МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Дальневосточный государственный аграрный университет

Т. Г. МОЛЧАНОВА

ГИДРАВЛИКА

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

БЛАГОВЕЩЕНСК
Дальневосточный ГАУ
2021

УДК 531.075 (075)
ББК 30.123я7
М75

Рецензент – Елена Викторовна Попова, канд. техн. наук
доцент, декан факультета строительства и природообустройства

Рекомендовано к изданию и использованию в учебном процесс в качестве учебного пособия методическим советом факультета строительства и природообустройства Дальневосточного ГАУ

Молчанова, Татьяна Геннадьевна.

М75 Гидравлика : учебное пособие / Т. Г. Молчанова ; Дальневосточный государственный аграрный университет. – Благовещенск : Дальневосточный ГАУ, 2021. – 168 с.

УДК 531.075 (075)
ББК 30.123я7

Учебное пособие соответствует ФГОС направления подготовки 08.03.01 – Строительство и 20.03.01 – Техносферная безопасность. Пособие предназначено для студентов всех форм обучения по дисциплинам «Гидравлика» и «Гидрогазодинамика». Материалы пособия способствуют формированию практических навыков в решении задач по основным разделам гидравлики, курсового проектирования, разделов выпускной квалификационной работы.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика представляет собой теоретическую дисциплину, изучающую вопросы, связанные с механическим движением жидкости в различных природных и техногенных условиях. Поскольку жидкость (и газ) рассматриваются как непрерывные и неделимые физические тела, то гидравлику часто рассматривают как один из разделов механики, так называемых сплошных сред, к каковым принято относить и особое физическое тело – жидкость. По этой причине гидравлику часто называют механикой жидкости или гидромеханикой. Предметом исследований гидравлики являются основные законы равновесия и движения жидкостей и газов. Как в классической механике, в гидравлике можно выделить общепринятые составные части: гидростатику, изучающую законы равновесия жидкости; кинематику, описывающую основные элементы движущейся жидкости и гидродинамику, изучающую основные законы движения жидкости и раскрывающую причины её движения.

Гидравлику можно назвать базовой теоретической дисциплиной для обширного круга прикладных наук, с помощью которых исследуются процессы, сопровождающие работу гидравлических машин, гидроприводов. С помощью основных уравнений гидравлики и разработанных ею методов исследования решаются важные практические задачи, связанные с транспортом жидкостей и газов по трубопроводам, а также с транспортом твёрдых тел по трубам и другим руслам. Гидравлика также решает важнейшие практические задачи, связанные с равновесием твёрдых тел в жидкостях и газах, то есть изучает вопросы плавания тел [8].

Широкое использование в практической деятельности человека различных гидравлических машин и механизмов ставит гидравлику в число важнейших дисциплин, обеспечивающих научно-технический прогресс [2].

По этой причине особый интерес человек проявил к жидкостям на самой ранней стадии своего развития. Вода и воздух (иначе жидкость и газ) были отнесены к числу основных стихий природы уже первобытным человеком. История свидетельствует об успешном решении ряда практических задач с использованием жидкостей уже на самих ранних стадиях развития человека. Первым же научным трудом по гидравлике следует считать трактат Архимеда «О плавающих телах» (250 г. до н. э.). Однако в дальнейшем на протяжении нескольких столетий в развитии человечества наступила эпоха всеобщего застоя, когда развитие знаний и практического опыта находились на весьма низком уровне. В последующую за этим эпоху возрождения началось бурное развитие человеческих знаний, науки, накопление практического опыта. Наравне с развитием других наук начала развиваться и наука об изучении взаимодействия жидких тел.

Первыми крупными работами в этой области следует считать работы Леонардо да Винчи (1548–1620 гг.) – в области плавания тел, движения жидкостей по трубам и каналам. В работах Галилео Галилея (1564–1642 гг.) были сформулированы основные принципы равновесия и движения жидкости; работы Эванджелиста Торичелли (1604–1647 гг.) были посвящены решению задач по истечению жидкости из отверстий, а Блез Паскаль (1623–1727 гг.) исследовал вопросы по передаче давления в жидкости. Основополагающие и обобщающие работы в области механики физических тел, в том числе и жидких, принадлежат гениальному английскому физику Исааку Ньютону (1643–1727 гг.), который впервые сформулировал основные законы механики, закон всемирного тяготения и закон о внутреннем трении в жидкостях при их движении.

Развитию гидромеханики (гидравлики) как самостоятельной науки в значительной степени способствовали труды русских учёных Даниила

Бернулли (1700–1782 гг.), Леонарда Эйлера (1707–1783 гг.), М. В. Ломоносова (1711–1765 гг.). Работы этих великих учёных обеспечили настоящий прорыв в области изучения жидких тел: ими впервые были опубликованы дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкости Эйлера, закон сохранения энергии Ломоносова, уравнение запаса удельной энергии в идеальной жидкости Бернулли.

Развитию гидравлики как прикладной науки и сближению методов изучения теоретических и практических вопросов, используемых гидравликой и гидромеханикой, способствовали работы французских учёных Дарси, Буссинэ и др., а также работы Н. Е. Жуковского. Благодаря их трудам, а также более поздним работам Шези, Вейсбаха, Прандля удалось объединить теоретические исследования гидромеханики с практическими и экспериментальными работами, выполненными в гидравлике. Работы Базена, Пуазейля, Рейнольдса, Фруда, Стокса и других развили учение о динамике реальной (вязкой) жидкости. Дифференциальное уравнение Навье–Стокса позволило описать движение реальной жидкости как функцию параметров этой жидкости в зависимости от внешних условий. Дальнейшие работы в области теоретической и прикладной гидромеханики были направлены на развитие методов решения практических задач, развитие новых методов исследования, новых направлений: теория фильтрации, газо- и аэродинамика и др [1].

1 ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1.1 Плотность

Плотностью ρ (кг/м^3) называется масса единицы объема жидкости:

$$\rho = \frac{m}{W} \tag{1.1}$$

где m – масса жидкого тела, кг;

W – объем, м^3.

Плотность жидкостей уменьшается с увеличением температуры. Исключение представляет вода в диапазоне температур от 0 до 4^{0}C, когда ее плотность увеличивается, достигая наибольшего значения при температуре 4^{0}C – ρ = 1000 кг/м^3.

1.2 Удельный вес

Удельным весом жидкости (γ) называется вес единицы объема этой жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{W} \tag{1.2}$$

где G – вес жидкого тела, Н;

W – объем, м^3.

Для воды при температуре 4^{0}C – g = 9810 Н/м^3.

Между плотностью и удельным весом существует связь:

$$\gamma = \rho \cdot g \tag{1.3}$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2.

Сопротивление жидкостей изменению своего объема под действием давления и температуры характеризуется коэффициентами объемного сжатия и температурного расширения.

1.3 Коэффициент объемного сжатия

Коэффициент объемного сжатия – это относительное изменение объема жидкости при изменении давления на единицу:

$$\beta_W = -\frac{\Delta W}{W \cdot \Delta\rho} = \frac{\Delta\rho}{\rho \cdot \Delta\rho} \tag{1.4}$$

где ΔW – изменение объема W;

$\Delta\rho$ – изменение плотности ρ, соответствующее изменению давления на величину $\Delta\rho$.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется модулем упругости жидкостей $E_ж$ (Па):

$$E_{Ж} = 1/\beta_W \tag{1.5}$$

1.4 Коэффициент температурного расширения

Коэффициент температурного расширения выражает относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на один градус:

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W \cdot \Delta t} \tag{1.6}$$

где ΔW – изменение объема W, соответствующее изменению температуры на величину Δt.

1.5 Вязкость

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной части жидкости относительно другой. Вязкость проявляется только при движении жидкости и сказывается на распределении скоростей по живому сечению потока.

Согласно гипотезе Ньютона, сила внутреннего трения F в жидкостях пропорциональна градиенту изменения скорости $\frac{du}{dy}$, площади соприкосновения слоев S, зависит от рода жидкости и очень незначительно зависит от давления:

$$F = \mu \cdot S \frac{du}{dy} \tag{1.7}$$

где S – площадь соприкасающихся слоев, м^2;

du – скорость смещения слоя "b" относительно слоя "a", м/с;

dy – расстояние, на котором скорость движения слоев изменилась на du, м;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости, изменение скорости по нормали к направлению движения (c^{-1});

μ– коэффициент динамической вязкости.

В практике для характеристики вязкости жидкости чаще применяют не коэффициент динамической вязкости, а коэффициент кинематической вязкости. Коэффициентом кинематической вязкости называется отношение коэффициента динамической вязкости к плотности жидкости:

$$\upsilon = \frac{\mu}{\rho} \tag{1.8}$$

Вязкость жидкости зависит от рода жидкости, от температуры и от давления.

Вязкость жидкости определяют при помощи вискозиметра Энглера и выражают в градусах Энглера (^{0}Е). Градус Энглера (^{0}Е) есть отношение времени истечения испытуемой жидкости ко времени истечения дистиллированной воды. Для перехода от вязкости в градусах Энглера к коэффициенту кинематической вязкости применяется формула Убеллоде:

$$\upsilon = \left(0{,}0731 \cdot {}^0E - \frac{0{,}0631}{{}^0E}\right)10^{-4} \tag{1.9}$$

Вязкость также определяют капиллярным вискозиметром Оствальда. Коэффициент кинематической вязкости в этом случае находят формуле:

$$\upsilon = c \cdot T_{ж} \cdot 10^{-4} \tag{1.10}$$

где с – постоянная прибора;

$T_ж$ – время истечения жидкости, с.

1.6 Примеры решения задач

1. В отопительный котёл поступает вода с расходом $Q=5{,}56\cdot10^{-6}$ м^3/с при температуре t_1=70º С. Сколько воды будет выходить из котла, если, нагрев производится до температуры t_2=90ºС?

Решение:

Для решения этой задачи воспользуемся формулой определения коэффициента температурного расширения (1.5).

Поскольку объём и расход величины соотносительные, тогда:

$$\beta_t = \frac{\Delta Q}{Q \cdot \Delta t}; \beta_t = \frac{Q_2 - Q_1}{(t_2 - t_1) \cdot Q}$$

откуда $Q_2 = \beta_t \cdot (t_2 - t_1) \cdot Q_1 + Q_1 = 719 \cdot 10^{-6} \cdot (90 - 70) \cdot 5{,}56 \cdot 10^{-6} = 5{,}64 \cdot 10^{-6}$ м$^3/с$.

2. Трубопровод длиной L = 90 м и внутренним диаметром d = 0,8 м перед гидравлическим испытанием заполнен водой, находящейся под атмосферным давлением. Определить, сколько надо добавить в трубопровод воды, чтобы давление в нем повысить до P_2 = 2 МПа. Температура воды t = 20ºС.

Решение:

Для решения этой задачи воспользуемся формулой определения коэффициента объемного сжатия, который выражает относительное изменение объёма жидкости на единицу изменения давления (1.4).

$$\beta_\rho = \frac{W_2 - W_1}{(\rho_2 - \rho_1) \cdot W_1}$$

Определим первоначальный объем трубопровода: $W_1 = \frac{\pi * d^2}{4} \cdot L = \frac{3{,}14 * 0{,}8^2}{4} \cdot 90 == 45{,}216$ м^3.

Коэффициент объемного сжатия воды, соответствующий t = 20ºС, ρ_2 = 2 Мпа, β_ρ= 4,95 Па$^{-1}$.

Тогда $W_2 = \beta_\rho \cdot (\rho_2 - \rho_1) \cdot W_1 + W_1 = 4{,}95 \cdot 10^{-10} \cdot (2000 - 98{,}1) \cdot 45{,}216 + 45{,}216 = 45{,}216043 \frac{м^3}{с}$;

$\Delta W = W_2 - W_1$ = 45,216043 – 45,216 = 0,000043 м^3 = 43 см^3.

3. В вертикальном цилиндрическом резервуаре диаметром d = 4,0 м хранится 100 тонн нефти плотностью ρ = 850 кг/м^3 при температуре t = 0ºС. Определить колебания уровня в резервуаре при колебании температуры нефти от 0ºС до 30ºС. Расширение резервуара не учитывать. Коэффициент температурного расширения нефти принять равным β_t=0,00072 к$^{-1}$.

Решение:

Определим вес нефти $G_i = \gamma_i \cdot W$ или можно записать: $G_i = g \cdot m$
где: m – масса нефти = 100 т;
g – ускорение свободного падения = 9,81 м^2/с.
Тогда

$$W_1 = \frac{G_н}{\gamma_н} = \frac{100000 \cdot 9{,}81}{9{,}81 \cdot 850} = 117{,}65 \text{ м}^3$$

при d = 4,0 м и $W_1 = 117{,}65 \text{ м}^3$

$$h_н = \frac{W_1 \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{117{,}65 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 4^2} = 9{,}37 \text{ м.}$$

Для решения этой задачи воспользуемся формулой определения коэффициента температурного расширения, который выражает относительное изменение объёма жидкости на единицу изменения температуры (1.5).

$$\beta_t = \frac{W_2 - W_1}{(t_2 - t_1) \cdot W_1}$$

Тогда

$$W_2 = \beta_t \cdot (t_2 - t_1) \cdot W_1 + W_1 = 0{,}00073 \cdot (30 - 0) \cdot 117{,}65 + 117{,}65 = 120{,}23 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$h_{н2} = \frac{W_2 \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{120{,}23 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 4^2} = 9{,}57 \text{ м.}$$

$\Delta h = h_{н2} - h_{н1} = 9{,}57 - 9{,}37 = 0{,}2$ м = 20 см.

Следовательно, при повышении температуры до 30^{0}С уровень нефти поднимется на 20 см.

2 ГИДРОСТАТИКА

2.1 Основное уравнение гидростатики

Абсолютное гидростатическое давление – модуль вектора сжимающего напряжения в жидкости, а модули нормальных напряжений на всех площадках, проходящих через точку А, равны между собой и называются абсолютным гидростатическим давлением: $p = |\vec{p}| = \lim\limits_{ds \to 0} \frac{|\overrightarrow{dF}|}{ds}$.

Давление – скалярная величина, имеющая размерность напряжения $[p] = \frac{\text{сила}}{\text{площадь}} = \frac{\text{н}}{\text{м}^2} = \text{Па}$.

Абсолютное давление в жидкости можно вычислить по формуле (2.1), которая называется основным уравнением гидростатики, а также можно измерить с помощью приборов – мановакуумметров:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \tag{2.1}$$

$$p_{вес} = \rho \cdot g \cdot h \tag{2.2}$$

где $p_{вес}$ – давление за счет веса жидкости (весовое давление или давление столба жидкости).

Давление газа p_0 передается через жидкость на глубину h по закону Паскаля.

Основное уравнение гидростатики (2.1) связывает давления на двух горизонтальных плоскостях в жидкости.

Закон Паскаля: давление p_0, созданное на жидкость любым путем, передается во все точки объёма жидкости без изменения.

Манометр измеряет избыток абсолютного давления над атмосферным ($p_{ат}$):

$$p_м = p - p_{ат}$$

Вакуумметр измеряет недостаток абсолютного давления до атмосферного:

$$p_v = p_{ат} - p \qquad (2.4)$$

Используя показания приборов, можно определить абсолютное давление по формулам пересчета (2.5) и (2.6):

$$p = p_{ат} + p_м \qquad (2.5)$$

$$p = p_{ат} - p_v \qquad (2.6)$$

Атмосферное давление $p_{ат}$ определяется по барометру. Если $p_{ат}$ не задано, оно принимается равным: $p_{ат}=10^5$Па=0,1МПа.

2.2 Свойства гидростатического давления

1. Во всех точках горизонтальной площади, проведенной через однородную жидкость, давление одинаково.

2. В данной точке внутри жидкости давление по всем направлениям одинаково. Это означает, что давление в жидкости на определенном уровне можно определять и сверху, и снизу, и слева, и справа.

3. На внешней поверхности жидкости давление направлено перпендикулярно к поверхности. В противном случае на жидкость действовали бы касательные силы, и она бы двигалась.

4. При перемещении в жидкости сверху вниз давление увеличивается: $p_3 > p_2 > p_1 > p_0$.

Молекулы жидкости, стремясь освободиться от сжимающих напряжений, в свою очередь оказывают силовое воздействие на окружающие поверхности (третий закон Ньютона – действие равно противодействию). В результате и возникают силы давления (рис. 2.1).

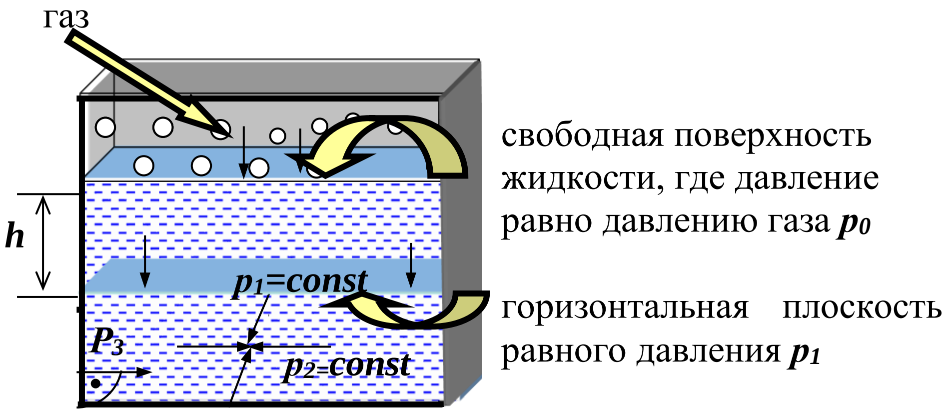


Рисунок 2.1 – Иллюстрация к свойствам гидростатического давления

2.3 Сила давления на плоские поверхности

Сила давления – мера взаимодействия между жидкостью и стенкой. Она появляется потому, что жидкость на практике всегда находится в деформированном (сжатом) состоянии. На неё действуют собственный вес, реакции стенок и другие сжимающие силы. В результате деформации в жидкости появляется сжимающее напряжение, которое мы называем абсолютным давлением.

Необходимо определить силу давления жидкости на поверхность, имеющую ось симметрии и наклоненную под углом к горизонту. Форма поверхности значения не имеет. Она может быть круглой, треугольной, прямоугольной, трапецеидальной.

Абсолютное давление на поверхности контакта между жидкостью и стенкой определяет степень сжатия жидкости в окрестности точки. По третьему закону Ньютона сжатая жидкость оказывает на поверхность такое же давление, но с противоположным знаком (аналогия со сжатой пружиной). Сумма воздействий жидкости на поверхность во всех её точках определяет суммарное давление на поверхность, или силу давления.

Рассмотрим простейший случай, когда резервуар открытый, и на свободную поверхность жидкости действует атмосферное давление. Атмосферное давление передается по закону Паскаля через жидкость и действует на стенку изнутри. Так как снаружи также действует атмосферное давление, то в результате оно уравновешивается и не влияет на стенку.

Итак, в открытом резервуаре соприкасающиеся с жидкостью поверхности находятся под воздействием только весового давления (давления столба жидкости).

Сила давления столба жидкости – это вектор. Сила давления характеризуется величиной (модулем), направлением и точкой приложения.

Направление силы всегда перпендикулярно площади стенки. Величина силы равна произведению площади стенки на давление в центре тяжести этой площади.

$F = p_c \cdot s = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot s$, где h_c – глубина погружения в жидкость центра тяжести площади стенки s. Для доказательства разобьем смоченную жидкостью площадь s на площадки (рис. 2.2) величиной ds, которые ввиду малости можно считать горизонтальными. Во всех точках такой площадки давление столба жидкости можно считать одинаковым и равным $\rho \cdot g \cdot h$.

