – Таблица исходных данных к заданию
для самостоятельной работы**

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7
<i>b</i> , мм	900						
<i>D</i> , мм	200	225	250	275	300	325	350
<i>G</i> , Н	1960	2480,625	3062,5	3705,625	4410	5175,625	6002,5
№ вар.	8	9	10	11	12	13	14
<i>b</i> , мм	1000						
<i>D</i> , мм	200	225	250	275	300	325	350
<i>G</i> , Н	1960	2480,625	3062,5	3705,625	4410	5175,625	6002,5
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21
<i>b</i> , мм	700						
<i>D</i> , мм	200	225	250	275	300	325	350
<i>G</i> , Н	1960	2480,625	3062,5	3705,625	4410	5175,625	6002,5
№ вар.	22	23	24	25	26	27	28
<i>b</i> , мм	800						
<i>D</i> , мм	200	225	250	275	300	325	350
<i>G</i> , Н	1960	2480,625	3062,5	3705,625	4410	5175,625	6002,5

**Тестовые задания для текущего контроля по теме
«Сообщающиеся сосуды. Закон Паскаля»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Согласно закону Паскаля при увеличении поверхностного давления давление в жидкости.....	1. Изменяется в зависимости от физических свойств жидкости. 2. Уменьшается прямо пропорционально. 3. Не изменяется. 4. Передается всем точкам жидкости и во всех направлениях одинаково. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
2.	Закон сообщающихся сосудов	1. $\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{h_2}{h_1}$; 2. $\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{h_1}{h_2}$; 3. $p_2 \omega_2 = p_1 \omega_1$; 4. $T = q \frac{b}{a}$; 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
3.	<i>Гидравлический мультипликатор</i> (гидропреобразователь) предназначен	1. Для уменьшения давления в жидкости; 2. Для увеличения давления в жидкости; 3. Для увеличения силы давления в жидкости; 4. Для уменьшения силы давления в жидкости; 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
4.	<i>Гидравлические аккумуляторы</i> предназначены	1. Для уменьшения давления в жидкости; 2. Для увеличения силы тока в системе; 3. Для накопления энергии рабочей жидкости; 4. Для уменьшения силы давления в жидкости; 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
5.	Прессующая сила гидравлического пресса определяется как	1. $Q = q \frac{b}{a} \frac{D^2}{d^2}$; 2. $T = q \frac{b}{a}$; 3. $Q = \eta \cdot q \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{D^2}{d^2}$; 4. $p = \frac{G + G_n - T}{\omega_{пр}}$; 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Тема № 4

СИЛА ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Сила гидростатического давления жидкости, действующая на плоскую поверхность (рисунок 4.1), определяется произведением давления в центре тяжести смоченной поверхности на ее площадь и направлена по нормали к ней.

$$P = p_C \cdot \omega = (p_0 + \gamma \cdot h_C) \cdot \omega,$$

где p_C – гидростатическое давление в центре тяжести смоченной поверхности, Па; ω – площадь смоченной поверхности, м²; h_C – глубина погружения центра тяжести, м.

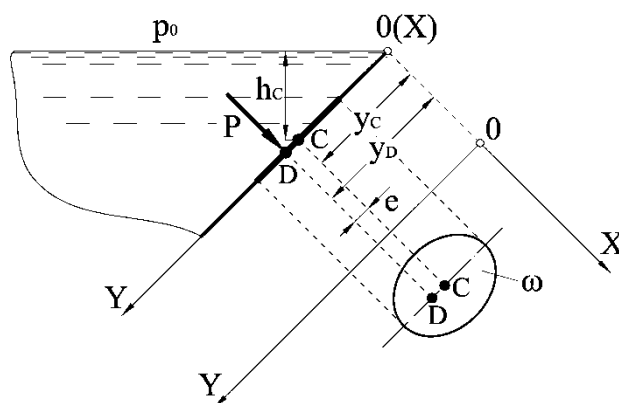


Рисунок 4.1 – Схема к определению силы гидростатического давления на плоские стенки

Если на поверхности жидкости давление атмосферное, то определяется сила избыточного гидростатического давления:

$$P_{\text{изб}} = \gamma \cdot h_C \cdot \omega.$$

Для симметричных плоских фигур, наиболее часто встречающихся в практике, достаточно определения положения центра давления на оси симметрии. Координата центра избыточного давления определяется по формуле:

$$y_D = y_C + e = y_C + \frac{I_0}{\omega \cdot y_C},$$

где y_C – расстояние от линии уреза жидкости до центра тяжести смоченной поверхности по оси OY , м; e – эксцентриситет (расстояние между центром тяжести и центром давления по оси симметрии), м; I_0 – момент инерции плоской фигуры относительно горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести, м⁴.

В случае, когда плоская смоченная поверхность представляет собой прямоугольную стенку с горизонтальным основанием, силу давления жидкости можно определить графоаналитическим методом (рисунок 4.2):

$$P = \Omega_{\text{эд}} \cdot b,$$

где $\Omega_{\text{эд}}$ – площадь эпюры давления, м^2 ; b – ширина прямоугольной стенки, м .

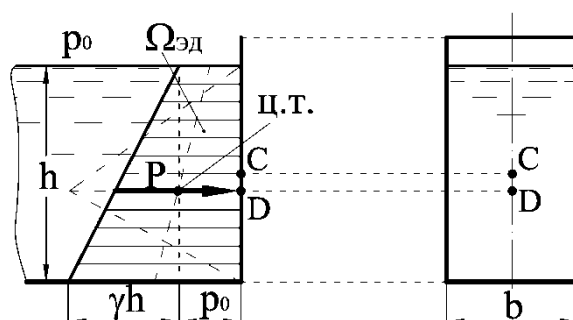


Рисунок 4.2 – Графоаналитический метод определения силы давления

Линия действия силы P проходит через центр тяжести эпюры давления, а вектор силы направлен перпендикулярно стенке.

Эпюра гидростатического давления – графическое изображение распределения гидростатического давления на стенку по глубине погружения.

Примеры построения эпюр избыточного гидростатического давления представлены на рисунке 4.3.

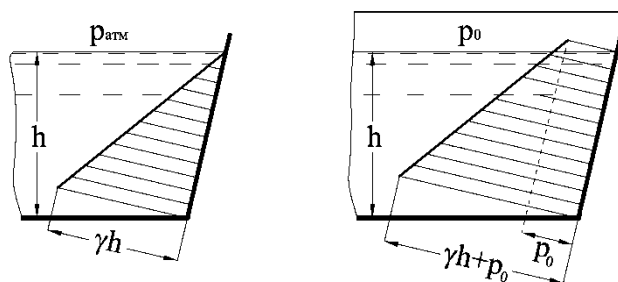


Рисунок 4.3 – Эпюры избыточного давления на плоские прямоугольные стенки

Контрольные вопросы

1. Как определяется сила гидростатического давления на плоские произвольно ориентированные поверхности любой формы? Как она направлена?

2. Что такое центр давления?
3. Как определить положение центра давления?
4. Что такое эпюра давления?
5. Как строится эпюра полного давления на плоские прямоугольные стенки?
6. Как строится эпюра избыточного давления на плоские прямоугольные стенки?
7. Каким образом с помощью эпюры давления определяется величина и направление силы давления жидкости на плоские прямоугольные стенки?
8. Как влияет изменение давления на величину силы гидростатического давления на плоскую стенку?
9. Почему центр давления расположен ниже центра тяжести смоченной поверхности?
10. В каком случае центр тяжести смоченной поверхности стенки совпадает с центром давления?

Материал практических занятий

Задача 1

Определить силу избыточного давления воды на плоскую прямоугольную стенку шириной $b = 2$ м, если уровень воды перед ней $h = 3$ м (рисунок 4.4). На свободную поверхность воды действует атмосферное давление. На каком вертикальном расстоянии от свободной поверхности находится центр давления?

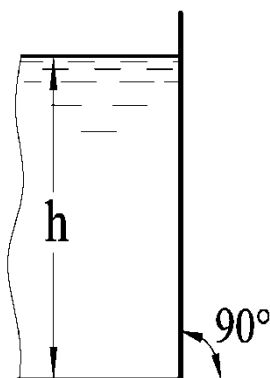


Рисунок 4.4 – К задаче 1

Решение:

Сила избыточного давления на стенку:

$$P = \gamma \cdot h_c \cdot \omega = \gamma \cdot \frac{1}{2} h \cdot h \cdot b = 9810 \cdot \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2 = 88\,290 \text{ Н} = 88,29 \text{ кН.}$$

Положение центра давления:

$$h_{\text{цд}} = h_c + \frac{I_0}{\omega \cdot h_c} = \frac{1}{2} h + \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{b \cdot h \cdot \frac{1}{2} h} = \frac{2}{3} h = \frac{2}{3} \cdot 3 = 2 \text{ м.}$$

Ответ: $P = 88,29 \text{ кН}$, $h_{\text{цд}} = 2 \text{ м}$.

Задание для самостоятельной работы

Определить результирующую силу избыточного давления на плоскую ломаную стенку (рисунок 4.5) шириной $b = \underline{\hspace{2cm}}$ м, глубина воды $H_1 = H_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ м. Построить эпюру давления воды на стенку, и найти координаты точки приложения результирующей силы для случая когда жидкость находится слева от стенки.

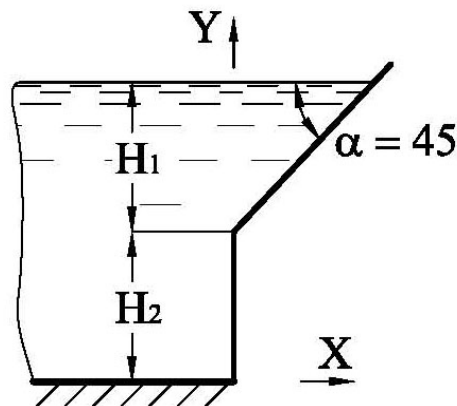
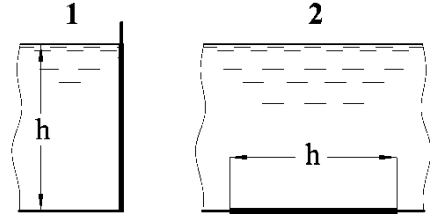
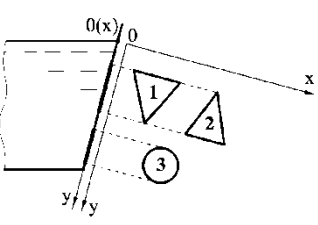
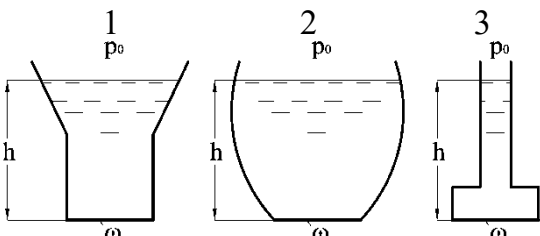
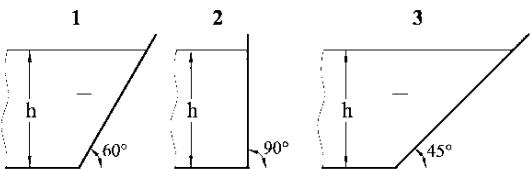


Рисунок 4.5 – К заданию для самостоятельной работы

Таблица 4.1 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
b , м	4,0							2,0						
$H_1 = H_2$, м	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
b , м	8,0							6,0						
$H_1 = H_2$, м	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6

**Тестовые задания для текущего контроля по теме
«Сила гидростатического давления на плоскую стенку»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	 <p>Как изменится величина силы давления воды на вертикальную прямоугольную стенку шириной b и высотой h, если она будет расположена горизонтально?</p>	<p>1. Не изменится. 2. Увеличится в 2 раза. 3. Уменьшится в 2 раза 4. Уменьшится в 4 раза. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ</p>
2.	 <p>Плоские стенки одинаковой площади погружены в воду. Укажите номера стенок в порядке возрастания силы давления</p>	<p>1. 2, 1, 3. 2. 1, 2, 3. 3. 3, 2, 1. 4. 2, 3, 1. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ</p>
3.	<p>Сосуды с одинаковой площадью основания наполнены водой на высоту h. Перечислите номера сосудов в порядке убывания силы давления воды на дно</p> 	<p>1. Силы давления одинаковы. 2. 2, 1, 3. 3. 1, 2, 3. 4. 3, 2, 1. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ</p>
4.	<p>Дизельное топливо $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$ хранится в цилиндрической емкости высотой 4 м, диаметром 1 м. Чему равна сила избыточного давления топлива на дно хранилища?</p>	<p>1. 30,0 кН 2. 26,5 кН 3. 57,5 кН 4. 12,5 кН 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ</p>
5.	<p>На рисунке показаны прямоугольные стенки, поддерживающие перед собой одинаковую глубину жидкости и имеющие одинаковую ширину.</p>  <p>Укажите номера этих стенок в порядке уменьшения силы гидростатического давления.</p>	<p>1. № 3, 1, 2. 2. № 2, 3, 1. 3. № 1, 3, 2. 4. № 1, 2, 3. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>

Тема № 5

СИЛА АРХИМЕДА

Закон Архимеда – на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая (архимедова) сила, направленная вертикально вверх и равная весу жидкости, вытесненной этим телом (рисунок 5.1):

$$P_A = \gamma_{\text{ж}} W,$$

где $\gamma_{\text{ж}}$ – удельный вес жидкости, Н/м³; W – объем тела, погруженного в жидкость (объемное водоизмещение), м³.

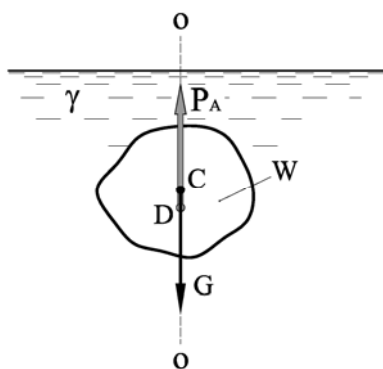


Рисунок 5.1 – К определению архимедовой силы

Вес жидкости в объеме погруженного тела называется **водоизмещением**, а точка приложения выталкивающей силы P_A – **центром водоизмещения D**.

Возможны три случая соотношения веса погруженного в жидкость тела G и архимедовой силы P_A :

1. $G > P_A$ – тело тонет.
2. $G < P_A$ – тело всплывает до тех пор, пока архимедова сила, уменьшаясь, не станет равной весу тела.
3. $G = P_A$ – тело плавает в полностью или частично погруженном состоянии.

Практический интерес представляет случай плавания тела в безразличном равновесии $G = P_A$ и определение условий его устойчивости.

Плаучестью называют способность тела плавать в частично погруженном состоянии.

Остойчивостью называют способность плавающего тела, выведенного из состояния равновесия, вновь возвращаться в первоначальное положение.

В положении равновесия центр тяжести плавающего тела C и центр водоизмещения D лежат на одной вертикальной прямой $0-0$, являющейся осью симметрии тела и называемой **осью плавания**.

Остойчивость плавающего тела зависит от расположения на оси плавания центров тяжести и водоизмещения

При плавании в полностью погруженном состоянии тело будет устойчивым (рисунок 5.2), если его центр тяжести C будет расположен на оси плавания ниже центра водоизмещения D , так как пара сил – вес тела G и архимедова сила P_A – стремятся возвратить тело в положение равновесия.

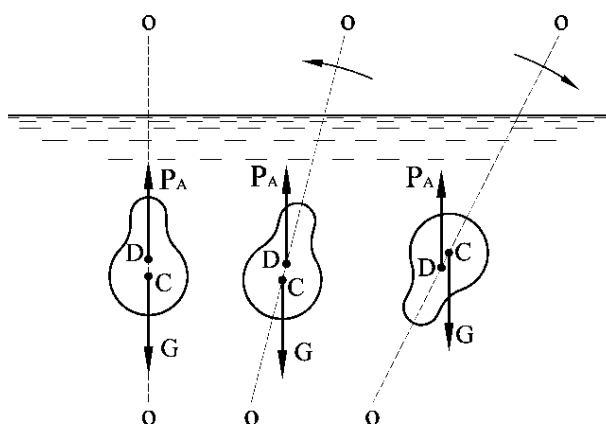


Рисунок 5.2 – Плавание тела в полностью погруженном состоянии

Контрольные вопросы

1. Какие силы действуют на погруженное в жидкость тело?
2. Сформулируйте закон Архимеда.
3. Как определяется архимедова сила?
4. Дайте определение плавучести и устойчивости тела.
5. Что такое водоизмещение, центр водоизмещения?
6. Какие существуют случаи плавания тела? Поясните их.
7. Что такое ось плавания?
8. Каковы условия плавания тел?
9. Какая пара сил стремится возратить тело в исходное состояние?
10. Запишите условия устойчивости тела при плавании в полностью и частично погруженном состоянии и дайте соответствующие пояснения.

Материал практических занятий

Задача 1

Определить силу, действующую на полностью погруженный в воду деревянный брусок, объемом $W = 0,35 \text{ м}^3$ с удельным весом $\gamma = 6,867 \text{ кН/м}^3$.

Решение:

Выталкивающая (архимедова) сила, действующая на деревянный брусок:

$$P_A = \gamma_{\text{ж}} \cdot W = 9,81 \cdot 0,35 = 3,4335 \text{ кН.}$$

Вес бруска:

$$G = \gamma \cdot W = 6,867 \cdot 0,35 \approx 2,4035 \text{ кН.}$$

Сила, действующая на брусок, равна

$$F = P_A - G = 3,4335 - 2,4035 = 1,03 \text{ кН.}$$

Ответ: $F = 1,03 \text{ кН.}$

Задание для самостоятельной работы

Определить диаметр цилиндрического поплавка помещенного в поплавковой камере карбюратора автомобильного двигателя (рисунок 5.3). Поплавок погружен в бензин на половину. Длина поплавка $L = \underline{\hspace{2cm}}$ м. Размеры, соответствующие обозначениям на рисунке, равны: $a = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, $b = 15 \text{ мм}$, $d = 6 \text{ мм}$. Вес поплавка $G = \underline{\hspace{2cm}}$ Н, вес иглы $G_1 = 0,0981 \text{ Н}$. Избыточное давление бензина на иглу $p = 49 \text{ кПа}$, относительный удельный вес бензина $\delta = 0,75$. Весом рычага пренебре

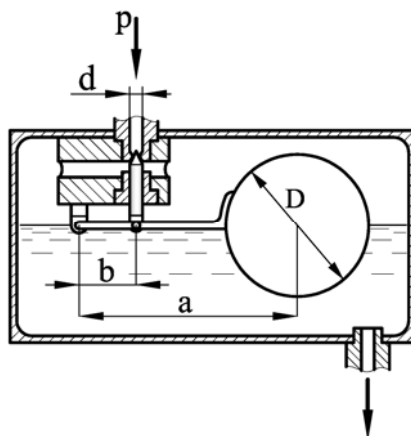
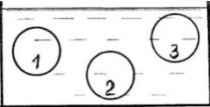


Рисунок 5.3 – К заданию для самостоятельной работы

**Таблица 5.1 – Таблица исходных данных
к заданию для самостоятельной работы**

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
a , мм	45							60						
L , мм	50	55	60	65	70	75	80	50	55	60	65	70	75	80
G , Н	0,343							0,294						
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
a , мм	75							90						
L , мм	50	55	60	65	70	75	80	50	55	60	65	70	75	80
G , Н	0,245							0,196						

**Тестовые задания для текущего контроля по теме
«Сила Архимеда»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	<p>Три шарообразных тела одинаковых размеров плавают в резервуаре на различной глубине. Перечислите эти тела в порядке увеличения архимедовой силы, действующей на них.</p> 	<p>1. 1, 2, 3. 2. Все силы одинаковы. 3. 2, 3, 1. 4. 3, 1, 2. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
2.	<p>Тело плавает частично погруженным в жидкость. Для обеспечения остойчивости необходимо, чтобы метацентрическая высота h_m:</p>	<p>1. $h_m < 0$. 2. $h_m = 0$. 3. $h_m > 0$. 4. $h_m = r_m$. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
3.	<p>Архимедова сила определяется как</p>	<p>1. $P_A = \gamma W$. 2. $P_A = mg$. 3. $P_A = \rho F$. 4. $P_A = \gamma \omega$. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
4.	<p>На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу вытесненной им жидкости.</p>	<p>1. Это закон Паскаля. 2. Это закон Ньютона. 3. Это закон Эйлера. 4. Это закон Архимеда. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
5.	<p>Тело весом $G = 5$ кН плавает в воде в полностью погруженном состоянии. Чему равна выталкивающая сила?</p>	<p>1. 10 кН. 2. 5 кН. 3. 20 кН. 4. 15 кН. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ</p>

Тема № 6

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Уравнение Бернулли, важнейшее уравнение в гидравлике, было выведено в 1738 году академиком Петербургской Академии наук Д. Бернулли. Это уравнение устанавливает зависимость между скоростью и давлением в различных сечениях одной и той же струйки.

При установившемся плавно изменяющемся движении уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной (невязкой) жидкости имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} = const.$$

Каждый член этого уравнения имеет линейную размерность:

z – геодезическая (геометрическая) высота положения центра тяжести сечения относительно горизонтальной плоскости сравнения $O-O$, м;

$\frac{p}{\gamma}$ – пьезометрическая высота, соответствующая давлению p , м;

$\frac{u^2}{2g}$ – скоростной напор, м;

где u – скорость движения струйки в данном сечении (рисунок 6.1, а).

Линия, проходящая по горизонтам жидкости в пьезометрах, установленных вдоль оси струйки, называется **пьезометрической линией $P-P$** . Линия $P-P$ возвышается на величину $\frac{p}{\gamma}$ над осью

струйки и на $z + \frac{p}{\gamma}$ – над плоскостью сравнения $O-O$. Величина

$H_p = z + \frac{p}{\gamma}$ называется **пьезометрическим напором**. Сумма трех слагаемых

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = H_e$$

называется **полным (гидродинамическим) напором** в данном сечении струйки. Линия, проведенная от плоскости сравнения $O-O$ на расстоянии полных напоров H_e в каждом сечении струйки, называется **напорной линией (Е-Е)**.

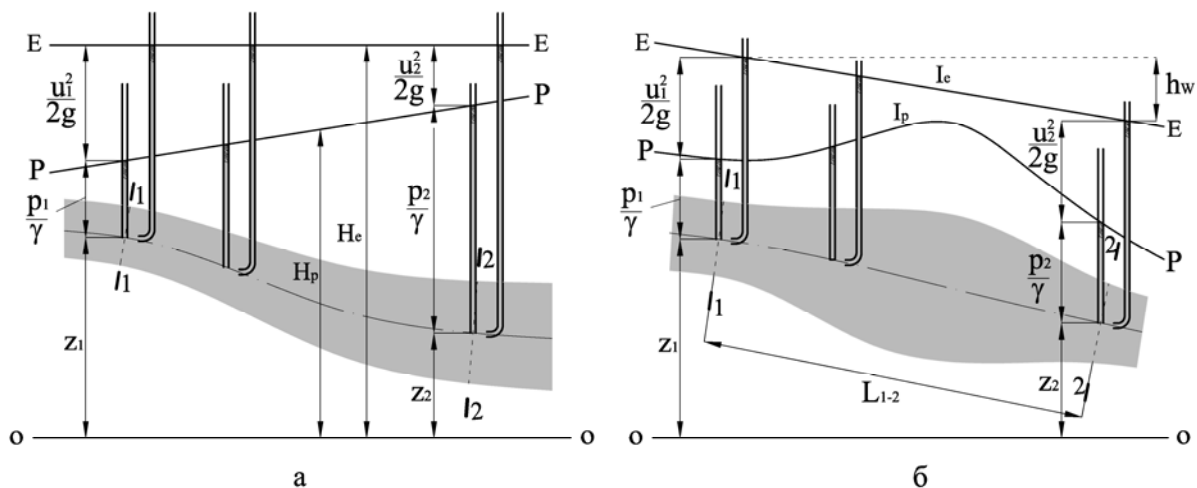


Рисунок 6.1 – Графическое представление уравнения Бернулли для элементарной струйки: а – для идеальной жидкости; б – для реальной жидкости

Таким образом, уравнение Бернулли можно сформулировать так: для элементарной струйки идеальной жидкости полный напор есть величина постоянная ($H_e = const$) во всех сечениях струйки и графически изображается горизонтальной прямой (рисунок 6.1, а).

Уравнение Бернулли можно интерпретировать не только с геометрической точки зрения, но и с энергетической или физической – уравнение представляет собой частный случай (для жидкого тела) общего **закона сохранения энергии**. Полная энергия струйки складывается из потенциальной и кинетической энергий. Энергия, отнесенная к единице веса жидкости, называется **удельной энергией**.

Первые два члена уравнения $z + \frac{p}{\gamma}$ характеризуют удельную потенциальную энергию относительно плоскости сравнения: z – удельная потенциальная энергия положения, $\frac{p}{\gamma}$ – удельная потенциальная энергия давления. Третий член уравнения $\frac{u^2}{2g}$ выражает удельную кинетическую энергию. Удельная потенциальная и удельная кинетическая энергии в разных сечениях по длине струйки могут изменяться, но их сумма при движении идеальной жидкости остается постоянной.

Реальная жидкость обладает вязкостью, в связи с чем часть энергии струйки будет расходоваться на преодоление сопротивле-

ний движению, обусловленных силами внутреннего трения. Поэтому для струйки реальной жидкости полный напор H_{e1} в сечении 1-1 (рисунок 6.1, б) будет всегда больше, чем полный напор H_{e2} в сечении 2-2 на величину этих потерь:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{w(1-2)},$$

где $h_{w(1-2)}$ – потери энергии или потери напора между выбранными сечениями.

Поскольку полный напор вдоль струйки уменьшается, его значения по длине струйки изображаются не горизонтальной прямой, как в случае для идеальной жидкости, а некоторой кривой, отметки которой понижаются по направлению движения (в частном случае струйки постоянного сечения – наклонной прямой) (рисунок 6.1, б).

Изменение полного напора H_e на единицу длины струйки характеризуется *гидравлическим уклоном* I_e . Среднее значение гидравлического уклона на участке элементарной струйки между сечениями 1-1 и 2-2 определяется как величина потери напора приходящаяся на единицу длины струйки:

$$I_e = \frac{h_{w(1-2)}}{L_{(1-2)}} = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \right)}{L_{(1-2)}},$$

где $L_{(1-2)}$ – расстояние между сечениями.

Изменение удельной потенциальной энергии (пьезометрического напора), отнесенной к единице длины, называется *пьезометрическим уклоном* I_p . Среднее значение пьезометрического уклона на участке между рассматриваемыми сечениями определяется выражением:

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

Следует отметить, что гидравлический уклон всегда имеет положительное значение, так как при движении реальной жидкости полный напор (полная удельная энергия) уменьшается.

Пьезометрический уклон может иметь как положительные (при уменьшении пьезометрического напора), так и отрицательные

значения (при увеличении пьезометрического напора) в зависимости от изменения скорости и давления при движении жидкости.

При равномерном движении жидкости, когда скорость остается постоянной, пьезометрический уклон равен гидравлическому уклону ($I_p = I_e$), а пьезометрическая линия $P-P$ параллельна напорной линии $E-E$.

Рассматривая поток жидкости как совокупность множества элементарных струек, уравнение Бернулли для потока реальной жидкости при установившемся плавно изменяющемся движении приобретает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w(1-2)}, \quad (6.1)$$

где v – средняя скорость в соответствующем живом сечении; α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей в живом сечении потока.