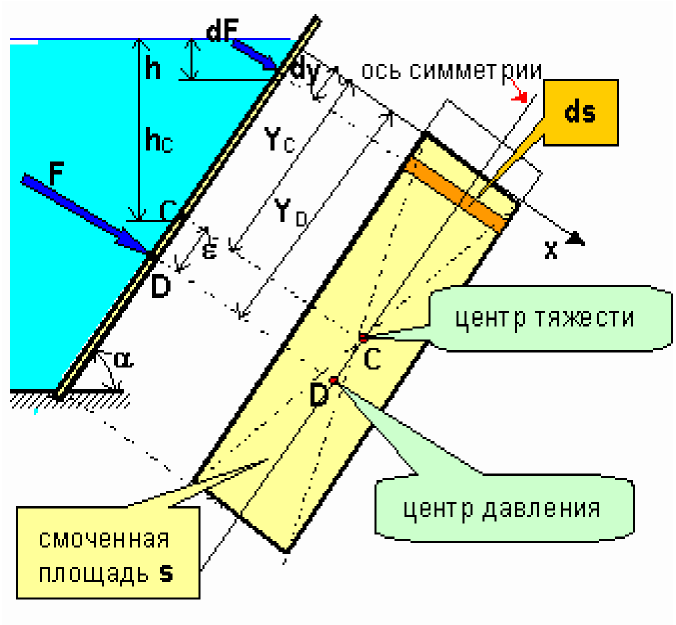


Рисунок 2.2 – Эпюра гидростатического давления на плоскую стенку

На площадку ds действует со стороны жидкости сила dF=p·s= =ρ·g·h·s. На всю площадь s будет действовать множество параллельных сил dF (увеличивающихся с глубиной из-за роста h). Результирующая сила F представляет собой алгебраическую сумму составляющих сил dF, то есть интеграл $F=\rho \cdot g \cdot Sin\alpha \cdot y_c \cdot s=\rho \cdot g \cdot h_c \cdot s$, где y – расстояние от любой площадки до поверхности жидкости, отсчитываемое в плоскости стенки. Произведение y·d·s есть статический момент площади ds относительно оси x (ось x – линия пересечения поверхности жидкости с плоскостью стенки – линия уреза жидкости). Сумма таких произведений (интеграл) для всех площадок равна статическому моменту всей площади относительно оси x. $\int y \cdot ds = y_c \cdot s$,

Замечая, что $\rho \cdot g \cdot h_c$ есть давление в центре тяжести стенки (в точке C), окончательно получим:

$$F = p_c \cdot s \tag{2.7}$$

Сила F пересекает площадь стенки в точке D, которая называется центр давления. Положение точки на плоскости определяется двумя координатами. Точка приложения равнодействующей силы должна быть расположена ниже центра тяжести площади стенки, поскольку с глубиной силы давления dF увеличиваются, а точка приложения равнодействующей параллельных сил всегда сдвигается к большей силе (теорема Вариньона – известный факт из теоретической механики).

Теорема Вариньона. Момент равнодействующей силы относительно произвольной точки (оси) равен сумме моментов составляющих сил относительно этой точки (оси).

Подставляя выражение для силы F и представляя момент инерции относительно оси x как сумму момента инерции относительно центральной оси и произведения площади на квадрат расстояния между осями $I_X = I_C + y_C^2 \cdot s$, получим $y_D = \frac{\rho \cdot g \cdot Sin\alpha \cdot I_x}{F} = \frac{\rho \cdot g \cdot Sin\alpha \cdot (I_C + s \cdot l_C^2)}{\rho \cdot g \cdot h_C \cdot s} = l_C + \frac{I_C}{s \cdot y_C}$.

Расстояние от центра тяжести до точки приложения силы $e = y_D - y_C$ определяется так:

$$e = \frac{I_C}{s \cdot y_C} \qquad (2.8)$$

где I_c – момент инерции площади стенки относительно горизонтальной центральной оси.

Это справочная величина, например, для круга $I_C = \pi d^4/64$. Величина y_c равна расстоянию от центра тяжести до свободной поверхности жидкости (по оси симметрии стенки).

При определении величины силы в формулу подставляется давление в центре тяжести (в точке C), а сама сила приложена в центре давления (в точке D).

2.4 Сила давления на криволинейную поверхность, погружённую в жидкость

Выберем внутри покоящейся жидкости криволинейную поверхность ABCD, которая может быть частью поверхности некоторого тела, погруженного в жидкость (рис. 2.3).

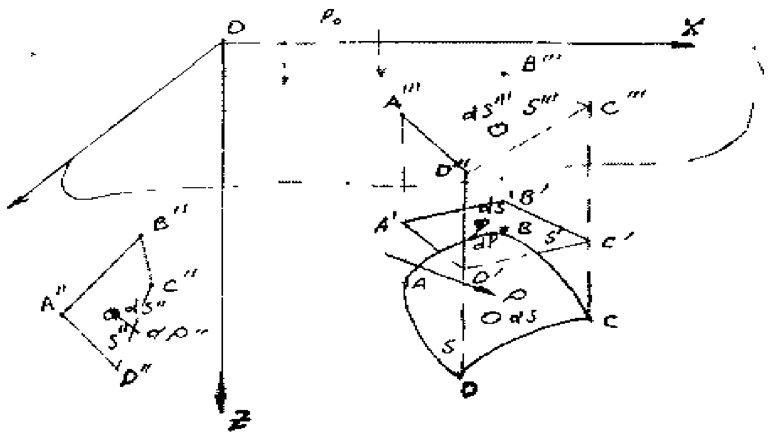


Рисунок 2.3 – Криволинейная поверхность

Построим проекции этой поверхности на координатные плоскости. Тогда в координатной плоскости XOZ проекцией этой поверхности будет плоская поверхность $A'B'C'D'$, в координатной плоскости YOZ –плоская поверхность $A''B''C''D''$ и в плоскости свободной поверхности жидкости (координатная плоскость XOT) - плоская поверхность $A'''B'''C'''D'''$. На криволинейной поверхности выделим малую площадку dS, проекции которой на координатные плоскости будут соответственно dS', dS'' и dS'''. Сила давления на криволинейную поверхность dP будет направлена по внутренней нормали к этой поверхности и может быть представлена в следующем виде.

Горизонтальные составляющие могут быть определены, как силы давления на проекции малой площадки dS на соответствующие координатные плоскости

$$dP_x = (p_0 + \rho g h) dS \cos(\overline{dP, OX}),$$
$$\text{т. е. } dP_x = (p_0 + \rho g h) dS' \quad .$$
$$\text{и } dP_x = (p_0 + \rho g h) dS''$$

Интегрируя эти уравнения, получим (как в случае с давлением на наклонную поверхность) $P_x = (p_o + \rho g h_o) S'$, $P_y = (p_o + \rho g h_o) S''$.

Вертикальная составляющая силы давления $P_z = \int_s p_o \, dS''' + \rho g \int_{s+1} h d\, S'''$.

Второй интеграл в этом равенстве представляет собой объём, образованный рассматриваемой криволинейной поверхностью ABCD и её проекцией на свободную поверхность жидкости$A'''B'''C'''D'''$(т. е. S и S'''). Этот объём принято называть телом давления $W_{\text{тд}}$.

$$P_p = p_o dS''' + \rho g W_{\text{тд}}.$$

Таким образом, горизонтальные составляющие силы давления на криволинейную поверхность равны давлениям на вертикальные проекции этой поверхности, а вертикальная составляющая равна весу тела давления и силе внешнего давления на горизонтальную проекцию криволинейной поверхности.

Основные уравнения гидростатики широко используются на практике. Примерами могут служить простейшие гидравлические машины – гидравлический пресс, построенный по принципу сообщающихся сосудов, и гидравлический аккумулятор.

Гидравлический пресс состоит из двух цилиндров – приводного и рабочего, соединенных между собой трубопроводом, и представляет систему сообщающихся сосудов. В приводном цилиндре перемещается плунжер малого диаметра d, в рабочем цилиндре находится поршень с большим диаметром D. Связь между плунжером и рабочим поршнем осуществляется через рабочую жидкость, заполняющую гидравлическую систему (сообщающиеся сосуды). Усилие F через рычаг передается рабочей жидкости.

Сила давления на жидкость под плунжером P_1 передаёт жидкости давление p, которое, в свою очередь, передаётся во все точки рабочего поршня: $P_1 = F\frac{l_2}{l_1}$
$p = \frac{P_1}{\frac{\pi d^2}{4}}$.

Тогда сила давления на поверхность рабочего поршня будет равна

$$P_2 = p\frac{\pi D^2}{4}.$$

Таким образом, с помощью гидравлического пресса, приложенная к концу рычага сила увеличивается в $\frac{l_2}{l_1}\left(\frac{D}{d}\right)^2$ раз.

2.5 Примеры решения задач

1. Определить величину давления P в котле и пьезометрическую высоту h_2, если высота поднятия ртути в ртутном манометре h_1 = 0,12 м (см. рисунок). Плотность ртути $\rho_{рт}$ = 13550 кг/м^3.

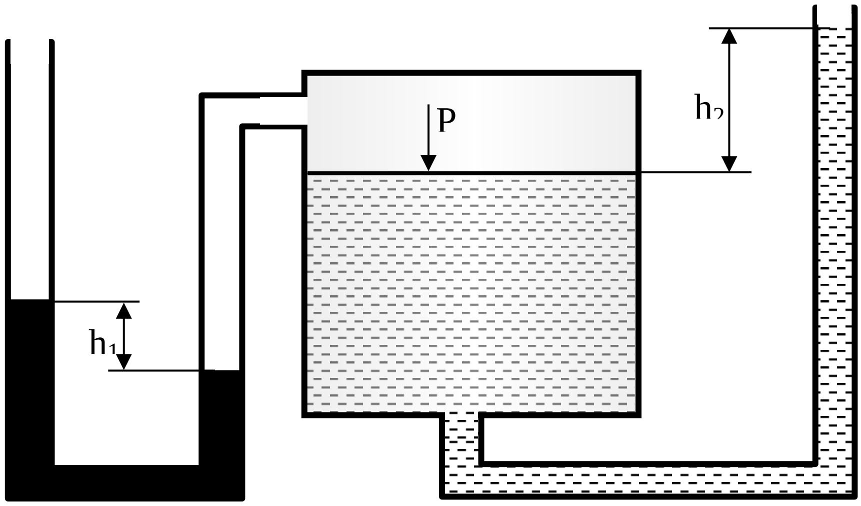
Решение:

Для решения этой задачи воспользуемся основным уравнением гидростатики:

$$P_{полн} = P_0 + \gamma \cdot h,$$

где P_0 – давление на свободной поверхности жидкости;

γ – плотность жидкости.



Тогда $\gamma_в = \rho \cdot g = 1000 \cdot 9.81 = 9{,}81$кН/м^3; $\gamma_{рт} = \rho \cdot g = 13550 \cdot 9{,}81 = 132{,}925$ кН/м^3; h – высота столба.

Составим уравнение равновесия, двигаясь слева направо по трубкам прибора

$$P_а + \gamma_{рт} \cdot h_1 = P;$$

$$98{,}1 + 132{,}926 \cdot 0{,}12 = 114{,}05 \text{ кПа.}$$

где $P_а = 98{,}1$ кПа – атмосферное давление.

Для определения высоты воды в пьезометре составим основное уравнение гидростатики для пьезометра:

$$P_а + \gamma_в \cdot h_2 = P;$$

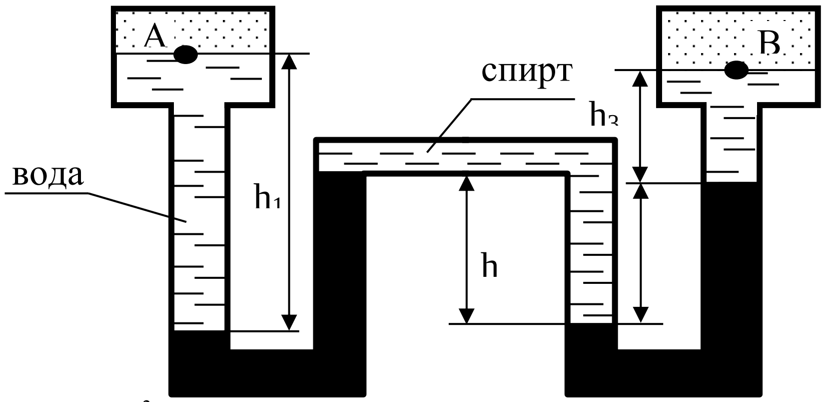
$$98{,}1 + 9{,}81 \cdot h_2 = 114{,}05\text{кПа.}$$

$$h_2 = \frac{P - P_а}{\gamma_в} = \frac{114{,}05 - 98{,}1}{9{,}81} = 1{,}63 \text{ м.}$$

2. Резервуары А и Б частично заполнены водой и газом. Определить избыточное давление газа на поверхности воды закрытого резервуара Б, если избыточное давление на поверхности воды в закрытом резервуаре А равно $P_а$=99 кПа, разность уровней ртути в двухколенном дифманометре h=0,35 м, мениск ртути в левой трубке манометра ниже уровня воды на величину h_3= 0,25 h_1, высота подъема ртути в правой трубке манометра h_2 = 0,3 м. Пространство между уровнями ртути в манометре заполнено этиловым спиртом.

Решение:

Составим уравнение равновесия, двигаясь слева направо по трубкам прибора.



где $\gamma_в$ = 9,91кН/м^3- удельный вес воды;

γрт= 133,4 кН/м^3- удельный вес ртути;

$\gamma_{спирта}$ = 7,75 кН/м^3.

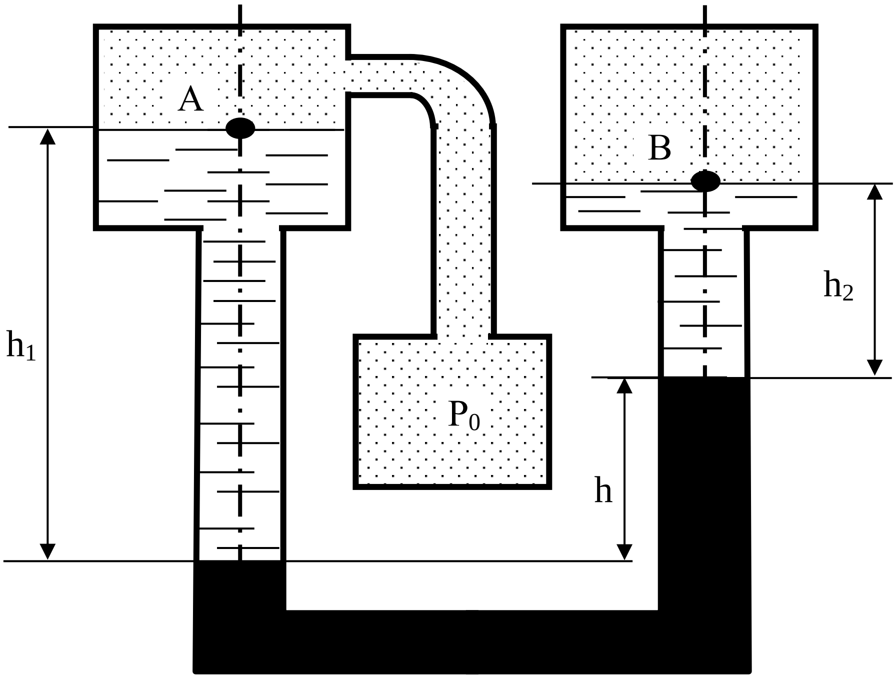
3. Резервуары А и В частично заполнены водой разной плотности (соответственно $\rho_а$=998 кг/м^3, $\rho_в$=1029 кг/м^3) и газом, причем к резервуару А подключен баллон с газом. Высота столба ртути в трубке дифманометра h = 0,17м, а расстояния от оси резервуаров до мениска ртути равны h_1=0,4 м, h_2=0,13 м. Какое нужно создать давление в баллоне, чтобы получить давление $P_в$ =112 кПа на свободной поверхности в резервуаре В?

Решение:

Составим уравнение равновесия, двигаясь, справа налево по трубкам прибора:

$$P_{в} + h_2 \cdot \gamma_{в} + \gamma_{рт} \cdot h - \gamma_{в} \cdot h_1 = P_a,$$

где $\gamma_{в}$= g · $\rho_{в}$ = 9,81· 998 = 9790,38 Н/м^3- удельный вес воды.



γрт= g · $\rho_{рт}$ = 9,81· 1029 = 10094,5 Н/м^3- удельный вес ртути.

Определим абсолютное гидростатическое давление на свободной поверхности в резервуаре P_a:

$$P_{в} + h_2 \cdot \gamma_{в} + \gamma_{рт} \cdot h - \gamma_{в} \cdot h_1 =$$
$$112 + 9{,}79 \cdot 0{,}13 + 10{,}09 \cdot 0{,}17 - 9{,}79 \cdot 0{,}4 = 111{,}07 \text{ кПа}$$

Плотность газа во много раз меньше плотности жидкости, поэтому в данной задаче ей можно пренебречь, давление в баллоне P_0 будет равно давлению на поверхности жидкости P_a.

4. К двум резервуарам a и b, заполненным нефтью, присоединён дифференциальный ртутный манометр. Определить разность давлений в точках a и b, составив уравнение равновесия относительно плоскости равного давления. Разность показаний манометра h=0,28 м.

Решение:

Для решения этой задачи воспользуемся основным уравнением гидростатики:

$$P_{полн} = P_0 + \gamma \cdot h,$$

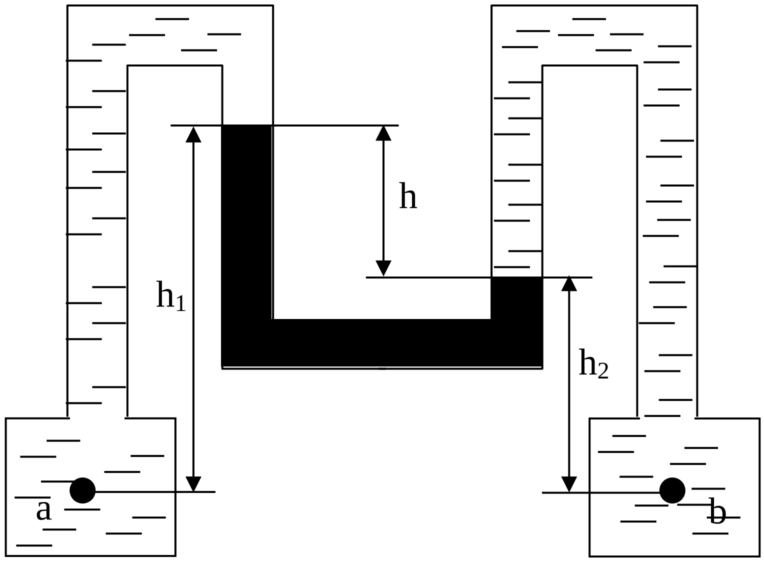
где P_0 – давление на свободной поверхности жидкости;

γ – плотность жидкости;

$\gamma_{н}$ = 8,83 кН/м^3;

$\gamma_{рт}$ = 134,4 кН/м^3;

h – высота столба.



Составим уравнение равновесия, двигаясь слева на право по трубкам прибора:

$$\text{P}_\text{а} - \gamma_\text{н} \cdot h_1 + \gamma_\text{рт} \cdot h - \gamma_\text{н} \cdot h + \gamma_\text{н} \cdot (h + h_2) = \text{P}_b.$$

После преобразования выражения получим:

$$\triangle\ \text{P} = \text{P}_\text{а} - \text{P}_b = (\gamma_\text{рт} - \gamma_\text{н}) \cdot h = (133{,}4 - 8{,}83) \cdot 0{,}28 = 34{,}88\ \text{кПа}.$$

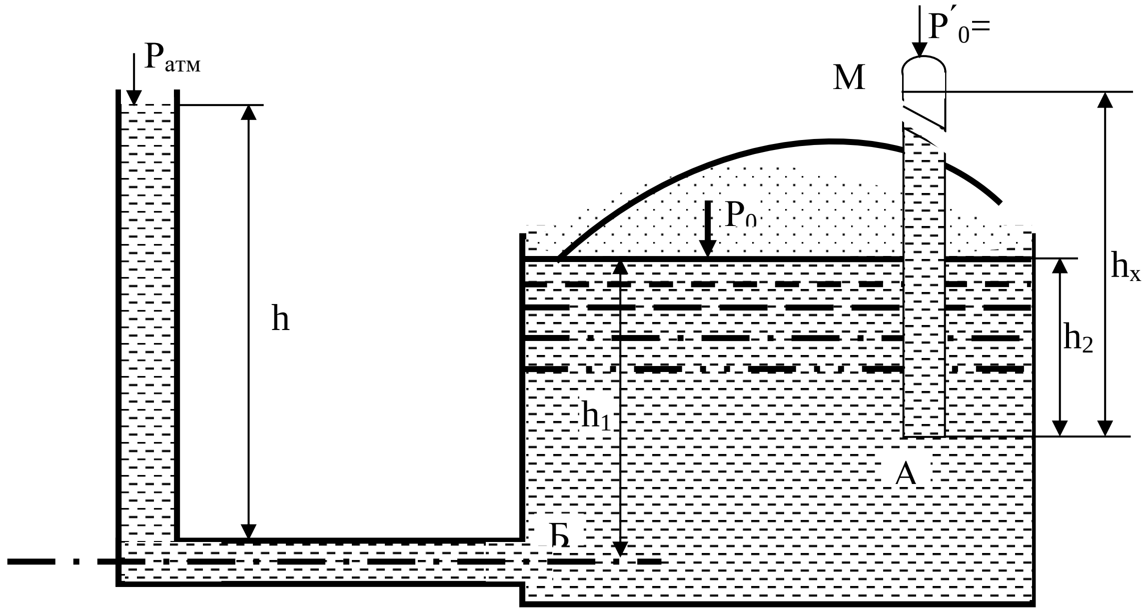
5. Определить приведённую пьезометрическую высоту h_x поднятия пресной воды в закрытом пьезометре (соответствующую абсолютному гидростатическому давлению в точке А), если показания открытого пьезометра h=0,7 м при атмосферном давлении, расстояние от свободной поверхности жидкости в резервуаре до точек А и Б соответственно h_1=0,5 м, а h_2=0,2 м.