Введение средней скорости v с соответствующим коррективом α и учет потерь напора на преодоление сопротивлений движению жидкости, позволило распространить уравнение Бернулли, выведенное для элементарной струйки идеальной жидкости, на целый поток. *Коэффициент Кориолиса α представляет собой отношение действительной кинетической энергии жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени, к кинетической энергии, которая имела бы место при том же расходе, если бы все частицы жидкости имели одинаковую среднюю скорость v .*

Значение коэффициента α зависит от степени неравномерности распределения скоростей в живом сечении потока и всегда $\alpha \geq 1$. Например, в цилиндрической трубе (рисунок 6.2) при ламинарном режиме движения жидкости $\alpha = 2$, при турбулентном – $\alpha = 1,045 \dots 1,10$. При плавно изменяющемся движении, которое в основном рассматривается в гидравлике, коэффициент Кориолиса принимается равным $1,0 \dots 1,1$.

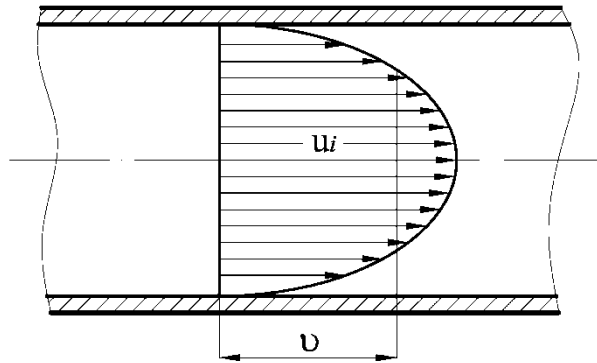


Рисунок 6.2 – Эпюра распределения скоростей в потоке жидкости

Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли для потока реальной жидкости представлена рисунке 6.3. Уравнение (6.1) для потока жидкости также является математическим **выражением закона сохранения энергии**.

Уравнение Бернулли широко применяется в различных разделах гидравлики для решения многих теоретических и практических задач. Однако следует помнить, что оно справедливо для условий установившегося плавно изменяющегося движения. Условие плавной изменяемости должно соблюдаться в сечениях, для которых записывается уравнение Бернулли. Между сечениями движение жидкости может быть и не плавно изменяющимся.

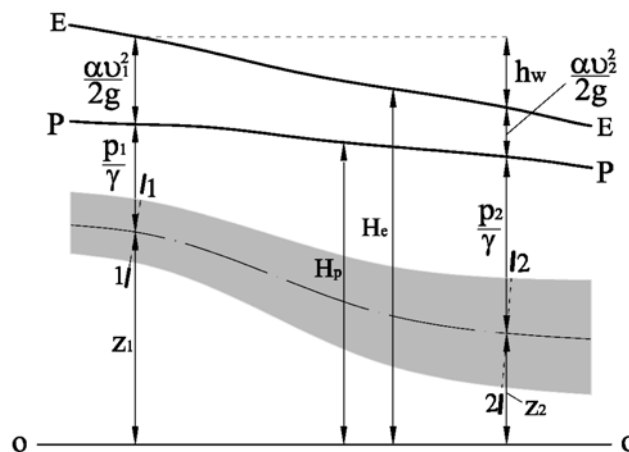


Рисунок 6.3 – Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли для потока реальной жидкости

Для некоторых частных случаев уравнение Бернулли имеет следующий вид:

– *напорное движение жидкости в трубе с горизонтальной осью*

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w(1-2)};$$

– напорное движение жидкости в горизонтальной цилиндрической трубе

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + h_{w(1-2)};$$

– напорное движение жидкости в наклонной цилиндрической трубе

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + h_{w(1-2)}.$$

Контрольные вопросы

1. Как записывается уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости?
2. Как записывается уравнение Бернулли для элементарной струйки и для потока реальной (вязкой) жидкости при установившемся плавно изменяющемся движении? Чем они отличаются?
3. Как записывается уравнение Бернулли для напорного движения жидкости в горизонтальной трубе?
4. Как записывается уравнение Бернулли для напорного движения жидкости в горизонтальной цилиндрической трубе?
5. Как построить пьезометрическую линию? Какой ее физический смысл?
6. Как показывается на графике напорная линия (линия полной удельной энергии) для идеальной жидкости?
7. Как определить давление в любом сечении трубопровода по построенной в масштабе пьезометрической линии $P-P$?
8. Как определить среднюю скорость v в любом сечении потока по построенным в масштабе напорной и пьезометрической линиям?
9. При каких условиях линия полной удельной энергии (напорная линия) $E-E$ и пьезометрическая линия $P-P$ параллельны?
10. Что такое гидравлический уклон? Может ли гидравлический уклон I_e иметь отрицательное значение?

Материал практических занятий

При решении задач с помощью уравнения Бернулли руководствуются следующими *методическими рекомендациями*:

1. Уравнение Бернулли составляется для двух сечений потока относительно горизонтальной плоскости сравнения.

Сечения должны выбираться на прямолинейных участках с нумерацией по направлению движения жидкости. Одно из сечений рекомендуется выбрать там, где известны величины z , p , или v , а другое – где требуется определить значение неизвестной величины.

Таковыми сечениями могут быть свободная поверхность жидкости, места установки измерительных приборов (манометров, вакуумметров, пьезометров и т. д.), выход потока жидкости из трубопровода в атмосферу и др. Сечения проводятся горизонтально по свободной поверхности жидкости (в этом случае скорость на поверхности жидкости принимается $v \approx 0$) или нормально к направлению скорости движения жидкости, то есть по живому сечению.

2. Горизонтальная плоскость сравнения $O-O$ выбирается так, чтобы исключить одно из z . Как правило, плоскость сравнения совмещается с одним из сечений (например, со свободной поверхностью жидкости) или проводится через центр тяжести сечения, в этих случаях $z = 0$. Отсчеты геодезической высоты z от плоскости сравнения вверх считаются положительными, вниз – отрицательными.

3. Уравнение Бернулли записывается в общем виде, и определяются составляющие уравнения в каждом сечении.

Чтобы избежать ошибок при определении давления в сечениях, рекомендуется учитывать *абсолютное давление* в центре тяжести выбранных сечений.

Следует отметить, что в практических расчетах коэффициентом Кориолиса α часто пренебрегают и считают его равным единице, за исключением отдельно оговариваемых случаев.

4. Учитываются все потери напора между сечениями.

5. В уравнение Бернулли подставляются значения всех слагаемых, и определяется неизвестная величина.

При наличии двух неизвестных уравнение Бернулли применяются совместно с уравнением неразрывности $Q = \omega_1 \cdot v_1 = \omega_2 \cdot v_2 = const$, следствием которого является обратно пропорциональная зависи-

мость средних скоростей от соответствующих площадей живых сечений потока: $\omega_1/\omega_2 = v_2/v_1$.

Задача 1

По горизонтальному трубопроводу диаметром $D = 100$ мм (рисунок 6.4), имеющему сужение $d = 40$ мм, подается вода в количестве $Q = 6$ л/с. Пренебрегая потерями напора, определить высоту, на которую поднимется вода в открытом пьезометре, если абсолютное давление в сужении $p_{\text{абс}} = 104$ кПа?

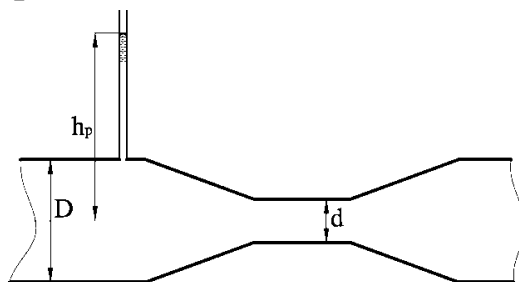


Рисунок 6.4 – К задаче 1

Решение:

Имея в виду, что искомая высота поднятия жидкости в пьезометре пропорциональна давлению в месте его установки, следует применить уравнение Бернулли. Для этого выбираем два сечения и горизонтальную плоскость сравнения, руководствуясь приведенными выше рекомендациями (рисунок 6.5). Сечение 1-1 выбираем в месте подключения пьезометра, так как здесь находится неизвестная величина $h_p = p_1/\gamma$. Сечение 2-2 следует выбрать в сужении, поскольку здесь известно абсолютное давление. Трубопровод расположен горизонтально, поэтому плоскость сравнения $O-O$ целесообразно провести по оси трубопровода, тогда геодезические высоты в выбранных сечениях будут равны нулю.

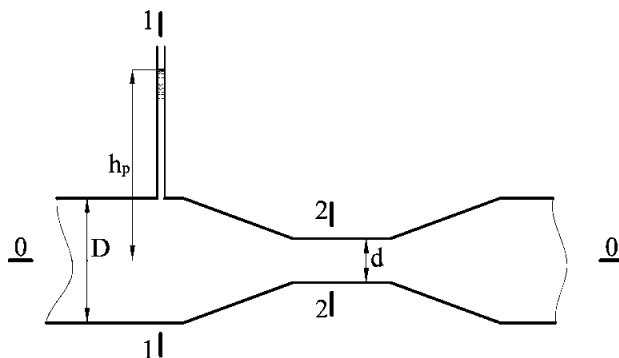


Рисунок 6.5 – К решению задачи 1

По условию задачи потерями напора следует пренебречь, поэтому записываем уравнение Бернулли в виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g}.$$

$$\text{В сечении 1 - 1: } z_1 = 0, p_1 = p_{\text{атм}} + \gamma h_p, v_1 = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi D^2}.$$

$$\text{В сечении 2 - 2: } z_2 = 0, p_2 = p_{\text{абс}}, v_2 = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Полагая, что $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$, подставляем все слагаемые в уравнение Бернулли, решаем его относительно давления жидкости в первом сечении и находим высоту, на которую поднимется вода в пьезометре:

$$\begin{aligned} h_p &= \frac{p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}}{\gamma} + \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} - \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} = \\ &= \frac{104000 - 98100}{9810} + \frac{8 \cdot 0,006^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,04^4} - \frac{8 \cdot 0,006^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,1^4} = 1,73 \text{ м.} \end{aligned}$$

В расчетах принято: удельный вес воды $\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$, атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 98100 \text{ Па}$.

Ответ: $h_p = 1,73 \text{ м}$

Задание для самостоятельной работы

Трубопровод переменного сечения (рисунок 6.6) отходит от открытого резервуара, площадь сечения которого бесконечно большая, по сравнению с площадями сечения трубопровода. Жидкость с удельным весом $\gamma = 9,81 \text{ кН/м}^3$ вытекает из трубопровода в атмосферу. Движение жидкости в трубопроводе установившееся. Расстояния от плоскости сравнения до соответствующих сечений: $z_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ м; $z_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ м; $z_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ м; $z_4 = \underline{\hspace{2cm}}$ м; площади сечений: $\omega_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ м²; $\omega_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ м²; $\omega_4 = \underline{\hspace{2cm}}$ м². Абсолютное давление на свободной поверхности в резервуаре $p_0 = \underline{\hspace{2cm}}$ кПа. Пренебрегая потерями напора, определить расход жидкости, протекающей в трубопроводе, а также абсолютное давление и скорости в сечениях, указанных на рисунке 6.6.

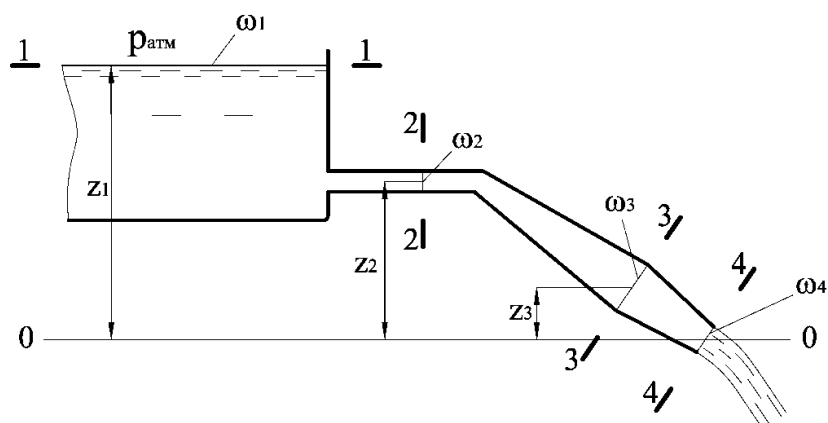


Рисунок 6.6 – К задаче для самостоятельной работы

Таблица 6.1 – Таблица исходных данных
к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7
z_1, M	4	5	6	7	8	4	5
z_2, M	2	3	4	5	6	2	3
z_3, M	0,5	1	1,5	2	1	0,6	0,8
z_4, M	0						
ω_2, M^2	0,015	0,02	0,03	0,04	0,05	0,015	0,02
ω_3, M^2	0,045	0,05	0,055	0,05	0,07	0,046	0,052
ω_4, M^2	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,02	0,03
$p_0, \text{кПа}$	100	100	100	100	100	100	100
№ вар.	8	9	10	11	12	13	14
z_1, M	6	7	8	4	5	6	7
z_2, M	4	5	6	2	3	4	5
z_3, M	1	1,2	1,4	0,5	1	1,5	2
z_4, M	0						
ω_2, M^2	0,03	0,04	0,05	0,015	0,02	0,03	0,04
ω_3, M^2	0,057	0,059	0,061	0,045	0,05	0,055	0,05
ω_4, M^2	0,04	0,05	0,06	0,02	0,03	0,04	0,05
$p_0, \text{кПа}$	101	101,0	101,0	101,5	101,5	101,5	101,5
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21
z_1, M	8	4	5	6	7	8	4
z_2, M	6	2	3	4	5	6	2
z_3, M	1	0,6	0,8	1	1,2	1,4	0,5
z_4, M	0						
ω_2, M^2	0,05	0,015	0,02	0,03	0,04	0,05	0,015
ω_3, M^2	0,07	0,045	0,05	0,055	0,05	0,07	0,045
ω_4, M^2	0,06	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,02
$p_0, \text{кПа}$	101,5	102	102	102	102	102	102,5

Продолжение таблицы 6.1

№ вар.	22	23	24	25	26	27	28
$z_1, \text{ м}$	5	6	7	8	4	5	6
$z_2, \text{ м}$	3	4	5	6	2	3	4
$z_3, \text{ м}$	1	1,5	2	1	0,6	0,8	1
$z_4, \text{ м}$	0						
$\omega_2, \text{ м}^2$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,015	0,02	0,03
$\omega_3, \text{ м}^2$	0,05	0,055	0,05	0,07	0,045	0,05	0,055
$\omega_4, \text{ м}^2$	0,03	0,04	0,05	0,06	0,02	0,03	0,04
$p_0, \text{ кПа}$	102,5	102,5	102,5	102,5	103	103	103

Тестовые задания для текущего контроля по теме «Уравнение Бернулли»

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Как изменяются расход и средняя скорость установившегося потока жидкости, если в направлении движения живое сечение потока уменьшается?	<ol style="list-style-type: none"> 1. Расход увеличивается, а средняя скорость уменьшается. 2. Расход постоянен, а средняя скорость уменьшается. 3. Расход постоянен, а средняя скорость увеличивается. 4. Увеличиваются. 5. Уменьшаются.
2.	Площадь сечения в направлении движения струйки постоянно уменьшается. Как при этом изменяются полная удельная и удельная потенциальная энергии струйки?	<ol style="list-style-type: none"> 1. Не изменяются. 2. Уменьшаются. 3. Увеличиваются. 4. Полная удельная энергия уменьшается, а удельная потенциальная энергия увеличивается. 5. Полная удельная энергия увеличивается, а удельная потенциальная уменьшается.
3.	Расход жидкости, протекающей по трубе равен 16,0 л/с. Чему будет равна площадь живого сечения потока, если средняя скорость потока 4 м/с?	<ol style="list-style-type: none"> 1. 25 см² 2. 40, см² 3. 4,0 см² 4. 0,40 см² 5. 2,5 см²

Продолжение

4.	Уравнение Бернулли для безнапорного равномерного потока имеет вид	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_w$ 2. $z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}$ 3. $z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_w$ 4. $z_1 = z_2 + h_t$ 5. $\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + h_w$
5.	Гидродинамический напор потока – это	<ol style="list-style-type: none"> 1. $H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g}$ 2. $H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + h_1$ 3. $H = z + \frac{p}{\gamma}$ 4. $H = z + p + \frac{u^2}{2g}$ 5. $H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$

Тема № 7

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

При движении вязкой жидкости существуют два режима движения: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный (*lamina* – слой) – режим, при котором частицы жидкости движутся по траекториям, параллельным стенкам трубы, без перемешивания и обмена частицами между струйками. Движение в ламинарном режиме точно соответствует представлению о потоке как о совокупности элементарных струек. Взаимодействие между собою отдельных струек и слоев проявляется в виде внутреннего трения по поверхности соприкосновения между ними.

Турбулентный (*turbulentus* – беспорядочный) – режим, характеризующийся беспорядочным, хаотическим движением частиц, сопровождающийся перемешиванием жидкости по всему сечению потока при общем направленном движении. Объясняется это возникновением вихревых движений, налагаемых на основной поток, что приводит к возникновению дополнительных сопротивлений движению потока.

Для определения режима движения необходимо найти число Рейнольдса Re и сравнить его с критическим значением $Re_{кр}$.

Число Рейнольдса Re – безразмерный параметр, зависящий от скорости, характерного линейного размера живого сечения и вязкости жидкости.

Для напорной трубы круглого сечения число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где v – средняя скорость движения жидкости в живом сечении, м/с; d – внутренний диаметр трубы, м; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Для потоков произвольного поперечного сечения

$$Re = \frac{vD_{\Gamma}}{\nu} = \frac{v4R}{\nu},$$

где $R = \frac{\omega}{\chi}$ – гидравлический радиус; χ – смоченный периметр; $D_{\Gamma} = 4R$ – гидравлический диаметр.

Изменение скорости движения жидкости (увеличение или уменьшение) приводит к смене режимов движения. Скорость потока, при которой происходит смена режима, называется *критической*. Различают *верхнюю* $v_{в.кр}$ и *нижнюю* $v_{н.кр}$ *критические скорости*. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при *верхней критической скорости* $v_{в.кр}$, которая зависит от внешних условий: температуры, вибрации и т. д. Из турбулентного режима в ламинарный – при *нижней критической скорости* $v_{н.кр}$, которая при изменении внешних условий остается практически неизменной.

Границы существования того или иного режима движения жидкости определяются критическими значениями Re : *нижним* и *верхним*, значения которых соответствуют значениям критических скоростей. При $Re < Re_{кр.н}$ возможен только ламинарный режим, а при $Re > Re_{кр.в}$ – только турбулентный. При $Re_{кр.н} < Re < Re_{кр.в} = 2000 \dots 4000$ наблюдается неустойчивое состояние потока.

Многочисленные исследования показали, что $Re_{кр}$ не является постоянной величиной. В практических расчетах принято считать, что при $Re < 2320$ всегда имеет место ламинарный режим, а при $Re > 2320$ всегда турбулентный режим. Движение жидкости в неустойчивой зоне исключается из рассмотрения, это приводит к некоторому запасу прочности в гидравлических расчетах в случае, если в этой зоне действительно имеет место ламинарный режим. На практике в большинстве случаев приходится иметь дело с турбулентным режимом.

Режим, при котором происходит движение жидкости, оказывает существенное влияние на потери напора. При ламинарном режиме потери напора h_L пропорциональны скорости в первой степени:

$$h_L = kv^{1,0},$$

где k – коэффициент пропорциональности,

при турбулентном режиме

$$h_L = kv^{(1,75 \dots 2,0)}.$$

Контрольные вопросы

1. Дать характеристику ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости.

2. Какова структура числа Рейнольдса? Что такое критическое число Рейнольдса?
3. От чего зависит режим движения жидкости?
4. Как изменится число Рейнольдса, если при постоянном диаметре трубы увеличивать расход жидкости?
5. Как изменится число Рейнольдса, если при постоянном диаметре трубы заменить воду на более вязкую жидкость?
6. Как изменится число Рейнольдса, если при неизменном расходе и постоянном диаметре трубы увеличивать температуру жидкости?
7. Как изменится число Рейнольдса, если при неизменном расходе изменить диаметр трубопровода?
8. Какие формы записи числа Рейнольдса применяются?
9. Каким образом режим движения жидкости влияет на величину потерь напора?
10. Для чего при выполнении гидравлических расчетов необходимо определять режим движения жидкости?

Материал практических занятий

Задача 1

По трубе диаметром 100 мм подается вода при температуре 8 °С в количестве 8,6 л/мин. Определить режим движения потока воды. Какой расход нужно пропускать по трубе, чтобы изменить режим движения?

Решение:

Определим скорость движения воды в трубе:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 8,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 60} = 0,018 \text{ м/с.}$$

Пользуясь таблицей 1 приложения, найдем значение коэффициента кинематической вязкости воды при температуре $t = 8 \text{ }^\circ\text{C}$, которое равно $\nu = 1,38 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Рассчитаем значение числа Рейнольдса и определим режим движения воды

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{0,018 \cdot 0,1}{1,38 \cdot 10^{-6}} \approx 1304.$$

Так как $Re = 1304 < Re_{кр} = 2320$, следовательно, режим движения ламинарный.

Определим расход, при котором произойдет смена режима движения воды. Для этого необходимо вычислить значение критической скорости

$$v_{кр} = \frac{v \cdot Re_{кр}}{d} = \frac{1,38 \cdot 10^{-6} \cdot 2320}{0,1} = 0,032 \text{ м/с.}$$

Следовательно

$$Q = v_{кр} \frac{\pi d^2}{4} = 0,032 \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,00025 \text{ м}^3/\text{с} = 15 \text{ л/мин.}$$

Ответ: $Re = 1304$ – ламинарный режим; $Q = 15$ л/мин.

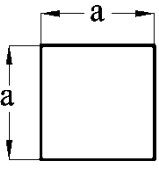
Задание для самостоятельной работы

Вода, керосин и нефть текут по трубам одинакового диаметра $d = \underline{\hspace{2cm}}$ мм с одинаковым расходом $Q = \underline{\hspace{2cm}}$ л/с. Определить режим их движения для заданного диаметра трубы, а также предельно минимальный диаметр трубы, обеспечивающий движение жидкостей при ламинарном режиме. Кинематическая вязкость для воды равна $0,013 \text{ см}^2/\text{с}$, для керосина – $0,02 \text{ см}^2/\text{с}$, для нефти – $1 \text{ см}^2/\text{с}$.

Таблица 7.1 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
d , мм	150							125						
Q , л/с	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
d , мм	100							75						
Q , л/с	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0

**Тестовые задания для текущего контроля
по теме «Режимы движения жидкости»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	<p>Что такое гидравлический радиус?</p>	<p>1. Это радиус трубопровода. 2. Это смоченный периметр, умноженный на площадь живого сечения. 3. Это отношение площади живого сечения к смоченному периметру. 4. Это отношение смоченного периметра к площади живого сечения. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
2.	<p>Труба имеет квадратное сечение со стороной квадрата $a = 10$ см, движение напорное. Чему будет равен гидравлический радиус?</p> 	<p>1. 0,025 м; 2. 0,010 м; 3. 0,004 м; 4. 2,5 м; 5. 0,1 м.</p>
3.	<p>Гидравлический радиус определяется как</p>	<p>1. $Re_{пр}^I \approx \frac{10}{\Delta_r}$. 2. $Re_{пр}^{II} \approx \frac{500}{\Delta_r}$. 3. $R = \frac{\chi}{\omega}$. 4. $R = \frac{\omega}{\chi}$. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>

Продолжение

4.	Турбулентный режим движения жидкости – это	<ol style="list-style-type: none"> 1. Режим, при котором частицы жидкости движутся по траекториям, параллельным стенкам трубы, без перемешивания и обмена частицами между струйками. 2. Режим, характеризующийся беспорядочным, хаотическим движением частиц, сопровождающийся перемешиванием жидкости по всему сечению потока при общем направленном движении. 3. Плавное изменяющееся движение жидкости. 4. Безнапорное движение. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
5.	Число Рейнольдса – это	<ol style="list-style-type: none"> 1. Безразмерный параметр, зависящий от скорости, характерного линейного размера живого сечения и вязкости жидкости. 2. Это смоченный периметр, умноженный на площадь живого сечения. 3. Параметр, зависящий от скорости и вязкости жидкости. 4. Параметр, зависящий от характерного линейного размера живого сечения и вязкости жидкости. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Тема № 8

ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ

Твердые поверхности, внутри которых протекает поток, оказывают на него тормозящее влияние. С механической точки зрения действие указанных поверхностей на поток эквивалентно действию напряжений, непрерывно распределенных по внешним границам потока, создающих сопротивление движению потока, называемое сопротивлением трения. Потеря механической энергии потока на преодоление указанных сопротивлений называется *потерей энергии на трение по длине* или *потерей напора по длине*.

Энергия, затраченная на преодоление сопротивлений по длине между двумя сечениями, может быть определена как разность полных удельных энергий в этих сечениях, т. е.

$$h_L = E_1 - E_2 = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

Для расчета потерь по длине при движении жидкости в напорном трубопроводе круглого сечения обычно используют формулу Дарси–Вейсбаха:

$$h_L = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения по длине (коэффициент Дарси); L – длина трубы, м; d – диаметр трубы, м; v – средняя скорость потока, м/с.

Для напорного трубопровода сечением, отличным от круглого, формула Дарси–Вейсбаха имеет вид

$$h_L = \lambda \cdot \frac{L}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где R – гидравлический радиус, м, определяемый по формуле

$$R = \frac{\omega}{\chi},$$

где ω – площадь живого сечения, м²; χ – смоченный периметр, м.

Если установить пьезометры на трубопроводе в сечениях 1–1 и 2–2 на расстоянии L один от другого (рисунок 8.1) и измерить высо-

ты в пьезометрах p_1/γ и p_2/γ , то разность показаний пьезометров определит потерю напора по длине h_L . Подставив h_L в формулу Дарси–Вейсбаха, можно определить значение коэффициента гидравлического трения:

$$\lambda = \frac{2g \cdot d \cdot h_L}{L \cdot v^2}.$$

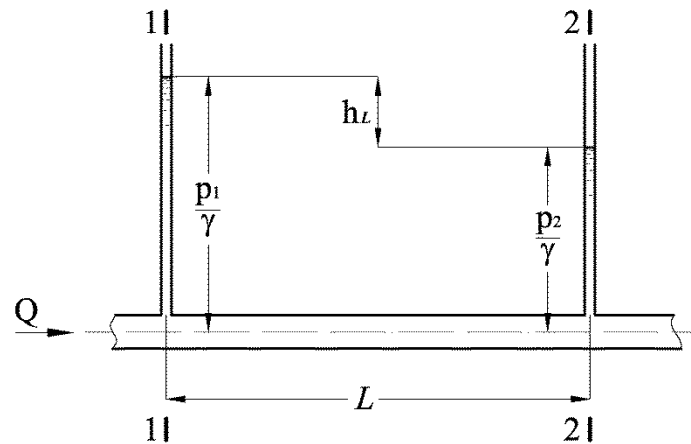


Рисунок 8.1 – Схема установки пьезометров

Коэффициент λ является безразмерной величиной, зависящей в общем случае от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок трубы $\Delta_r = \frac{\Delta_э}{d} = \frac{\Delta_э}{4R}$ ($\Delta_э$ – эквивалентная шероховатость, мм):

$$\lambda = f(\text{Re}, \Delta_r).$$

Эта зависимость впервые была установлена опытами И. И. Никурадзе, выполненными для плотной, однородной, равнозернистой шероховатости из песка (для песочной шероховатости), нанесенной им на внутреннюю поверхность круглых труб. Результаты опытов представлены в логарифмических координатах (график И. И. Никурадзе) (рисунок 8.2) и показывают весьма сложную механику течения жидкости даже в таком простом случае, как равномерное движение в круглых трубах.