Решение:

Составим уравнение равновесия для точки Б:

$$P_\text{атм} + h \cdot \gamma_\text{в} = \text{P}_0 + \gamma_\text{в} \cdot h_1$$

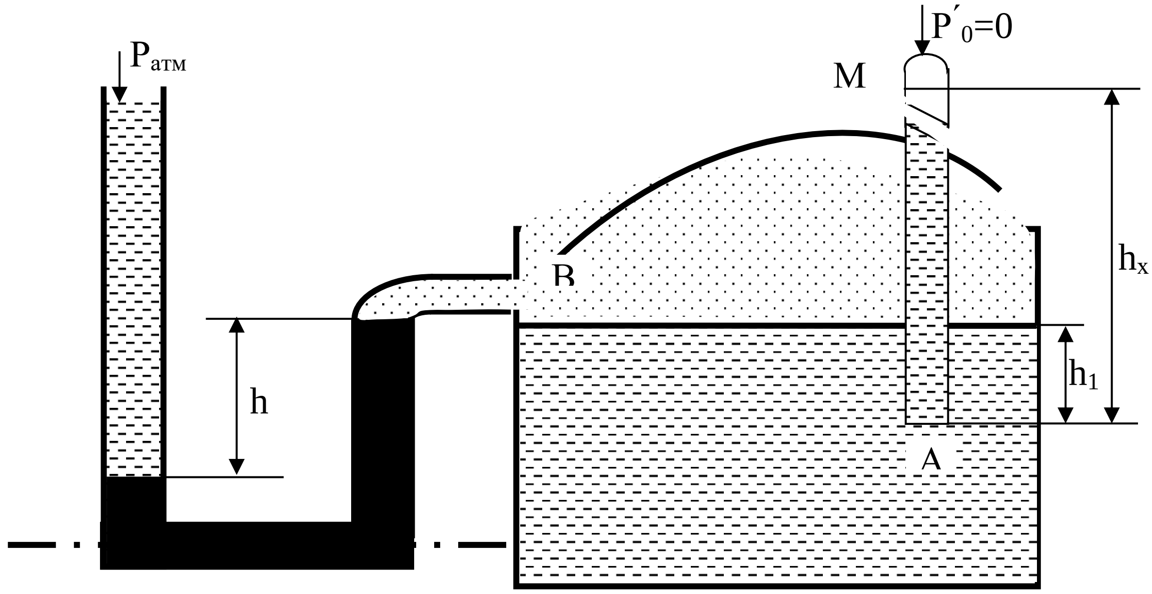
Определим абсолютное гидростатическое давление на свободной поверхности в резервуаре P_0:



$P_0 = P_{атм} + \gamma_в \cdot (h - h_1) = 98{,}1 + 9{,}81 \cdot (0{,}7 - 0{,}5) = 100{,}06$ кПа.
Вычислим абсолютное гидростатическое давление в точке А:
$P_{абс}A = P_0 + \gamma_в \cdot (h_1 - h_2) = 100{,}06 + (0{,}5 - 0{,}2) \cdot 9{,}81 = 103{,}0$ кПа.
Найдём приведённую пьезометрическую высоту
$h_x = \frac{P_{абс}A}{\gamma_в} = \frac{103{,}0}{9{,}81} = 10{,}5$ м.

6. Закрытый резервуар снабжён дифференциальным манометром, установленным в точке В и закрытым пьезометром. Определить приведённую пьезометрическую высоту h_x поднятия пресной воды в закрытом пьезометре (соответствующую абсолютному гидростатическому давлению в точке А), если при атмосферном давлении высота столба ртути в трубке дифференциального манометра h=0,3 м, а точка А расположена на глубине h_1=0,7 м от свободной поверхности.

Решение:



Рассчитаем абсолютное гидростатическое давление в точке В:
$$P_{абс\,В} = P_{ат} - \gamma_{рт} \cdot h_1 = 98{,}1 - 133{,}4 \cdot 0{,}3 = 58{,}08 \text{ кПа}$$

Определим абсолютное гидростатическое давление в точке А:

$$\mathrm{P_{абс}A} = \mathrm{P_0} + \gamma_{\text{в}} \cdot h_1 = 58{,}08 + 9{,}81 \cdot 0{,}7 = 64{,}95 \text{ кПа.}$$

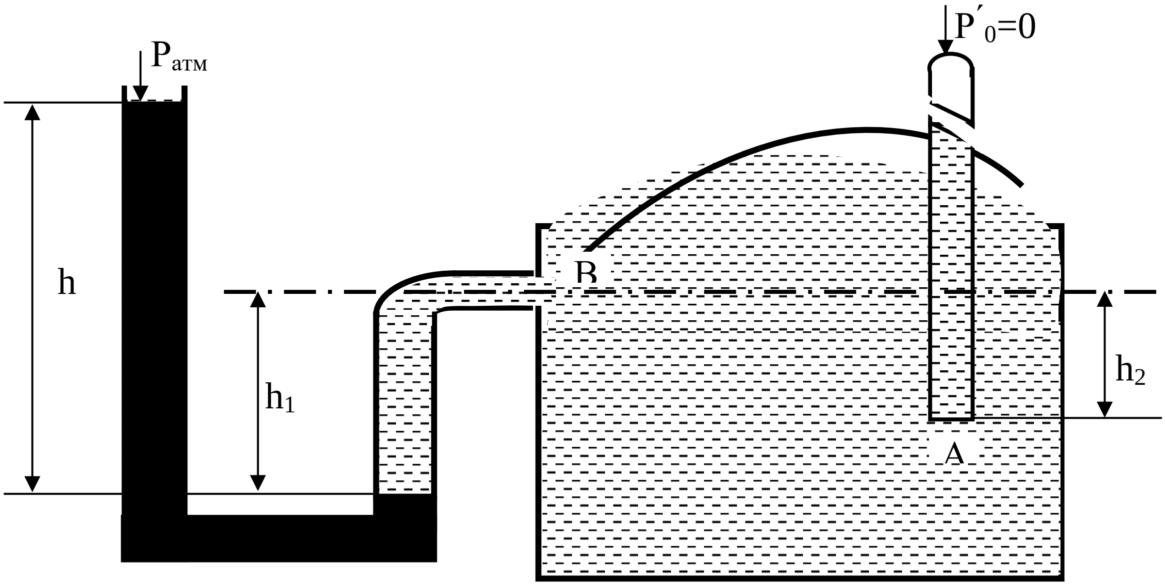
Найдём приведённую пьезометрическую высоту:

$$h_x = \frac{P_{\text{абс}}\mathrm{A}}{\gamma_{\text{в}}} = \frac{64{,}95}{9{,}81} = 6{,}62 \text{ м.}$$

$\mathrm{P_{атм}}$ = 98,1 кПа, $\gamma_{\text{рт}}$=133,4 кН/м^3, $\gamma_{\text{в}}$=9,81 кН/м^3.

7. Определить абсолютное гидростатическое давление в точке А закрытого резервуара с дистиллированной водой, если при атмосферном давлении $\mathrm{P_{ат}}$, высота столба ртути в трубке дифманометра h=0,6 м, а линия раздела между ртутью и водой расположена ниже точки В на величину h_1=0,4 м, точка В выше точки А на величину h_2=0,3 м.

Решение:



Рассчитаем абсолютное гидростатическое давление в точке В:

$$P_{\text{абс В}} = \mathrm{P_{ат}} + \gamma_{\text{рт}} \cdot h - \gamma_{\text{в}} \cdot h_1 = 98{,}1 - 133{,}4 \cdot 0{,}6 - 9{,}81 \cdot 0{,}4 = 174{,}216 \text{ кПа.}$$

Определим абсолютное гидростатическое давление в точке А:

$$\mathrm{P_{абс}A} = \mathrm{P_{абс\ В}} + \gamma_{\text{в}} \cdot h_2 = 174{,}216 + 9{,}81 \cdot 0{,}3 = 177{,}16 \text{ кПа;}$$

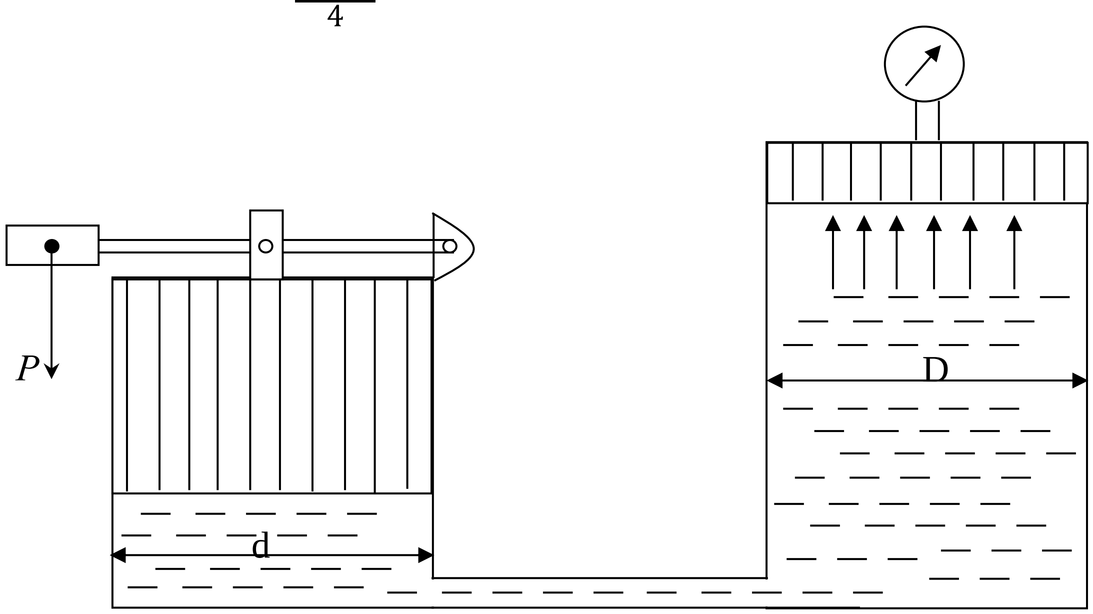
$\mathrm{P_{атм}}$ = 98,1 кПа, $\gamma_{\text{рт}}$=133,4 кН/м^3, $\gamma_{\text{в}}$=9,81 кН/м^3.

8. Система, состоящая из двух вертикальных цилиндров, соединённых между собой, заполнена жидкостью. В цилиндры заключены поршни диаметрами d=300 мм и D=600 мм. В пространстве над правым поршнем воздух при атмосферном давлении p=98,1 кПа. Как изменится давление воздуха над правым поршнем, если к левому поршню приложить вертикально вниз силу P=1,5 кН? Трением пренебречь.

Решение:

Определим силу давления на днище бокового поршня, создающую избыточное добавочное гидростатическое давление:

$$p_1 = \frac{p}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{4 \cdot p}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,6^2} = 5,31 \text{ кН/м}^3.$$



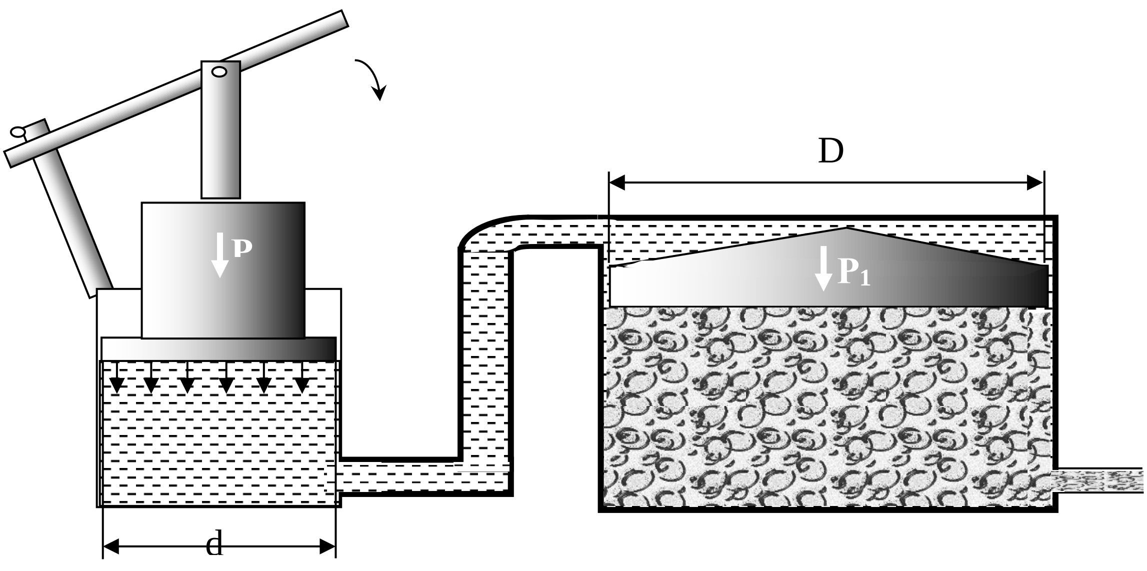
Это гидростатическое давление передаётся на малый поршень цилиндра, в результате чего полная сила давления на этот поршень будет равна:

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \frac{5,31 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,375 \text{ кН/м}^3.$$

Рассчитаем изменение давления воздуха над малым поршнем:

$\triangle$ $p = p_{ат} + P_2 = 98,1 + 0,375 = 98,48$ кН/м^3.

9. Гидравлический пресс с диаметрами поршней D=340 мм и d=15 мм используется для получения виноградного сока. К малому поршню приложена сила P=0,245 кН. Определить сжимающее усилие P_1 большого поршня, если КПД гидравлического пресса η=0,8.



Решение:

Определим усилие P_1 гидравлического пресса, используемого для получения виноградного сока:

$$P_1 = P \cdot \eta \cdot \frac{\omega_1}{\omega} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{4}{\pi \cdot D^2} \cdot P \cdot \eta = \frac{0{,}015^2}{0{,}34^2} \cdot 15 \cdot 0{,}8 = 0{,}0232 \text{ кН}.$$

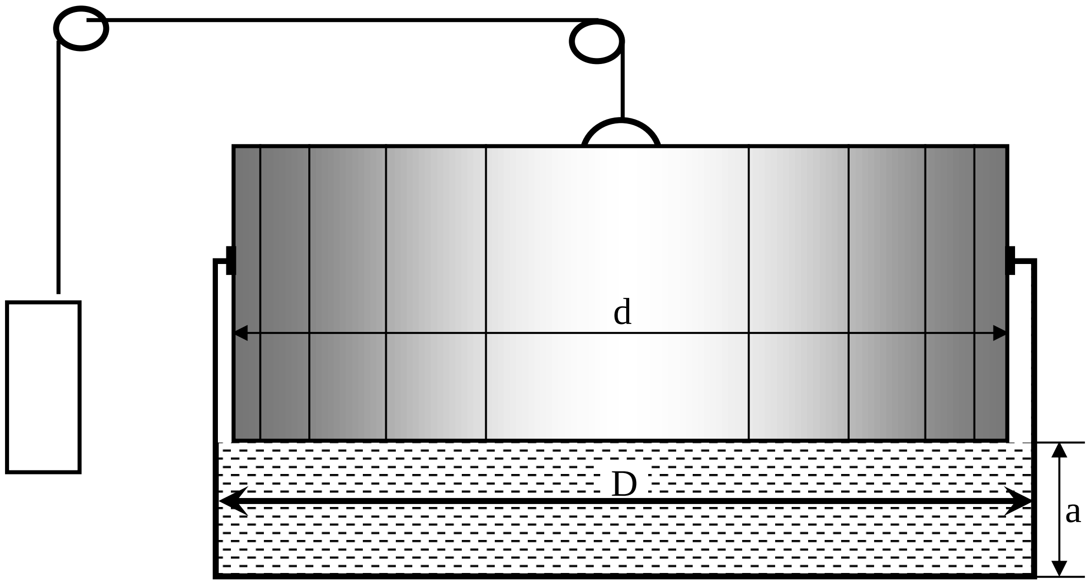
Гидростатическое давление, будучи направлено нормально к поверхности основания поршня, создаёт силу, которая будет сжимать тело, помещённое между поршнем и неподвижным горизонтальным упором. Таким образом, сила давления создаёт сжимающую силу.

10. Цилиндрический резервуар диаметром D=900 мм и весом G=0,2 кН, заполненный водой на высоту a=0,5 м, висит на поршне диаметром d=850 мм. К поршню через блоки подвешен груз, удерживающий систему в равновесии. Определить вакуум в сосуде, обеспечивающий равновесие в цилиндре. Трением в системе пренебречь.

Решение:

Гидростатическое давление, будучи направленное нормально к поверхности плунжера, создаёт вакуум:

$$P = \frac{G}{S} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{3{,}14 \cdot 0{,}85^2} = 0{,}35 \text{ кПа}.$$



Давление, будучи направленное нормально к поверхности поршня создаёт силу, которая пропорциональна давлению на площади D:

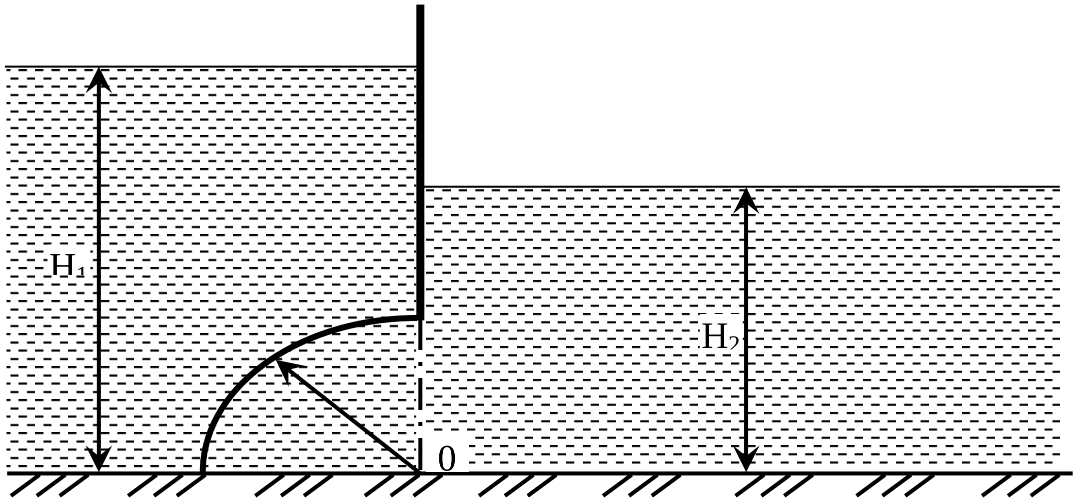
$$P_2 = \frac{P_1}{S_2} = \frac{4 \cdot 0{,}35}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0{,}35}{3{,}14 \cdot 0{,}9^2} = 0{,}55 \text{ кПа}.$$

Полное давление: $P_{полн}=P_2+\gamma \cdot h=0{,}55+9{,}81 \cdot 0{,}5=5{,}46$ кПа.

Вакуумметрическое давление: $P_{вак}=P_{атм}-P_{полн}=98{,}1-5{,}46=92{,}65$ кПа.

11. В призматическом сосуде шириной b = 1,2 установлена перегородка, имеющая в своей нижней части форму четверти цилиндрической поверхности с радиусом R = 0,4 м. Определить суммарное давление воды на криволинейную часть перегородки, если глубина воды слева H_1 = 1,6 м, справа H_2 = 1 м. Найти точку приложения равнодействующей силы давления.

Решение:



Верхний бьеф.

Определяем горизонтальную составляющую силы давления воды на четверть цилиндрической перегородки по формуле:

$P_{x1} = \gamma h'_{\text{ц.т}} \omega_{x1} = \gamma \cdot (\text{H}_1 - \frac{R}{2}) \cdot R \cdot b = 9{,}81 \cdot (1{,}6 - \frac{0{,}4}{2}) \cdot 0{,}4 \cdot 1{,}2 = 6{,}59\text{кПа}$

где $h'_{\text{ц.т}}$ - глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции в верхнем бьефе;

ω_x– площадь проекции криволинейной поверхности в верхнем бьефе на вертикальную плоскость, перпендикулярную оси OX.