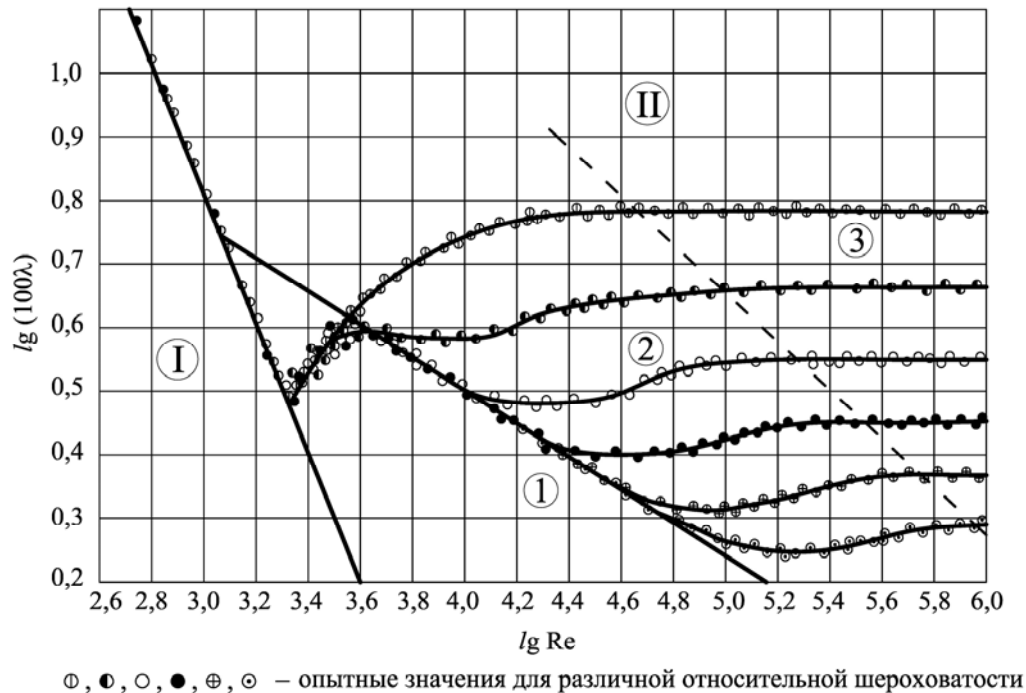


Рисунок 8.2 – График И. И. Никурадзе

На графике И. И. Никурадзе можно выделить две характерные зоны течения жидкости.

I зона – зона ламинарного течения имеет место при $Re < Re_{кр}$. В этой зоне весь поток сплошь является ламинарным. Выступы шероховатости плавно обтекаются потоком и поэтому их высота не оказывает какого-либо заметного влияния на коэффициент λ . В I зоне $\lambda = f(Re)$, причем эта функция может быть установлена теоретически и имеет вид:

$$\lambda = \frac{A}{Re},$$

где A – коэффициент формы, значения которого зависят от формы сечения (таблица 8.1).

Потери напора по длине в этой зоне пропорциональны первой степени скорости течения:

$$h_L = k v^{1,0},$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Таблица 8.1 – Значения коэффициентов формы

Форма сечения	А
Круг диаметром d	64
Квадрат со стороной a	57
Равносторонний треугольник со стороной a	53
Кольцевой просвет шириной a	96
Прямоугольник с отношением сторон a/b :	
0,1	85
0,2	76
0,25	73
0,33	69
0,5	62

Исследования показали, что при числах Рейнольдса $Re = 2000 \dots 4000$ наблюдается зона неустойчивого движения, когда при незначительных возмущениях происходит переход ламинарного режима в турбулентный и обратно.

II зона – зона турбулентного режима течения жидкости имеет место при $Re > 4000$. У стенок сохраняется слой с пониженными скоростями течения и, следовательно, с сильным влиянием вязкости, в пределах которого течение остается ламинарным. Этот весьма тонкий слой называют *вязким слоем* или *вязким подслоем*, *ламинарным подслоем*, *ламинарной пленкой*. В турбулентной зоне можно выделить три области сопротивления.

I область – область гладкостенного сопротивления (область гидравлически гладких труб) $Re_{кр} < Re < Re_{пр}^I = \frac{10}{\Delta_r}$. При относительно небольших числах Рейнольдса толщина ламинарной пленки сравнительно велика и оказывается больше, чем высота выступов шероховатости. Вследствие этого турбулентное ядро потока движется как бы в гладкой трубе и не испытывает никакого влияния со стороны выступов шероховатости. Поэтому коэффициент гидравлического трения λ зависит только от числа Re и может быть определен по эмпирической формуле Г. Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

В области гладкостенного сопротивления потери напора по длине пропорциональны скорости в степени 1,75

$$h_L = k \cdot v^{1,75}.$$

2 область – область доквадратичного сопротивления (переходная от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым) $Re_{пр}^I < Re < Re_{пр}^{II} = \frac{500}{\Delta_r}$. С увеличением числа Re скорость течения у стенок возрастает, а толщина ламинарной пленки уменьшается и увеличивается часть выступов шероховатости, выступающих за пределы ламинарной пленки. В этой области коэффициент гидравлического трения λ зависит как от относительной шероховатости Δ_r , так и от числа Re и определяется по формуле А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\Delta_r + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

Как показывают опыты, величина потерь напора в области доквадратичного сопротивления пропорциональна скорости в степени 1,75...2,0

$$h_L = k \cdot v^{(1,75...2,0)}.$$

3 область – область квадратичного сопротивления (область вполне развитого турбулентного трения, автомобильная зона) $Re \gg Re_{пр}^{II}$. Увеличение числа Re приводит к дальнейшему уменьшению толщины ламинарной пленки и при достаточно больших числах Re ее толщина практически становится равной нулю. В этих условиях каждый выступ шероховатости в полной мере способствует вихреобразованию в потоке, а влияние вязкого слоя исчезает полностью. В связи с этим коэффициент гидравлического трения λ в области квадратичного сопротивления зависит только от относительной шероховатости, а потери напора по длине оказываются пропорциональными квадрату скорости потока

$$h_L = k \cdot v^{2,0}.$$

В области квадратичного сопротивления для определения коэффициента гидравлического трения λ используется формула Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \cdot \Delta_r^{0,25}.$$

График Никурадзе имеет большое принципиальное значение для механики жидкости, так как с его помощью стало возможным рассчитывать потери при движении любых жидкостей. Однако, как

отмечалось выше, Никурадзе работал с шероховатыми трубами, имеющими однозернистую (искусственную) шероховатость. В практике обычно встречаются *технические трубы*, т. е. трубы, имеющие разнотернистую шероховатость (когда выступы шероховатости имеют неодинаковую форму и размеры, расстояние между ними также различно). Поэтому вводят понятие *эквивалентная шероховатость* – высота выступов равнозернистой шероховатости из однородного песка, при которой в квадратичной области сопротивления получается такое же значение λ , что и в рассматриваемой трубе.

Для технических труб практические расчеты потерь напора проводят с помощью графика Кольбрука–Уайта, который обобщает большой экспериментальный материал, основанный на исследованиях потерь напора в реальных трубах. Необходимым приложением к этому графику являются таблицы значений эквивалентной шероховатости для различных трубопроводов в зависимости от их материала, технологии изготовления, монтажа и условий эксплуатации.

Практически потери напора по длине на прямолинейном горизонтальном участке трубопровода постоянного сечения можно определить по разности показаний пьезометров, установленных в начале и конце рассматриваемого участка трубопровода:

$$h_L = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma}.$$

Контрольные вопросы

1. От каких величин зависит коэффициент гидравлического трения при равномерном ламинарном движении в цилиндрической трубе?
2. Каким образом форма поперечного сечения трубы влияет на коэффициент гидравлического трения при равномерном ламинарном движении?
3. Какие области сопротивления характеризуют турбулентный режим при равномерном движении жидкости? Каковы значения чисел Re , характеризующие границы областей сопротивления?
4. Дайте характеристику понятий «гидравлически гладкие» и «гидравлически шероховатые» трубы (стенки).
5. Запишите формулы для определения коэффициента гидравлического трения в гидравлически гладких и гидравлически шероховатых трубах (доквадратичная и квадратичная области сопротивления).

6. Что такое эквивалентная шероховатость? В каких расчетах ее используют?
7. Как определить потери напора (энергии) опытным путем?
8. Какова зависимость величины потерь напора по длине от средней скорости движения жидкости при ламинарном и турбулентном режимах движения?
9. В чем состоит практическое значение коэффициента гидравлического трения?
10. При проведении каких расчетов используют график Кольбука–Уайта?

Материал практических занятий

При расчете потерь напора по длине трубопровода наибольшую сложность представляет определение коэффициента гидравлического трения. Данный коэффициент зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок трубы и рассчитывается по эмпирическим формулам. Выбор конкретной расчетной формулы удобно осуществлять, используя представленную ниже блок-схему (рисунок 8.3).

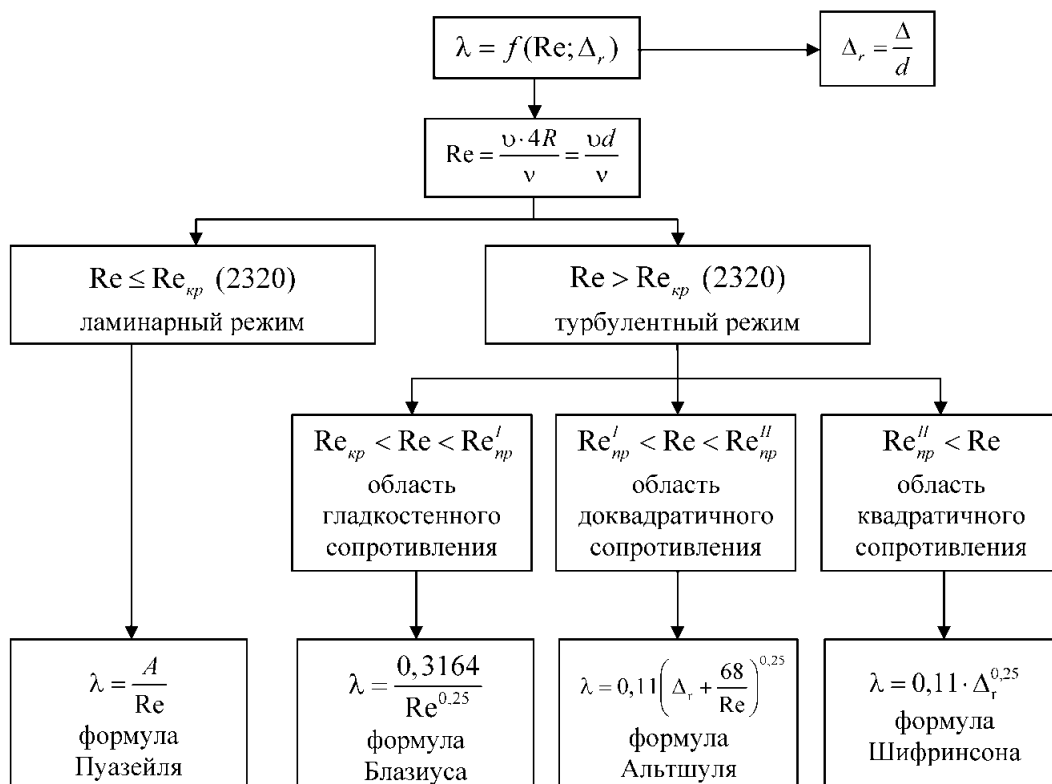


Рисунок 8.3 – Блок-схема для выбора расчетной формулы коэффициента гидравлического трения

Задача 1

Определить избыточное давление p_H , которое должен обеспечить насос для подачи воды ($t = 20\text{ }^\circ\text{C}$) с расходом $Q = 2,1\text{ л/с}$ в магистральный трубопровод, находящийся под давлением $p_M = 2,3\text{ бар}$. Вода подается по новой стальной трубе ($\Delta_s = 0,06\text{ мм}$) с внутренним диаметром $d = 50\text{ мм}$ и длиной $L = 350\text{ м}$ (рисунок 8.4).

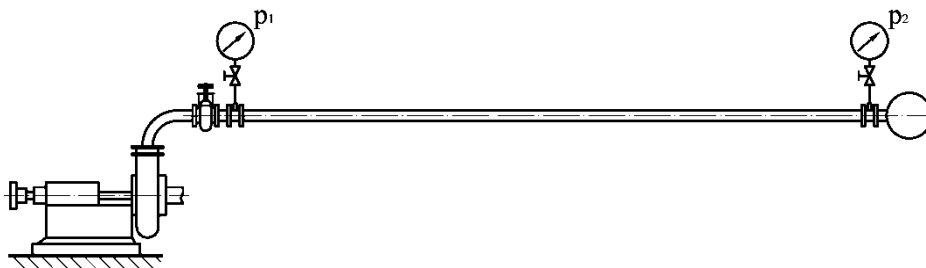


Рисунок 8.4 – К задаче 1

Решение:

Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2, выбранных в местах установки манометров (рисунок 8.5), относительно плоскости сравнения $O-O$, проходящей по оси трубопровода:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{w(1-2)}.$$



Рисунок 8.5 – К решению задачи 1

Определим составляющие уравнения Бернулли:

- сечение 1–1: $z_1 = 0$; $p_1 = p_{\text{атм}} + p_H$; $v_1 = \frac{Q}{\omega}$, где $\omega = \frac{\pi d^2}{4}$;
- сечение 2–2: $z_2 = 0$; $p_2 = p_{\text{атм}} + p_M$; $v_2 = \frac{Q}{\omega}$, где $\omega = \frac{\pi d^2}{4}$;
- потери напора между сечениями 1–1 и 2–2:

$$h_{w(1-2)} = h_L = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

После подстановки уравнение Бернулли приобретает вид

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} + \frac{p_{\text{н}}}{\gamma} + \frac{\alpha Q^2}{2g\omega^2} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} + \frac{p_{\text{м}}}{\gamma} + \frac{\alpha Q^2}{2g\omega^2} + h_{\text{л}}.$$

В результате преобразований и сокращений получим

$$h_{\text{л}} = \frac{p_{\text{н}}}{\gamma} - \frac{p_{\text{м}}}{\gamma} \quad \text{или} \quad \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{p_{\text{н}}}{\gamma} - \frac{p_{\text{м}}}{\gamma},$$

отсюда избыточное давление, обеспечиваемое насосом

$$p_{\text{н}} = p_{\text{м}} + \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Выясним величины параметров, входящих в полученное выражение.

Из условия задачи:

- давление в магистральном трубопроводе $p_{\text{м}} = 2,3 \text{ бар} \approx 230\,000 \text{ Па}$;

- длина трубы $L = 350 \text{ м}$;

- диаметр трубы $d = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$.

Справочные величины:

- ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Расчетные величины:

- удельный вес воды $\gamma = \rho \cdot g$, где $\rho \approx 998,26 \text{ кг/м}^3$ плотность воды при температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (приложение таблица 2):

$$\gamma = \rho \cdot g = 998,26 \cdot 9,81 \approx 9793 \text{ Н/м}^3;$$

- средняя скорость потока воды в трубопроводе $v = \frac{Q}{\omega}$, где

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ тогда}$$

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0021}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,07 \text{ м/с};$$

- коэффициент гидравлического трения λ .

Для выбора расчетной формулы коэффициента гидравлического трения λ необходимо определить число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,07 \cdot 0,05}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 53500,$$

где ν – кинематическая вязкость воды при температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (приложение таблица 1).

Так как $Re > Re_{кр} = 2320$, то режим движения жидкости турбулентный.

Определим область сопротивления, для этого вычислим относительную шероховатость и предельные числа Рейнольдса:

$$\Delta_r = \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} = \frac{0,00006}{0,05} = 0,0012,$$

$$Re_{\text{пр}}^I = \frac{10}{\Delta_r} = \frac{10}{0,0012} \approx 8333, \quad Re_{\text{пр}}^{II} = \frac{500}{\Delta_r} = \frac{500}{0,0012} \approx 416\,667.$$

Так как $Re_{\text{пр}}^I < Re < Re_{\text{пр}}^{II}$ ($8333 < 53\,500 < 416\,667$), то область сопротивления – докватратичная, следовательно, коэффициент гидравлического трения рассчитывается по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\Delta_r + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(0,0012 + \frac{68}{53\,500} \right)^{0,25} \approx 0,0245.$$

Тогда избыточное давление, обеспечиваемое насосом

$$p_n = p_m + \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 230\,000 + 9793 \cdot 0,0245 \cdot \frac{350}{0,05} \cdot \frac{1,07^2}{2 \cdot 9,81} = 230\,000 + 98\,005 = 328\,005 \text{ Па} \approx 3,28 \text{ бар}.$$

Ответ: $p_n = 3,28$ бар.

Задание для самостоятельной работы

По горизонтальному нефтепроводу диаметром $d = 100$ мм и длиной $L =$ _____ км перекачивается нефть, имеющая относительный вес $\delta = 0,88$ и кинематическую вязкость $\nu = 0,3$ см²/с. Разность давлений в начале и конце трубопровода составляет $\Delta p =$ _____ кПа. Определить суточную производительность нефтепровода (т/сутки).

Таблица 8.2 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
L , км	4,0							4,5						
Δp , кПа	196	205	215	225	235	245	255	196	205	215	225	235	245	255
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
L , км	5,0							5,5						
Δp , кПа	196	205	215	225	235	245	255	196	205	215	225	235	245	255

**Тестовые задания для текущего контроля
по теме «Потери напора по длине»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Укажите формулу Пуазейля. В каких случаях она применяется?	<p>1. $v = c \cdot \sqrt{RI}$, применяется при полностью развитом турбулентном режиме в квадратичной зоне сопротивления.</p> <p>2. $h_L = \frac{32 \cdot \nu \cdot l \cdot v}{gd^2}$, применяется при ламинарном режиме.</p> <p>3. $h_L = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$, применяется во всех случаях.</p> <p>4. $h_m = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}$, применяется при ламинарном режиме.</p> <p>5. $h_L = \lambda \cdot \frac{l}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g}$, применяется только в зоне гидравлически гладких труб.</p>
2.	Коэффициент Дарси λ в переходной области определяется как	<p>1. $\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$.</p> <p>2. $\lambda = \frac{64}{Re}$.</p> <p>3. $\lambda = 0,11 \cdot (\Delta_r)^{0,25}$.</p> <p>4. $\lambda = 0,11 \cdot \left(\Delta_r + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$.</p> <p>5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
3.	Движение жидкости в круглых трубах происходит в квадратичной зоне. Как изменятся потери напора по длине, если расход жидкости увеличится в два раза?	<p>1. Увеличится в два раза.</p> <p>2. Уменьшится в два раза.</p> <p>3. Не изменится.</p> <p>4. Увеличится в четыре раза.</p> <p>5. Уменьшится в четыре раза.</p>

Продолжение

<p>4.</p>	<p>Первое предельное число Рейнольдса определяется как</p>	<p>1. $Re_{\text{пр}}^I \approx \frac{10}{\Delta_r}$.</p> <p>2. $Re_{\text{пр}}^{\text{II}} \approx \frac{500}{\Delta_r}$.</p> <p>3. $Re = \frac{\omega}{\chi}$.</p> <p>4. $Re = \frac{\chi}{\omega}$.</p> <p>5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
<p>5.</p>	<p>Потери напора по длине – это</p>	<p>1. Потери механической энергии потока на преодоление местных сопротивлений.</p> <p>2. Потери механической энергии потока на преодоление сопротивлений по длине.</p> <p>3. Потери потенциальной энергии.</p> <p>4. Потери механической энергии потока на преодоление сопротивлений по длине и местных сопротивлений.</p> <p>5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>

Тема № 9

МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ НАПОРА

Местные сопротивления представляют собой короткие участки трубопроводов, вызывающие деформацию потока, и являются причиной дополнительных потерь напора (вход в трубу, задвижка, вентиль, колено, клапан, тройник и т. д.). В результате изменения размеров и формы сечения или направления продольной оси потока изменяются величина и направление скорости движения жидкости, происходит интенсивное вихреобразование с отрывом потока от ограничивающих его стенок, на что затрачивается дополнительная энергия, обусловленная работой сил трения.

Потери удельной энергии потока на преодоление местных сопротивлений называются *местными потерями напора*, которые определяются по общей формуле Вейсбаха:

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где h_m – местные потери напора, м; ξ – безразмерный коэффициент местных сопротивлений; v – средняя скорость потока, м/с.

Величина коэффициента местного сопротивления зависит от вида местного сопротивления, геометрической формы и размеров.

В связи со сложностью структуры потока в местных сопротивлениях только в отдельных случаях коэффициенты местных сопротивлений определяются теоретически, в преобладающем большинстве случаев эти коэффициенты определены экспериментально.

Исследования показывают, что коэффициенты местных сопротивлений зависят от числа Рейнольдса Re лишь при ламинарном режиме движения. В турбулентных потоках при достаточно больших числах Re влияние последних на коэффициенты местных сопротивлений незначительно, поэтому значения их считают зависящими только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.

В случае с внезапным расширением трубопровода (рисунок 9.1, а) получена теоретическая зависимость для определения коэффициента сопротивления:

$$\xi_{\text{впр1}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2;$$

$$\xi_{\text{впр2}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2,$$

при этом

$$h_{\text{м(впр)}} = \xi_{\text{впр1}} \frac{v_1^2}{2g} = \xi_{\text{впр2}} \frac{v_2^2}{2g},$$

где ω_1 и ω_2 – площади живых сечений потока до и после сопротивления, м^2 ; v_1 , v_2 – средняя скорость потока в тех же сечениях, м/с .

Выход из трубы в неподвижную жидкость (бак, бассейн и т. д.) – частный случай внезапного расширения (рисунок 9.1, б) когда $\omega_2 \gg \omega_1$ и $v_2 \approx 0$. В этом случае $\xi_{\text{вых}} = 1$ и, следовательно, потери напора:

$$h_{\text{м(вых)}} = \xi_{\text{вых}} \frac{v_1^2}{2g}.$$

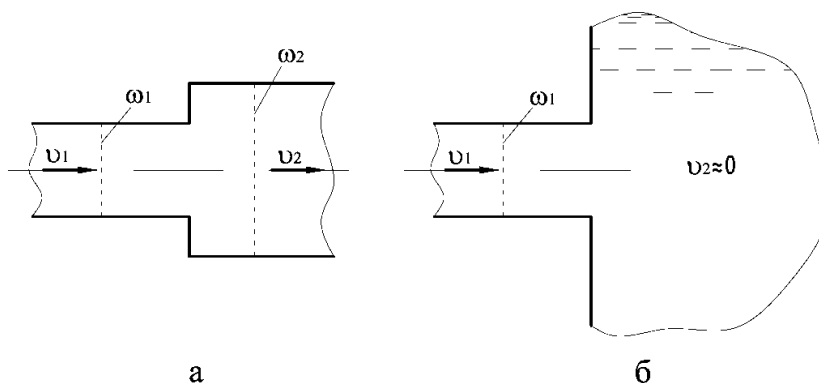


Рисунок 9.1 – Определение коэффициента местных сопротивлений при расширении потока: а – внезапное расширение трубопровода; б – выход из трубы в неподвижную жидкость

Внезапное сужение потока (рисунок 9.2, а) всегда вызывает меньшую потерю энергии, чем внезапное расширение с таким же соотношением площадей. При проведении практических расчетов для определения коэффициента местных сопротивлений в случае резкого сужения потока можно использовать следующую полуэмпирическую формулу:

$$\xi_{\text{вс}} = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right), \quad (9.1)$$

где ω_1 и ω_2 – площади живых сечений до и после сопротивлений, м^2 .

Из формулы (9.1) следует, что в частном случае, когда можно считать $\frac{\omega_2}{\omega_1} \approx 0$, т. е. при входе в трубу с острыми кромками из резервуара достаточно больших размеров (рисунок 9.2, б) коэффициент сопротивления $\xi_{\text{вх}} \approx 0,5$.

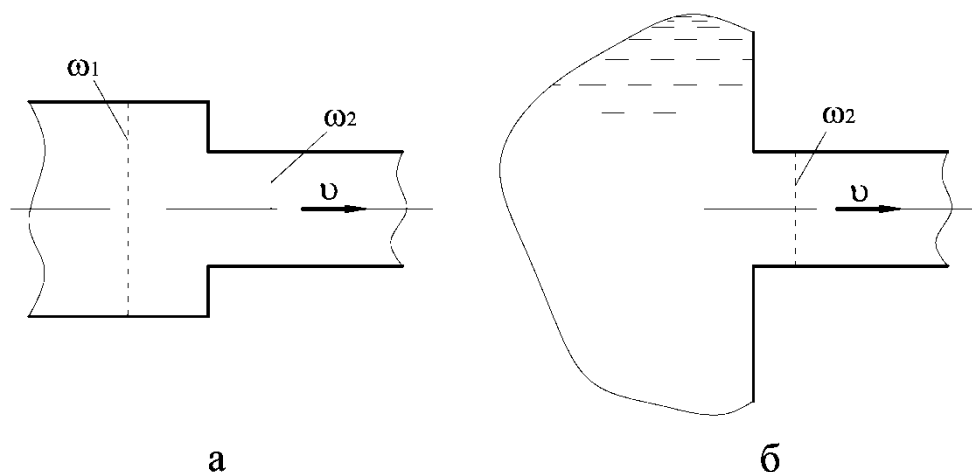


Рисунок 9.2 – Определение коэффициента местных сопротивлений при сужении потока: а – внезапное сужение трубопровода; б – вход в трубу с острыми кромками из резервуара

Для плавного поворота трубы круглого сечения с углом $\Theta = 90^\circ$ и $\frac{R}{d} \geq 1$ (рисунок 9.3, а) при турбулентном режиме движения коэффициент местных сопротивлений можно определить по эмпирической формуле

$$\xi_{\text{пн}} = 0,051 + 0,19 \frac{d}{R},$$

где d – внутренний диаметр трубы, м; R – радиус закругления трубы, м.

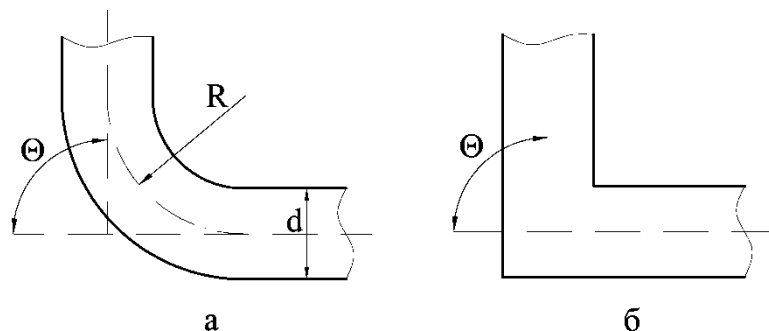


Рисунок 9.3 – Схемы поворотов трубы: а – плавный; б – резкий

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

$$\xi_{\text{мп}} = 0,9 \sin \Theta \cdot \left(0,051 + 0,19 \frac{d}{R} \right),$$

где Θ – угол поворота потока, град,

а при $\Theta \geq 100^\circ$

$$\xi_{\text{мп}} = \left(0,7 + \frac{\Theta}{90} 0,35 \right) \cdot \left(0,051 + 0,19 \frac{d}{R} \right).$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений для резкого поворота трубы круглого сечения (рисунок 9.3, б) приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Значения коэффициентов местных сопротивлений для резкого поворота трубы

Θ , град	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
$\xi_{\text{рп}}$	0,125	0,155	0,318	0,555	0,806	1,19	1,87	2,60	3,20	3,60

Расположение местных сопротивлений на расстоянии, меньшем длины зоны влияния, приводит к их взаимному влиянию друг на друга, что обусловлено изменением распределения кинематических характеристик потока за данным сопротивлением и на подходе к сопротивлению, расположенному ниже по течению.