Вертикальную составляющую определяем по формуле:

$$P_{z1} = \gamma W_1$$

где W_1 – тело давления, ограниченное смоченной криволинейной поверхностью и её проекцией на свободную поверхность в верхнем бьефе.

$$W_1 = (\text{H}_1 \cdot R - \frac{\pi R^2}{4}) \cdot b = (1{,}6 \cdot 0{,}4 - \frac{3{,}14 \cdot 0{,}4^2}{4}) \cdot 1{,}2 = 0{,}62 \text{ м}^3.$$

Тогда $P_{z1} = 9{,}81 \cdot 0{,}62 = 6{,}06$ кН.

Нижний бьеф.

Определяем горизонтальную составляющую силы давления воды на четверть цилиндрической перегородки в нижнем бьефе по формуле:

$$P_{x2} = \gamma h''_{\text{ц.т}} \omega_{x2} = \gamma \cdot (\text{H}_2 - \frac{R}{2}) \cdot R \cdot b = 9{,}81 \cdot (1{,}0 - \frac{0{,}4}{2}) \cdot 0{,}4 \cdot 1{,}2 = 3{,}76 \text{ кПа}.$$

где $h''_{\text{ц.т}} = \text{H}_2 - \frac{R}{2}$; $\omega_{x2} = R \cdot b$

где $h''_{\text{ц.т}}$ - глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции в нижнем бьефе;

ω_{x2} - площадь проекции криволинейной поверхности в нижнем бьефе на вертикальную плоскость, перпендикулярную оси OX.

Вертикальную составляющую определим по формуле:

$$P_{z2} = \gamma W_2$$

где W_2 – тело давления, ограниченное смоченной криволинейной поверхностью и её проекцией на свободную поверхность.

$$W_2 = (\mathrm{H} \cdot R - \frac{\pi R^2}{4}) \cdot b = (1 \cdot 0{,}4 - \frac{3{,}14 \cdot 0{,}4^2}{4}) \cdot 1{,}2 = 0{,}33 \text{ м}^3.$$

Тогда $P_{z2} = 9{,}81 \cdot 0{,}33 = 3{,}23$ кН.

Равнодействующая сил давления воды на цилиндрический затвор находится по формуле:

$$P_x = P_{x1} - P_{x2} = 6{,}59 - 3{,}76 = 2{,}83 \text{ кН};$$
$$P_z = Pz_1 + Pz_2 = 6.06 + 3.23 = 9{,}29 \text{ кН}.$$

$$P = \sqrt{\mathrm{P}_x^2 + P_z^2} = \sqrt{2{,}83^2 + 9{,}29^2} = 9{,}72 \text{ кН}.$$

Линия действия результирующей силы давления должна проходить через точку О, так как сила нормальна к поверхности, и через точку пересечения составляющих P_x и P_z. Угол между равнодействующей и силой P_x:

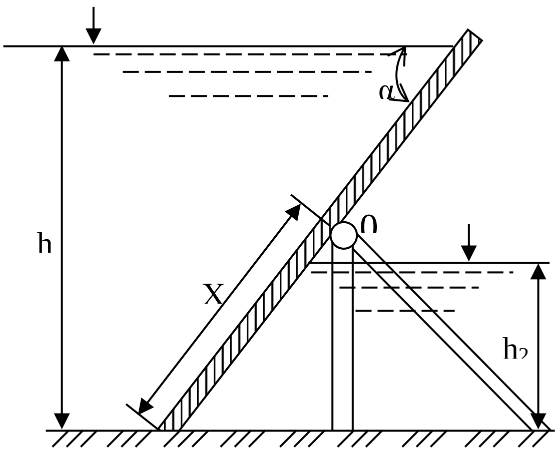
$$tg\,\theta = \frac{P_z}{P_x} = \frac{9{,}29}{2{,}83} = 3{,}3;\ \ \theta = 73°05';$$
$$\cos\theta = \frac{P_x}{P_p} = \frac{2{,}83}{9{,}72} = 0{,}29;\ \ \theta = 73°07';$$
$$\sin\theta = \frac{P_z}{P_p} = \frac{9{,}29}{9{,}72} = 0{,}955;\ \ \theta = 73°2''.$$

С учётом направления осей OX и OZ получим координаты центра давления

$$x = R \cdot \cos\theta = 0{,}4 \cdot 0{,}29 = 0{,}116 \text{ м};$$
$$z = R \cdot \sin\theta = 0{,}4 \cdot 0{,}955 = 0{,}382 \text{ м}.$$

12. Для создания подпора в реке применяется плотина Шануана, представляющая собой плоский прямоугольный щит, который может вращаться вокруг горизонтальной оси О. Угол наклона щита α=60°. Глубина воды перед щитом h_1=3 м, а за щитом h_2=1 м. Определить положение оси вращения щита x_0, при котором в случае увеличения верхнего уровня воды выше плотины щит опрокидывается под её давлением.

Решение:



Условие равновесия стенки сводится к равенству моментов сил $R \cdot h_1$ и $R \cdot h_2$, которые создаются столбами жидкости соответственно h_1 и h_2 и которые приложены к щиту в центрах давления с координатами $X \cdot h_1$ и $X \cdot h_2$. Поскольку плечи сил $R \cdot h_1$

и $R \cdot h_2$ соответственно равны (X_0 - $X \cdot h_1$) и (X_0 - $X \cdot h_2$), то условие равновесия моментов этих сил имеет вид:

$$R \cdot h_1 \cdot (X_0 - X \cdot h_1) = R \cdot h_2 \cdot (X_0 - X \cdot h_2).$$

По данным задачи определим значение $X \cdot h_1$ и $X \cdot h_2$ и отношение $R \cdot h_1$ на $R \cdot h_2$, после чего найдём X_0. Так как атмосферное давление, действующее с обеих сторон стенки, не создаёт моментов, оно не включено в уравнение равновесия: $R \cdot h_1 = \gamma \cdot h_1$ - $A \cdot h_1/2$; $R \cdot h_2 = \gamma \cdot h_2$ - $A \cdot h_2/2$, где $A \cdot h_1$ и $A \cdot h_2$ – площади смоченной поверхности щита, которые пропорциональны высотам столбов жидкости. Подставляя в первое уравнение выражение $R \cdot h_1$ и $R \cdot h_2$ после сокращения на $\gamma/2$, получим:

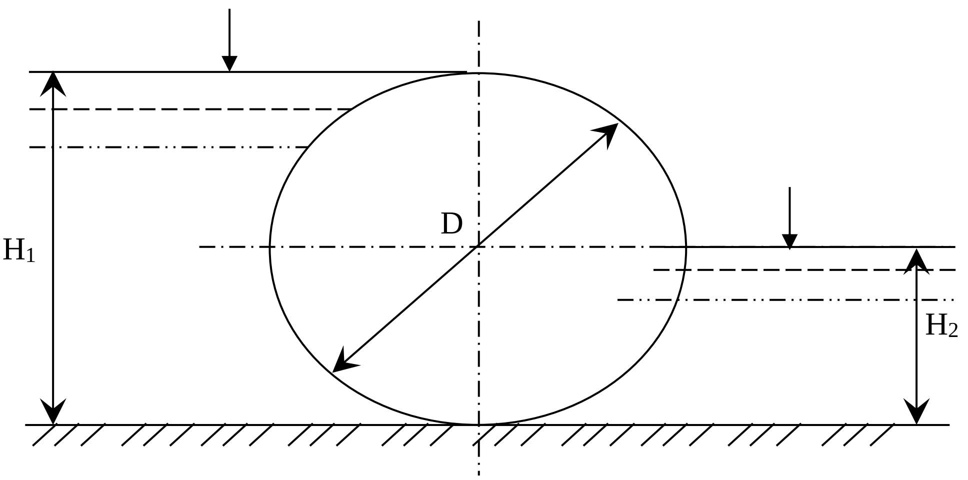
$$h_1^2 \cdot (X_0 - X \cdot h_1) = h_2^2 \cdot (X_0 - X \cdot h_2).$$

Подставив найденные значения $X \cdot h_1$ и $X \cdot h_2$ в равенство и решив полученное уравнение относительно X_0, найдём окончательно:

$$X_0 = \frac{h_1^3 - h_2^3}{(h_1^3 - h_2^3) \cdot 3\sin\alpha} = \frac{h_1^2 + h_1 \cdot h_2 + h_2^2}{(h_1^3 - h_2^3) \cdot 3\sin\alpha} = \frac{3^2 + 3 \cdot 1 + 1^2}{(3^3 - 1^3) \cdot 3\sin 60} = 0{,}193 \text{ м}.$$

13. Цилиндрический затвор, находящийся в прямоугольном русле, шириной b=4,0 м имеет диаметр D=3 м, глубина воды за затвором H_2=D/2. Определить силу гидростатического давления, точку её приложения и построить эпюру давления.

Решение:



Верхний бьеф. Горизонтальная составляющая:

$$P_{x1} = \gamma h'_{\text{ц.т}} \omega_x = \gamma \cdot 0{,}5 \cdot H_1^2 \cdot b = 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot 3^2 \cdot 4 = 176{,}6 \text{ кН}$$

где $h'_{\text{ц.т}}$ – глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции;

ω_x– площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость, перпендикулярную оси ОХ.

Вертикальная составляющая давления на затвор:

$$P_z = \gamma W$$

где P'_z– вертикальная составляющая сил давления на нижнюю четверть цилиндрического затвора;

W'– объём тела давления, заключенного между нижней четвертью цилиндрической поверхности, ее проекцией на свободную поверхность и вертикальными проектирующими плоскостями.

$$P'_{z1} = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 3^2}{8} \cdot 4 = 138{,}62 \text{ кН}.$$

Нижний бьеф: $P_{x2} = \gamma h'_{\text{ц.т}2}\omega_{x2} = \gamma \cdot 0{,}5 \cdot \text{H}_2^2 \cdot b = 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}5^2 \cdot 4 = 44{,}145$ кН;

$P'_{z2} = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{16} \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 3^2}{16} \cdot 4 = 69{,}3$ кН.

Учитывая направление сил, определим равнодействующее горизонтальных и вертикальных сил:

$P_x = P_{x1} - P_{x2} = 176{,}6 - 44{,}145 = 132{,}46$ кН;

$P_z = P_{z1} + P_{z2} = 138{,}62 + 69{,}3 = 207{,}92$ кН.

Равнодействующая сил давления воды на цилиндрический затвор находится по формуле:

$P = \sqrt{\text{P}_x^2 + P_z^2} = \sqrt{132{,}46^2 + 207{,}92^2} = 246{,}53$ кН.

Функции наклона силы Р к горизонту:

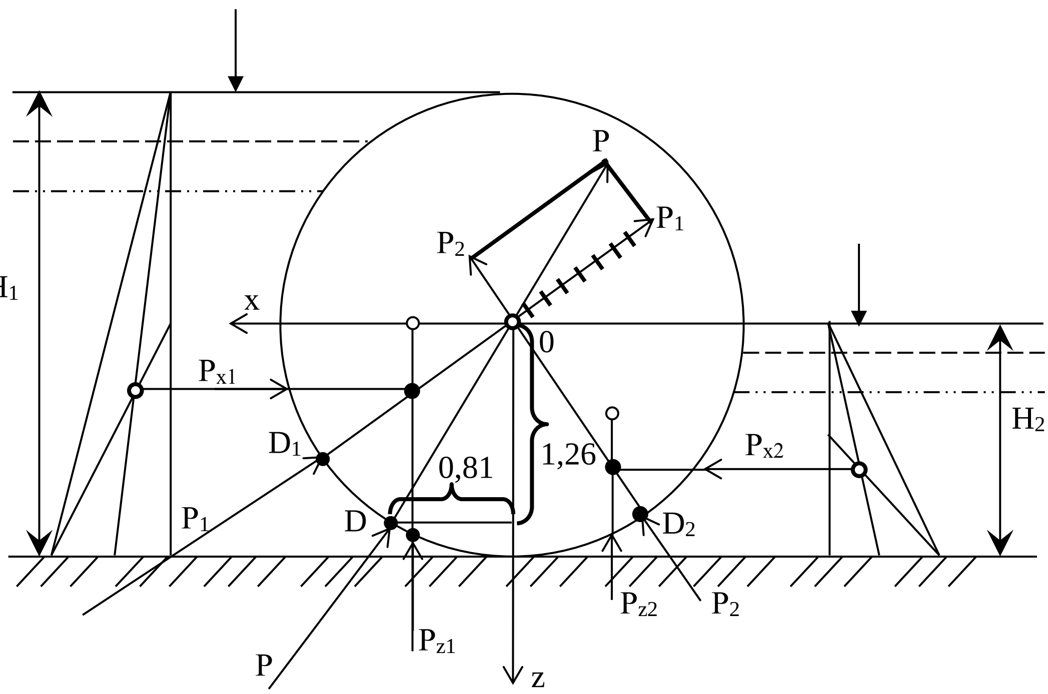
$$\cos\theta = \frac{P_x}{P} = \frac{132{,}46}{246{,}53} = 0{,}54;\ \ \theta = 57°5'',$$

$$\sin\theta = \frac{P_z}{P} = \frac{207{,}92}{246{,}53} = 0{,}84;\ \ \theta = 57°5''.$$

Координаты центра давления:

x = r · cos θ = 1,5 · 0,54=0,81 м;

z = r · sin θ = 1,5 · 0,84=1,26 м.



Определение положения сил с помощью чертежа показано на рисунке.

14. Шлюзовое окно закрыто щитом треугольной формы шириной а=2м. За щитом воды нет, а глубина воды перед ним h_1=6м, при этом горизонт воды перед щитом совпадает с его вершиной. Определить силу гидростатического давления и положения центра давления на щит.

Решение:

Рассчитаем силу абсолютного гидростатического давления воды на затвор:

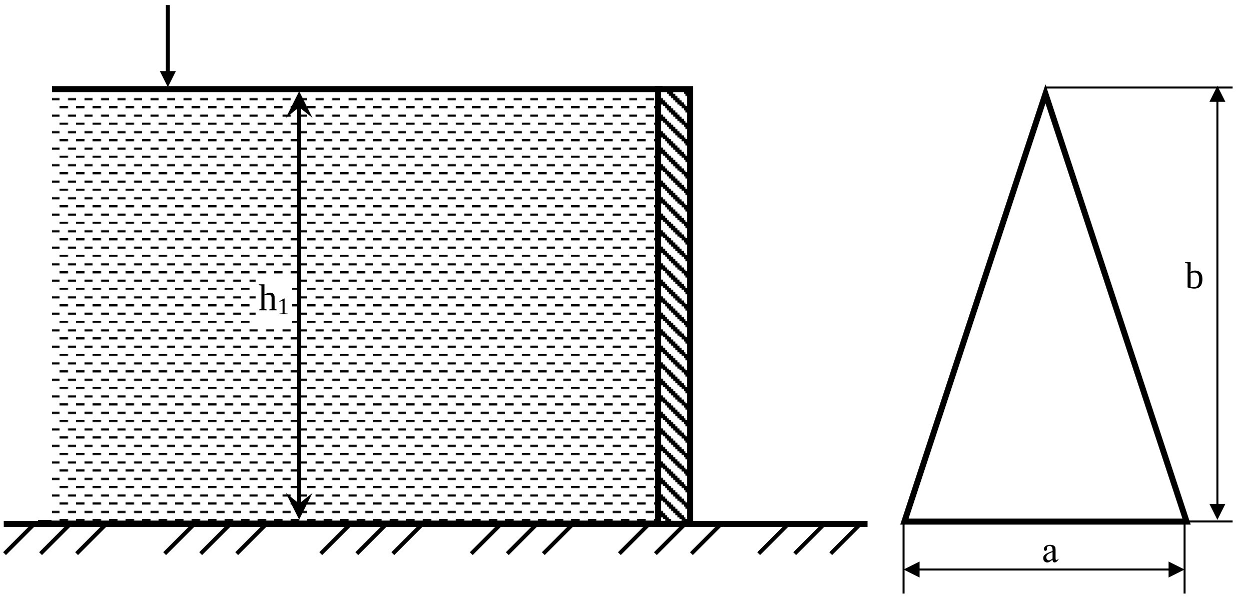
$$P_{абс} = \gamma \cdot h_с \cdot S$$

где γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3;

h_c – глубина погружения центра тяжести затвора;

S – площадь смоченной части затвора.

$S = \frac{1}{2} a \cdot b = \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 2 = 6$ м^2.



Подставив значения физических величин, получим:

$$P_{абс} = 9{,}81 \cdot 6 \cdot \frac{2}{3} \cdot h_1 = 9{,}81 \cdot 6 \cdot \frac{2}{3} \cdot 6 = 235{,}44 \text{ кН}.$$

Определим координаты центра давления:

$$l_d = \frac{2 \cdot h_1 + 3 \cdot h_1^2}{4 \cdot h_1} = \frac{2 \cdot 6 + 3 \cdot 6^2}{4 \cdot 6} = 5 \text{ м}.$$

15. Для сброса излишков воды используется донный водовыпуск, прямоугольный затвор которого имеет размер a=1,5 м и b=3 м, угол наклона α=60°. Глубина воды от её свободной поверхности до нижней кромки затвора h_1=12 м. Определить силу избыточного гидростатического давления воды на затвор водовыпуска.

Решение:

Рассчитаем силу абсолютного гидростатического давления воды на затвор:

$$P_{абс} = \gamma \cdot h_с \cdot S$$

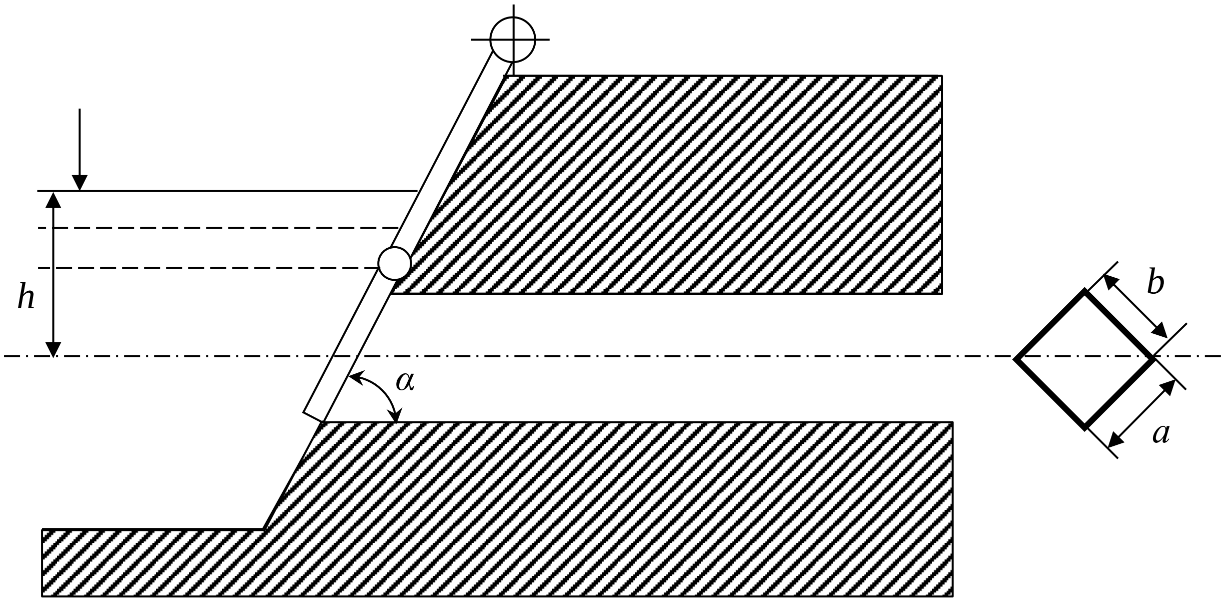
где γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3;

S – площадь смоченной части затвора;

h_c – глубина погружения центра тяжести затвора.

$h_c = h_1 - 0{,}5 \cdot b \cdot \sin\alpha = 12 - 0{,}5 \cdot 3 \cdot \sin 60 = 10{,}7$ м;

$S = a \cdot b = 1{,}5 \cdot 3 = 4{,}5$ м^2.



Подставив значения физических величин, получим:

$$P_{абс} = 9{,}81 \cdot 10{,}7 \cdot 4{,}5 = 472{,}4 \text{ кН.}$$

16. Плоский квадратный щит шириной b=4м установлен с углом наклона к горизонту α=45°. Глубина воды перед щитом h_1=8 м, а за щитом h_2=2 м. Определить силу абсолютного гидростатического давления и центр давления жидкости на щит.

Решение:

Определим давление воды в верхнем бьефе:

$$P_1 = \gamma \cdot h_{цт1} \cdot \omega_1$$

где $h_{цт1}$- расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;

ω_1- площадь смоченной поверхности;

γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м$^{3.}$

$h_{цт1} = h_1 - \frac{b\cdot\sin\alpha}{2}$; $\omega_1 = b^2$. $P_1 = \gamma \cdot \left(h_1 - \frac{b\cdot\sin\alpha}{2}\right) \cdot b^2 = 9{,}81 \cdot \left(8 - \frac{4\cdot\sin45}{2}\right) \cdot 4^2 = 1033{,}71$ кН.

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{цд1} = \frac{\Upsilon_{y1}}{h_0\cdot\omega_1} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h_1^2 + (h_1 - b\cdot\sin\alpha)\cdot h_1 + (h_1 - b\cdot\sin\alpha)^2}{(h_1 + (h_1 - b\cdot\sin\alpha))\cdot\sin\alpha} =$$

$$= \frac{2}{3} \cdot \frac{8^2 + (8 - 4\cdot\sin45)\cdot 8 + (8 - 4\cdot\sin45)^2}{(8 + (8 - 4\cdot\sin45))\cdot\sin45} = 9{,}45 \text{ м.}$$

Нижний бьеф:

$$P_2 = \gamma \cdot h_{цт2} \cdot \omega_2$$

где $h_{цт2}$ – расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;

ω_2- площадь смоченной поверхности;

γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м$^{3.}$

$$h_{цт2} = \frac{h_2}{2};\ \omega_2 = \frac{h_2}{\sin\alpha} \cdot b;\ P_2 = \gamma \cdot \frac{h_2}{2} \cdot b^2 = 9{,}81 \cdot \frac{2}{2} \cdot 4^2 = 156{,}96 \text{ кН.}$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{\text{цд}2} = \frac{\Upsilon_{y2}}{h_0 \cdot \omega_2} = \frac{\frac{b}{3} \cdot (\frac{h_2}{\sin\alpha})^3}{\frac{h_2}{2} \cdot b \cdot \frac{h_2}{\sin\alpha}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h_2}{\sin\alpha} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2}{0{,}707} = 1{,}89 \text{ м.}$$

Определим равнодействующую силу гидростатического давления:

$$P_{\text{р}} = \text{P}_1 - \text{P}_2 = 1033{,}71 - 156{,}96 = 876{,}75 \text{ кН}$$

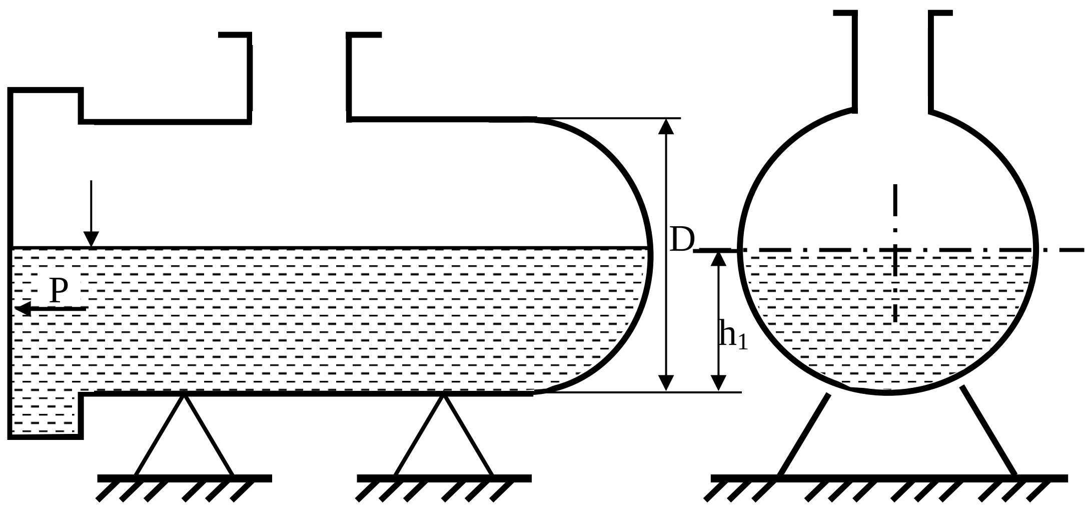
Для определения расстояния до равнодействующего центра давления составим уравнение моментов относительно точки 0:

$$\text{P}_{\text{р}} \cdot l_{\text{цдр}} = \text{P}_1 \cdot l_{\text{цд}1} - \text{P}_2 \cdot (l_{\text{цд}2} + (\frac{h_2 - h_1}{\sin\alpha})); \; l_{\text{цдр}} = \frac{\text{P}_1 \cdot l_{\text{цд}1} - \text{P}_2 \cdot (l_{\text{цд}2} + (\frac{h_2 - h_1}{\sin\alpha}))}{\text{P}_{\text{Р}}} =$$

$$= \frac{1033{,}71 \cdot 9{,}45 - 156{,}96 \cdot (1{,}89 + (\frac{8-2}{0{,}707}))}{876{,}75} = 9{,}28 \text{ м.}$$

17. Цистерна диаметром D=1,4 м заполнена керосином (плотность $\rho_{\text{к}}$=800 кг/м^3) на глубину h_1=0,7 м. Определить силу избыточного гидростатического давления р, которую необходимо приложить для открытия крышки А цистерны, а также найти координату точки приложения этой силы.

Решение:



Горизонтальная составляющая давления P_x керосина на полусферу равна силе, определяемой давлением на вертикальную проекцию смоченной поверхности, то есть на полукруг диаметром D.

Горизонтальную составляющую силы вычислим по формуле:

$$P_x = \gamma h'_{\text{ц.т}} \omega_x$$

где $h'_{\text{ц.т}}$ – глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции;

ω_x– площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость, перпендикулярную оси OX.

$$\omega_x = \frac{\pi \cdot d^2}{8} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}4^2}{8} = 0{,}769\text{м}^2;$$

γ = ρ·g = 800·9.81 = 7848 Н/м^3 - удельный вес керосина.

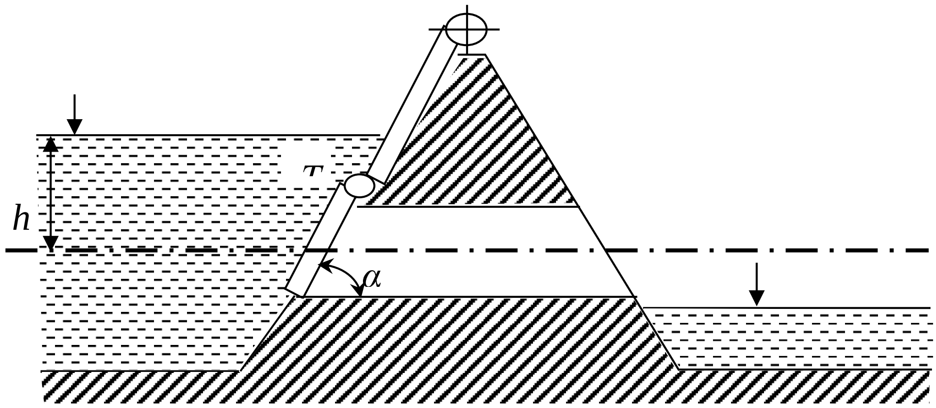
$h'_{\text{ц.т}}$ = 0,22 ·d = 0.22 ·1.4 = 0,3080 м.

Тогда $P_x = \gamma h'_{\text{ц.т}} \omega_x = 7{,}85 \cdot 0{,}308 \cdot 0{,}769 = 1{,}86$ кПа.

Положение горизонтальной составляющей совпадает с центром тяжести вертикальной проекции: $l_{x1} = 0{,}308$ м.

18. Прямоугольный щит высотой a=1,9 м, шириной b=1,5 м, толщиной c=0,25, массой m=1,8 т, с углом наклона α=70° перекрывает отверстие в теле плотины. Нижняя кромка щита находится в воде на глубине h_1=9 м, а коэффициент трения скольжения его направляющих f=0,3. Определить силу тяги T, которая необходима для поднятия щита вверх.

Решение:



Сила тяги T определяется по формуле:

$$\text{T} = G \cdot Y + P \cdot f \cdot X$$

где P – равнодействующая сила гидростатического давления;

X – плечо силы P, равное расстоянию до центра давления;

Y – плечо силы G.

Определим силу гидростатического давления:

$$\text{P}_{\text{абс}} = \gamma \cdot h_{\text{c}} \cdot S$$

где γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3;

h_c – глубина погружения центра тяжести затвора;

h_c= $h_1 - 0{,}5 \cdot b \cdot \sin\alpha = 9 - 0{,}5 \cdot 1{,}9 \cdot \sin 70 = 8{,}1$ м

S – площадь смоченной части затвора;

$$S = a \cdot b = 1{,}5 \cdot 1{,}9 = 2{,}85 \text{ м}^2.$$

Подставив значения физических величин, получим:

$$\text{P}_{\text{абс}} = 9{,}81 \cdot 8{,}1 \cdot 2{,}85 = 226{,}5 \text{ кН}.$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{\text{цд}1} = \frac{\Upsilon_{y1}}{h_0 \cdot \omega_1} = \frac{\frac{b}{3} \cdot \left(\frac{H_1}{\sin\alpha}\right)^3}{\frac{H_1}{2} \cdot b \cdot \frac{H_1}{\sin\alpha}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h_1^2 + (h_1 - \frac{a}{\sin\alpha}) \cdot h_1 + (h_1 - \frac{a}{\sin\alpha})^2}{(h_1 + (h_1 - \frac{a}{\sin\alpha})) \cdot \sin\alpha} =$$

$$= \frac{2}{3} \cdot \frac{9^2 + (9 - \frac{1{,}9}{\sin 70}) \cdot 9 + (9 - \frac{1{,}9}{\sin 70})^2}{(9 + (9 - \frac{1{,}9}{\sin 70})) \cdot \sin 70} = 8{,}5 \text{ м}.$$

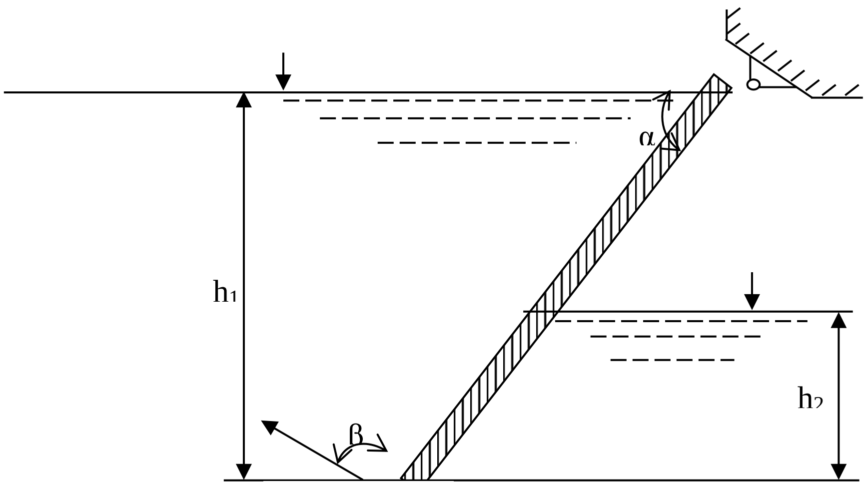
$$\text{T} = G \cdot Y + P \cdot f \cdot X; \quad G = m \cdot g = 1{,}8 \cdot 9{,}81 = 17{,}66 \text{ кН}.$$

T=17,66·2,93+0,3·8,5·226,5=109,5 кН.

$$Y = \frac{h_1 - \frac{a}{2}}{\sin\alpha} \cdot \sin\beta = \frac{9 - \frac{1,9}{2}}{\sin 70} \cdot \sin 20 = 2,93 \text{ м.}$$

19. Ирригационный канал перегораживается плоским квадратным щитом шириной a=6 м, весом G=20кН, с углом наклона α=60°. Глубина воды перед щитом h_1=2,2 м, а за ним h_2=1,0 м. Определить, пренебрегая трением в шарнире, начальную силу тяги T, которую необходимо приложить для поднятия щита.

Решение:



Определим давление воды в верхнем бьефе:

$$\mathrm{P}_1 = \gamma \cdot h_{\text{цт}1} \cdot \omega_1$$

где $h_{\text{цт}1}$– расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;
ω_1– площадь смоченной поверхности;
γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3.

$$h_{\text{цт}1} = \frac{h_1}{2}; \omega_1 = \frac{h_1}{\sin\alpha} \cdot b;\ \mathrm{P}_1 = \gamma \cdot \frac{h_1}{2} \cdot \frac{h_1}{\sin\alpha} \cdot b = 9,81 \cdot \frac{2,2}{2} \cdot \frac{2,2}{\sin 60} \cdot 6 = 164,5 \text{ кН.}$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{\text{цд}1} = \frac{\Upsilon_{y1}}{h_0 \cdot \omega_1} = \frac{\frac{b}{3} \cdot \left(\frac{h_1}{\sin\alpha}\right)^3}{\frac{h_1}{2} \cdot b \cdot \frac{h_1}{\sin\alpha}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h_1}{\sin\alpha} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2,2}{0,865} = 1,7 \text{ м.}$$

Нижний бьеф:

$$\mathrm{P}_2 = \gamma \cdot h_{\text{цт}2} \cdot \omega_2$$

где $h_{\text{цт}2}$– расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;
ω_2- площадь смоченной поверхности;
γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3.

$$h_{\text{цт}2} = \frac{h_2}{2};\ \omega_2 = \frac{h_2}{\sin\alpha} \cdot b;\ \mathrm{P}_2 = \gamma \cdot \frac{h_2}{2} \cdot \frac{h_2}{\sin\alpha} \cdot b = 9,81 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin\alpha} \cdot 6 = 34,02 \text{ кН.}$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{\text{цд}2} = \frac{\Upsilon_{y2}}{h_0 \cdot \omega_2} = \frac{\frac{b}{3} \cdot (\frac{h_2}{\sin\alpha})^3}{\frac{h_2}{2} \cdot b \cdot \frac{h_2}{\sin\alpha}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h_2}{\sin\alpha} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{0{,}865} = 0{,}77 \text{ м.}$$

Определим равнодействующую силу гидростатического давления:
$P_{\text{р}} = \text{P}_1 - \text{P}_2 = 164{,}5 - 34{,}02 = 130{,}48$ кН.

Для определения расстояния до равнодействующего центра давления составим уравнение моментов относительно точки 0:

$$\text{P}_{\text{р}} \cdot l_{\text{цдр}} = \text{P}_1 \cdot l_{\text{цд}1} - \text{P}_2 \cdot (l_{\text{цд}2} + (\frac{h_2 - h_1}{\sin\alpha})); \; l_{\text{цдр}} = \frac{\text{P}_1 \cdot l_{\text{цд}1} - \text{P}_2 \cdot (l_{\text{цд}2} + (\frac{h_2 - h_1}{\sin\alpha}))}{\text{P}_{\text{P}}} =$$

$$= \frac{164{,}5 \cdot 1{,}7 - 34{,}02 \cdot (0{,}77 + (\frac{2{,}2 - 1}{0{,}865}))}{130{,}48} = 1{,}61 \text{ м.}$$

Составим уравнение моментов:

$$\sum M_0 = N \cdot L - P_{\text{р}} \cdot l_{\text{цдр}} - G \cdot X = 0, \text{ откуда } N = \frac{P_{\text{р}} \cdot l_{\text{цдр}} + G \cdot X}{L} =$$

$$= \frac{130{,}48 \cdot 1{,}61 + 20 \cdot 0{,}49}{2{,}54} = 86{,}6 \text{ кН.}$$

где X – плечо силы G.

$$X = (\frac{h_1 - h_2}{\sin\alpha})^2 - (h_1 - h_2)^2 = (\frac{2{,}2-1}{0{,}865})^2 - (2{,}2 - 1)^2 = 0{,}49 \text{ м.}$$

где L – плечо силы N.

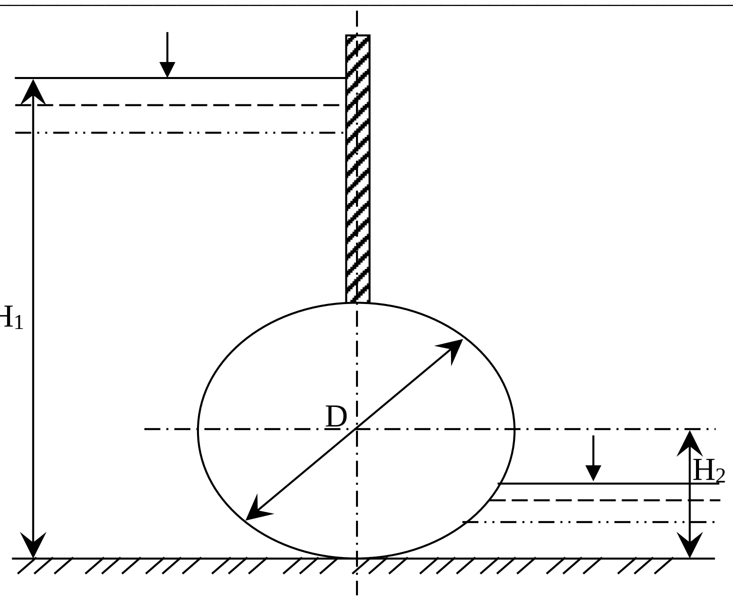
$$\text{L} = \frac{h_1 \cdot \sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{2{,}2 \cdot \sin 90}{\sin 60} = 2{,}54 \text{ м.}$$

20. Цилиндрический затвор диаметром D=3 м установлен в прямоугольном канале, ширина которого b=2,5 м. Глубина воды до затвора и после него соответственно H_1=3,2 м и H_2=0 (рисунок). Определить силу гидростатического давления на затвор, точку ее приложения и направления.

Решение:

Определяем горизонтальную составляющую силы давления воды на цилиндрический затвор по формуле:

$$P_x = \gamma h'_{\text{ц.т}} \omega_x = \gamma(h_1 - \frac{d}{2}) db$$



$$9{,}81 \cdot (3{,}2 - 1{,}15) \cdot 2{,}3 \cdot 2{,}5 = 115{,}64 \text{ кН}$$

где $h'_{\text{ц.т}} = h_1 - \frac{d}{2}$; $\omega_x = db$.

Эпюра, площади которой пропорциональна горизонтальная составляющая, выразится трапецией.

Проверим найденную силу с помощью эпюры:

$$P_x = Fb = \frac{1}{2}[\gamma h_1 + \gamma(h_1 - d)]db = \frac{9{,}81}{2}[3{,}2 + (3{,}2 - 2{,}3)] \cdot 2{,}3 \cdot 2{,}5 = 115{,}64 \text{ кН}.$$

Вертикальная составляющая давления на затвор:

$$P_z = P'_z - P''_z = \gamma(W' - W'') = \gamma W$$

где P'_z– вертикальная составляющая сил давления на нижнюю четверть цилиндрического затвора;

W'– объём тела давления, заключенного между нижней четвертью цилиндрической поверхности, ее проекцией на свободную поверхность и вертикальными проектирующими плоскостями;

P''_Z– вертикальная составляющая сил давления на верхнюю четверть цилиндрического затвора;

W''– объём тела давления, заключенного между верхней четвертью цилиндрической поверхности, ее проекцией на свободную поверхность и вертикальными проектирующими плоскостями.

Так как сила P'_z направлена вверх, а сила P''_Z-вниз, то результирующая этих сил P_z равна их разности и направлена в сторону большей силы, то есть вверх.