Взаимное влияние в зависимости от расстояния между местными сопротивлениями приводит к тому, что суммарный коэффициент местных сопротивлений может быть и меньше, и больше арифметической суммы коэффициентов каждого из сопротивлений.

Длиной зоны влияния данного местного сопротивления называют длину участка, за пределами которого кинематические характеристики потока принимают вид, характерный для невозмущенного потока. При развитом турбулентном напорном движении в круглых трубах длину зоны влияния местного сопротивления приближенно принимают равной 30...60 диаметров трубы.

Экспериментально величину потерь напора в местном сопротивлении можно определить из уравнения Бернулли, записанного для сечений, расположенных до и после местного сопротивления:

$$h_m = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} \right).$$

Если местное сопротивление находится на горизонтальном участке трубопровода постоянного сечения (рисунок 9.4, а), то потеря напора будет равна разности показаний пьезометров, установленных в сечениях перед и за местным сопротивлением в местах, где на поток не сказывается возмущение, налагаемое сопротивлением:

$$h_m = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma},$$

так как в уравнении Бернулли $z_1 = z_2 = 0$ и $v_1 = v_2$.

При внезапном сужении или внезапном расширении горизонтального трубопровода (рисунок 9.4, б) скорости в широком и узком сечениях различны, поэтому потери напора в этих случаях определяются из выражения:

$$h_m = \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} \right).$$

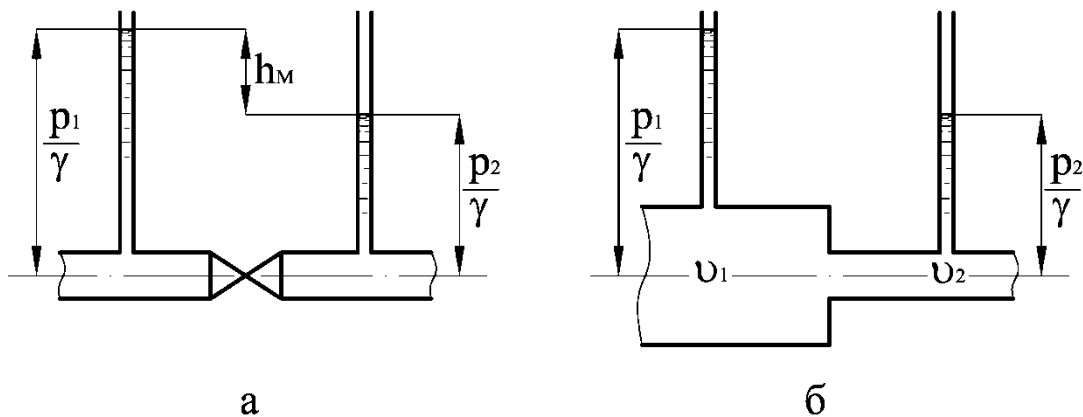


Рисунок 9.4 – Определение местных потерь напора в горизонтальной трубе: а – постоянное сечение; б – переменное сечение

Если местное сопротивление расположено на вертикальном участке трубопровода постоянного диаметра (рисунок 9.5, а), то потеря напора определяется из следующего выражения:

$$h_m = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right).$$

При внезапном сужении или внезапном расширении вертикального трубопровода (рисунок 9.5, б) потери напора определяются следующей зависимостью:

$$h_m = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} \right).$$

Экспериментально коэффициент местных сопротивлений определяют, используя формулу Вейсбаха:

$$\xi_{\text{оп}} = \frac{2g \cdot h_m}{v^2}.$$

Значения большинства коэффициентов местных сопротивлений определены экспериментально и приводятся в справочниках.

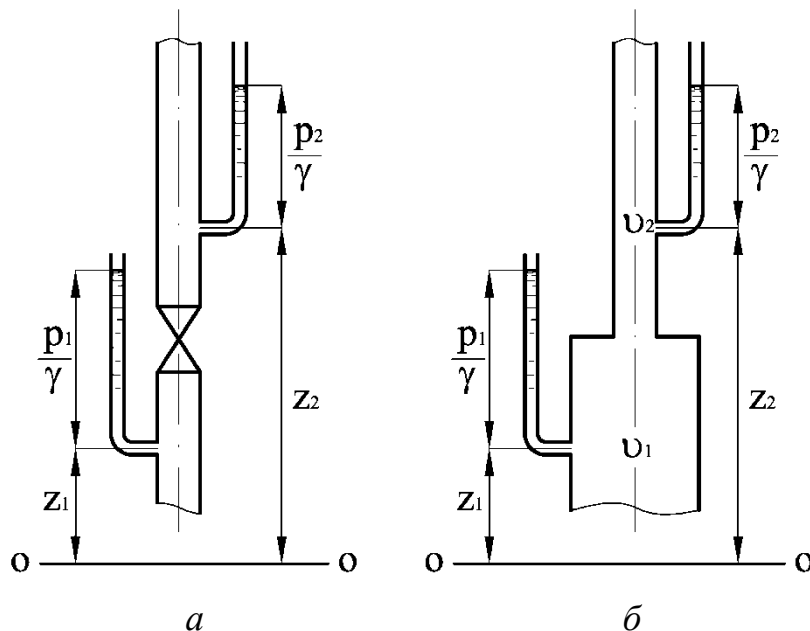


Рисунок 9.5 – Определение местных потерь напора в вертикальной трубе: а – постоянное сечение; б – переменное сечение

Контрольные вопросы

1. Что такое местные сопротивления?
2. Перечислите известные Вам виды местных сопротивлений.
3. Что такое местные потери напора?
4. На что тратится энергия потока при преодолении местных сопротивлений?
5. Оказывает ли влияние режим движения жидкости на значения коэффициентов местных сопротивлений?

6. По какой формуле рассчитываются местные потери напора?
7. Как определяется коэффициент местного сопротивления опытным путем?
8. Влияет ли взаимное расположение местных сопротивлений на величину коэффициентов местных сопротивлений?
9. От чего зависит коэффициент местных сопротивлений при внезапном расширении потока? При внезапном сужении потока?
10. Как определить величину потерь напора, если местное сопротивление будет расположено на вертикальном участке трубопровода?

Материал практических занятий

Задача 1

Вода перетекает из левого резервуара в правый по трубопроводу, состоящему из последовательно соединенных труб с диаметрами $d_1 = 120$ мм и $d_2 = 60$ мм (рисунок 9.6). Определить, пренебрегая потерями напора по длине, расход в трубопроводе, если разность уровней жидкости в баках $H = 8$ м и коэффициент сопротивления вентиля $\xi_B = 5$.

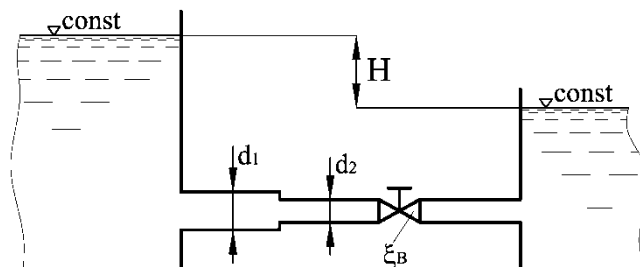


Рисунок 9.6 – К задаче 1

Решение:

Для решения задачи составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения 0-0, которую совместим с сечением 2-2 (рисунок 9.7).

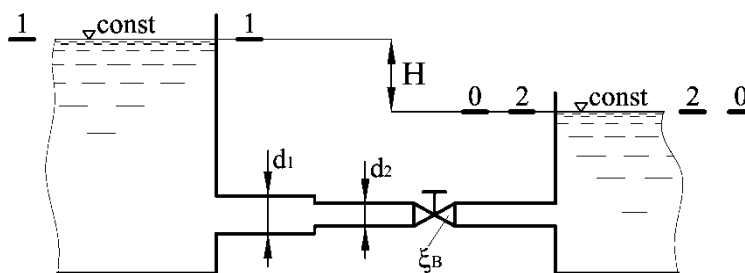


Рисунок 9.7 – К решению задачи 1

$$z_1 = H; p_1 = p_{\text{атм}}; v_1 \approx 0; \quad z_2 = 0; p_2 = p_{\text{атм}}; v_2 \approx 0.$$

$$H + \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} + \Sigma h_{\text{м}};$$

$$H = \Sigma h_{\text{м}}.$$

Суммарные местные потери будут складываться из местных потерь:

- при входе воды в трубу $h_{\text{вх}}$;
- на внезапное сужение трубопровода $h_{\text{вс}}$;
- на вентиле $h_{\text{в}}$;
- на выходе воды из трубы $h_{\text{вых}}$:

$$\Sigma h_{\text{м}} = h_{\text{вх}} + h_{\text{вс}} + h_{\text{в}} + h_{\text{вых}}.$$

Для определения местных потерь воспользуемся формулой Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Определим значения коэффициентов местных сопротивлений:

1) при входе жидкости в трубу (рисунок 9.8)

$$\xi_{\text{вх}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right), \text{ т. к. площадь сечения резервуара много}$$

больше, чем площадь сечения трубопровода, то отношение $\frac{\omega_2}{\omega_1} \approx 0,$

поэтому $\xi_{\text{вх}} = 0,5;$

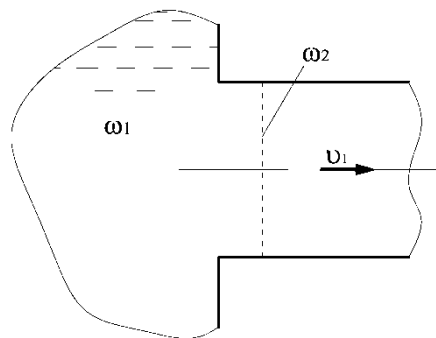


Рисунок 9.8 – Вход воды в трубу

2) при внезапном сужении трубопровода (рисунок 9.9)

$$\xi_{\text{вс}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{60^2}{120^2}\right) = 0,375;$$

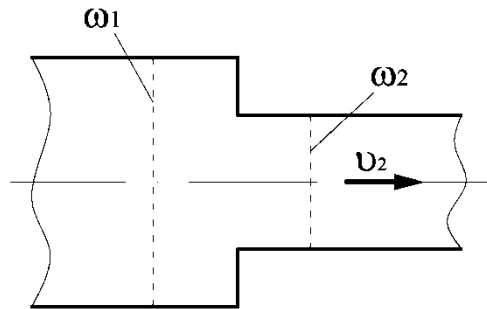


Рисунок 9.9 – Внезапное сужение трубопровода

- 3) коэффициент сопротивления вентиля $\xi_{\text{в}} = 5$;
 4) при выходе жидкости из трубы (рисунок 9.10).

$$\xi_{\text{вых}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2, \text{ т. к. площадь сечения резервуара много больше,}$$

чем площадь сечения трубопровода, то отношение $\frac{\omega_1}{\omega_2} \approx 0$, поэтому

$$\xi_{\text{вых}} = 1.$$

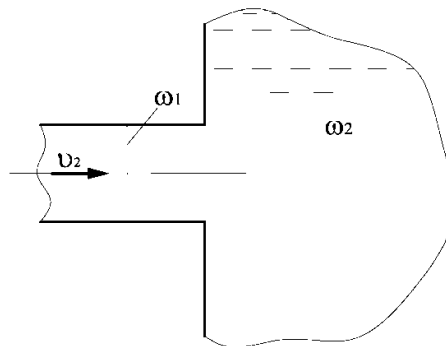


Рисунок 9.10 – Выход воды из трубы

Обозначим через v_1 скорость на участке трубопровода с диаметром d_1 , а через v_2 – скорость на участке трубопровода с диаметром d_2 .

$$\text{Итак, } H = \Sigma h_{\text{м}} = \xi_{\text{вс}} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + (\xi_{\text{вс}} + \xi_{\text{в}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot \frac{v_2^2}{2g}.$$

Учитывая, что $v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$, получим

$$H = \Sigma h_{\text{м}} = \xi_{\text{вс}} \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_1^4} + (\xi_{\text{вс}} + \xi_{\text{в}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_2^4};$$

$$H = \left(\xi_{\text{ВХ}} \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d_1^4} + (\xi_{\text{ВС}} + \xi_{\text{В}} + \xi_{\text{ВЫХ}}) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d_2^4} \right) \cdot Q^2;$$

$$H = \left(\frac{8}{g \cdot \pi^2} \left(\frac{\xi_{\text{ВХ}}}{d_1^4} + (\xi_{\text{ВС}} + \xi_{\text{В}} + \xi_{\text{ВЫХ}}) \cdot \frac{1}{d_2^4} \right) \right) \cdot Q^2;$$

$$Q = \sqrt{\frac{H \cdot g \cdot \pi^2}{8 \cdot \left(\frac{\xi_{\text{ВХ}}}{d_1^4} + (\xi_{\text{ВС}} + \xi_{\text{В}} + \xi_{\text{ВЫХ}}) \cdot \frac{1}{d_2^4} \right)}}.$$

Подставляем в полученную формулу значения:

$$Q = \sqrt{\frac{8 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2}{8 \cdot \left(\frac{0,5}{0,12^4} + (0,375 + 5 + 1) \cdot \frac{1}{0,06^4} \right)}} \approx 0,014 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ответ: $Q \approx 0,014 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задание для самостоятельной работы

Вода при температуре $10 \text{ }^\circ\text{C}$ из герметичного бака A поступает в открытый резервуар B по короткому трубопроводу (рисунок 9.11). Трубопровод состоит из двух участков чугунных, бывших в эксплуатации труб $l_1 = l_2 = l = \underline{\hspace{2cm}}$ м и диаметрами $d_1 = 2d_2$ мм. Избыточное давление на свободной поверхности резервуара $p_{\text{м}} = \underline{\hspace{2cm}}$ кПа, высота подачи $H = \underline{\hspace{2cm}}$ м.

Определить скорость и расход воды Q , поступающей в резервуар B по трубопроводу, если эквивалентная шероховатость $\Delta_{\text{э}} = 1$ мм, коэффициенты сопротивления при входе в трубу $\xi_{\text{ВХ}} = 0,5$, внезапного сужения $\xi_{\text{ВН. СУЖ.}} = 0,35$, колена $\xi_{\text{К}} = 0,5$, полностью открытой задвижки $\xi_{\text{Зад}} = 5$, выхода из трубы в резервуар $\xi_{\text{ВЫХ}} = 1$. Кинематическая вязкость воды $\nu = 0,0131 \text{ см}^2/\text{с}$. Скоростными напорами и изменением уровней в резервуарах пренебречь.

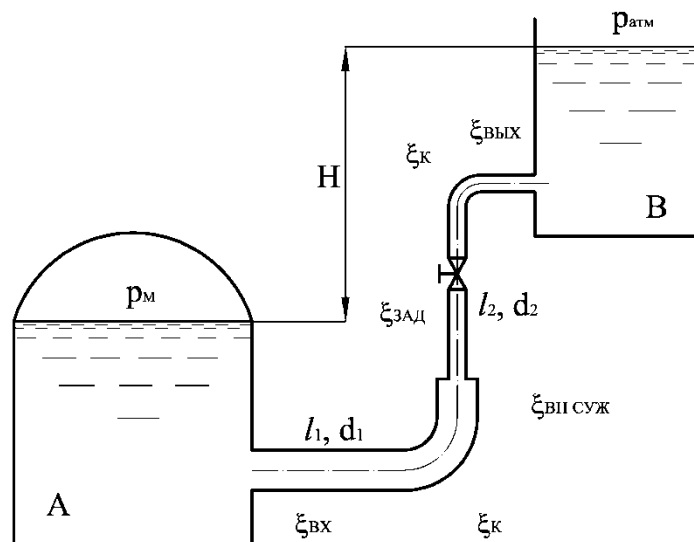


Рисунок 9.11 – К заданию для самостоятельной работы

Таблица 9.2 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
l , м	12							12						
d_1 , мм	200							300						
p_m , кПа	200	250	300	350	400	450	500	200	250	300	350	400	450	500
H , м	11	10	9	8	7	6	5	11	10	9	8	7	6	5
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
l , м	10							10						
d_1 , мм	400							500						
p_m , кПа	200	250	300	350	400	450	500	200	250	300	350	400	450	500
H , м	11	10	9	8	7	6	5	11	10	9	8	7	6	5

Тестовые задания для текущего контроля по теме «Местные потери напора»

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Местные сопротивления – это	<p>1. Длинные участки трубопроводов, которые вызывают деформацию потока и являются причиной дополнительных потерь напора.</p> <p>2. Короткие и длинные участки трубопроводов, которые вызывают деформацию потока и являются причиной потерь напора.</p>

Продолжение

		<p>3. Короткие фасонные участки трубопроводов, которые вызывают деформацию потока и являются причиной дополнительных потерь напора.</p> <p>4. То же самое, что и потери по длине.</p> <p>5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
2.	Местные потери напора – это	<p>1. Потери механической энергии потока на преодоление местных сопротивлений.</p> <p>2. Потери механической энергии потока на преодоление сопротивлений по длине.</p> <p>3. Потери потенциальной энергии.</p> <p>4. Потери энергии потока на преодоление местных сопротивлений.</p> <p>5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
3.	Укажите формулу Вейсбаха	<p>1. $v = c \cdot \sqrt{RI}$.</p> <p>2. $h_L = \frac{32 \cdot v \cdot l \cdot v}{gd^2}$.</p> <p>3. $h_L = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$.</p> <p>4. $h_M = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}$.</p> <p>5. $h_L = \lambda \cdot \frac{l}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g}$.</p>
4.	Местные потери напора в напорной трубе при турбулентном движении равны 3,0 м. Чему будут равны эти потери, если расход увеличится в четыре раза?	<p>1. Увеличатся в четыре раза.</p> <p>2. Уменьшатся в четыре раза.</p> <p>3. Не изменятся.</p> <p>4. Увеличатся в шестнадцать раз.</p> <p>5. Уменьшатся в шестнадцать раз.</p>
5.	Коэффициент местных сопротивлений зависит	<p>1. Только от числа Рейнольдса Re.</p> <p>2. Только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.</p> <p>3. Только от вида местного сопротивления.</p> <p>4. Только от конструктивного исполнения местного сопротивления.</p> <p>5. При ламинарном режиме движения – от числа Рейнольдса Re; при турбулентном – от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.</p>

Тема № 10

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

Истечение жидкости через отверстия и насадки может происходить из открытых или закрытых резервуаров, при постоянном или переменном напорах, в атмосферу или в жидкую среду и т. д. Основной задачей гидравлического расчета истечений является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

1. Истечение через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре

Малым называют отверстие, характерный линейный размер которого значительно меньше напора H над его центром тяжести ($d < 0,1H$) (рисунок 10.1, а). Также отверстие называют *малым*, если площадь Ω смоченной части стенки резервуара, в которой расположено отверстие, значительно больше площади отверстия ω ($\Omega/\omega \geq 4$).

Стенка считается *тонкой*, если вытекающая струя соприкасается лишь с острой кромкой отверстия, не касаясь его боковой поверхности (рисунок 10.1, б). Обычно к отверстиям в тонкой стенке относят случаи, когда толщина стенки δ не превышает $(2 \dots 2,5)d$.

В процессе истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость, находящаяся в резервуаре, превращается в кинетическую энергию свободной струи.

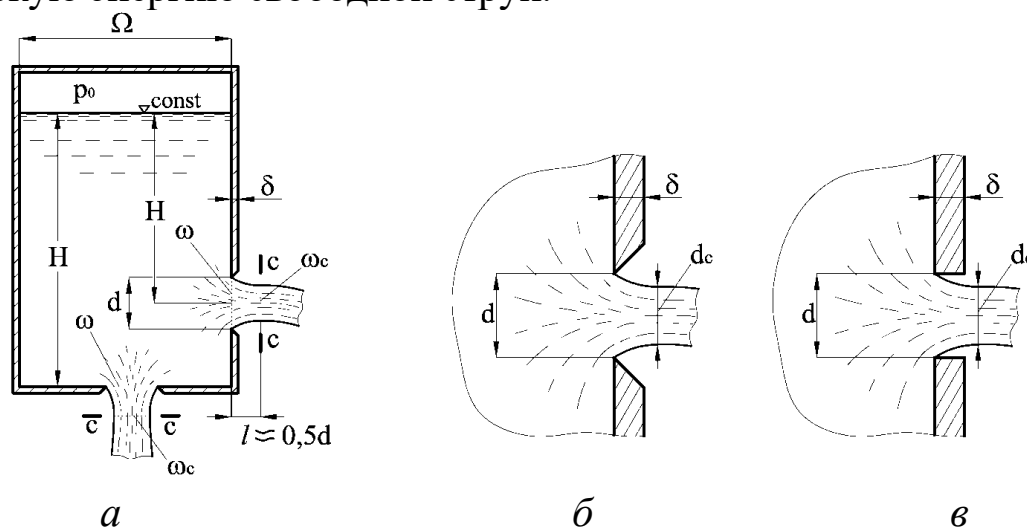


Рисунок 10.1 – Истечение жидкости: а – через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре; б – отверстие с острой кромкой; в – отверстие в тонкой стенке

На подходе к отверстию и в плоскости отверстия частицы жидкости движутся по непараллельным между собой траекториям и вследствие инерции частиц жидкости на выходе из отверстия струя сжимается, а затем постепенно расширяется и под действием силы тяжести падает вниз. Как показывают исследования, на расстоянии $l \approx 0,5d$ живое сечение струи становится наименьшим, его называют *сжатым сечением* (на рисунке 10.1, а, сеч. *c-c*). Степень сжатия струи оценивается *коэффициентом сжатия*

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega},$$

то есть отношением площади струи в сжатом сечении ω_c к площади отверстия ω .

Скорость истечения жидкости из отверстия определяется по формуле

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0},$$

где φ – коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi_{\text{отв}}}},$$

который отражает влияние распределения скоростей в сжатом сечении (α) и потерь напора (ξ) в отверстии, а также отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости через отверстие того же размера; α – коэффициент Кориолиса, принимаемый $\alpha \approx 1$, так как в сжатом сечении струи скорости практически одинаковы; $\xi_{\text{отв}}$ – коэффициент сопротивления отверстия; H_0 – напор истечения или приведенный напор

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p}{\gamma} + \frac{\alpha v_0^2}{2g},$$

где H – напор над центром тяжести отверстия; p_0 – давление на поверхности жидкости в резервуаре; p – давление среды, в которую вытекает жидкость; v_0 – скорость подхода жидкости к отверстию.

При истечении из малого отверстия в тонкой стенке влиянием скорости подхода v_0 и скоростным напором $\frac{\alpha v_0^2}{2g}$ можно пренебречь и принять

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p}{\gamma}. \quad (10.1)$$

Расход вытекающей жидкости определяется по формуле

$$Q = \varepsilon \cdot \varphi \cdot \omega \sqrt{2gH_0} = \mu \omega \sqrt{2gH_0},$$

где $\mu = \varepsilon \cdot \varphi$ – коэффициент расхода.

Коэффициенты сжатия струи ε , скорости φ и расхода μ называют *коэффициентами истечения*.

При истечении жидкости из открытого резервуара в атмосферу ($p_0 = p = p_{\text{атм}}$) напор истечения $H_0 = H$ и, соответственно, расчетные формулы будут иметь вид:

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

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}.$$

В случае истечения из отверстия в жидкую среду (истечение под уровень, рисунок 10.2) расход определяется по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \left(z + \frac{p_0 - p}{\gamma} \right)},$$

а при равенстве давлений в резервуарах ($p_0 = p$):

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz},$$

где $z = H_1 - H_2$ – разность напоров до отверстия и за ним или разность отметок уровней жидкости в резервуарах.

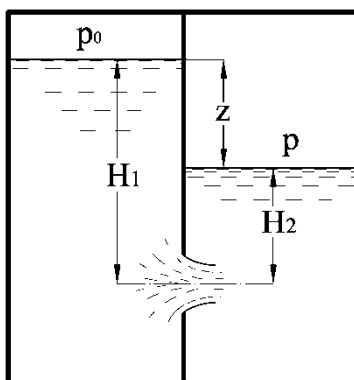


Рисунок 10.2 – Истечение под уровень

Коэффициенты ε , φ и μ при истечении под уровень могут приниматься равными коэффициентам истечения для незатопленного отверстия.

Значения коэффициентов истечения главным образом зависят от режима движения жидкости и положения отверстия относительно стенок резервуара, при этом форма отверстия и напор существенного влияния не оказывают.

Исследованиями А. Д. Альтшуля установлено, что коэффициенты истечения для малого круглого отверстия с острой кромкой изменяют свои значения при числах Рейнольдса $Re = \frac{d\sqrt{2gH}}{v} < 10^5$.

В квадратичной области сопротивления при $Re > 10^5$ влияние числа Рейнольдса становится незначительным (рисунок 10.3).

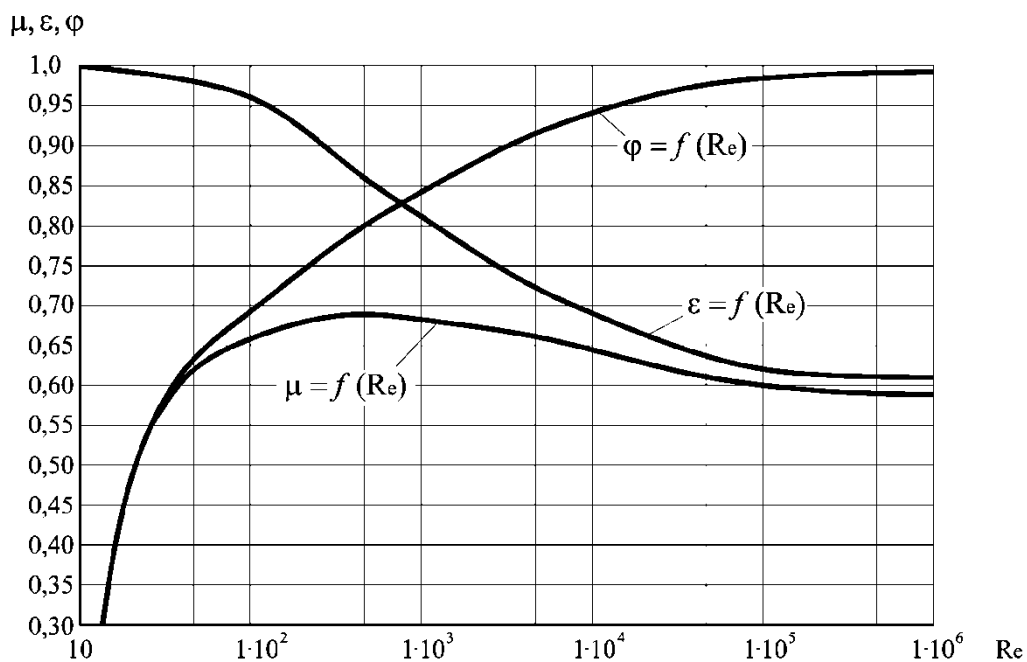


Рисунок 10.3 – Зависимость ε , φ и μ от Re для круглого отверстия в тонкой стенке

В зависимости от расположения отверстия относительно стенок и дна резервуара сжатие струи может быть *полным* и *неполным*. **Полное сжатие** (рисунок 10.4, I, II) характеризуется тем, что струя вытекающей жидкости испытывает сжатие по всему периметру отверстия, а при **неполном сжатии** (рисунок 10.4, III) – только на некоторой его части, из чего следует, что при неполном сжатии коэффициент сжатия $\varepsilon_{\text{непол}} > \varepsilon_{\text{полн}}$ (при одинаковой площади отверстия ω и одинаковом напоре H_0). **Неполное сжатие** увеличивает коэффициент расхода, значение которого можно определить по формуле

$$\mu_{\text{непол}} = \mu \left(1 + k \frac{p'}{p} \right),$$

где μ – коэффициент расхода отверстия при полном совершенном сжатии; p' – периметр той части отверстия, на которой отсутствует сжатие; p – периметр всего отверстия; $k = 0,13$ для круглых отверстий и $k = 0,15$ – для прямоугольных отверстий.