Окончательный объём W, равный разности объёмов$W' - W''$, равен объёму полуцилиндра, то есть$W = \frac{\pi d^2}{4 \cdot 2} \cdot b = \frac{\pi d^2}{8} \cdot b$. Следовательно, вертикальная составляющая сил давления на затвор равна:

$$P_z = \gamma W = \gamma \cdot \frac{\pi d^2}{8} \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 2{,}3^2}{8} \cdot 2{,}5 = 50{,}92 \text{ кН}.$$

Равнодействующая сил давления воды на цилиндрический затвор находится по формуле:

$$P = \sqrt{\mathrm{P}_x^2 + P_z^2} = \sqrt{115{,}64^2 + 50{,}92^2} = 126{,}36\ \text{кН}.$$

Угол между равнодействующей и силой P_x:

$$tg\,\theta = \frac{P_z}{P_x} = \frac{50{,}92}{115{,}64} = 0{,}44;\ \ \theta = 23°77'.$$

Расстояние от свободной поверхности до центра давления горизонтальной составляющей силы P_x:

$$l_{\text{Д}} = l_{\text{ц.т}} + \frac{J_0}{\omega \cdot l_{\text{ц.т}}} = h_1 - \frac{d}{2} + \frac{bd^3}{12bd(h_1 - \frac{d}{2})} = 3{,}2 - 1{,}15 + \frac{2{,}3^2}{12 \cdot (3{,}2 - 1{,}15)} = 2{,}27\ \text{м}.$$

Центр давления вертикальной составляющей P_z лежит на вертикальной линии, проходящей через центр тяжести. Центр тяжести эпюры лежит на расстоянии $\frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi} = \frac{4 \cdot 1{,}15}{3 \cdot 3{,}14} = 0{,}49$ м от оси.

Равнодействующая всех сил давления проходит через точку пересечения горизонтальной силы с вертикальной составляющей и центр окружности. Координаты центра давления равнодействующей относительно осей, проведенных через точку O, определяем следующим образом:

$$\frac{z}{x} = tg\,\theta = 0{,}44,\ z = 0{,}44x.$$

Подставляем найденное значение z в уравнение $z^2+x^2=r^2$, то есть $0{,}44^2 \cdot x^2+ x^2=1{,}15^2$, откуда $x=\pm\sqrt{\frac{1{,}32}{1{,}19}} = -1{,}05$ м, $z = -0{,}44 \cdot 1{,}05 = 0{,}46$ м.

21. Прямоугольный канал шириной b=2,8 м перегораживает плоский затвор. Глубина воды в канале до затвора H_1=2,5 м, после затвора H_2=0,7 м. Определить суммарную силу давления воды на затвор, построить эпюру гидростатического давления и определить точку погружения равнодействующей силы давления. Определить усилие N, необходимое для подъёма затвора, если коэффициент трения k=0,2.

Решение:

Определим давление воды в верхнем бьефе:

$$\mathrm{P}_1 = \gamma \cdot h_{\text{цт}1} \cdot \omega_1$$

\где $h_{\text{цт}1}$– расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;

ω_1– площадь смоченной поверхности;

γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3.

$$h_{\text{цт}1} = \frac{H_1}{2};\omega_1 = H_1 \cdot b;\ \mathrm{P}_1 = \gamma \cdot \frac{H_1}{2} \cdot H_1 \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{2{,}5}{2} \cdot 2{,}5 \cdot 2{,}8 = 85{,}84\ \text{кН}.$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{\text{цд}1} = \frac{\Upsilon_{y1}}{h_0 \cdot \omega_1} = \frac{\frac{b}{3} \cdot H_1^3}{\frac{H_1}{2} \cdot b \cdot h_1} = \frac{2}{3} \cdot H_1 = \frac{2}{3} \cdot 2{,}5 = 1{,}67\ \text{м}.$$

Нижний бьеф:

$$\mathrm{P}_2 = \gamma \cdot h_{\text{цт}2} \cdot \omega_2$$

где $h_{\text{цт}2}$– расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;

ω_2– площадь смоченной поверхности;

γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3.

$h_{цт2} = \frac{H_2}{2}; \omega_2 = H_2 \cdot b;$ $Р_2 = \gamma \cdot \frac{H_2}{2} \cdot H_2 \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{0{,}7}{2} \cdot 0{,}7 \cdot 2{,}8 = 6{,}73$ кН.

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{цд2} = \frac{\Upsilon_{y2}}{h_0 \cdot \omega_2} = \frac{\frac{b}{3} \cdot H_2^3}{\frac{H_2}{2} \cdot b \cdot h_2} = \frac{2}{3} \cdot H_2 = \frac{2}{3} \cdot 0{,}7 = 0{,}47 \text{ м.}$$

Определим равнодействующую силу гидростатического давления:

$$P_р = Р_1 - Р_2 = 85{,}84 - 6{,}73 = 79{,}11 \text{ кН.}$$

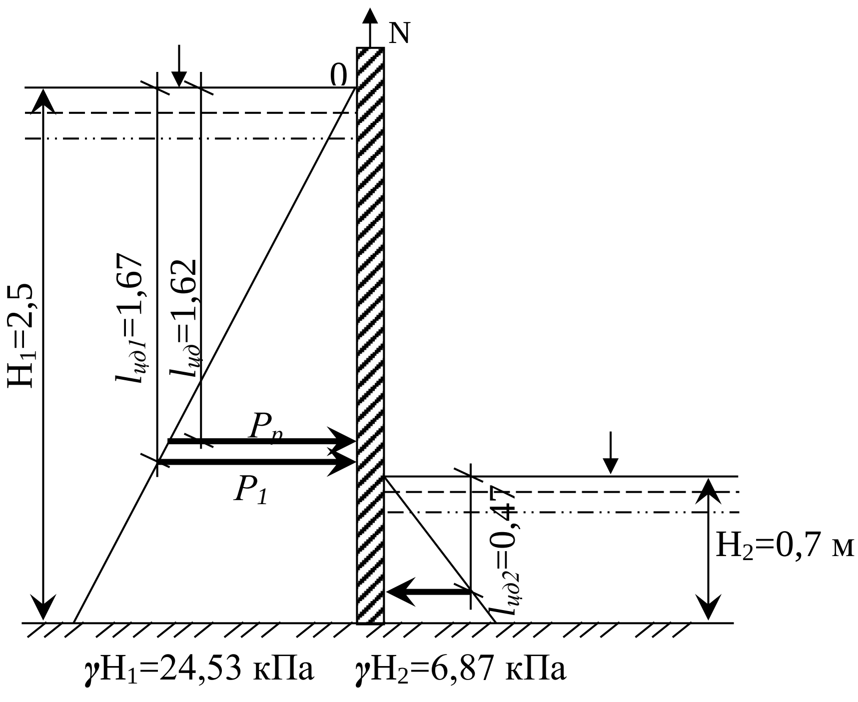
Для определения расстояния до равнодействующего центра давления составим уравнение моментов относительно точки 0:

$$Р_р \cdot l_{цд} = Р_1 \cdot l_{цд1} - Р_2 \cdot \left(l_{цд2} + (Н_2 - Н_1)\right);\ l_{цд} = \frac{Р_1 \cdot l_{цд1} - Р_2 \cdot \left(l_{цд2} + (Н_2 - Н_1)\right)}{Р_Р} =$$

$$= \frac{85{,}84 \cdot 1{,}67 - 6{,}73 \cdot \left(0{,}47 + (2{,}5 - 0{,}7)\right)}{79{,}11} = 1{,}62 \text{ м}$$

Определим усилие необходимое для подъёма затвора:

$$N = P_p \cdot k = 79{,}11 \cdot 0{,}2 = 15{,}82 \text{ кН.}$$



М 1:20

22. Плоский наклонный затвор (α=60°) перегораживает прямоугольный канал шириной b=3,2 м. Глубина воды до затвора H_1=2,1 м, после затвора H_2=0,4 м. Определить усилие натяжения троса, необходимое для подъёма затвора, если он имеет угол наклона β=50 ° относительно затвора. Массу затвора не учитывать. Построить эпюру давления и найти точку приложения равнодействующей силы давления.

Решение:

Определим давление воды в верхнем бьефе:

$$Р_1 = \gamma \cdot h_{цт1} \cdot \omega_1$$

где $h_{цт1}$– расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;

ω_1– площадь смоченной поверхности;

γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3.

$$h_{цт1} = \frac{H_1}{2};\ \omega_1 = \frac{H_1}{\sin\alpha}\cdot b;\ \mathrm{P}_1 = \gamma\cdot\frac{H_1}{2}\cdot\frac{H_1}{\sin\alpha}\cdot b = 9{,}81\cdot\frac{2{,}1}{2}\cdot\frac{2{,}1}{\sin 60}\cdot 3{,}2 = 80{,}02\ \text{кН}.$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{цд1} = \frac{\Upsilon_{y1}}{h_0\cdot\omega_1} = \frac{\frac{b}{3}\cdot\left(\frac{H_1}{\sin\alpha}\right)^3}{\frac{H_1}{2}\cdot b\cdot\frac{H_1}{\sin\alpha}} = \frac{2}{3}\cdot\frac{H_1}{\sin\alpha} = \frac{2}{3}\cdot\frac{2{,}1}{0{,}865} = 1{,}62\ \text{м}.$$

Нижний бьеф:

$$\mathrm{P}_2 = \gamma\cdot h_{цт2}\cdot\omega_2$$

где $h_{цт2}$– расстояние до центра тяжести смоченной поверхности;
ω_2– площадь смоченной поверхности;
γ – удельный вес воды, равный 9,81 кН/м^3.

$$h_{цт2} = \frac{H_2}{2};\ \omega_2 = \frac{H_2}{\sin\alpha}\cdot b;$$

$$\mathrm{P}_2 = \gamma\cdot\frac{H_2}{2}\cdot\frac{H_2}{\sin\alpha}\cdot b = 9{,}81\cdot\frac{0{,}4}{2}\cdot\frac{0{,}4}{\sin\alpha}\cdot 3{,}2 = 2{,}9\ \text{кН}.$$

Определим расстояние до центра давления:

$$l_{цд2} = \frac{\Upsilon_{y2}}{h_0\cdot\omega_2} = \frac{\frac{b}{3}\cdot\left(\frac{H_2}{\sin\alpha}\right)^3}{\frac{H_2}{2}\cdot b\cdot\frac{H_2}{\sin\alpha}} = \frac{2}{3}\cdot\frac{H_2}{\sin\alpha} = \frac{2}{3}\cdot\frac{0{,}4}{0{,}865} = 0{,}31\ \text{м}.$$

Определим равнодействующую силу гидростатического давления:

$$P_р = \mathrm{P}_1 - \mathrm{P}_2 = 80{,}02 - 2{,}9 = 77{,}12\ \text{кН}.$$

Для определения расстояния до равнодействующего центра давления составим уравнение моментов относительно точки 0:

$$\mathrm{P}_р\cdot l_{цдр} = \mathrm{P}_1\cdot l_{цд1} - \mathrm{P}_2\cdot\left(l_{цд2} + \left(\frac{\mathrm{H}_2-\mathrm{H}_1}{\sin\alpha}\right)\right);\ l_{цдр} = \frac{\mathrm{P}_1\cdot l_{цд1} - \mathrm{P}_2\cdot\left(l_{цд2} + \left(\frac{\mathrm{H}_2-\mathrm{H}_1}{\sin\alpha}\right)\right)}{\mathrm{P}_\mathrm{P}} =$$

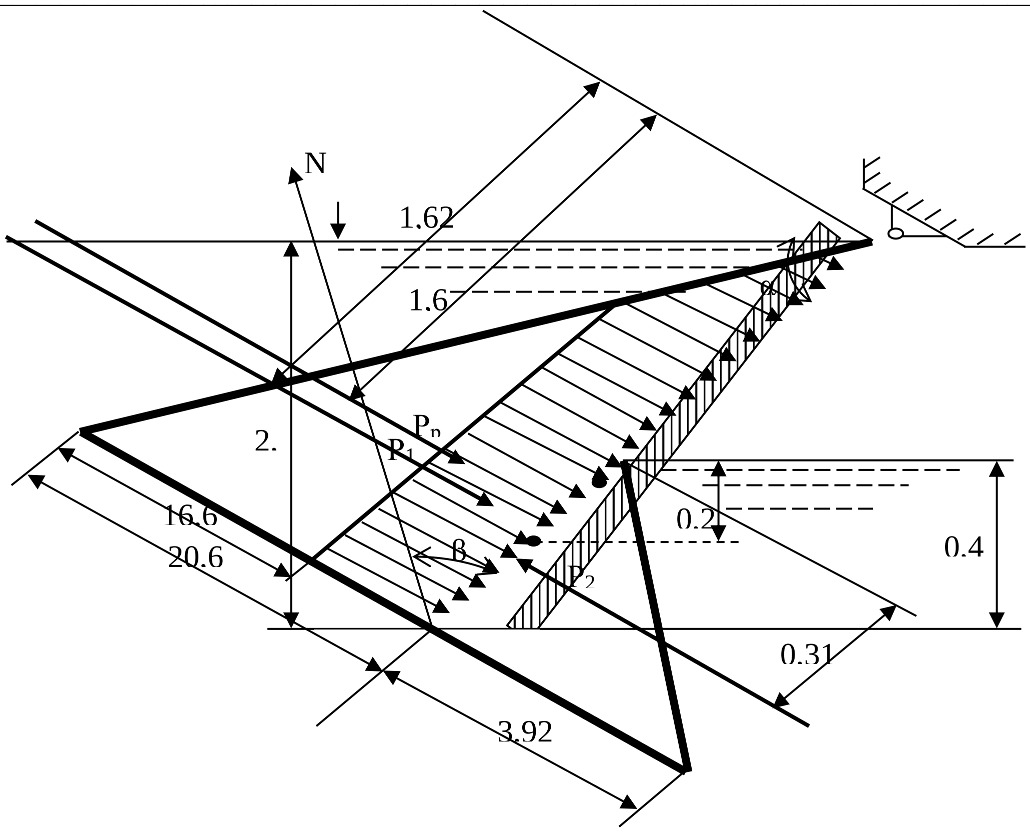
$$= \frac{80{,}02\cdot 1{,}62 - 2{,}9\cdot\left(0{,}31 + \left(\frac{2{,}1-0{,}4}{0{,}865}\right)\right)}{77{,}12} = 1{,}6\ \text{м}.$$

Составим уравнение моментов:

$$\sum M_0 = N\cdot L - P_р\cdot l_{цдр} = 0,\ \text{откуда}\ N = \frac{P_р\cdot l_{цдр}}{L} = \frac{77{,}12\cdot 1{,}6}{2{,}37} = 52{,}04\ \text{кН}$$

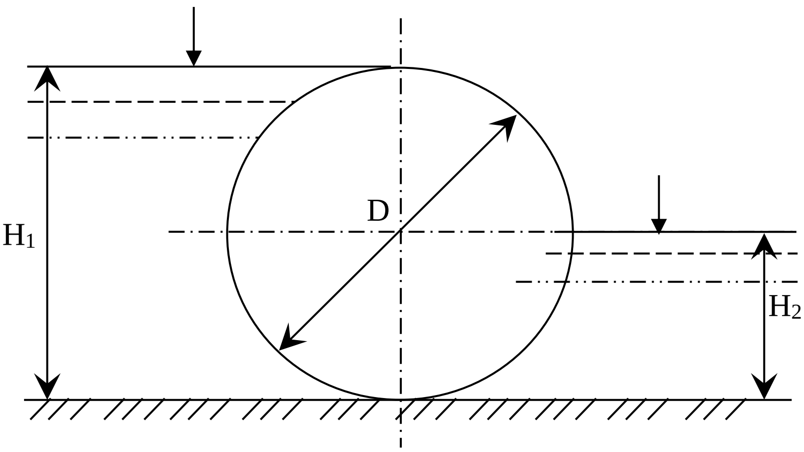
где L – плечо силы N, L=$\frac{H_1\cdot\sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{2{,}1\cdot\sin 50}{\sin 60} = 1{,}86$ м.

Эпюра гидростатического давления воды на плоский наклонный затвор:



23. Цилиндрический затвор, находящийся в прямоугольном русле, шириной b=4,0 м имеет диаметр D=3 м, глубина воды за затвором H_2=D/2. Определить силу гидростатического давления, точку её приложения и построить эпюру давления.

Решение:



Верхний бьеф. Горизонтальная составляющая:

$$P_{x1} = \gamma h'_{\text{ц.т}} \omega_x = \gamma \cdot 0{,}5 \cdot \text{H}_1^2 \cdot b = 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot 3^2 \cdot 4 = 176{,}6 \text{ кН}$$

где $h'_{\text{ц.т}}$– глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции;

ω_x– площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость, перпендикулярную оси OX.

Вертикальная составляющая давления на затвор:

$$P_z = \gamma W$$

где P'_z– вертикальная составляющая сил давления на нижнюю четверть цилиндрического затвора;

W'– объём тела давления, заключенного между нижней четвертью цилиндрической поверхности, ее проекцией на свободную поверхность и вертикальными проектирующими плоскостями.

$$P'_{z1} = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 3^2}{8} \cdot 4 = 138{,}62 \text{ кН}.$$

Нижний бьеф:

$$P_{x2} = \gamma h'_{\text{ц.т}2} \omega_{x2} = \gamma \cdot 0{,}5 \cdot \text{H}_2^2 \cdot b = 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}5^2 \cdot 4 = 44{,}145 \text{ кН};$$

$$P'_{z2} = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{16} \cdot b = 9{,}81 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 3^2}{16} \cdot 4 = 69{,}3 \text{ кН}.$$

Учитывая направление сил, определим равнодействующее горизонтальных и вертикальных сил:

$$P_x = P_{x1} - P_{x2} = 176{,}6 - 44{,}145 = 132{,}46 \text{ кН};$$

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} = 138{,}62 + 69{,}3 = 207{,}92 \text{ кН}.$$

Равнодействующая сил давления воды на цилиндрический затвор находится по формуле

$$P = \sqrt{\text{P}_x^2 + P_z^2} = \sqrt{132{,}46^2 + 207{,}92^2} = 246{,}53 \text{ кН}.$$

Функции наклона силы Р к горизонту:

$$\cos\theta = \frac{P_x}{P} = \frac{132{,}46}{246{,}53} = 0{,}54; \;\; \theta = 57°5'';$$

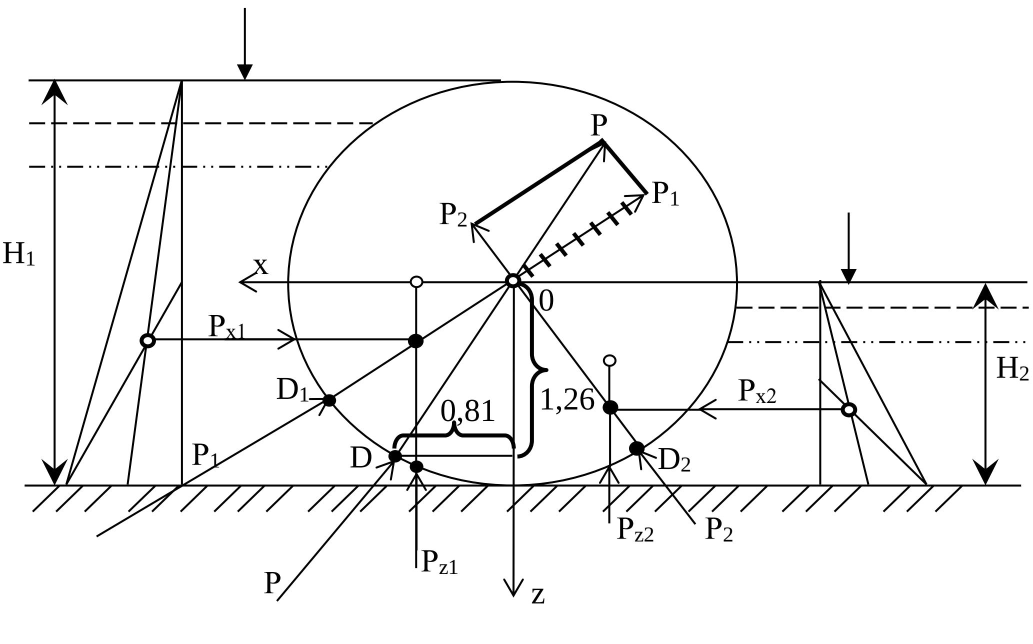
$$\sin\theta = \frac{P_z}{P} = \frac{207{,}92}{246{,}53} = 0{,}84; \;\; \theta = 57°5''.$$

Координаты центра давления:

$$x = r \cdot \cos\theta = 1{,}5 \cdot 0{,}54 = 0{,}81 \text{ м};$$

$$z = r \cdot \sin\theta = 1{,}5 \cdot 0{,}84 = 1{,}26 \text{ м}.$$

Определение положения сил с помощью чертежа:



3 ГИДРОДИНАМИКА

3.1 Методика решения задач

Методика решения всех задач гидродинамики, по существу, сводится к следующему:

1. Записать в общем виде уравнения, выражающие законы сохранения массы и энергии при движении жидкости или газа.

2. Определить слагаемые этих уравнений согласно исходным данным.

3. Решить полученную систему уравнений относительно неизвестной величины.