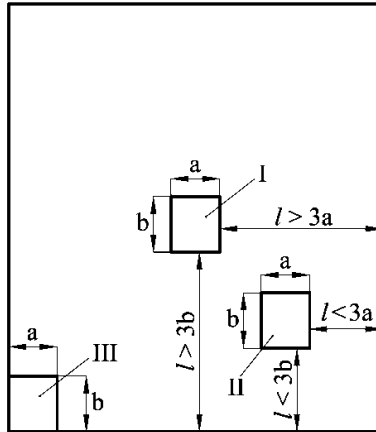


Рисунок 10.4 – Схема расположения отверстия к определению сжатия струи

Полное сжатие струи может быть *совершенным и несовершенным*. Совершенное сжатие (рисунок 10.4, I) наблюдается в случае, когда стенки резервуара значительно удалены от отверстия (на расстояние от любой грани отверстия до стенок и дна резервуара более трех линейных размеров отверстия $l > 3a$ и $l > 3b$) и не влияют на формирование струи. В случае расположения стенок на расстоянии $l < 3a$ или $l < 3b$ их направляющее влияние уменьшает степень сжатия струи и имеет место *несовершенное сжатие* (рисунок 10.4, II); при этом коэффициенты сжатия струи и расхода возрастают, то есть $\epsilon_{\text{несов}} > \epsilon_{\text{сов}}$ и $\mu_{\text{несов}} > \mu_{\text{сов}}$.

Значение коэффициента расхода при *полном несовершенном сжатии* струи зависит от отношения площади отверстия ω к площади стенки Ω , в которой расположено отверстие

$$\mu_{\text{несов}} = \mu \left[1 + 0,64 \left(\frac{\omega}{\Omega} \right)^2 \right].$$

Таким образом, неполнота и несовершенство сжатия струи приводят к увеличению коэффициента расхода отверстия:

$$\mu_{\text{непол}} > \mu_{\text{несов}} > \mu_{\text{сов}},$$

то есть к увеличению его пропускной способности.

При истечении жидкости через отверстия наблюдается изменение формы сечения струи по сравнению с формой отверстия – явление, которое называется *инверсией струи* (рисунок 10.5).

Наиболее ярко это явление проявляется при истечении через отверстие полигональной формы и объясняется совместным действием сил поверхностного натяжения и инерции.

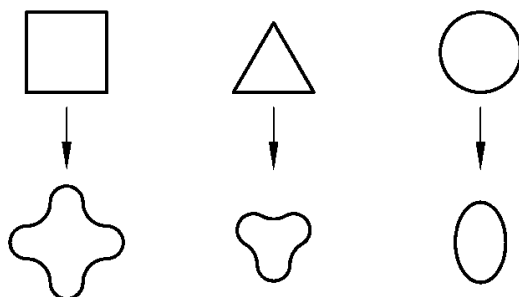


Рисунок 10.5 – Инверсия струи

2. Истечение через малое отверстие в тонкой стенке при переменном напоре

Задача об истечении жидкости из отверстия при переменном напоре обычно сводится к определению *времени* опорожнения или наполнения резервуара, изменения уровня жидкости от H_1 до H_2 при наличии или отсутствии постоянного притока жидкости в резервуар в количестве Q_0 (рисунок 10.6) в зависимости от начального наполнения, формы и размеров резервуара и отверстия.

Большой практический интерес представляют перечисленные выше задачи об истечении жидкости из *призматического или цилиндрического резервуара при отсутствии притока* ($Q_0 = 0$).

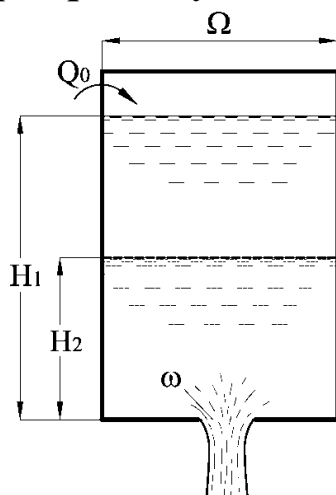


Рисунок 10.6 – Истечение при переменном напоре

Время изменения напора от H_1 до H_2 при истечении жидкости через малое отверстие в тонкой стенке определяется по формуле

$$t = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu\omega\sqrt{2g}},$$

где Ω – площадь поперечного сечения резервуара; ω – площадь отверстия.

Время наполнения или полного опорожнения резервуара при начальном напоре жидкости H_1 и конечном $H_2 = 0$:

$$t = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}} = \frac{2\Omega H_1}{\mu\omega\sqrt{2gH_1}}. \quad (10.2)$$

Имея в виду, что $\Omega H_1 = W_1$ – объем жидкости в резервуаре в начале истечения (при напоре H_1) и $\mu\omega\sqrt{2gH_1} = Q_1$ – начальный расход, можно сделать следующий вывод: *время полного опорожнения призматического или цилиндрического резервуара при переменном напоре в 2 раза больше времени истечения такого же объема жидкости через то же отверстие при постоянном напоре H_1 .*

В случае истечения жидкости при переменном напоре под переменный уровень (рисунок 10.7) время, за которое напор H_1 изменится до напора H_2 при постоянных поперечных сечениях смежных резервуаров ($\Omega_1 = const$ и $\Omega_2 = const$), определяется по формуле

$$t = \frac{2\Omega_1\Omega_2}{(\Omega_1 + \Omega_2) \cdot \mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}).$$

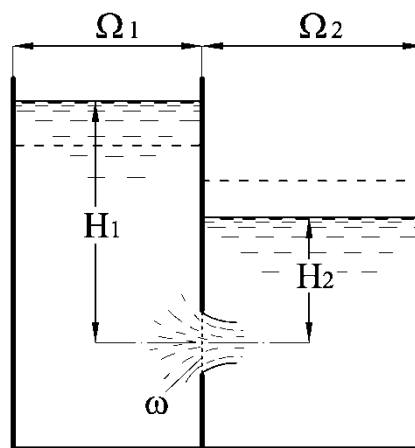


Рисунок 10.7 – Истечения жидкости при переменном напоре под переменный уровень

Если площади резервуаров одинаковы $\Omega_1 = \Omega_2$, то из (10.2) следует

$$t = \frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}).$$

3. Истечение жидкости через насадки

Насадки – это присоединенные к отверстию короткие напорные трубы длиной $l_n = (3...4 \div 6...7) d$, предназначенные для увеличения расхода, получения компактной дальнобойной струи или уменьшения кинетической энергии вытекающей струи.

Особенность работы насадков состоит в том, что при входе в такую трубку линии тока имеют значительную кривизну, вследствие чего во входной части насадка происходит сжатие потока, а затем постепенное его расширение до заполнения всего поперечного сечения насадка, и истечение жидкости происходит полным сечением. В области сжатого сечения возникает вакуум, «подсасывающий» жидкость из резервуара и, несмотря на увеличение потерь напора за счет расширения струи внутри насадка, расход при истечении через насадок оказывается больше, чем через отверстие в тонкой стенке (при тех же ω и H_0).

Скорость истечения жидкости через насадок (рисунок 10.8) и *расход* определяются по тем же формулам, что и при истечении через отверстие:

$$v = \varphi\sqrt{2gH_0},$$

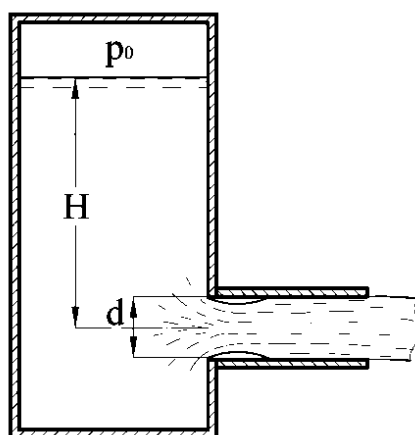


Рисунок 10.8 – Истечение жидкости через насадок

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH_0}.$$

где φ – коэффициент скорости насадка, определяемый с учетом коэффициентов местных сопротивлений на обтекание острой кромки отверстия и расширение струи; μ – коэффициент расхода насадка; ω – площадь выходного сечения насадка; H_0 – напор истечения (см. формулу (10.1)) над центром тяжести выходного сечения насадка.

При истечении жидкости из насадка в жидкую среду (рисунок 10.9) расход определяется по формуле

$$Q = \mu\omega\sqrt{2g\left(z + \frac{p_0 - p}{\gamma}\right)},$$

а при равенстве давлений в резервуарах ($p_0 = p$):

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gz},$$

где $z = H_1 - H_2$ – разность напоров до насадка и за ним или разность отметок уровней жидкости в резервуарах.

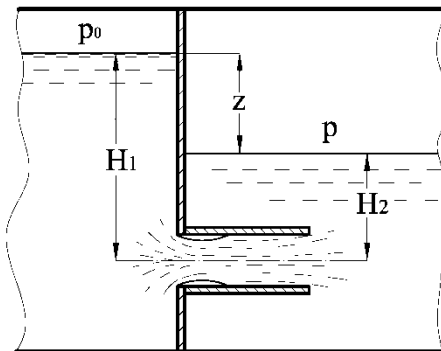


Рисунок 10.9 – Истечение из насадка в жидкую среду

Наиболее распространенными видами насадков являются *цилиндрические* (внешние и внутренние, рисунок 10.10, а, б), *конические* (расходящиеся и сходящиеся, рисунок 10.10, в, г), *коноидальные* (вход в насадок очерчен по форме вытекающей струи, выходной участок – цилиндрический, рисунок 10.10, д).

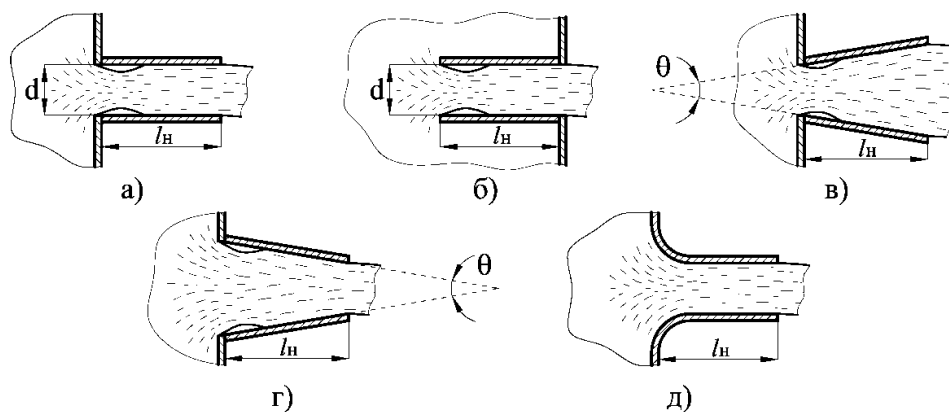


Рисунок 10.10 – Насадки: *a* – цилиндрический внешний; *б* – цилиндрический внутренний; *в* – конический расходящийся; *г* – конический сходящийся; *д* – коноидальный

Внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури) представляет собой короткую трубку длиной $(3...4)d$, присоединенную под прямым углом к отверстию в стенке резервуара. При входе в насадок струя подвергается некоторому сжатию ($d_{сж} \approx 0,8d$), образуется сжатое сечение. Затем струя постепенно расширяется до размеров выходного сечения насадка и коэффициент сжатия струи, отнесенный к выходному сечению, $\varepsilon = 1$, а коэффициент расхода и коэффициент скорости оказываются равными $\mu = \varphi = 0,82$.

Наибольший вакуум в насадке возникает в сжатом сечении, при этом его величина ограничивается возможным наименьшим давлением, которое не должно быть меньше давления насыщенных паров жидкости $p_{н.п.}$ при температуре в условиях истечения. *Величина вакуума в сжатом сечении* определяется из уравнения Бернулли для сжатого и выходного сечений, из которого следует зависимость $h_{\text{вак}}$ от напора истечения:

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{с}}}{\gamma} \approx 0,75H_0.$$

Обычно значение вакуума в насадке не должно превышать $7,0...8,0$ м вод. ст., следовательно напор в резервуаре должен быть не более $H_{\text{пред}} \approx 10,7$ м вод. ст. При $H_0 > 10,7$ м вод. ст. и, соответственно, при $h_{\text{вак}} > 8$ м вод. ст. произойдет срыв вакуума и насадок перестанет работать полным сечением – истечение становится таким же, как через отверстие в тонкой стенке с теми же значениями коэффициентов истечения. Срыв вакуума в насадке возможен также при недостаточной его длине ($l < 3d$).

Сопоставляя значения коэффициентов истечения насадка Вентури и круглого отверстия в тонкой стенке, можно сделать вывод, что подключение к отверстию насадка (при том же напоре H) увеличивает расход на $\approx 32\%$ и уменьшает скорость истечения на $\approx 15\%$.

Внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда) подключается внутри резервуара и отличается от внешнего худшими условиями подхода жидкости к насадку. Линии тока при входе в насадок искривляются в большей степени, что приводит к большему сжатию струи и увеличению гидравлических сопротивлений. Значения коэффициентов расхода и скорости внутреннего цилиндрического насадка ниже, чем у внешнего насадка.

Конически расходящийся насадок выполняется с углом конусности $\Theta = 5\dots 7^\circ$. На входе в насадок струя жидкости испытывает значительное сжатие, затем быстро расширяется и заполняет все выходное сечение ($\varepsilon = 1$). Вакуум в сжатом сечении расходящегося насадка больше, чем в сжатом сечении насадка Вентури. При угле конусности $\Theta > 7^\circ$ увеличивается вакуум в сжатом сечении, происходит его срыв и насадок перестает работать полным сечением, истечение происходит как из отверстия в тонкой стенке. Коэффициенты истечения изменяются в зависимости от угла конусности; в среднем при $\Theta = 5\dots 7^\circ$ и острой кромке входного отверстия рекомендуется принимать $\mu = \varphi \approx 0,45$. Скорость истечения в конически расходящихся насадках является наименьшей по сравнению с насадками других типов. Эти насадки применяют при необходимости пропустить значительный расход при малых скоростях на выходе (отсасывающие трубы гидравлических турбин и т. п.) или в устройствах, когда необходимо достичь значительного вакуума (водоструйные насосы и т. п.). Выполнив входную часть насадка по форме вытекающей струи, можно достичь наибольшего возможного увеличения расхода.

Конически сходящийся насадок имеет форму усеченного по направлению к выходному сечению конуса. Сжатие струи при входе в сходящийся насадок меньше, чем в насадке Вентури, однако при выходе из насадка происходит второе (внешнее) сжатие, после чего жидкость течет параллельными струйками. Вследствие незначительного внутреннего сжатия струи и дополнительного сжатия в выходном сечении коэффициент сжатия струи оказывается $\varepsilon < 1$, а коэффициенты расхода и скорости $\mu \neq \varphi$.

Коэффициент расхода достигает максимального значения $\mu = 0,946$ при угле конусности $\Theta = 13^\circ 24'$, а затем начинает убывать из-за увеличения сжатия струи на выходе из насадка. Вытекающая из насадка струя обладает большой кинетической энергией, что позволяет применять их в пожарных брандспойтах, соплах турбин, гидромониторах и т. п.

Коноидальный насадок имеет форму, близкую к форме струи, вытекающей из отверстия в тонкой стенке. Внутреннее сжатие струи в этих насадках оказывается наименьшим, а на выходе сжатие отсутствует ($\varepsilon = 1$) и $\mu = \varphi$. Отсутствие вакуума в насадке обеспечивает устойчивое истечение без кавитации. Коноидальные насадки обеспечивают наибольшие выходные скорости и расходы по сравнению с насадками других типов. При тщательном выполнении внутренней поверхности коэффициенты истечения могут достигать максимальных значений $\mu = \varphi = 0,995$.

В таблице 10.1 приведены численные значения коэффициентов истечения для турбулентного режима движения при больших числах Рейнольдса ($Re > 10^5$).

Таблица 10.1 – Значения коэффициентов истечения

Тип отверстия или насадка	Коэффициенты		
	ε	φ	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	1,0	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	1,0	0,71	0,71
Конически сходящийся насадок (угол конусности $\theta^\circ = 12...15^\circ$)	0,98	0,96	0,94
Конический расходящийся насадок (угол конусности $\theta^\circ = 5...7^\circ$)	1,0	0,45	0,45
Коноидальный насадок	1,0	0,97	0,97

Контрольные вопросы

1. При выполнении каких условий отверстие называют *малым в тонкой стенке*?
2. Запишите формулы для определения скорости и расхода жидкости при истечении из малого отверстия в тонкой стенке в атмосферу. Дайте характеристику каждому параметру в этих формулах.

3. Какие виды сжатия струи возможны при истечении жидкости из малого отверстия в тонкой стенке? Каким образом вид сжатия струи влияет на пропускную способность отверстия?

4. От чего зависит скорость истечения и расход жидкости при истечении из малого отверстия в тонкой стенке под уровень? Изменяются ли в этом случае значения коэффициентов истечения?

5. Что понимается под *инверсией* струи?

6. Какое устройство называют *насадком*? Какие виды насадков широко применяются на практике? Дайте краткую характеристику каждому из них.

7. Почему при одинаковых напоре и диаметре расход жидкости при истечении через насадок оказывается больше, чем через малое отверстие в тонкой стенке?

8. Чем отличаются формулы для определения скорости и расхода жидкости при истечении в атмосферу из насадков и малых отверстий в тонкой стенке?

9. Каковы значения вакуумметрической высоты во внешнем цилиндрическом насадке? При каких предельных значениях напора может произойти срыв вакуума?

10. В каких случаях применяют конические сходящиеся и конические расходящиеся насадки?

Материал практических занятий

Задача 1

В вертикальной стенке, разделяющей резервуар на два отсека (рисунок 10.11), на расстоянии $a = 0,5$ м от дна имеется круглое отверстие диаметром $d_1 = 60$ мм. Глубина воды в левом отсеке резервуара $h_1 = 2,8$ м, расход, проходящий через отверстие, $Q = 0,008$ м³/с. Определить глубину воды h_2 в правом отсеке резервуара и диаметр d_2 отверстия в наружной стенке, если истечение через отверстия происходит при постоянных уровнях воды в резервуаре, а центры отверстий расположены на одинаковых расстояниях от дна.

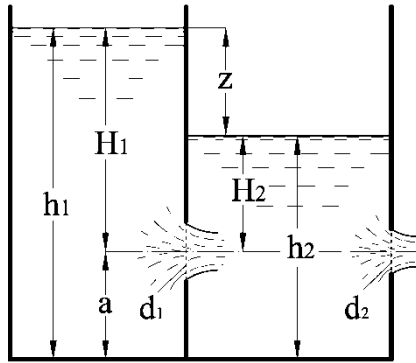


Рисунок 10.11 – К задаче 1

Решение:

Истечение воды из левого отсека резервуара в правый через затопленное отверстие может происходить только при наличии разности уровней воды, величина которой определяется из формулы

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz} ,$$

то есть $z = \frac{Q^2}{\mu^2 \omega_1^2 2g} .$

Принимая коэффициент расхода отверстия $\mu = 0,62$, при площади отверстия

$$\omega_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} = 0,00283 \text{ м}^2, \text{ находим разность уровней}$$

воды в отсеках резервуара:

$$z = \frac{0,008^2}{0,62^2 \cdot 0,00283^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 1,06 \text{ м} .$$

Глубина воды в правом отсеке резервуара

$$h_2 = h_1 - z = 2,8 - 1,06 = 1,74 \text{ м} .$$

Напор над центром отверстия в наружной стенке

$$H_2 = h_2 - a = 1,74 - 0,5 = 1,24 \text{ м} .$$

Имея в виду, что оба отверстия пропускают одинаковый расход $Q = 0,008 \text{ м}^3/\text{с}$, диаметр d_2 отверстия в наружной стенке определится из формулы расхода при истечении жидкости в атмосферу:

$$Q = \mu \omega_2 \sqrt{2gH_2} ;$$

$$\omega_2 = \frac{Q}{\mu\sqrt{2gH_2}} = \frac{0,008}{0,62\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,24}} = 0,0026 \text{ м}^2;$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\omega_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0026}{3,14}} = 0,058 \text{ м.}$$

Ответ: $h_2 = 1,74 \text{ м}; d_2 = 0,058 \text{ м.}$

Задание для самостоятельной работы

Определить расход и скорость воды при истечении из круглого отверстия диаметром $d = \underline{\hspace{2cm}}$ м в тонкой стенке (рисунок 10.12) и установить, как они изменяются, если к этому отверстию присоединить цилиндрический насадок длиной $l = 4 d$ м. Напор в центре тяжести отверстия $H = \underline{\hspace{2cm}}$ м.

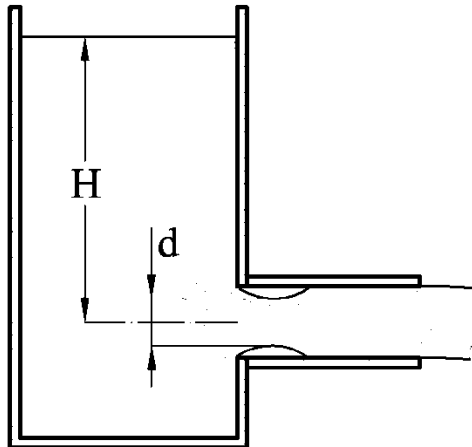


Рисунок 10.12 – К заданию для самостоятельной работы

Таблица 10.2 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$d, \text{ м}$	0,065							0,06						
$H, \text{ м}$	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,2	3,4	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
$d, \text{ м}$	0,055							0,05						
$H, \text{ м}$	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,2	3,4	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4

**Тестовые задания для текущего контроля по теме
«Истечение жидкости из отверстий и насадков»**

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Отверстие, линейный размер которого (диаметр) не более 0,1Н (напора над центром тяжести отверстия), называется	<ol style="list-style-type: none"> 1. Большим отверстием. 2. Средним отверстием. 3. Малым отверстием. 4. Простым отверстием. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
2.	Стенка, толщина которой не более 0,2 диаметра отверстия, считается	<ol style="list-style-type: none"> 1. Толстой. 2. Тонкой. 3. Средней. 4. Простой. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
3.	Гидравлические насадки – это	<ol style="list-style-type: none"> 1. Короткие напорные трубки, присоединенные к отверстию в резервуаре, длиной 3...4 диаметра отверстия, предназначенные для увеличения расхода, получения компактной дальнобойной струи или уменьшения кинетической энергии вытекающей струи. 2. Длинные напорные трубки, присоединенные к отверстию в резервуаре, длиной 10...12 диаметров отверстия, предназначенные для увеличения расхода, получения компактной дальнобойной струи или уменьшения кинетической энергии вытекающей струи. 3. Короткие безнапорные трубки, присоединенные к отверстию в резервуаре, длиной 3...4 диаметра отверстия, предназначенные для увеличения расхода, получения компактной дальнобойной струи или уменьшения кинетической энергии вытекающей струи. 4. Длинные безнапорные трубки, присоединенные к отверстию в резервуаре, длиной 10...12 диаметров отверстия, предназначенные для увеличения расхода, получения компактной дальнобойной струи или уменьшения кинетической энергии вытекающей струи. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Продолжение

4.	Расход жидкости, вытекающей через отверстия и насадки, при постоянном напоре определяется как	<ol style="list-style-type: none"> 1. $v = \varphi \sqrt{2gH_0}$. 2. $Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$. 3. $Q = \mu\omega\sqrt{2g\left(z + \frac{p_0 - p}{\gamma}\right)}$. 4. $Q = \mu\omega\sqrt{2gz}$. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
5.	Истечение жидкости из резервуара в атмосферу происходит через гидравлический насадок при напоре 5,0 м. Расход истечения равен 5 л/с. Как изменится расход, если напор уменьшится в два раза?	<ol style="list-style-type: none"> 1. Останется неизменным. 2. Уменьшится в два раза. 3. Увеличится в два раза. 4. Уменьшится в $\sqrt{2}$ раз. 5. Увеличится в $\sqrt{2}$ раз.

Тема № 11 РАСХОДОМЕРЫ

Расход жидкости – количество жидкости, протекающее через нормальное сечение в единицу времени.

В зависимости от единиц измерения различают расходы: объемный, массовый и др.

Объемный расход

$$Q = \frac{W}{t}, \quad (11.1)$$

где W – объем жидкости, t – время.

В системе СИ объемный расход измеряется в м³/с.

Исходя из того, что $W = \omega \cdot l$ (где ω – площадь сечения, м², l – расстояние, проходимое частицей жидкости за время t) формулу (11.1) можно представить как

$$Q = \omega \cdot v,$$

где v – средняя скорость потока в данном сечении, м/с.

Если движение установившееся, отсутствует приток и отток капельной жидкости между рассматриваемыми сечениями $1-1$, $2-2$, ..., $n-n$, то расход, согласно уравнению неразрывности, на данном участке является постоянным (рисунок 11.1), поэтому

$$Q = \omega_1 \cdot v_1 = \omega_2 \cdot v_2 = \dots = \omega_n \cdot v_n = \text{const}. \quad (11.2)$$

Из уравнения (11.2) следует, что

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

т. е. средние скорости в сечениях потока капельной жидкости обратно пропорциональны их площадям.

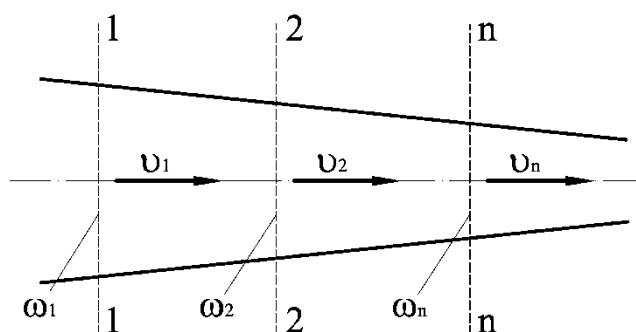


Рисунок 11.1 – Схема для вывода уравнения неразрывности движения для потока

Массовый расход

$$M = \rho \cdot Q, \quad (11.3)$$

В системе СИ массовый расход измеряется в кг/с.

Расходомер – измерительный прибор или совокупность приборов, предназначенных для измерения расхода жидкости.

Счетчик количества (или просто счетчик) – измерительный прибор, предназначенный для измерения объема (массы) жидкости, протекающей в трубопроводе через сечение, перпендикулярное направлению скорости потока.

Расходомер-счетчик – измерительный прибор, предназначенный для измерения расхода и объема (массы) жидкости.

Преобразователь расхода – устройство, непосредственно воспринимающее измеряемый расход (например, диафрагма, сопло, напорная трубка и т. п.) и преобразующее его в другую величину (например, перепад давления), удобную для измерения.

Классификация расходомеров и счетчиков приведена в ГОСТ 15528–86 «Средства измерения расхода, объема или массы протекающих жидкости и газа. Термины и определения».

Условно расходомеры и счетчики подразделяются на следующие группы (рисунок 11.2):

- приборы, основанные на гидродинамических (гидравлических) методах;
- приборы с непрерывно движущимся телом;
- приборы, основанные на различных физических явлениях;
- приборы, основанные на особых методах измерения.

Расходомеры переменного перепада давления с сужающим устройством (сопло Вентури) – применяются для непосредственного измерения расхода установившегося потока жидкости в напорных трубопроводах. Такой расходомер (рисунок 11.3) состоит из двух конических участков трубы: суживающего – конфузора и расширяющегося – диффузора, соединенных цилиндрическим участком, диаметр которого значительно меньше диаметра основного трубопровода. Водомер «врезают» в трубопровод, т. е. удаленный участок трубопровода заменяют расходомером. В сечениях 1–1 и 2–2 присоединяют пьезометры или дифманометр, по показаниям которого и определяется разность гидростатических напоров.

Применение сопла Вентури основано на измерении вызываемого им перепада давлений перед сужением в сечении 1–1 и в сжатом сечении 2–2 (рисунок 11.3, а).

Уравнение Бернулли для указанных сечений без учета потерь напора (плоскость сравнения 0–0 проходит через горизонтальную ось сопла) имеет следующий вид

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g}, \quad (11.4)$$

где p_1 и p_2 – давления в центрах тяжести сечений 1–1 и 2–2; α – коэффициент Кориолиса; v_1 и v_2 – средние скорости в сечениях 1–1 и 2–2.

Из условия неразрывности потока (формула (11.2)) получаем

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} = v_1 \cdot \left(\frac{D}{d_b} \right)^2, \quad (11.5)$$

где ω_1 и ω_2 – площади сечений 1–1 и 2–2 трубопровода; D – диаметр трубопровода; d_b – диаметр сжатого сечения.

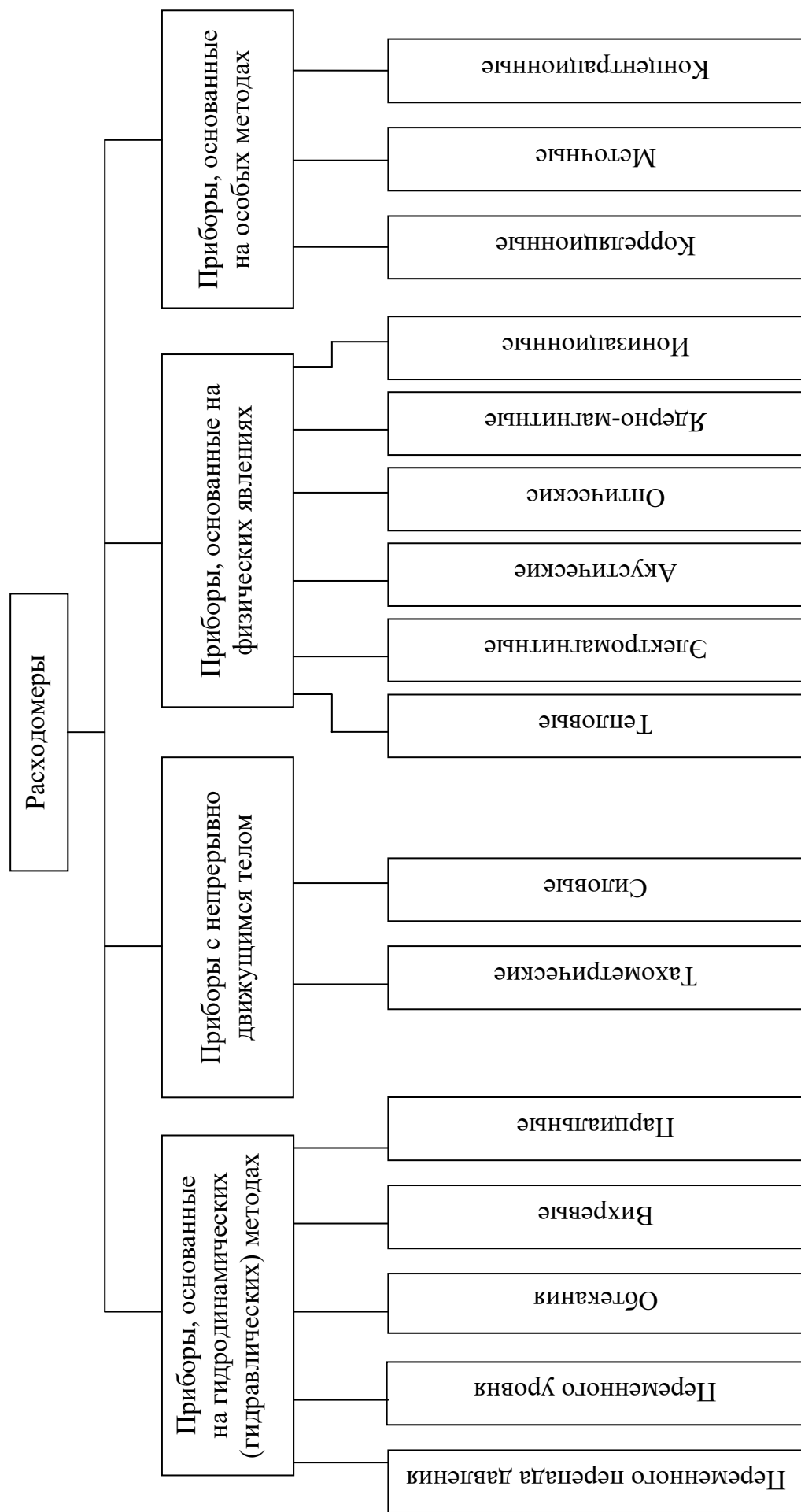


Рисунок 11.2 – Классификация расходомеров

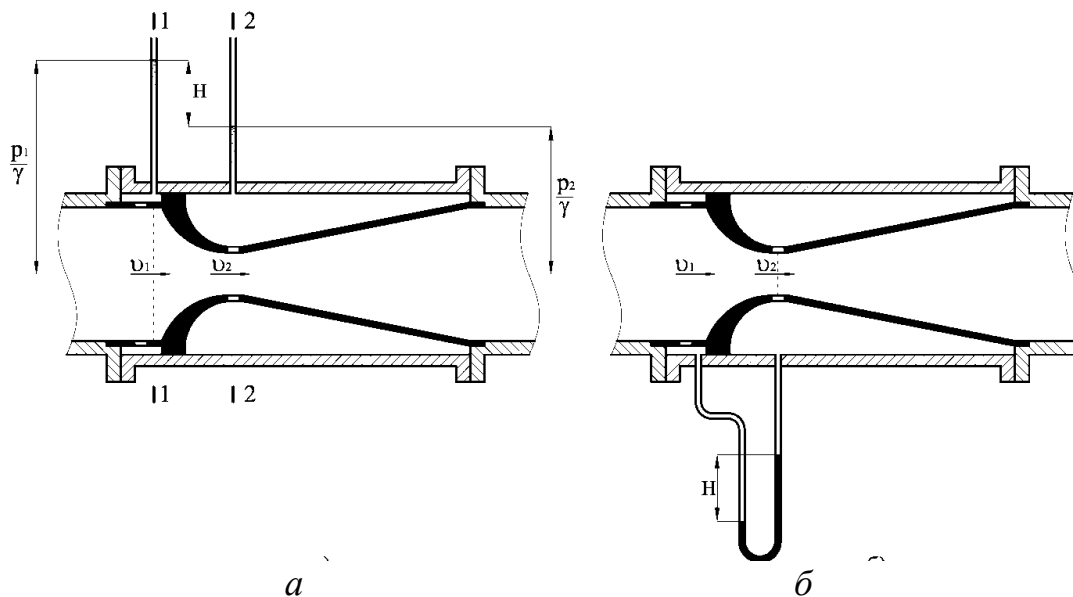


Рисунок 11.3 – Схема расходомера с соплом Вентури:
a – с пьезометрами; *б* – с ртутным дифманометром

Подставим значение скорости v_2 из (11.5) в уравнение (11.4) и выразим из него v_1 :

$$v_1 = \frac{1}{\sqrt{\alpha \left(\left(\frac{D}{d_B} \right)^4 - 1 \right)}} \cdot \sqrt{2g \left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right)}.$$

Расход жидкости

$$Q = v_1 \cdot \omega_1 = \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\sqrt{\alpha \left(\left(\frac{D}{d_B} \right)^4 - 1 \right)}} \cdot \sqrt{2g \left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right)}. \quad (11.6)$$

Потери энергии при движении жидкости через прибор учтем введением в формулу (11.6) *коэффициента расхода водомера* $\mu < 1$. Этот коэффициент определяется экспериментально (рисунок 11.4).

С учетом потерь энергии

$$Q = \mu \cdot \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\sqrt{\alpha \cdot \left(\left(\frac{D}{d_B} \right)^4 - 1 \right)}} \cdot \sqrt{2g \left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right)}.$$

$$\text{Величина } \mu \cdot \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\sqrt{\alpha \cdot \left(\left(\frac{D}{d_B} \right)^4 - 1 \right)}} \cdot \sqrt{2g} = A \text{ для данного водомера бу-}$$

дет являться величиной постоянной и называется *постоянной водомера*.

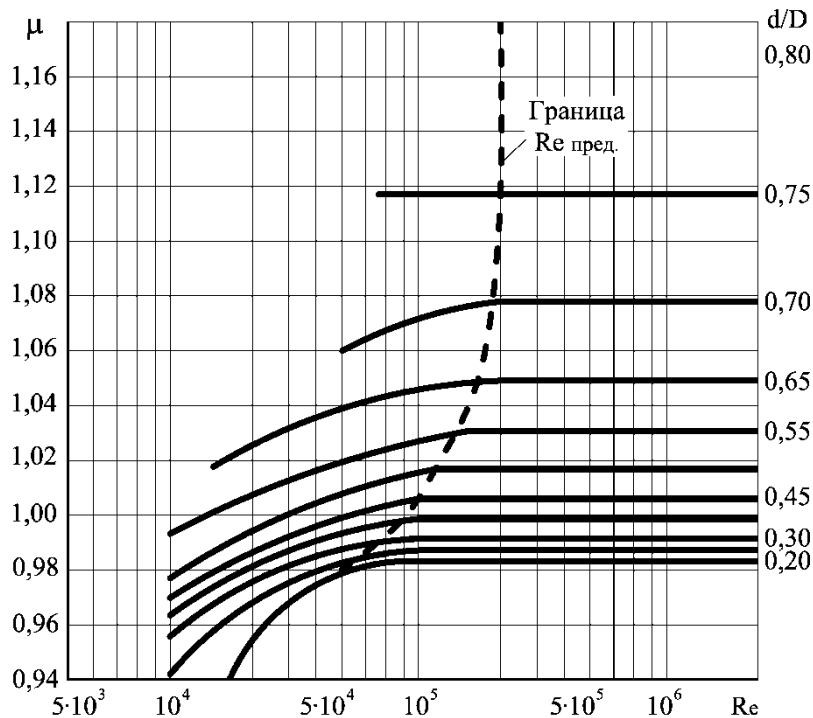


Рисунок 11.4 – Значения коэффициента μ для сопла Вентури

Разность пьезометрических высот $\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = H$.

В итоге получим формулу для определения расхода жидкости

$$Q = A \cdot \sqrt{H}. \quad (11.7)$$

Для труб Вентури с коническим входом коэффициент μ принимают равным 0,96...0,98.

Расходомеры переменного перепада давления с сужающим устройством (диафрагма). Измерение расхода жидкости в трубопроводах производится диафрагмами, вставляемыми между фланцами трубопровода (рисунок 11.5).

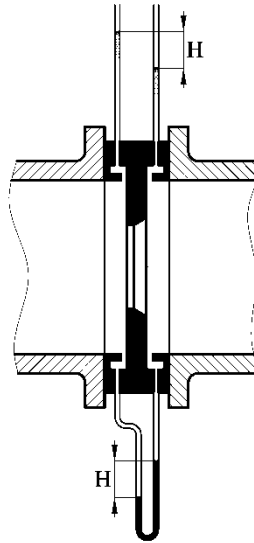


Рисунок 11.5 – Водомер-диафрагма

Перепад давлений измеряется либо пьезометрами либо дифманометром в сечениях непосредственно перед диафрагмой и за ней. Поток жидкости, проходя через отверстие диафрагмы, подвергается внезапному сужению, а затем расширению. Наименьшую площадь сечения струя жидкости будет иметь сразу же за диафрагмой, но вблизи от нее.

Для определения расхода жидкости с помощью водомера-диафрагмы, также как и для сопла Вентури, используют формулу (11.7). В этом случае значение коэффициента расхода μ будет другим (рисунок 11.6).

Расходомеры переменного перепада давления применяются для измерения расхода жидкости, газа и пара. Приборы этой группы обладают значительными гидравлическими сопротивлениями, вызывающими большие потери напора в измеряемом потоке. Кроме того, в самом узком сечении этих расходомеров может возникнуть кавитация, что исключает возможность их использования при больших расходах. Для получения должной точности измерений перед расходомером должен быть прямой участок трубопровода достаточной длины. Применение этих приборов ограничивается областями, где требуется относительно невысокая точность измерения.

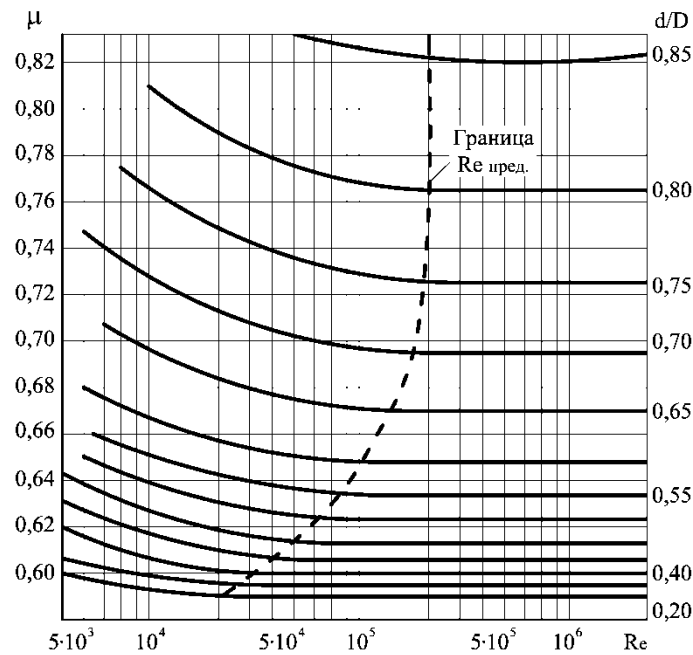


Рисунок 11.6 – Значение коэффициента μ для диафрагмы

Ротаметры – приборы, относящиеся к расходомерам обтекания с постоянным перепадом давления, служащие для измерения объемного расхода жидкости или газа.

Ротаметр состоит из конической трубки 1, расходящейся вверх, длина которой обычно находится в пределах от 70 до 600 мм, а диаметр – от 1,5 до 100 мм, внутри которой перемещается поплавок 2, удельный вес которого больше удельного веса протекающей жидкости (рисунок 11.7). Поплавок может иметь различные формы. Классическая форма имеет конусную нижнюю часть (иногда с несколько скругленным носом), цилиндрическую среднюю часть и дисковый верх (рисунок 11.8, а).

При движении жидкости снизу вверх через коническую трубку помещенный внутри нее поплавок поднимается или опускается до тех пор, пока сила его тяжести не уравновешивается выталкивающей силой. Вследствие этого каждому значению расхода жидкости, проходящей через ротаметр при определенной плотности и вязкости, соответствует вполне определенное положение поплавка.

Ротаметры выпускают со шкалой для местных измерений и без шкал (с дистанционной электрической или пневматической системой передачи показаний). Первые выпускаются стеклянными, а вторые – металлическими.

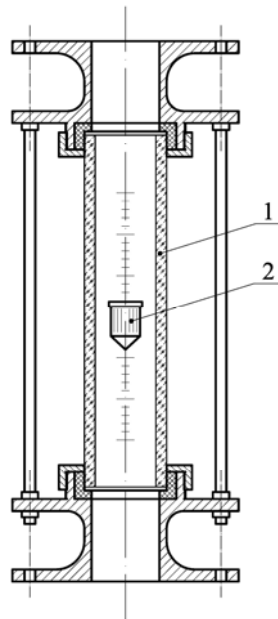


Рисунок 11.7 – Ротаметр

Стеклянные ротаметры имеют диаметр условного прохода (4...40) мм с верхними пределами измерения расхода по воде 0,025...3 м³/ч.

Ротаметры с электрической дистанционной передачей показаний имеют диаметр условного прохода 6...100 мм с верхними пределами измерения расхода по воде 0,025...16 м³/ч.

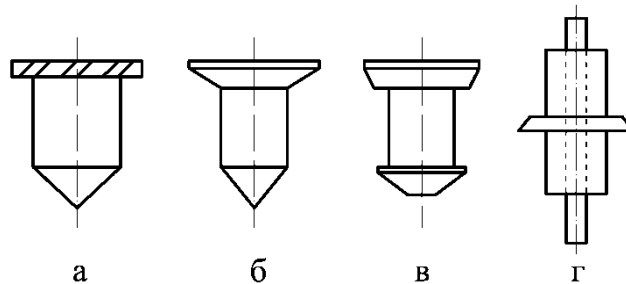


Рисунок 11.8 – Формы поплавков: *а* – классический; *б* – классический с уменьшенной верхней частью и диаметром цилиндра; *в* – катушечный; *г* – дисковый с направляющей

Эти приборы используются для измерения малых расходов различных жидкостей и газов (в частности, агрессивных), неньютоновских сред.

Расходомеры данного типа применяются для измерения мгновенного и среднего значения объемного расхода топлива при определении технического состояния дизелей тракторов, комбайнов, ав-

томобилей; входят в состав измерителя расхода топлива автотракторных двигателей.

Вихревые расходомеры – приборы, основанные на зависимости частоты колебаний давления, возникающей в потоке в процессе вихреобразования или колебаний струи от расхода жидкости. Эти приборы предназначены для измерения объемного расхода. Принцип действия вихревых расходомеров основан на таком физическом явлении, как «вихревая дорожка Кармана».

Тело, находящееся на пути потока, изменяет направление движения обтекающих его струй и увеличивает их скорость за счет соответствующего уменьшения давления (рисунок 11.9). За минимальным сечением тела (наибольшим по площади сечением тела, перпендикулярным направлению движения) начинается обратный процесс уменьшения скорости и увеличения давления.

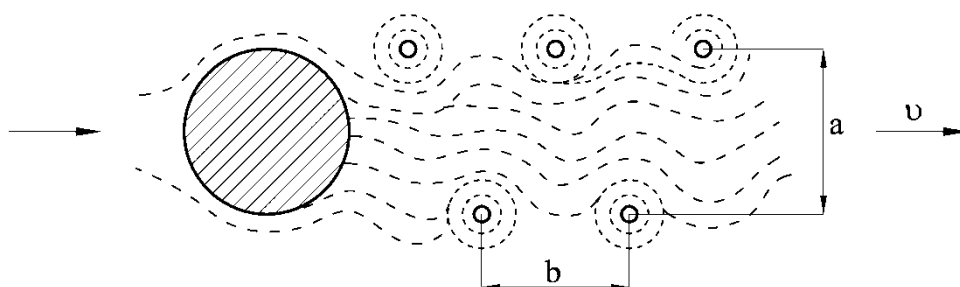


Рисунок 11.9 – Схема образования вихрей

Пограничный слой жидкости, обтекающий тело, пройдя его минимальное сечение, отрывается от тела и под влиянием пониженного давления за телом изменяет направление движения, образуя вихрь. Это происходит как в верхних, так и в нижних точках обтекаемого тела. Так как развитие вихря с одной стороны препятствует появлению вихря с другой стороны, то образование вихрей с той и другой стороны происходит поочередно. При этом за обтекаемым телом образуется вихревая дорожка Кармана шириной a , имеющая постоянное соотношение b/a , которое для обтекаемого цилиндра равно 0,281. Помимо цилиндрических, в вихревых расходомерах широкое применение нашли призматические тела обтекания прямоугольной, треугольной или трапецеидальной формы.

Принцип действия вихревого расходомера следующий. В потоке жидкости устанавливают чувствительный элемент, сигнализирующий о прохождении вихря через контрольную точку (рисунок

11.10). Электронный блок прибора содержит счетчик вихрей, прошедших через контрольную точку за определенный промежуток времени, а также информацию о проходном сечении и плотности жидкости. Полученные от датчика сигналы усиливаются и преобразуются в электрические. Частота образующихся вихрей пропорциональна скорости движения и расходу жидкости.

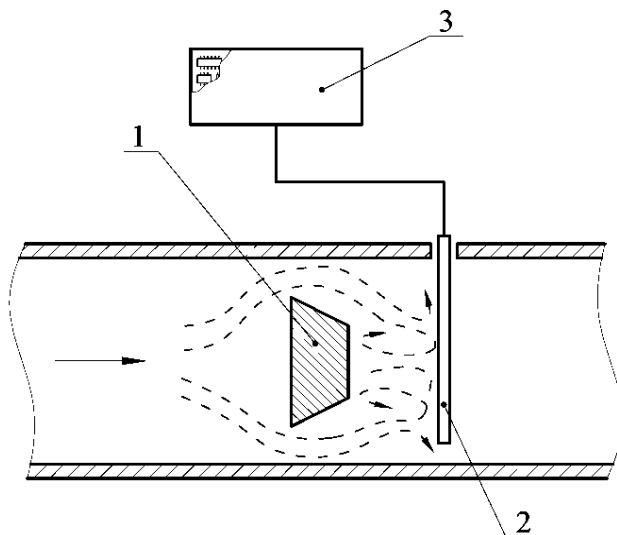


Рисунок 11.10 – Схема вихревого расходомера: 1 – обтекаемое тело; 2 – чувствительный элемент; 3 – преобразователь сигналов

Вихревые расходомеры применяются для определения расходов жидкостей и газов при числах Рейнольдса от 20 000 до 7 000 000. В этом диапазоне коэффициент пропорциональности между частотой образования вихрей и скоростью потока практически не зависит от Re .

Если перед обтекаемым телом устанавливается сетка, создающая более или менее равномерное поле скоростей, то допустимо использование этого расходомера при $Re = 500$.

Тахометрические расходомеры и **счетчики** – приборы, имеющие подвижной, обычно вращающийся элемент, скорость движения которого пропорциональна объемному расходу. Прибор, измеряющий скорость движения подвижного элемента, называется расходомер, а общее число оборотов (или ходов) подвижного элемента – счетчик.

Тахометрические расходомеры и счетчики подразделяются на турбинные, крыльчатые, шариковые, роторно-шариковые, камерные (объемные).

Крыльчатый расходомер типа ВК (рисунок 11.11) – состоит из крыльчатки 1, закрепленной на трубчатой оси 2 и помещенной внутри корпуса 3, имеющего патрубки для входа и выхода жидкости. На корпусе установлена головка 4 с откидной крышкой 5. Крыльчатка через валик 6, муфту 7 и передаточный механизм 8 связана со счетным механизмом 9, размещенным внутри головки. Передаточные и счетные механизмы представляют собой ряд шестерен, находящихся в зацеплении друг с другом. Шкала счетчика проградуирована в литрах или кубических метрах. Жидкость, протекающая через прибор, приводит во вращение крыльчатку, частота вращения которой пропорциональна скорости потока и, следовательно, расходу.

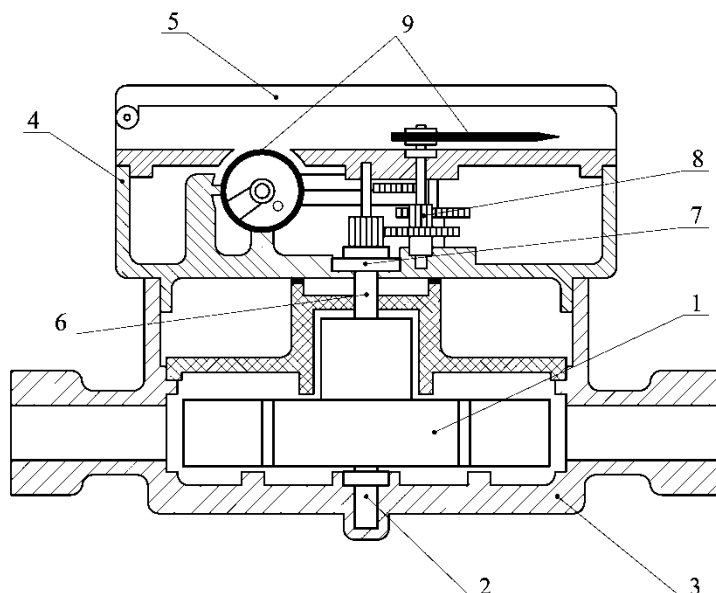


Рисунок 11.11 – Крыльчатый водомер

Этот тип расходомеров применяется достаточно давно, ранее эти приборы называли объемными расходомерами. Пригодны для измерения расходов жидкостей любой вязкости, но чувствительны к загрязнениям и механическим примесям в жидкостях.

Электромагнитные расходомеры – приборы, принцип действия которых основан на взаимодействии движущейся электропроводной жидкости с магнитным полем, подчиняющемуся закону электромагнитной индукции.

Расходомер состоит из первичного преобразователя (датчика) расхода и измерительного устройства.

Первичный преобразователь (рисунок 11.12) представляет собой помещенный в кожух, изготовленный из немагнитного матери-

ала участок трубы 1, расположенный между двумя полюсами электромагнита 2. Магнитное поле направлено перпендикулярно к потоку жидкости. Участок трубы покрыт изнутри неэлектропроводной изоляцией. Электромагнит создает внутри трубы равномерное магнитное поле, которое пересекается жидкостью, движущейся через расходомер. При этом в жидкости, как в движущемся проводнике, индуцируется ЭДС, пропорциональная скорости и расходу протекаемой жидкости. Для съема ЭДС в среднем сечении диаметрально противоположно друг другу помещены два электрода 3, находящиеся в контакте с жидкостью, но изолированные от трубы. Разность потенциалов E на электродах определяется уравнением

$$E = B \cdot D \cdot v = B \cdot \frac{4Q_0}{\pi D},$$

где B – магнитная индукция; D – расстояние между концами электродов, равное внутреннему диаметру трубопровода; v и Q_0 – средняя скорость и объемный расход протекающей жидкости.

Поступающий с электродов сигнал усиливается и преобразуется в электронном блоке 4 в электрический аналоговый или цифровой сигнал, отображаемый на дисплее самого прибора или транслируемый в контроллер или компьютер.

Электромагнитные расходомеры применяются для измерения расхода водопроводной воды, щелочи, кислоты и других жидкостей, применяемых в химической промышленности, сточных вод, крови в медицинской и физиологической практике, а также для измерения скорости морских течений и воды в открытых руслах.

Расходомеры неприменимы для измерения расходов газа и пара, а также жидкостей диэлектриков, таких как спирт и нефтепродукты.

Пригодны для измерения расхода жидкости, у которых удельная электрическая проводимость не менее 10^{-3} См/м.

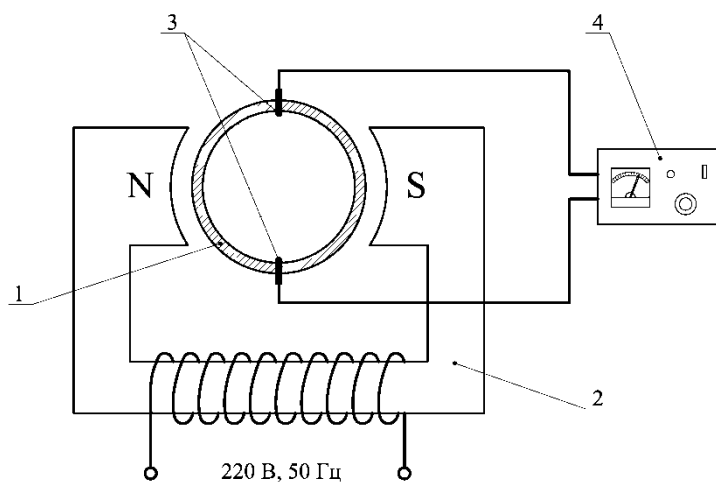


Рисунок 11.12 – Принципиальная схема электромагнитных расходомеров

Акустические (ультразвуковые) расходомеры – приборы, определяющие расход на основе измерения времени распространения импульсов ультразвукового колебания через движущуюся жидкость.