Законы сохранения – фундаментальные физические соотношения, на основании которых выводятся частные законы. В современной науке известно более десяти законов сохранения, большинство из них относится к ядерной физике. При решении гидродинамических задач широко используются следующие:

♦ *закон сохранения массы;*

♦ *закон сохранения энергии.*

Эти два закона являются следствием того очевидного факта, что время и место действия не могут сами по себе изменить ход физического процесса (при одинаковых начальных условиях эксперимент будет проходить совершенно одинаково в Ухте и в Лондоне, сегодня и месяц назад).

3.2 Механическая энергия

Энергия – запас работы, которую может совершить тело, изменяя свое состояние.

Работа – скалярное произведение силы на перемещение под действием этой силы. На практике величина работы используется для характеристики механизма или технического устройства.

Энергия – это невостребованная работа, математическая абстракция, формула, по которой можно вычислить максимальную работу. В реальных условиях функционирования конкретного механизма часть энергии теряется и переходит в тепло.

Отношение полученной работы к затраченной энергии есть коэффициент полезного действия механизма.

Энергия проявляется во множестве различных форм. Она может быть определена таким способом, что при любом превращении системы полная энергия сохраняется. Однако для системы, которая не претерпевает никаких изменений, разговор об энергии беспредметен. Только при переходе из одной формы в другую или из одного места в другое представление об энергии становится очень полезным как средство для решения практических задач.

Механическая энергия (E) разделяется на кинетическую (E_k) и потенциальную (E_p):

$$E = E_k + E_п \qquad (3.1)$$

Кинетическая энергия – это форма энергии, связанная с механическим движением.

Кинетическая энергия E_k численно равна работе, которая совершается при уменьшении скорости тела от u до нуля:

$$E_k = \frac{mu^2}{2} \tag{3.2}$$

Потенциальными называют неподвижные формы энергии, которые потенциально можно превратить в энергию движения. К таким формам относят энергию, запасенную в деформированном теле или в результате смещения тел в некотором силовом поле (электрическом, магнитном или гравитационном). Потенциальная энергия жидкости или газа разделяется на два вида:

- потенциальная энергия положения;
- потенциальная энергия давления.

Потенциальная энергия положения. Твёрдое, жидкое или газообразное тело массой m занимает определённое положение в поле силы тяжести (рис.3.1).

Горизонтальная плоскость отсчета $E_{полож.}$ выбирается произвольно. Это связано с тем, что нас интересуют только изменения потенциальной энергии, а не её абсолютная величина. При переходе тела из положения один в положение два изменение потенциальной энергии $\Delta E_{полож.}$ будет равно:

$\Delta E_{полож.} = m \cdot g \cdot z_2 - m \cdot g \cdot z_1 = m \cdot g \cdot (z_2 - z_1) = m \cdot g \cdot \Delta z$ – плоскость отсчета 0-0

$\Delta E_{полож.} = m \cdot g \cdot (-z_2') - m \cdot g \cdot (-z_1') = m \cdot g \cdot (z_1 - z_2') =$ – плоскость отсчета 0'-0'

$= m \cdot g \cdot \Delta z$.

Изменение потенциальной энергии $\Delta E_{полож.}$ не зависит от выбора плоскости отсчета.

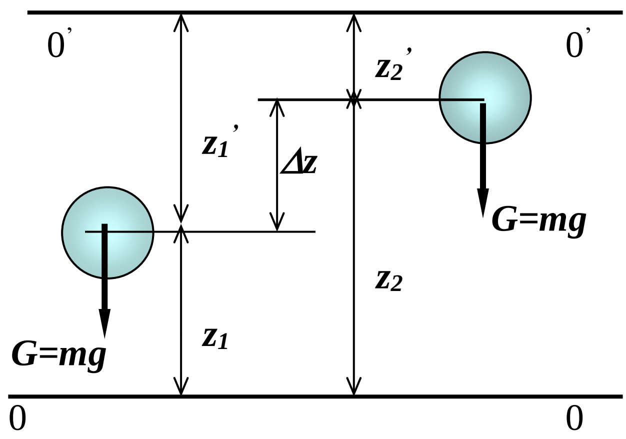


Рисунок 3.1 – Иллюстрация к выводу формулы потенциальной энергии положения: 0-0, 0'-0' – плоскости отсчета $E_{полож.}$

$A=G\cdot z = m\cdot g\cdot z$ – работа силы тяжести;

$E_{полож.}=m\cdot g\cdot z$ – потенциальная энергия положения, численно равна работе, которую совершает сила тяжести при падении тела с высоты z. Если тело расположено выше плоскости отсчета, высота z берется со знаком (+), если ниже - со знаком (-).

Итак, потенциальная энергия положения жидкости $E_{полож.}$ равна:

$$E_{полож} = m\cdot g\cdot z \qquad (3.3)$$

Потенциальная энергия давления. Другой вид потенциальной энергии связан с деформацией тел. Для твердого тела такой вид энергии запасается в сжатой пружине, для текучих тел (жидкостей и газов) такой вид энергии называется потенциальной энергией давления.

Покоящаяся и движущаяся жидкости находятся в деформированном (сжатом) состоянии под действием поверхностных и массовых сил, при этом в жидкости появляется энергия упругой деформации, пропорциональная величине напряжений сжатия (давлений) в жидкости. При расширении жидкости энергия упругой деформации превращается в работу (рис.3.2).

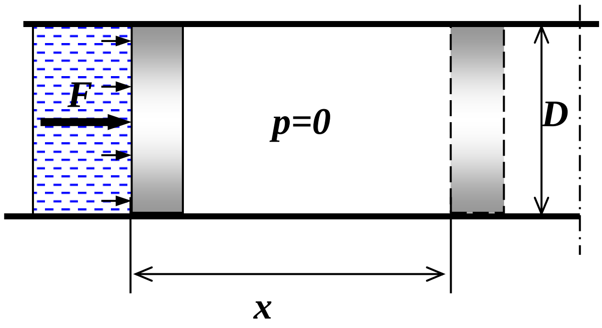


Рисунок 3.2 – Иллюстрация к выводу формулы потенциальной энергии давления

$F=p\cdot s$ – сила, действующая на поршень со стороны сжатой жидкости;

$s=\pi\cdot D^2/4$ – площадь сечения поршня;

p – давление в жидкости;

$A = F\cdot x = p\cdot s\cdot x = p\cdot V = p\cdot m/\rho$ – работа по перемещению поршня, совершаемая за счет наличия в жидкости давления p;

V – изменение объёма жидкости в результате расширения при движении поршня.

Итак, потенциальная энергия давления жидкости $E_{давл.}$ равна:

$$E_{давл} = \frac{pm}{\rho} \tag{3.4}$$

3.3 Закон сохранения энергии для идеальной жидкости

Идеальная жидкость – жидкость без вязкости и абсолютно несжимаемая. В такой гипотетической жидкости отсутствуют силы трения и не тратится энергия на работу по их преодолению, а также плотность жидкости есть величина постоянная в любом сечении потока. Такое приближение хорошо работает при рассмотрении движения жидкости в медленных потоках или длинных трубах (до тех пор, пока не интересуются тем, что происходит у стенок) и позволяет в первом приближении решать практические задачи.

Итак, полный запас энергии объёма жидкости массой m относительно нулевого уровня (плоскости сравнения 0-0) равен:

$$E = m \cdot g \cdot z + \frac{m \cdot p}{\rho} + \frac{m \cdot u^2}{2} \tag{3.5}$$

Для идеальной (невязкой) жидкости, в которой не происходит потерь энергии при движении, в произвольных сечениях 1-1 и 2-2 энергии должны быть равны:

$$\begin{gathered} E_1 = E_2; \\ m \cdot g \cdot z_1 + \frac{m \cdot p_1}{\rho} + \frac{m \cdot u_1^2}{2} = m \cdot g \cdot z_2 + \frac{m \cdot p_2}{\rho} + \frac{m \cdot u_2^2}{2} \end{gathered} \tag{3.6}$$

Формулу (3.6) можно представить, как закон сохранения удельных энергий.

Термин удельная энергия предполагает отношение полной энергии к некоторому количеству вещества – объёмному, массовому или весовому.

Энергия, отнесённая к весу жидкости, называется напором. Напор измеряется в метрах. После деления всех членов формулы (3.6) на вес жидкости G=m·g оно принимает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.7)$$

Формула (3.7) называется уравнением Бернулли. Оно было получено в 1738 году швейцарским математиком и механиком Даниилом Бернулли.

При расчете гидроприводов, газо- и нефтепроводов формулу (3.7) используют обычно в виде баланса энергий, отнесенных не к весу, а к объему протекающей жидкости $V=m/\rho$:

$$\rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 + \frac{\rho \cdot u_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (3.8)$$

Все слагаемые формулы (3.8) имеют размерность давления и называются соответственно: $\rho \cdot g \cdot z_1$, $\rho \cdot g \cdot z_2$ – весовые давления в центрах тяжести сечений 1-1 и 2-2; p_1, p_2 – статические давления в центрах тяжести сечений 1-1 и 2-2; $\rho \cdot u_1^2/2$, $\rho \cdot u_2^2/2$ – динамические давления в центрах тяжести сечений 1-1 и 2-2.

Статическое давление – это напряжение сжатия в жидкости, которое появляется в результате действия на жидкость сжимающих сил.

Динамическое давление – давление жидкости на преграду при её остановке и превращении кинетической энергии в энергию давления.

3.4 Закон сохранения энергии для реальной жидкости

При переходе от идеальной жидкости к реальной необходимо учесть наличие вязкости (сил межмолекулярного взаимодействия при сдвиге) как между жидкостью и стенкой, так и между отдельными слоями жидкости. Вследствие этого эпюра скоростей в сечении потока получается неравномерной (эпюра 2, рис.3.3).

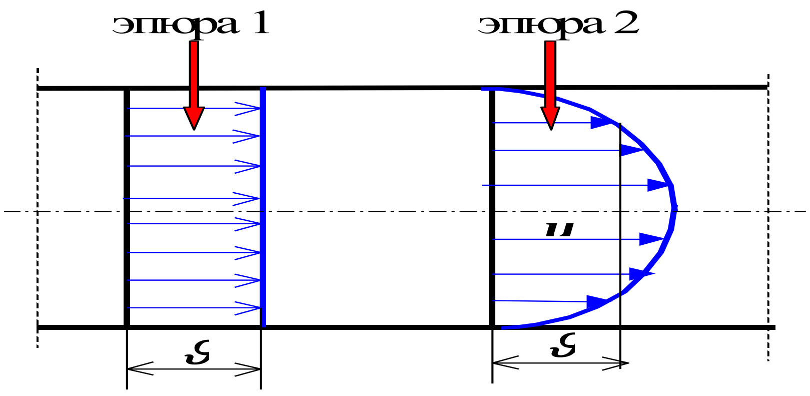


Рисунок 3.3 – Эпюра скоростей в сечении потока жидкости: u – местная скорость в сечении ds элементарной струйки; ϑ - средняя скорость в сечении потока жидкости или скорость движения всех струек идеальной жидкости (эпюра 1)

Q=$\int u \cdot d \cdot s = \vartheta \cdot s$ – объёмный расход в сечении s потока жидкости.

Определим действительную кинетическую энергию потока как сумму кинетических энергий отдельных струек:

$$E_k = \int dm \cdot \frac{u^2}{2} = \int \rho \cdot dQ \cdot \frac{u^2}{2} = \rho \int u d\omega \cdot \frac{u^2}{2} = \rho \int d\omega \cdot \frac{u^3}{2} \qquad (3.9)$$

Итак, чем больше неравномерность местных скоростей в сечении потока (больше ε), тем больше корректив кинетической энергии α.

При ламинарном режиме неравномерность местных скоростей максимальная и расчетное значение α=2. При турбулентном режиме вследствие перемешивания частиц скорости в сечении выравниваются и α=1,1–1,2. Для практических расчетов при турбулентном режиме принимается α=1.

Наличие вязкости приводит к появлению в потоке жидкости при ее движении сил трения, которые направлены против движения. На их преодоление затрачивается энергия жидкости.

Потерянная энергия, отнесенная к весу жидкости, называется потерями напора по длине и обозначается $h_{дл}$.

Кроме того, поток жидкости при своем движении претерпевает деформацию, которая вызывается установкой трубопроводной арматуры (краны, вентили, муфты, шайбы и др.), а также поворотами потока, внезапным расширением и сужением.

Потери энергии в такого рода препятствиях называются местными и обозначаются $h_{м}$.

Суммарные потери удельной энергии h_{1-2} равны:

$$h_{1-2} = h_{дл} + h_{м} \tag{3.10}$$

С учетом вязкости и деформации потока уравнение Бернулли для реальной жидкости принимает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \sum h \tag{3.11}$$

Таким образом, уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения энергии для движущейся жидкости: суммарная энергия жидкости в начальном сечении (потенциальная плюс кинетическая) равна суммарной энергии жидкости в конечном сечении плюс потери энергии.

Другими словами, начальная энергия всегда равна сумме энергии, что еще осталась, и энергии, что по пути потерялась.

Если между сечениями потока 1-1 и 2-2 имеется источник энергии (например, насос), энергия жидкости в месте установки насоса скачком возрастает и закон сохранения энергии принимает вид:

$$\mathrm{H}_{\text{нас}} + z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \sum h \qquad (3.12)$$

где $\mathrm{H}_{\text{нас.}}$ – удельная энергия, которую насос забирает у приводного двигателя и передает жидкости (напор насоса).

Суммарная энергия жидкости в начальном сечении (потенциальная плюс кинетическая) плюс та энергия, что добавилась в насосе, равна суммарной энергии жидкости в конечном сечении (той, что осталась) плюс потери энергии.

Уравнение Бернулли в любой форме справедливо для тех сечений потока, где струйки не искривляются и не возникает сил инерции.

Правила выбора сечений:

♦ сечения выбираются всегда перпендикулярно направлению движения жидкости;

♦ сечения выбираются там, где известно максимальное число слагаемых уравнения Бернулли или там, где нужно что-то определить;

♦ в сечениях струйки жидкости должны быть параллельны друг другу, именно при таком условии справедливо уравнение Бернулли.

Внимание!

1. Нельзя выбирать сечения на повороте трубы, при входе в трубу и так далее, то есть там, где скорость движения резко меняется по величине или по направлению и струйки искривляются.

2. В левой части уравнения стоит энергия того сечения, от которого начинается движение.

3.5 Закон сохранения массы

Количество вещества, проходящее через поперечное сечение потока, можно измерить в единицах массы, объёма или веса. Это количество зависит, очевидно, от скорости движения, величины сечения и времени наблюдения.

Согласно рисунку 3.4, через сечение 1-1 за время t пройдет объём жидкости, равный объёму цилиндра 1-1-1′-1′, то есть $V_1=\vartheta_1 \cdot s_1 \cdot t$, и масса жидкости $m_1=\rho_1 \cdot \vartheta_1 \cdot s_1 \cdot t$.

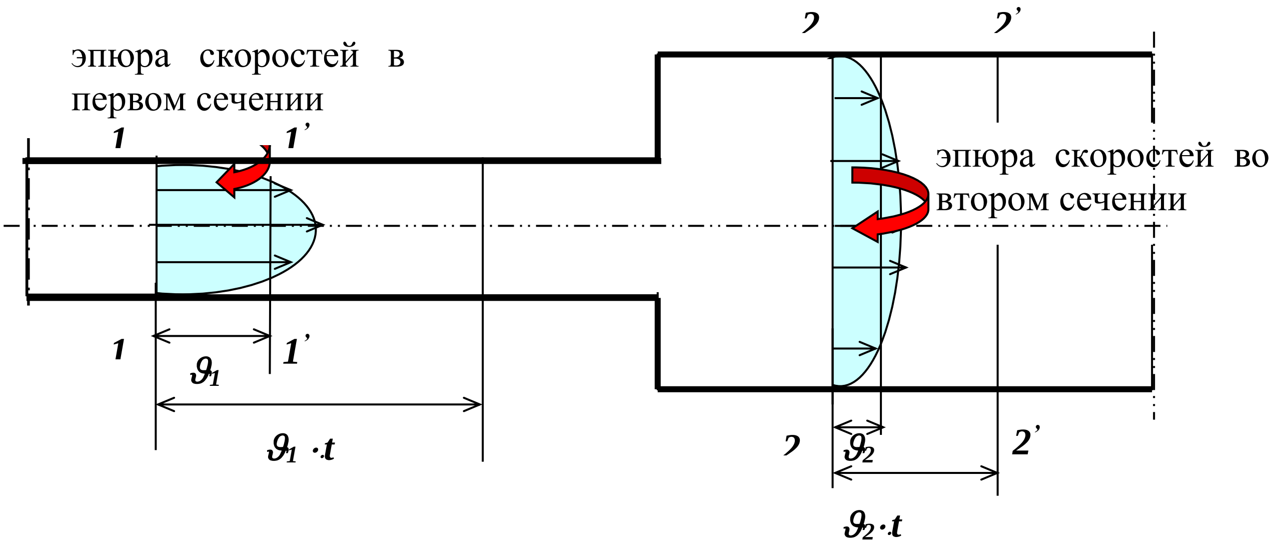


Рисунок 3.4 – Иллюстрация к выводу закона сохранения массы

На пути движения от начального сечения к конечному форма поперечных сечений потока может меняться самым причудливым образом, однако то массовое количество жидкости, которое прошло за время t через любое сечение, должно остаться неизменным. Это следует из закона сохранения массы:

$$\rho_1 \cdot \upsilon_1 \cdot s_1 \cdot t = \rho_2 \cdot \upsilon_2 \cdot s_2 \cdot t \qquad (3.13)$$

Поскольку время можно выбирать произвольно, удобно сравнивать количества жидкости, проходящие за единицу времени (1 секунду, 1 минуту, 1 час и т.д.).

Количество жидкости, проходящее через сечение за единицу времени, называется расходом:

$$Q = \sigma \cdot s \text{ – объемный расход} \qquad (3.14)$$

$$Q_m \cdot s = \rho \cdot Q = m/t \text{ – весовой расход} \qquad (3.15)$$

$$Q_G \quad \rho \cdot g \cdot \vartheta \cdot s = \rho \cdot g \cdot Q = G/t \text{ – весовой расход} \qquad (3.16)$$

Для жидкости плотность ρ можно считать постоянной величиной. Это следует из закона Гука.

Закон Гука определяет связь между напряжением и объемной деформацией при всестороннем сжатии жидкости:

$$\Delta p = -E \cdot \varepsilon \qquad (3.17)$$

где E – модуль объёмной упругости жидкости;

$\varepsilon = \Delta V/V$ – относительное изменение объёма;

V – первоначальный объем. Знак минус показывает, что при увеличении давления объём жидкости уменьшается.

Модуль упругости стали $E_{ст} = 2 \cdot 10^{11}$Па, а модуль упругости воды $E = 2 \cdot 10^9$Па. Вследствие высокого модуля упругости жидкости сжимаются незначительно. Так, при повышении давления на 10 МПа, изменение объёма равно $\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{E} = \frac{10 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^9} = 0{,}5 \cdot 10^{-2} = 0{,}5\%$.

Поэтому чаще всего в гидравлических расчетах жидкость считают несжимаемой и плотность жидкости ρ = m/V принимается величиной постоянной и не зависящей от давления.

Принимая ρ =const, вместо (3.17) получим:

$$\vartheta_1 \cdot s_1 = \vartheta_2 \cdot s_2 = \ldots\ldots = Q = \text{const} \qquad (3.18)$$

Формула (3.18) выражает закон постоянства объемного расхода по длине потока.

3.6 Гидравлические сопротивления

Потери удельной энергии в потоке жидкости, безусловно, связаны с вязкостью жидкости, но сама вязкость – не единственный фактор, определяющий потери напора. Можно утверждать, что величина потерь напора почти всегда пропорциональна квадрату средней скорости движения жидкости. Эту гипотезу подтверждают результаты большинства опытных работ и специально поставленных экспериментов. По этой причине потери напора принято исчислять в долях от скоростного напора (удельной кинетической энергии потока). Тогда:

$$h_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{v^2}{2g} \qquad (3.19)$$

Потери напора принято подразделять на две категории:

♦ потери напора, распределённые вдоль всего канала, по которому перемещается жидкость (трубопровод, канал, русло реки и др.), эти потери пропорциональны длине канала и называются потерями напора по длине $h_{\text{дг}}$, сосредоточенные потери напора;

♦ потери напора на локальной длине потока (достаточно малой по сравнению с протяжённостью всего потока); этот вид потерь во многом зависит от особенностей преобразования параметров потока (скоростей, формы линий тока и др.); как правило, видов таких потерь довольно много и их расположение по длине потока зачастую далеко не закономерно; такие потери напора называют местными потерями или потерями напора на местных гидравлических сопротивлениях; этот вид потерь напора также принято исчислять в долях от скоростного напора $h_u = \xi_u \frac{v^2}{2g}$.