Возбуждение ультразвуковых колебаний осуществляется пьезоэлектрическими преобразователями *1* (рисунок 11.13), установленными диаметрально противоположно участку трубопровода под углом к его оси.

Участок трубопровода с пьезоэлектрическими преобразователями образует первичный ультразвуковой преобразователь расхода *2*.

Движение жидкости в трубопроводе вызывает изменение скорости распространения ультразвуковых сигналов по ходу движения потока жидкости и против него. Скорость распространения ультразвукового импульса в жидкости, заполняющей трубопровод, определяется как сумма скоростей ультразвука в неподвижной жидкости и скорости потока жидкости v в проекции на рассматриваемое направление распространения ультразвука. Таким образом, разность между скоростью, а следовательно и временем распространения ультразвуковых импульсов в прямом и обратном направлениях относительно движения жидкости, пропорциональна скорости ее потока.

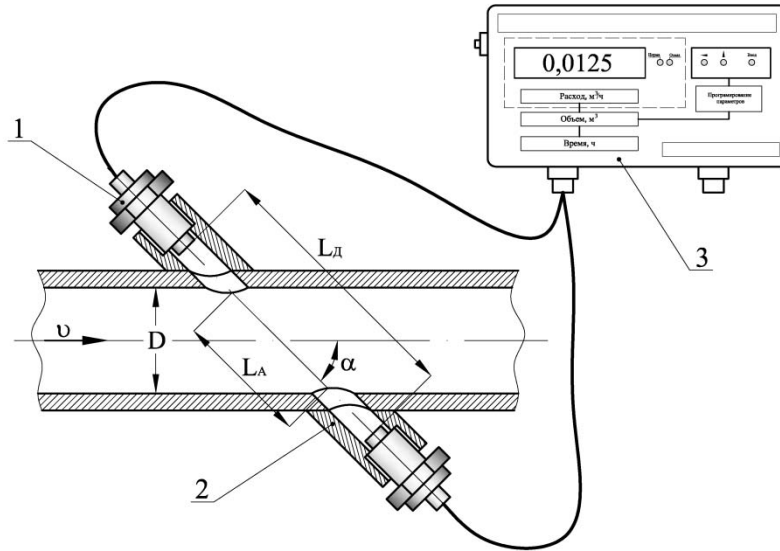


Рисунок 11.13 – Ультразвуковой расходомер

Время распространения ультразвука по ходу движения потока жидкости и против него определяется в соответствии с формулами:

$$t_1 = \frac{L_D - L_A}{C_0} + \frac{L_A}{C_0 + v \cdot \cos \alpha}; \quad (11.8)$$

$$t_2 = \frac{L_D - L_A}{C_0} + \frac{L_A}{C_0 - v \cdot \cos \alpha}, \quad (11.9)$$

где t_1, t_2 – время распространения ультразвукового импульса по потоку и против потока, с; L_A – длина активной части акустического канала, м; L_D – расстояние между мембранами пьезоэлектрических преобразователей; C_0 – скорость ультразвука в неподвижной воде, м/с; v – скорость движения воды в трубопроводе, м/с; α – угол установки пьезоэлектрических преобразователей.

Устройство, содержащее электронные узлы формирования и преобразования ультразвуковых импульсов, вычисления расхода и его вывода на дисплей, образует вторичный преобразователь – электронный блок 3.

Вычисление расхода Q в электронном блоке осуществляется по формулам (11.10) и (11.11) с учетом формул (11.8) и (11.9):

$$v = \frac{(t_2 - t_1) \cdot C_0^2}{2L_A \cdot \cos \alpha}; \quad (11.10)$$

$$Q = K \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{(t_2 - t_1) \cdot C_0^2}{2L_A \cdot \cos \alpha}, \quad (11.11)$$

где D – внутренний диаметр преобразователя расхода в зоне установки пьезоэлектрических преобразователей, м; K – коэффициент коррекции, рассчитываемый в зависимости от гидродинамических свойств жидкости и характера ее потока в преобразователе расхода.

Для исключения влияния изменения скорости ультразвука в жидкости от температуры в приборе учитывается фактическая скорость ультразвука, рассчитанная по формуле (11.13):

$$C_0^2 = \frac{L_D^2}{t_1 \cdot t_2}. \quad (11.13)$$

Контрольные вопросы

1. Что такое расход жидкости и как его определить объемным способом?
2. Что такое объемный расход?
3. Что такое массовый расход?
4. Какие методы измерения расхода жидкости вы знаете?
5. Как классифицируются приборы для измерения расхода жидкости?
6. Что такое расходомер?
7. Что такое счетчик количества?
8. Что такое расходомер-счетчик?
9. Что такое преобразователь расхода?
10. Каков принцип действия водомера Вентури, водомер-диафрагмы, вихревого расходомера, крыльчатого водосчетчика, электромагнитного расходомера, ультразвукового расходомера?

Материал практических занятий

Задача 1

Для измерения расхода жидкости на трубопроводе диаметром $D = 200$ мм установлен расходомер-диафрагма (рисунок 11.14). Наименьшее сечение расходомера $d = 80$ мм. Разность уровней дифференциального манометра равно 690 мм рт. ст. Жидкость, протекающая по трубопроводу, – керосин с удельным весом 7750 Н/м^3 , режим движения – турбулентный ($Re = 500\,000$). Определить теоретический расход жидкости. Коэффициент α принять равным 1.

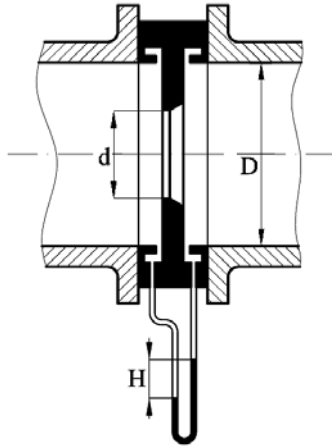


Рисунок 11.14 – Водомер-диафрагма

Решение:

Найдем соотношение диаметров $\frac{d}{D} = \frac{80}{200} = 0,4$

По экспериментальному графику (рисунок 11.6) определим коэффициент расхода $\mu = 0,6$.

Площадь сечения трубопровода $\omega_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2$.

Удельный вес ртути $\gamma_{рт} = \rho_{рт} \cdot g = 13600 \cdot 9,81 = 133416 \text{ Н/м}^3$.

Расход жидкости

$$Q = \mu \cdot \omega_1 \cdot \frac{1}{\sqrt{\alpha \left(\left(\frac{D}{d} \right)^4 - 1 \right)}} \cdot \sqrt{2g\Delta h \cdot \frac{\gamma_{рт} - \gamma}{\gamma}} = 0,6 \cdot 0,0314 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 \left(\left(\frac{200}{80} \right)^4 - 1 \right)}} \times$$

$$\times \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,69 \cdot \frac{133416 - 7750}{7750}} = 0,0452 \text{ м}^3/\text{с} \approx 45,2 \text{ л/с}$$

Ответ: $Q = 45,2 \text{ л/с}$.

Задание для самостоятельной работы

Для определения расхода жидкости в трубопроводе используется расходомер с сужающим устройством (рисунок 11.15). Диаметр большого сечения $D = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, диаметр малого сечения $d = \underline{\hspace{2cm}}$ мм. Определить расход жидкости, протекающей по этому трубопроводу, если показания манометров $MН1 = \underline{\hspace{2cm}}$ кПа, $MН2 = \underline{\hspace{2cm}}$ кПа. Плотность жидкости $\rho = \underline{\hspace{2cm}}$ кг/м³.

Высотой установки манометров пренебречь. Коэффициент расхода принять равным 0,97, коэффициент Кориолиса – 1.

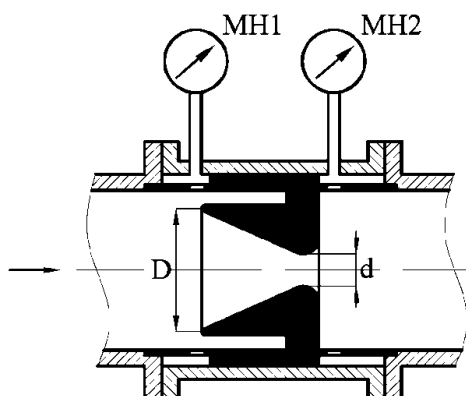


Рисунок 11.15 – К заданию для самостоятельной работы

Таблица 11.1 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7
<i>D</i> , мм	250	300	350	400	450	500	550
<i>d</i> , мм	75	100	125	150	175	200	225
<i>MН1</i> , кПа	18	20	22	24	26	28	30
<i>MН2</i> , кПа	16	18	20	22	24	26	28
ρ , кг/м ³	790						
№ вар.	8	9	10	11	12	13	14
<i>D</i> , мм	250	300	350	400	450	500	550
<i>d</i> , мм	75	100	125	150	175	200	225
<i>MН1</i> , кПа	18	20	22	24	26	28	30
<i>MН2</i> , кПа	16	18	20	22	24	26	28
ρ , кг/м ³	860						
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21
<i>D</i> , мм	250	300	350	400	450	500	550
<i>d</i> , мм	75	100	125	150	175	200	225
<i>MН1</i> , кПа	18	20	22	24	26	28	30
<i>MН2</i> , кПа	16	18	20	22	24	26	28
ρ , кг/м ³	900						
№ вар.	22	23	24	25	26	27	28
<i>D</i> , мм	250	300	350	400	450	500	550
<i>d</i> , мм	75	100	125	150	175	200	225
<i>MН1</i> , кПа	18	20	22	24	26	28	30
<i>MН2</i> , кПа	16	18	20	22	24	26	28
ρ , кг/м ³	930						

Тестовые задания для текущего контроля по теме «Расходомеры»

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Расход жидкости –	1. Количество жидкости, протекающее через нормальное сечение в единицу времени. 2. Объем жидкости, протекающий через нормальное сечение в единицу времени. 3. Количество жидкости, протекающее в единицу времени. 4. Количество энергии, протекающее через нормальное сечение в единицу времени. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
2.	Объемный расход определяется как	1. $Q = \frac{W}{t}$. 2. $M = \rho \cdot Q$. 3. $Q = \frac{t}{W}$. 4. $Q = W \cdot t$. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
3.	Расходомер-счетчик –	1. Измерительный прибор, предназначенный для измерения расхода жидкости. 2. Измерительный прибор, предназначенный для измерения объема (массы) жидкости. 3. Измерительный прибор, предназначенный для измерения массы жидкости. 4. Измерительный прибор, предназначенный для измерения расхода и объема (массы) жидкости. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Продолжение

4.	<p>Определить расход жидкости, протекающей по трубопроводу круглого сечения диаметром 10 см. Скорость движения жидкости 5 м/с, движение напорное.</p>	<p>1. 39 л/с. 2. 3,9 л/с. 3. 0,39 л/с. 4. 50 л/с. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>
5.	<p>К приборам, принцип действия которых основан на гидравлических методах, относят</p>	<p>1. Приборы переменного перепада давления, электромагнитные, силовые. 2. Приборы обтекания, вихревые, переменного уровня, парциальные. 3. Приборы переменного уровня, вихревые, электромагнитные, парциальные. 4. Приборы переменного перепада давления, акустические, вихревые, электромагнитные. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.</p>

Тема № 12

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

Гидравлический удар – явление, связанное с резким изменением (повышением или понижением) давления в напорном трубопроводе при быстром изменении скорости движения жидкости в нем.

Гидравлический удар, начинающийся с волны повышенного давления, называют *положительным*, а с волны пониженного давления – *отрицательным*.

К возникновению гидравлического удара могут привести мгновенное закрытие или открытие запорных устройств, выпуск воздуха через гидранты на оросительной сети при заполнении трубопровода водой (в заключительной стадии выпуска воздуха), внезапная остановка или пуск насоса и т. д. Изменение давления при гидравлическом ударе может во много раз превысить начальное давление в трубопроводе и может привести к разрушению трубопровода и арматуры.

При внезапном (мгновенном) перекрытии трубопровода в остановившемся слое жидкости непосредственно у задвижки (клапана, крана и т. д.) повышается давление вследствие преобразования кинетической энергии остановившегося слоя жидкости в потенциальную энергию (энергию давления) жидкости. При этом жидкость сжимается, а сечение трубопровода расширяется.

По мере остановки последующих слоев жидкости увеличение давления будет распространяться по трубопроводу в сторону от задвижки, создавая волну повышенного давления, называемую *прямой ударной волной*.

После того, как жидкость остановится по всей длине трубопровода до резервуара, давление в трубопроводе станет больше давления в резервуаре, и жидкость придет в движение по направлению к резервуару, создавая волну пониженного давления в трубопроводе, называемую *обратной ударной волной*.

После прохождения обратной ударной волны давление в трубопроводе станет ниже, чем в резервуаре, и начнется повторное движение жидкости по трубопроводу в сторону задвижки и повторный гидравлический удар, но с меньшим повышением давления, вследствие потерь энергии потока на трение и деформацию трубопровода, фазы гидравлического удара будут повторяться до полного затухания.

Изменение давления в сечении у затвора представлено отрезками (рисунок 12.1), отличающимися от первоначального давления p_0 попеременно на $+\Delta p$ и $-\Delta p$, причем чередование происходит через промежуток времени, который называется *фазой удара*.

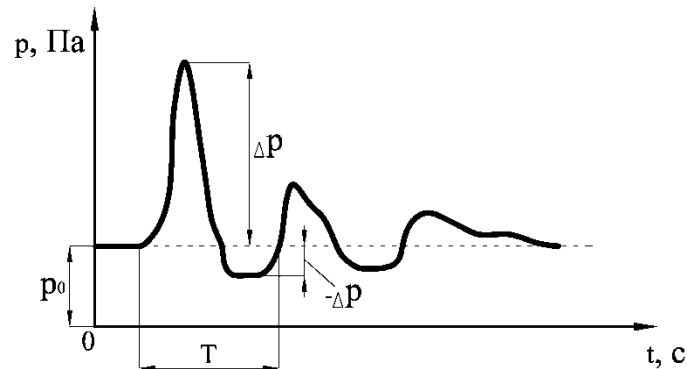


Рисунок 12.1 – Изменение давления в сечении у затвора при гидравлическом ударе

Фаза гидравлического удара – время пробега прямой ударной волны (повышения давления от задвижки до резервуара) и обратной ударной волны (понижения давления от резервуара до задвижки). Определяется по формуле

$$T = \frac{2L}{C},$$

где T – фаза гидравлического удара, с; L – длина трубопровода, м; C – скорость распространения ударной волны, м/с.

Теория гидравлического удара разработана профессором Н. Е. Жуковским. При этом были получены, проверены и рекомендованы к практическому использованию формулы для определения величины повышения давления Δp при гидравлическом ударе и формулы для определения скорости C распространения ударной волны:

$$\Delta p = \rho \cdot C \cdot v, \quad (12.1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; v – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе до гидравлического удара, м/с.

Величина C определяется по формуле

$$C = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0}{E} \cdot \frac{d}{\delta}}},$$

где E_0 и E – модули упругости, соответственно жидкости и материала трубопровода, Па; d – внутренний диаметр трубопровода, м; δ – толщина стенки трубопровода, м.

В зависимости от соотношения времени закрытия задвижки t_3 и фазы удара T различают *прямой* и *непрямой* гидравлический удар.

Прямой гидравлический удар может иметь место в трубопроводах весьма большой длины, когда $t_3 < T$. Максимальное повышение давления определяется по формуле Н. Е. Жуковского (12.1).

Непрямой гидравлический удар наблюдается когда $t_3 > T$. При этом максимальное повышение давления равно

$$\Delta p = \rho \cdot C \cdot v \cdot \frac{T}{t_3}.$$

В том случае, когда уменьшение скорости в трубе происходит не до нуля, а до значения v_1 , возникает *неполный* гидравлический удар и формула Н. Е. Жуковского приобретает вид

$$\Delta p = \rho \cdot C \cdot (v - v_1).$$

Как отмечалось ранее, при гидравлическом ударе вследствие внезапного изменения давления трубопровод деформируется и может разрушиться. Разрушение будет происходить в том случае, когда нормальное напряжение в материале стенки трубопровода станет больше чем допустимое, т. е.

$$\sigma = \frac{\Delta p \cdot d}{2\delta} > [\sigma],$$

где σ – нормальное напряжение в материале стенки трубопровода, Па; $[\sigma]$ – допустимое напряжение в материале, Па.

При проектировании гидросистем должны предусматриваться мероприятия по предотвращению опасных повышений и понижений давления в трубопроводе, а также меры по его защите от гидравлического удара. Основными мероприятиями по гашению гид-

равлического удара или его предотвращения являются: применение различного рода устройств, увеличивающих время закрытия задвижек и кранов; сброс части жидкости из системы автоматически действующими предохранительными клапанами, разрывными мембранами, через обводные линии (байпасы); использование воздушных колпаков, которые устанавливаются перед задвижками и играют роль воздушных буферов, воспринимающих повышение давления.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение гидравлического удара.
2. Укажите причины возникновения гидравлического удара и его последствия.
3. Расскажите, как происходит гидроудар. Объясните понятия прямой и обратной ударной волны.
4. Как определить повышение давления при гидравлическом ударе?
5. Объясните понятие «фаза гидравлического удара». Как она определяется?
6. Как рассчитать скорость распространения ударной волны? От каких параметров она зависит?
7. Что такое прямой и непрямой гидравлический удар? Как рассчитать повышение давления при прямом и непрямом гидравлическом ударе?
8. Расскажите об условиях возникновения положительного и отрицательного гидроудара.
9. В каком случае возникает неполный гидравлический удар?
10. Расскажите о методах борьбы с гидравлическим ударом.

Материал практических занятий

Задача 1

К гидрораспределителю, время срабатывания которого $t_3 = 0,03$ с, подводится масло с расходом $Q = 1$ л/с по латунному трубопроводу длиной $L = 7,5$ м и диаметром $D = 16$ мм. Перед гидрораспределителем установлен шариковый предохранительный клапан диаметром $d = 12$ мм, жесткость пружины которого $c_1 = 50$ Н/мм. Определить величину предварительного поджатия пружины x_0 , при

котором клапан срабатывает при гидравлическом ударе, если толщина стенки трубопровода $\delta = 1$ мм, модуль упругости латуни $E = 1,13 \times 10^{11}$ Па, начальное давление $p_0 = 0,5$ МПа, плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, модуль упругости масла $E_0 = 1,35 \times 10^9$ Па.

Решение:

Найдем скорость движения масла в трубопроводе:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 0,016^2} = 4,98 \text{ м/с.}$$

Вычислим скорость распространения ударной волны при гидравлическом ударе

$$C = \sqrt{\frac{\frac{E_0}{\rho}}{1 + \frac{E_0 \cdot D}{E \cdot \delta}}} = \sqrt{\frac{\frac{1,35 \cdot 10^9}{900}}{1 + \frac{1,35 \cdot 10^9 \cdot 0,016}{1,13 \cdot 10^{11} \cdot 0,001}}} = 1120 \text{ м/с.}$$

Определим фазу гидравлического удара

$$T = \frac{2L}{C} = \frac{2 \cdot 7,5}{1120} = 0,0134 \text{ с.}$$

Так как $t_3 = 0,03 > T$, следовательно, имеет место не прямой гидравлический удар.

Повышение давления при не прямом гидравлическом ударе равно

$$\Delta p = \rho C v \frac{T}{t_3} = 900 \cdot 1120 \cdot 4,98 \cdot \frac{0,0134}{0,03} = 2,24 \text{ МПа.}$$

Предварительное поджатие пружины x_0 определяем из условия равновесия шарика предохранительного клапана

$$c \cdot x_0 = (p_0 + \Delta p) \frac{\pi d^2}{4},$$

$$x_0 = \frac{(p_0 + \Delta p) \pi d^2}{4c} = \frac{(0,5 + 2,24) 3,14 \cdot 0,012^2 \cdot 10^6}{4 \cdot 50} = 6,2 \text{ мм.}$$

Ответ: $x_0 = 6,2$ мм.

Задание для самостоятельной работы

Вода подается по стальному трубопроводу длиной $l = 700$ м, внутренним диаметром $d = \underline{\hspace{2cm}}$ мм и толщиной стенки $\delta = \underline{\hspace{2cm}}$ мм. Подача составляет $Q = \underline{\hspace{2cm}}$ л/с. Определить: повышение давления при мгновенном закрытии задвижки на конце трубопровода; время закрытия задвижки при условии, чтобы повышение давления в трубопроводе вследствие гидравлического удара не превышало $\Delta p = 981$ кПа.

Принять модуль упругости воды $E_0 = 20 \times 10^8$ Па, трубопровода $E = 20 \times 10^{10}$ Па.

Таблица 12.1 – Таблица исходных данных к заданию для самостоятельной работы

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
d , мм	100	125	150	175	200	250	300	100	125	150	175	200	250	300
δ , мм	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0
Q , л/с	25							30						
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
d , мм	100	125	150	175	200	250	300	100	125	150	175	200	250	300
δ , мм	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0
Q , л/с	35							40						

Тестовые задания для текущего контроля по теме «Гидравлический удар»

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	Зависит ли повышение давления при прямом гидравлическом ударе в трубопроводе от времени перекрытия трубопровода $t_{\text{зак}}$?	<ol style="list-style-type: none"> 1. Не зависит. 2. Чем больше $t_{\text{зак}}$, тем больше повышение давления. 3. Чем больше $t_{\text{зак}}$, тем меньше повышение давления. 4. Увеличение $t_{\text{зак}}$ вызывает квадратичное увеличение повышения давления. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Продолжение

2.	Повышение давления при прямом гидравлическом ударе в трубопроводе определяется по формуле Жуковского:	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\Delta p = \rho \cdot C \cdot v \cdot \frac{T}{t_{\text{зак}}}$. 2. $\Delta p = \rho \cdot C \cdot v$. 3. $p = p_0 + \gamma \cdot h$. 4. $P = p_c \cdot F$. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
3.	Если при гидравлическом ударе в трубопроводе давление резко повышается, то такой гидравлический удар называют	<ol style="list-style-type: none"> 1. Прямой гидравлический удар. 2. Непрямой гидравлический удар. 3. Положительный гидравлический удар. 4. Отрицательный гидравлический удар. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
4.	Фаза гидравлического удара – это	<ol style="list-style-type: none"> 1. Время пробега обратной ударной волны (понижения давления от резервуара до задвижки). 2. Время пробега прямой ударной волны (повышения давления от задвижки до резервуара) и обратной ударной волны (понижения давления от резервуара до задвижки). 3. Время перекрытия сечения трубопровода. 4. Время пробега прямой ударной волны. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.
5.	Гидравлический удар бывает	<ol style="list-style-type: none"> 1. Прямой, непрямой, полный и неполный, совершенный и несовершенный. 2. Положительный, прямой, непрямой, полный и неполный, совершенный и несовершенный. 3. Положительный и отрицательный, прямой и непрямой, полный и неполный. 4. Положительный, прямой, неполный, несовершенный. 5. Верных ответов нет. Дайте свой правильный ответ.

Тема № 13

ПРИМЕР ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ ОСНОВ ГИДРОДИНАМИКИ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ

Задача

Из напорного бака A вода подается в открытый резервуар B по горизонтальному трубопроводу переменного сечения при установившемся движении (рисунок 13.1). Трубопровод состоит из двух участков диаметрами $d_1 = 50$ мм и $d_2 = 75$ мм, длиной $l_1 = 15$ м и $l_2 = 18$ м, выполнен из одного материала с эквивалентной шероховатостью $\Delta_s = 0,2$ мм. На расстоянии 16 м от начала второго участка установлена задвижка, имеющая коэффициент сопротивления $\xi_{\text{задв}} = 4,6$. Напоры воды в резервуарах постоянны относительно оси трубопровода и составляют $H_A = 2,0$ м, $H_B = 4,8$ м.

Какое избыточное давление ($p_{\text{изб}}$) необходимо поддерживать в напорном баке A , чтобы расход воды в трубопроводе был не менее $Q = 7$ л/с? Построить напорную (EE) и пьезометрическую (PP) линии для заданной гидравлической системы. В расчетах принять кинематический коэффициент вязкости воды $\nu = 0,0131$ см²/с, удельный вес $\gamma = 9,81$ кН/м³.

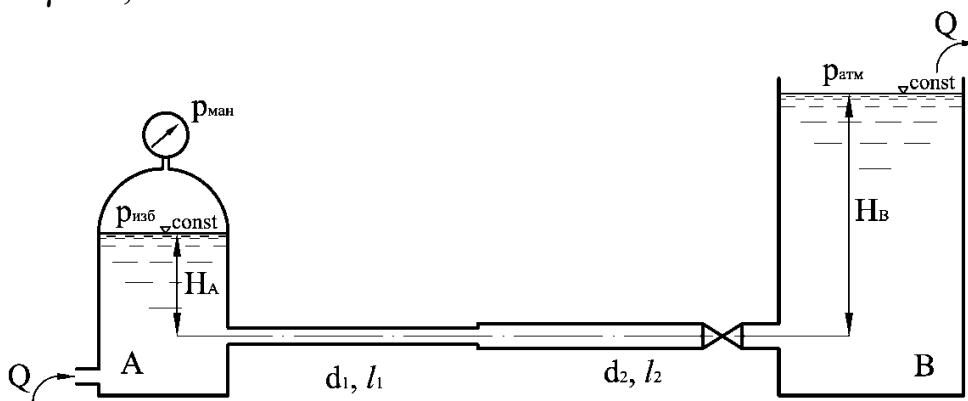


Рисунок 13.1 – К решению задачи

Решение:

Для определения *избыточного давления* на поверхности воды в напорном баке A (или показания манометра $p_{\text{ман}}$, установленного в крышке бака) применим уравнение Бернулли с учетом изложенных выше методических рекомендаций:

1. Выбираем два сечения по свободной поверхности воды в напорном баке и открытом резервуаре, где скорость движения воды

можно считать $v_1 = v_2 \approx 0$, а абсолютные давления $p_1 = p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}}$ и $p_2 = p_{\text{атм}}$. Нумерацию сечений выполняем по направлению движения воды (рисунок 13.2).

2. Плоскость сравнения $O-O$ проводим по оси трубопровода – в этом случае известны $z_1 = H_A$, $z_2 = H_B$.

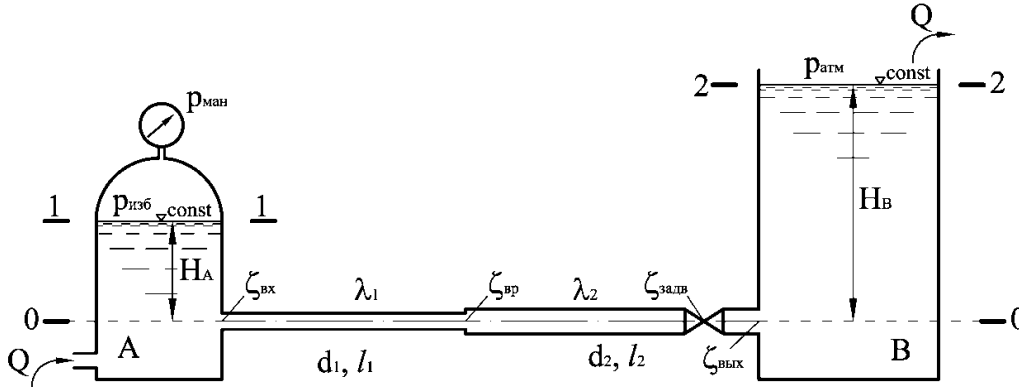


Рисунок 13.2 – К решению задачи

3. Записываем уравнение Бернулли в общем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{w(1-2)},$$

подставляем значения слагаемых (принимая $\alpha = 1$)

$$\begin{aligned} z_1 &= H_A; & z_2 &= H_B; \\ p_1 &= p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}}; & p_2 &= p_{\text{атм}}; \\ v_1 &= 0; & v_2 &= 0, \end{aligned}$$

$$H_A + \frac{p_{\text{изб}}}{\gamma} = H_B + h_{w(1-2)}.$$

и решаем его относительно искомой величины:

$$p_{\text{изб}} = \gamma (H_B - H_A + h_{w(1-2)}). \quad (13.1)$$

В этом выражении известны величины напоров H_A , H_B и удельный вес воды γ , а потери напора $h_{w(1-2)}$ в гидравлических сопротивлениях между сечениями $1-1$ и $2-2$ можно рассчитать.

Определение потерь напора. Общие потери напора в заданной гидравлической системе складываются из *потерь напора на трение по длине* на двух участках трубопровода и *местных потерь напора* на входе в трубу, внезапном расширении, задвижке и выходе из трубопровода в открытый резервуар. Запишем потери напора по направлению движения воды:

$$h_{w(1-2)} = h_{\text{вх}} + h_{l1} + h_{\text{в.р.}} + h_{l2(1)} + h_{\text{завб}} + h_{l2(2)} + h_{\text{вых}}.$$

Все потери напора пропорциональны скоростному напору, поэтому на участке диаметром d_1 потери напора определим по скоростному напору $\frac{v_1^2}{2g}$, а на участке диаметром d_2 – соответственно по $\frac{v_2^2}{2g}$.

Значение скорости движения воды по каждому участку трубопровода находим из уравнения неразрывности $Q = v\omega = \text{const}$:

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \text{ и } v_2 = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2}.$$

При заданных значениях расхода $Q = 7 \text{ л/с} = 0,007 \text{ м}^3/\text{с}$ и диаметров труб $d_1 = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$, $d_2 = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$ после вычислений получим скорость движения воды на первом участке $v_1 = 3,5 \text{ м/с}$, на втором – $v_2 = 1,6 \text{ м/с}$, и соответствующие им скоростные напоры:

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{3,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,62 \text{ м}; \quad \frac{v_2^2}{2g} = \frac{1,6^2}{2 \cdot 9,81} = 0,13 \text{ м}.$$

Потери напора по длине определяем по формуле Дарси-Вейсбаха, предварительно рассчитав значения коэффициентов гидравлического трения λ для каждого участка трубопровода. Выбор расчетной формулы для коэффициента λ зависит от режима движения жидкости и шероховатости труб, поэтому вначале следует определить режим движения воды и, в случае турбулентного режима, установить область сопротивления:

$$h_L = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Рассчитаем числа Рейнольдса для каждого участка трубопровода и сравним их с критическим значением $Re_{\text{кр}} = 2320$.

На 1-м участке:

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{3,5 \cdot 0,05}{0,0131 \cdot 10^{-4}} = 133\,587,$$

на 2-м участке:

$$Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu} = \frac{1,6 \cdot 0,075}{0,0131 \cdot 10^{-4}} = 91\,603,$$

следовательно, в трубопроводе режим движения турбулентный

($Re_1 > 2320$ и $Re_2 > 2320$). Чтобы установить область сопротивления и выбрать соответствующую расчетную зависимость для определения коэффициента λ , рассчитаем для каждого участка предельные значения чисел Рейнольдса Re_{np}^I и Re_{np}^{II} при относительной шероховатости $\Delta_r = \frac{\Delta_s}{d}$:

$$\Delta_r = \frac{\Delta_s}{d}:$$

на 1-м участке

$$\Delta_{r1} = \frac{\Delta_s}{d_1} = \frac{0,2}{50} = 0,004,$$

$$Re_{np}^I = \frac{10}{\Delta_{r1}} = \frac{10}{0,004} = 2500; \quad Re_{np}^{II} = \frac{500}{\Delta_{r1}} = \frac{500}{0,004} = 125\,000;$$

на 2-м участке

$$\Delta_{r2} = \frac{\Delta_s}{d_2} = \frac{0,2}{75} = 0,0027,$$

$$Re_{np}^I = \frac{10}{\Delta_{r2}} = \frac{10}{0,0027} = 3704; \quad Re_{np}^{II} = \frac{500}{\Delta_{r2}} = \frac{500}{0,0027} = 185\,185.$$

На первом участке $Re_1 > Re_{np}^{II}$ ($133\,587 > 125\,000$), то есть **область квадратичного сопротивления**, коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Шифринсона:

$$\lambda_1 = 0,11\Delta_{r1}^{0,25} = 0,11 \cdot 0,004^{0,25} = 0,028.$$

На втором участке $Re_{np}^I < Re_2 < Re_{np}^{II}$ ($3704 < 91\,603 < 185\,185$) имеет место **область докватричного сопротивления**, коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Альтшуля:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\Delta_{r2} + \frac{68}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(0,0027 + \frac{68}{91\,603} \right)^{0,25} = 0,027.$$

Рассчитаем потери напора по длине:

на 1-м участке

$$h_{L1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} = 0,028 \frac{15 \cdot 0,62}{0,05} = 5,21 \text{ м};$$

на 2-м участке до задвижки ($l = 16$ м)

$$h_{L2(1)} = \lambda_2 \frac{l_{2(1)}}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} = 0,027 \frac{16 \cdot 0,13}{0,075} = 0,75 \text{ м};$$

на 2-м участке после задвижки ($l = 2$ м)

$$h_{L2(2)} = \lambda_2 \frac{l_{2(2)}}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} = 0,027 \frac{2 \cdot 0,13}{0,075} = 0,09 \text{ м.}$$

Потери напора на местных сопротивлениях определяем по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \xi_m \frac{v^2}{2g},$$

где ξ_m – коэффициент местного сопротивления.

Потери напора на входе в трубопровод:

$$h_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{v_1^2}{2g} = 0,5 \cdot 0,62 = 0,31 \text{ м,}$$

где $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ (см. справочник).

Потери напора при внезапном расширении трубопровода:

$$h_{\text{в.р.}} = \xi_{\text{в.р.}} \frac{v^2}{2g};$$

$$\text{где } \xi_{\text{в.р.}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1 \right)^2 = \left(\frac{0,075^2}{0,05^2} - 1 \right)^2 = 1,56;$$

$$h_{\text{в.р.}} = 1,56 \cdot 0,13 = 0,2 \text{ м.}$$

Потери напора в задвижке:

$$h_{\text{зав}} = \xi_{\text{зав}} \frac{v_2^2}{2g} = 4,6 \cdot 0,13 = 0,6 \text{ м.}$$

Потери напора на выходе из трубопровода в открытый резервуар B :

$$h_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{v_2^2}{2g} = 1 \cdot 0,13 = 0,13 \text{ м,}$$

где $\xi_{\text{вых}} = 1$ (см. справочник).

Таким образом, общие потери напора в системе составляют:

$$\begin{aligned} h_{w(1-2)} &= h_{\text{вх}} + h_{l1} + h_{\text{в.р.}} + h_{l2(1)} + h_{\text{зав}} + h_{l2(2)} + h_{\text{вых}} = \\ &= 0,31 + 5,21 + 0,2 + 0,75 + 0,6 + 0,09 + 0,13 = 7,29 \text{ м.} \end{aligned}$$

$$h_{w(1-2)} = 7,34 \text{ м.}$$

Подставляя значения всех величин в формулу (13.1), находим **избыточное давление на поверхности воды в напорном баке А:**

$$p_{\text{изб}} = \gamma(H_B - H_A + h_{w(1-2)}) = 9,81(4,8 - 2,0 + 7,29) = 98,98 \text{ кПа};$$

$$p_{\text{изб}} = \mathbf{98,98 \text{ кПа.}}$$

При построении **напорной ($E-E$) и пьезометрической ($P-P$) линий** исходим из следующих соображений. На участках с постоянным диаметром гидравлический уклон, представляющий собой потерю напора на единице длины, будет одинаков, поэтому *напорная линия изобразится наклонной прямой линией*. Пьезометрическая линия на таком участке параллельна напорной линии $\left(\frac{v^2}{2g} = const\right)$ и расположена ниже на величину скоростного напора $\left(H_p = H_e - \frac{v^2}{2g}\right)$.

Местные потери напора откладываются в виде вертикальных отрезков, как сосредоточенные на очень коротком (по сравнению с общей длиной) участке. Напорная и пьезометрическая линии строятся в масштабе.

Для построения **напорной линии $E-E$** , соединяющей отметки полных гидродинамических напоров (линии полной удельной энергии), составим уравнение Бернулли для сечения $1-1$ и произвольного сечения $x-x$ относительно выбранной плоскости сравнения $O-O$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_x + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} + h_{w(1-x)}$$

$$\text{или } H_{e1} = z_x + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} + h_{w(1-x)},$$

откуда находим полный напор в сечении $x-x$:

$$z_x + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} = H_{e1} - h_{w(1-x)}, \quad (13.2)$$

где H_{e1} – полный напор в сечении $1-1$ на поверхности воды в напорном баке, $h_{w(1-x)}$ – потери напора на участке от сечения $1-1$ до рассматриваемого сечения $x-x$.

Таким образом, для определения значения полного напора в рассматриваемом сечении необходимо из H_{e1} вычесть сумму потерь напора на участке потока $1-x$.

Определим полный напор в сечении $1-1$ на поверхности воды в напорном баке A

$$H_{e1} = H_A + \frac{p_{\text{изб}}}{\gamma} = 2,0 + \frac{99,5}{9,81} = 12,14 \text{ м.}$$

От плоскости сравнения $O-O$ откладываем величину H_{e1} и проводим горизонтальную прямую, которая для идеальной (невязкой) жидкости является напорной линией. Выделим сечениями все виды гидравлических сопротивлений: вход в трубу, внезапное расширение, задвижку, выход из трубы в резервуар, и проведем вертикальные линии до горизонтальной прямой. Используя формулу (13.2), рассчитаем значение полного напора в каждом из этих сечений, а затем отложим его от плоскости сравнения и соединим полученные отметки напорной линии (рисунок 13.3):

$$H_{e3} = H_{e1} - h_{\text{вх}} = 12,14 - 0,31 = 11,83 \text{ м,}$$

$$H_{e4} = H_{e3} - h_{L1} = 11,83 - 5,21 = 6,62 \text{ м,}$$

$$H_{e5} = H_{e4} - h_{\text{в.п.}} = 6,62 - 0,2 = 6,42 \text{ м,}$$

$$H_{e6} = H_{e5} - h_{L2(1)} = 6,42 - 0,75 = 5,67 \text{ м,}$$

$$H_{e7} = H_{e6} - h_{\text{задв}} = 5,67 - 0,6 = 5,07 \text{ м,}$$

$$H_{e8} = H_{e7} - h_{L2(2)} = 5,07 - 0,09 = 4,98 \text{ м,}$$

$$H_{e2} = H_{e8} - h_{\text{вых}} = 4,98 - 0,13 = 4,85 \text{ м.}$$

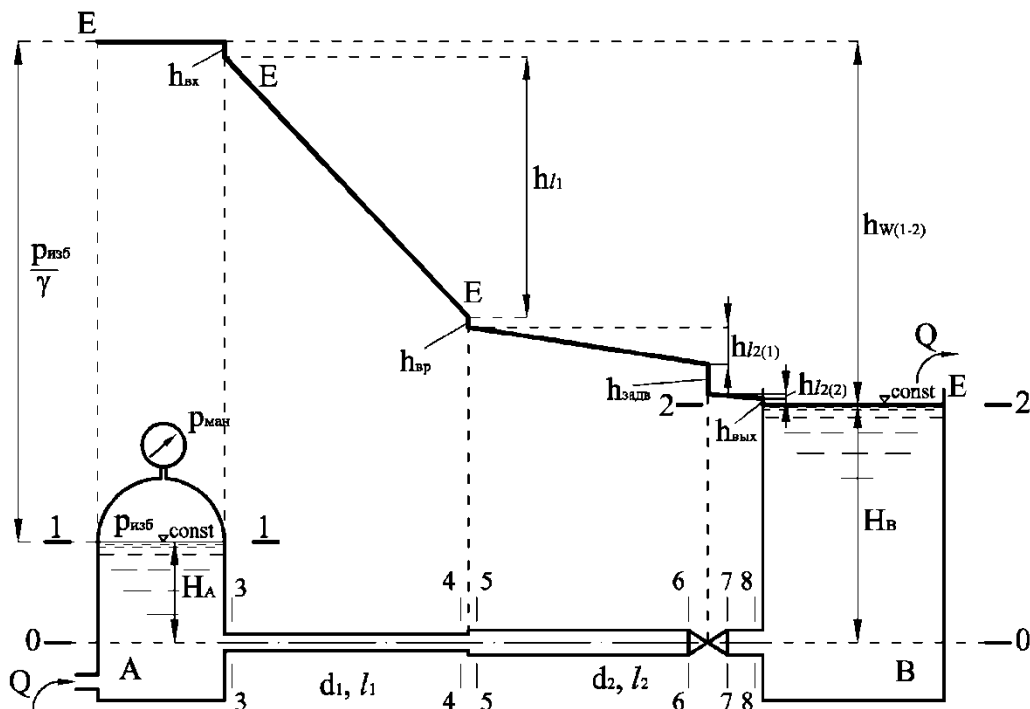


Рисунок 13.3 – К решению задачи

Полученное значение полного напора в сечении 2–2 в открытом резервуаре $H_{e2} = 4,85$ м свидетельствует о правильно выполненных расчетах, так как $H_{e2} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = H_B = 4,85$ м, то есть напорная линия EE заканчивается на поверхности воды в резервуаре B .

Построить напорную линию также можно, последовательно откладывая величины потерь напора между сечениями, следуя направлению движения жидкости.

Отметим, что вертикальное расстояние от напорной линии до горизонтальной прямой, проведенной по отметке полного напора в сечении 1–1, соответствует потерям напора от сечения 1–1 до выбранного сечения.

Пьезометрическая линия $P-P$ проходит ниже напорной линии на величину скоростного напора. В сечениях 1–1 и 2–2 скорость принята равной нулю, а это означает, что в этих сечениях напорная и пьезометрическая линии совпадают. Для построения пьезометрической линии вдоль трубопровода откладываем значения скоростных напоров: на 1-м участке $\frac{v_1^2}{2g} = 0,62$ м, на 2-м участке

$\frac{v_2^2}{2g} = 0,13$ м и проводим пьезометрическую линию параллельно

напорной в пределах каждого участка (рисунок 13.4).

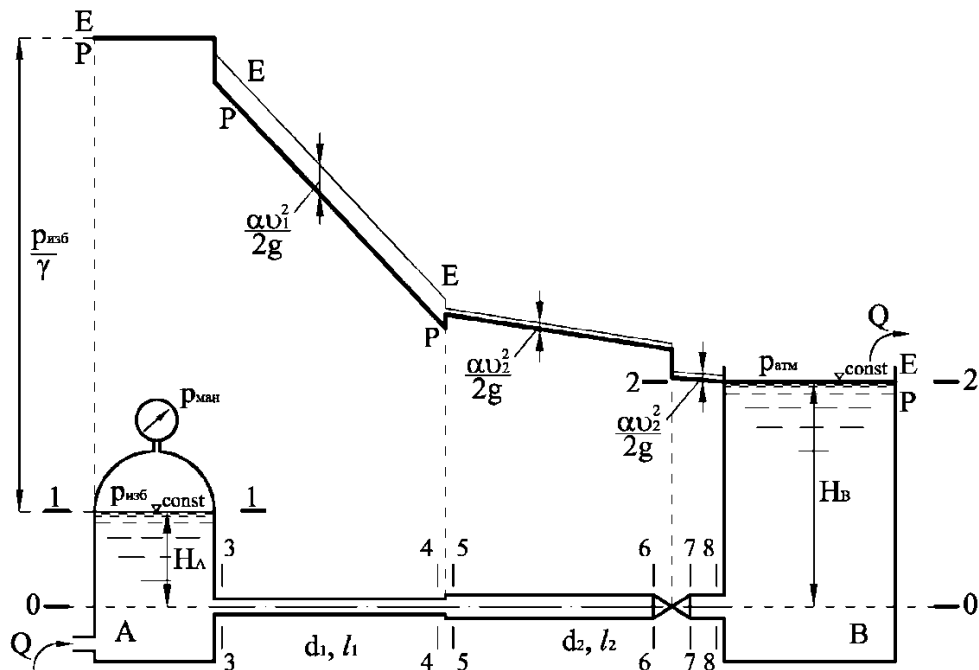


Рисунок 13.4 – К решению задачи

В результате получаем (рисунок 13.5).

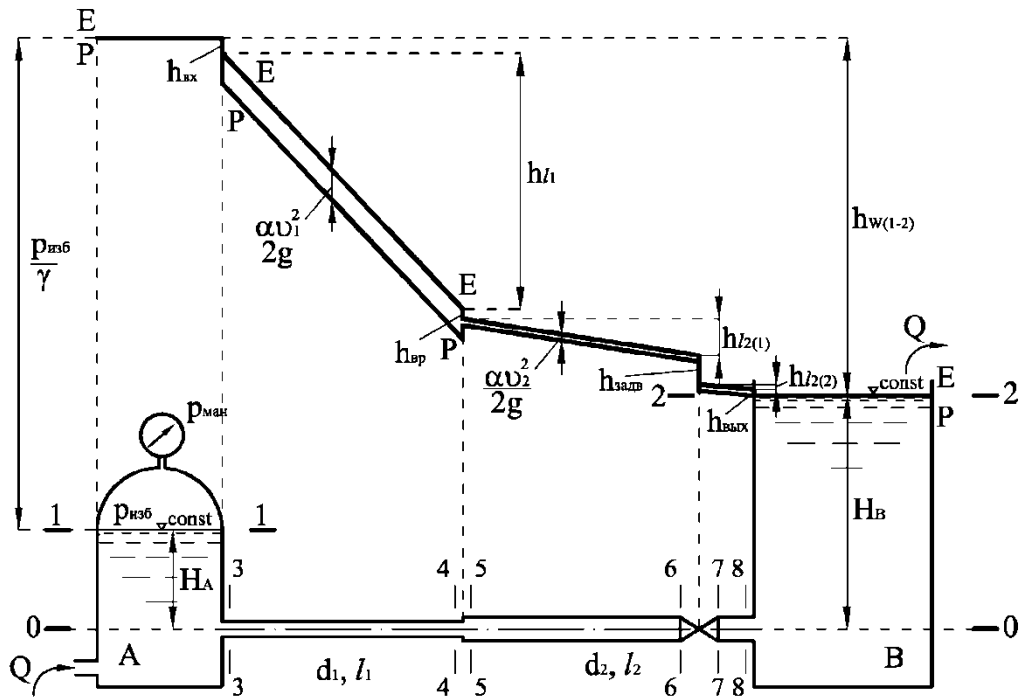


Рисунок 13.5 – К решению задачи

Ответ: $p_{\text{изб}} = 98,98$ кПа.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Кинематическая вязкость воды при различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$
0	1,79	20	1,01	45	0,60
6	1,47	22	0,96	50	0,56
8	1,38	24	0,92	55	0,51
10	1,31	26	0,88	60	0,48
12	1,23	28	0,84	70	0,42
14	1,17	30	0,80	80	0,37
16	1,11	35	0,73	90	0,33
18	1,06	40	0,66	100	0,29

Таблица 2 – Плотность капельных жидкостей (при температуре 20 °С)

Жидкость	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	Жидкость	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$
Анилин	945	Масло	
		касторовое	970
Бензол	876...880	льняное	930
Бензин авиационный	739...780	минеральное	877...892
Битум жидкий	1050	Нефть	760...900
Вода		Ртуть	13 550
пресная	998,2		
морская	1002...1030	Спирт этиловый безводный	790
Глицерин безводный	1250	Хлористый натрий	
Деготь каменноугольный	1030	(26 %-ый раствор)	1100
Керосин	792...860	Штукатурные растворы	2000...2500
Красочные составы			
(готовые к употреблению)	900...1200	Эфир этиловый	715...719

Таблица 3 – Плотность и модуль объемной упругости некоторых жидкостей и твердых тел

Жидкость или материал	Плотность $\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	Модуль объемной упругости $E \cdot 10^8, \text{Па}$
Вода	1000	19,6
Нефть	850	13,24
Масло	920	13,5
Сталь	7800	2000
Чугун	7000	1150
Латунь	8500	1130
Бетон	2100	212
Поливинилхлорид (ПВХ)	1430	30
Медь	8900	1298

Таблица 4 – Значение плотности воды при различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{в}}, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{в}}, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{в}}, \text{кг/м}^3$
0	999,87	20	998,26	70	977,94
3	999,99	30	995,76	80	971,94
4	1000	40	992,35	90	965,56
5	999,99	50	988,2	100	958,65
10	999,75	60	983,38	–	–

Таблица 5 – Моменты инерций I_0 (относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести C), координаты центра тяжести y_c и площади ω некоторых плоских фигур

1	2	3	4	5
Расчетная схема				
Момент инерций I_0	$I_0 = \frac{bh^3}{12}$	$I_0 = \frac{bh^3}{36}$	$I_0 = \frac{h^3(a^2 + 4ab + b^2)}{36(a+b)}$	$I_0 = \frac{\pi d^4}{64}$
Координата центра тяжести y_c	$y_c = y_0 + \frac{h}{2}$	$y_c = y_0 + \frac{2}{3}h$	$y_c = y_0 + \frac{h(a+2b)}{3(a+b)}$	$y_c = y_0 + \frac{d}{2}$
Площадь ω	$\omega = bh$	$\omega = \frac{bh}{2}$	$\omega = \frac{h(a+b)}{2}$	$\omega = \frac{\pi d^2}{4}$
Расчетная схема				–
Момент инерций I_0	$I_0 = \frac{\pi a^3 b}{4}$	$I_0 = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}$	$I_0 = \frac{9\pi^2 - 64}{72\pi} r^4$	–
Координата центра тяжести y_c	$y_c = y_0 + a$	$y_c = y_0 + R$	$y_c = y_0 + \frac{4r}{3\pi}$	–
Площадь ω	$\omega = \pi ab$	$\omega = \pi(R^2 + r^2)$	$\omega = \frac{\pi r^2}{2}$	–

Таблица 6 – Приставки для образования кратных и дольных единиц

Наименование	Обозначение	Множитель	Пример
Тера	Т	10^{12}	Тм (тераметр)
Гига	Г	10^9	Гм (гигаметр)
Мега	М	10^6	МПа (мегапаскаль)
Кило	к	10^3	кН (килоньютон)
Деци	д	10^{-1}	дм (дециметр)
Сант	с	10^{-2}	см (сантиметр)
Милли	м	10^{-3}	мм (миллиметр)
Микро	мк	10^{-6}	мкм (микромметр)
Нано	н	10^{-9}	нм (наномметр)
Пико	п	10^{-12}	пм (пикомметр)

Таблица 7 – Название букв греческого алфавита

Буква	Название букв	Буквы	Название букв
Α α	альфа	Ν ν	ни (ню)
Β β	бета	Ξ ξ	кси
Γ γ	гамма	Ο ο	омикрон
Δ δ	дельта	Π π	пи
Ε ε	эпсилон	Ρ ρ	ро
Ζ ζ	дзета	Σ σ	сигма
Η η	эта	Τ τ	тау
Θ θ	тета	Υ υ	ипсилон
Ι ι	йота	Φ φ	фи
Κ κ	каппа	Χ χ	хи
Λ λ	лямбда	Ψ ψ	пси
Μ μ	ми (мю)	Ω ω	омега

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Исаев А. П., Кожевникова Н. Г., Ещин А. В.** Гидравлика: Учебник. М. : НИЦ ИНФРА-М, 2015. 420 с. + Доп. материалы [Электронный ресурс]. URL: <http://www.znaniium.com>.
2. Гидравлика и гидравлические машины. Лабораторный практикум: Учебное пособие / Н. Г. Кожевникова, А. В. Ещин, Н. А. Шевкун, А. В. Драный, В. А. Шевкун, А. А. Цымбал, Б. Т. Бекишев. СПб. : Лань, 2016. 352 с.
3. **Иванов А. И., Куликов А. А., Третьяков Б. С.** Контрольно-измерительные приборы в сельском хозяйстве: Справочник. М. : Колос, 1984. 352 с.
4. **Косой В. Д.** Пособие для лабораторных и практических занятий по курсу «Гидравлика». М. : ДеЛи принт, 2007. 552 с.
5. **Некрасов Б. Б.** Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б. Б. Некрасова. Минск : Вышэйш. школа, 1985. 382 с.
6. Практикум по гидравлике: Учебное пособие / Н. Г. Кожевникова, Н. П. Тогунова, А. В. Ещин, Н. А. Шевкун, В. Ф. Кривчанский. М. : НИЦ ИНФРА-М, 2014. 248 с.
7. **Чугаев Р. Р.** Гидравлика: Учебник для вузов. 6-е изд., репринтное. М. : Издательский Дом «БАСТЕТ», 2013. 672 с.
8. ГОСТ 15528–86 «Средства измерений расхода, объема или массы протекающих жидкости и газа. Термины и определения». – Введ. 1988–01–01. 41 с.
9. **Кремлевский П. П.** Расходомеры и счетчики количества вещества: Справочник: Кн. 1. СПб. : Политехника, 2002. 409 с.
10. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). Изд. 2-е, перераб. и доп. М. : Стройиздат, 1975. 323 с.
11. Большой энциклопедический словарь: В 2-х т. / Гл. ред. А. М. Прохоров. М. : Сов. энциклопедия, 1991. Т. 1. 863 с.
12. **Наземцев А. С.** Пневматические приводы и средства автоматизации. М. : Форум, 2004. 240 с.
13. **Платонов Е. С., Самолетов В. А., Буравой С. Е.** Физика. Словарь-справочник. СПб. : Питер, 2005. 496 с.
14. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов / Б. М. Яровской, А. А. Детлаф, А. К. Лебедев. 8-е изд., перераб. и

испр. М. : ООО «Издательство Оникс»: ООО «Издательство «Мир и Образование», 2007. 1056 с.

15. **Семенов В. П.** Основы механики жидкости : учебное пособие. М. : ФЛИНТА. 2013. 375 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	5
Основные физические свойства жидкости.....	7
Гидростатическое давление. Методы и средства для измерения давления	21
Сообщающиеся сосуды. Закон Паскаля.....	43
Сила гидростатического давления на плоскую стенку.....	51
Сила Архимеда.....	56
Уравнение Бернулли.....	60
Режимы движения жидкости.....	72
Потери напора по длине.....	78
Местные потери напора.....	90
Истечение жидкости из отверстий и насадков.....	102
Расходомеры.....	119
Гидравлический удар.....	139
Пример практического применения основ гидродинамики при решении задач.....	146
Приложения.....	155
Библиографический список.....	158

Учебное издание

Кожевникова Наталья Георгиевна
Шевкун Николай Александрович
Драный Александр Владимирович

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Оригинал-макет *Алексей Карев*

Дизайн обложки *Полина Шапошникова*

Подписано в печать 10.03.2021. Формат 60х90/16
Усл.-печ. л. 10,06 Тираж 100 экз. Заказ № 2

ООО «Мегаполис»
www.m-megapolis.ru
Тел.: 8 (495) 643-28-71
E-mail: zakaz@m-megapolis.ru
127550, Москва, ул. Прянишникова, д. 23А

Отпечатано в ПАО «Т8 Издательские технологии»
Тел.: +7 (499) 322-38-31
109316, Москва, Волгоградский проспект, д. 42, корп. 5