Тогда полные потери напора можно представить собой как сумму всех видов потерь напора:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{дг}} + \Sigma h_u \qquad (3.20)$$

Оценка величины местных потерь напора практически всегда базируется на результатах экспериментов, по результатам которых определяются величины коэффициентов потерь. Для вычисления потерь напора по длине имеются более или менее надёжные теоретические предпосылки, позволяющие вычислять потери с помощью привычных формул.

Местные потери напора.

Несмотря на многообразие видов местных гидравлических сопротивлений, их всё же можно при желании сгруппировать: потери напора в руслах при изменении размеров живого сечения, потери напора на местных гидравлических сопротивлениях, связанных с изменением направления движения жидкости, потери напора при обтекании преград.

Внезапное расширение русла. Внезапное расширение русла чаще всего наблюдается на стыке участков трубопроводов, когда один трубопровод сочленяется с магистральным трубопроводом большего диаметра. Величина коэффициента потерь напора в данном случае определяется с достаточной точностью на теоретическом уровне. Величины средних скоростей жидкости в сечениях можно определить из условия неразрывности: $\begin{matrix} v_1 S_1 = v_2 S_2 \\ S_1 = \frac{\pi d^2}{4},\ S_2 = \frac{\pi D^2}{4} \end{matrix}$.

Тогда величина потерь напора при внезапном расширении русла определится: $\triangle h_{вр} = \frac{v_1^2}{2g}\left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$; $\xi_{вр} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$.

Таким образом, можно сказать, что потеря напора при внезапном расширении потока равна скоростному напору, соответствующему потерянной скорости:

$$\triangle h_{вр} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \tag{3.21}$$

Плавное расширение русла (диффузор). Плавное расширение русла называется диффузором. Течение жидкости в диффузоре имеет сложный характер. Поскольку живое сечение потока постепенно увеличивается, то соответственно снижается скорость движения жидкости и увеличивается давление. Поскольку в этом случае в слоях жидкости у стенок диффузора кинетическая энергия минимальна (мала скорость), то возможна остановка жидкости и интенсивное вихреобразование. По этой причине потери энергии напора в диффузоре будут зависеть от потерь напора на трение и за счёт потерь при расширении: $\triangle h_{диф} = \triangle h_{тр} + \triangle h_{вр}$.

$$\xi_{диф} = \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1 - \frac{1}{\left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}\right) + k_0\left(1 - \frac{1}{\frac{S_2}{S_1}}\right) \tag{3.22}$$

где S_1 – площадь живого сечения на входе в диффузор;

S_2 – площадь живого сечения на выходе из диффузора;

α – угол конусности диффузора;

$k_0 = 3{,}2tg\frac{\alpha}{2}\sqrt{tg\frac{\alpha}{2}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от условий расширения потока в диффузоре.

Внезапное сужение канала. При внезапном сужении канала поток жидкости отрывается от стенок входного участка и лишь затем касается стенок канала меньшего размера. В этой области потока образуются две зоны интенсивного вихреобразования (как в широком участке трубы, так и в узком), в результате чего, как и в предыдущем случае, потери напора складываются из двух составляющих (потерь на трение и потерь при сужении). Коэффициент потерь напора при гидравлическом сопротивлении внезапного сужения потока можно определить по эмпирической зависимости, предложенной И. Е. Идельчиком:

$$\xi_{вс} = 0{,}5\left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) \tag{3.23}$$

или взять по таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Коэффициент потерь напора при гидравлическом сопротивлении внезапного сужения

$\frac{S_2}{S_1}$	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80
$\xi_{вс}$	0,50	0,45	0,40	0,30	0,20	0,10

Плавное сужение канала. Плавное сужение канала достигается с помощью конического участка, называемого конфузором. Потери напора в конфузоре образуются практически за счёт трения, так как вихреобразование в конфузоре практически отсутствует. Коэффициент потерь напора в конфузоре можно определить по формуле:

$$\xi_{\text{лонф}} = \frac{\lambda}{8\sin\alpha}\left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) \tag{3.24}$$

При большом угле конусности a >50° коэффициент потерь напора можно определять по формуле с внесением поправочного коэффициента k_{nc}.

Нормальный вход в трубу. Из резервуаров, где хранятся жидкости, вход в выкидной трубопровод осуществляется в так называемом нормальном исполнении, то есть когда осевая линия патрубка трубопровода располагается по нормали к боковой стенке резервуара. Этот вид гидравлических сопротивлений также можно отнести к сопротивлениям, связанным с изменением размеров русла, просто здесь размеры нового русла бесконечно малы по сравнению с размерами исходного русла с сечением резервуара. В этом случае внутри выкидного патрубка вытекающая из резервуара жидкость заполняет всё сечение трубы не сразу, а лишь на некотором расстоянии от входа. В этой области в застойной зоне часть жидкости совершает вращательное движение и созданный таким образом вихрь порождает дополнительные гидравлические сопротивления. Коэффициент потерь напора при этом приблизительно составляет половину скоростного напора: $\xi_{\text{вх}} = 0{,}5$.

Выход из трубы в покоящуюся жидкость. Это обычный элемент стыковки напорной части трубопровода с резервуаром. Входной патрубок трубопровода располагается нормально к боковой стенке резервуара. Этот вид гидравлических сопротивлений также можно рассматривать как разновидность внезапного расширения потока жидкости до бесконечно большого сечения. Величина коэффициента потерь напора в большинстве случаев принимается равной одному скоростному напору.

Внезапный поворот канала. Под таким гидравлическим сопротивлением будем понимать место соединения трубопроводов одинакового диаметра, при котором осевые линии трубопроводов не совпадают, то есть составляют между собой некоторый угол α.

Этот угол называется углом поворота русла, так как здесь изменяется направление движения жидкости. Физические основы процесса преобразования кинетической энергии при повороте потока достаточно сложны и следует рассмотреть лишь результат этих процессов. Так при прохождении участка внезапного поворота образуется сложная форма потока с двумя зонами вихревого движения жидкости. На практике такие элементы соединения трубопроводов называют коленами. Следует отметить, что колено как соединительный элемент является крайне нежелательным ввиду значительных потерь напора в данном виде соединения. Величина коэффициента потерь напора будет, в первую очередь, зависеть от угла поворота русла и может быть определена по эмпирической формуле $\xi_{вп} = 0{,}95\sin^2\frac{\alpha}{2} + 2{,}05\sin^4\frac{\alpha}{2}$ или по таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Величина коэффициента потерь напора при внезапном повороте канала

α^0	30	40	50	60	70	80	90
$\xi_{вп}$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10

Плавный поворот канала. Этот вид гидравлических сопротивлений можно считать более благоприятным (экономичным) с точки зрения величины потерь напора, так как в данном случае опасных зон для образования интенсивного вихревого движения жидкости практически нет. Тем не менее, под действием того, что при повороте потока возникают центробежные силы, способствующие отрыву частиц жидкости от стенки трубы, вихревые зоны всё же возникают. Кроме того, при этом возникают встречные потоки жидкости, направленные от внутренней стенки трубы к внешней стенке трубы. Коэффициент потерь напора определяется по эмпирическим формулам или по таблицам. При угле поворота русла на $90°$ и $\frac{R}{d} > 1{,}0$.

Наличие обширного набора сведений по этим вопросам объясняется тем, что колена в закруглённом исполнении весьма широко применяются в строительстве трубопроводов и в различных гидравлических системах.

Задвижки. Задвижки часто используют как средство регулирования характеристик потока жидкости (расход, напор, скорость). При наличии задвижки в трубопроводе поток обтекает находящиеся в трубе плашки задвижки, наличие которых ограничивает живое сечение потока, а также приводит к возникновению вихревых потоков жидкости около плашек задвижки. Коэффициент потерь напора зависит от степени закрытия задвижки α/d.

Таблица 3.3 – Величина коэффициента потерь напора при задвижке

α/d	полное открытие	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
$\xi_з$	0,12	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Краны. Краны также могут использоваться в качестве средств регулирования параметров потока. В этих случаях коэффициент потерь напора зависит от степени закрытия крана (угла поворота).

Таблица 3.4 – Величина коэффициента потерь напора при использовании крана

α	5	10	20	30	40	50	60	70
$\xi_{лр}$	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

Обратные клапаны и фильтры. Коэффициенты потерь напора определяются, как правило, экспериментально.

Потери напора по длине. При установившемся движении реальной жидкости основные параметры потока: величина средней скорости в живом сечении (v) и величина перепада давления (Δp) зависят от физических свойств движущейся жидкости и от размеров пространства, в котором жидкость движется. В целом физические свойства жидкости определяются через размерные величины, называемые физическими параметрами жидкости.

Можно установить взаимосвязь между всеми параметрами, от которых зависит движение жидкости. Условно эту зависимость можно записать как некоторую функцию в неявном виде: $f(l_1, l_2, l_3, \triangle, \upsilon, \triangle p, \gamma, \rho, \mu, \sigma, K) = 0$, где l_1, l_2 и l_3 – линейные величины, характеризующие трёхмерное пространство; Δ – линейная величина, характеризующая состояние стенок канала (шероховатость), величина выступов; υ - средняя скорость движения жидкости в живом сечении потока; $\triangle p$ – разность давления между начальным и конечным живыми сечениями потока (перепад давления); γ – удельный вес жидкости; ρ – плотность жидкости; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости; σ – поверхностное натяжение жидкости; K – модуль упругости жидкости.

$h_{\text{тр}} = 2f\left(\frac{\Delta}{4R_{\text{г}}}, Fr, Re\right)\frac{l}{4R_{\text{г}}}\frac{v^2}{2g}$. Обозначим $2f\left(\frac{\Delta}{4R_{\text{г}}}, Fr, \mathrm{Re}\right) = \lambda$. Эту величину принято называть коэффициентом сопротивления трения по длине или коэффициентом Дарси. Для круглых труб, учитывая, что $h_{\text{тр}} = h_{\text{дл}}$:

$$h_{\text{дт}} = \lambda \frac{l}{d}\frac{v^2}{2g} \qquad (3.25)$$

Эта формула носит название формулы Дарси–Вейсбаха и является одной из основных формул гидродинамики.

Коэффициент потерь напора по длине будет равен:

$$\xi_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \qquad (3.26)$$

Запишем формулу Дарси–Вейсбаха (3.25) в виде $v = \sqrt{\frac{8gR_{\text{г}}}{\lambda}\frac{h_{\text{дт}}}{L}}$.

Величину$i = \frac{h_{\text{дт}}}{L}$ называют гидравлическим уклоном, а величину $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$называют коэффициентом Шези.

$v = C\sqrt{Ri}$. Величина $\sqrt{gRi} = u_o$ имеет размерность скорости и носит название динамической скорости жидкости.

Тогда коэффициент трения (коэффициент Дарси): $\lambda = 8\left(\frac{u_o}{v}\right)^2$.

3.7 Режимы движения жидкости

При проведении многочисленных экспериментов с потоками движущейся жидкости было неоднократно подмечено, что на величину гидравлических сопротивлений кроме физических свойств самой жидкости, формы и размеров каналов, состояния их стенок существенное влияние оказывают особенности движения частиц жидкости в потоке. Впервые теоретическое обоснование этой зависимости дал английский физик Осборн Рейнольдс. Суть его эксперимента заключалась в следующем.

В ёмкость достаточно большого объёма была вставлена длинная (не менее 20 диаметров) стеклянная трубка. На конце этой трубы устанавливался кран для регулирования расхода жидкости. Измерение расхода жидкости осуществлялось с помощью мерной ёмкости, расположенной в конце трубы. Из малого бачка с помощью тонкой изогнутой трубки по центру основной трубы вводилась подкрашенная жидкость. Её расход также регулировался с помощью краника. Уровень жидкости в основном баке поддерживался постоянным. Плавно меняя расход жидкости в трубе, Рейнольдс отметил, что при малых скоростях движения жидкости подкрашенная струйка жидкости текла по центру потока, не смешиваясь с остальной жидкостью потока. Однако при определённой скорости подкрашенная струйка жидкости теряла свою устойчивость и, в конечном итоге, частицы окрашенной жидкости перемешивались с остальной жидкостью. При снижении скорости движения жидкости положение восстанавливалось: хаотичное движение частиц жидкости снова становилось упорядоченным. Рейнольдс менял длину и диаметр трубы, вязкость жидкости, количество подкрашенных струек жидкости и установил, что эффект перемешивания (смена режима течения жидкости) зависит от скорости движения жидкости, её вязкости и от диаметра трубы, причём при увеличении вязкости жидкости для смены режима течения жидкости требовалась большая скорость. Отсюда Рейнольдс сделал вывод, что смена режима движения жидкости зависит от целого комплекса параметров потока, а именно от соотношения:

$$R_e = \frac{v_d}{\upsilon} \tag{3.27}$$

которое получило название числа Рейнольдса. Число Рейнольдса оказалось безразмерной величиной, представлявшей собой отношение сил инерции к силам вязкостного трения. Была установлена и критическая величина числа Рейнольдса, при котором происходила смена режима движения жидкости $R_{e\,\text{Кр}}$, она оказалась равной 2 320.

Режим движения жидкости, при котором наблюдалось ее плавное, слоистое движение, был назван ламинарным (слоистым) режимом движения жидкости. Режим движения жидкости, сопровождавшийся хаотическим движением ее частиц в потоке, был назван турбулентным (беспорядочным). Важным оказалось то обстоятельство, что при смене режима движения существенно менялась зависимость величины гидравлических сопротивлений от скорости движения жидкости.

Средняя скорость движения жидкости в ламинарном потоке. Для определения величины средней скорости рассмотрим живое сечение потока жидкости в трубе. Затем проведём в сечении потока две концентрические окружности, отстоящие друг от друга на бесконечно малое расстояние dr. Между этими окружностями мы, таким образом, выделили малую кольцевую зону, малую часть живого сечения потока жидкости. Расход жидкости через выделенную кольцевую зону: $dO = udS = u \cdot 2\pi r \cdot dr$.

Расход жидкости через полное живое сечение трубы:

$Q = \int_o^{r_o} u \cdot 2\pi r \cdot dr = \int_o^{r_o} \rho g \frac{i}{4\mu}(r_o^2 - r^2) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad Q = \rho g \frac{i \cdot 2\pi}{4\mu} \int_o^{r^o} (r_o^2 -$

$-r^2) \cdot r dr = \rho g \frac{\pi \cdot i}{8\mu} r_o^4.$

Величина средней скорости в сечении: $v = \frac{Q}{S} = \frac{\rho g d^2}{32\mu} i$ или $v = 0{,}5 u_{\max}$.

Потери напора в ламинарном потоке жидкости. Для ламинарного потока жидкости в круглой трубе можно определить коэффициент трения через число Рейнольдса. Вычислим величину гидравлического уклона из средней скорости жидкости: $i = \frac{32\rho v}{g d^2} = \frac{8w}{g d R_{\text{г}}}$.

Отсюда $g R_{\text{г}} i = \frac{8w}{d} = u_o^2$.

Тогда:

$$\lambda = 8\left(\frac{u_o}{v}\right)^2 = \frac{64\nu}{v} = \frac{64}{\text{Re}} \tag{3.28}$$

Окончательно потери напора при ламинарном движении жидкости в трубе:

$$h_{\text{дт}} = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \tag{3.29}$$

Несколько преобразовав формулу для определения потерь напора, получим формулу Пуазейля:

$$h_{\text{дт}} = \frac{32 \cdot v \cdot l \cdot \nu}{g d^2} \tag{3.30}$$

3.8 Турбулентное движение жидкости

Структура турбулентного потока. Отличительной особенностью турбулентного движения жидкости является хаотическое движение частиц в потоке. Однако при этом часто можно наблюдать и некоторую закономерность в таком движении. С помощью термогидрометра – прибора, позволяющего фиксировать изменение скорости в точке замера, можно снять кривую скорости. Если выбрать интервал времени достаточной продолжительности, то окажется, что колебания скорости наблюдаются около некоторого уровня, и этот уровень сохраняется постоянным при выборе различных интервалов времени. Величина скорости в данной точке в данный момент времени носит название мгновенной скорости.

При неустановившемся турбулентном движении жидкости величины осреднённых скоростей меняются во времени.

Пульсация жидкости является причиной перемешивания жидкости в потоке. Интенсивность перемешивания зависит, как известно, от числа Рейнольдса, то есть при сохранении прочих условий от скорости движения жидкости. Таким образом, в конкретном потоке жидкости (вязкость жидкости и размеры сечения определены первичными условиями) характер её движения зависит от скорости. Для турбулентного потока это имеет решающее значение. Так, в периферийных слоях жидкости скорости всегда будут минимальными, и режим движения в этих слоях естественно будет ламинарным. Увеличение скорости до критического значения приведёт к смене режима движения жидкости с ламинарного режима на турбулентный режим, то есть в реальном потоке присутствуют оба режима как ламинарный, так и турбулентный.

Таким образом, поток жидкости состоит из ламинарной зоны (у стенки канала) и турбулентного ядра течения (в центре) и поскольку скорость к центру турбулентного потока нарастает интенсивно, то толщина периферийного ламинарного слоя чаще всего незначительна, и, естественно, сам слой называется ламинарной плёнкой, толщина которой δ зависит от скорости движения жидкости.

Гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Состояние стенок трубы в значительной мере влияет на поведение жидкости в турбулентном потоке. Так при ламинарном движении жидкость движется медленно и плавно, спокойно обтекая на своём пути незначительные препятствия. Возникающие при этом местные сопротивления настолько ничтожны, что их величиной можно пренебречь. В турбулентном же потоке такие малые препятствия служат источником вихревого движения жидкости, что приводит к возрастанию этих малых местных гидравлических сопротивлений, которыми мы в ламинарном потоке пренебрегли. Такими малыми препятствиями на стенке трубы являются её неровности. Абсолютная величина таких неровностей зависит от качества обработки трубы. В гидравлике эти неровности называются выступами шероховатости, они обозначаются литерой Δ .

В зависимости от соотношения толщины ламинарной плёнки и величины выступов шероховатости будет меняться характер движения жидкости в потоке. В случае, когда толщина ламинарной плёнки велика по сравнению с величиной выступов шероховатости$\delta \gg \Delta$, выступы шероховатости погружены в ламинарную плёнку и турбулентному ядру течения они недоступны (их наличие не сказывается на потоке). Такие трубы называются гидравлически гладкими. Когда размер выступов шероховатости превышает толщину ламинарной плёнки, то плёнка теряет свою сплошность, и выступы шероховатости становятся источником многочисленных вихрей, что существенно сказывается на потоке жидкости в целом. Такие трубы называются гидравлически шероховатыми (или просто шероховатыми). Естественно, существует и промежуточный вид шероховатости стенки трубы, когда выступы шероховатости становятся соизмеримыми с толщиной ламинарной плёнки $\delta \approx \Delta$. Толщину ламинарной плёнки можно оценить исходя из эмпирического уравнения жидкости из одного слоя в другой. Они не мгновенно приобретают скорость нового слоя, а лишь через некоторое время; за это время частицы успеют углубиться в новый слой на некоторое расстояние, называемое длиной пути перемешивания:

$$\frac{\delta}{d} = \frac{32{,}5}{2\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} \tag{3.31}$$

Распределение скоростей по сечению турбулентного потока. Наблюдения за величинами осреднённых скоростей в турбулентном потоке жидкости показали, что эпюра осреднённых скоростей в турбулентном потоке в значительной степени сглажена и практически скорости в разных точках живого сечения равны средней скорости. Сопоставляя эпюры скоростей турбулентного потока и ламинарного потока, можно сделать вывод о практически равномерном распределении скоростей в живом сечении. Работами Прандтля было установлено, что закон изменения касательных напряжений по сечению потока близок к логарифмическому закону:

$$du = \frac{\sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}}{x \cdot r} dr \tag{3.32}$$

После интегрирования $u = \frac{1}{x}\sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}\ln r + C$.

Последнее выражение преобразуется к следующему виду: $\frac{\bar{u}}{u_o} = \frac{1}{x}\ln\frac{u_o r}{\upsilon} + const.$

Развивая теорию Прандтля, Никурадзе и Рейхардт предложили аналогичную зависимость для круглых труб: $\varphi = \frac{1}{x}\ln[x(\eta - \alpha) + 1] + \alpha$.

Потери напора на трение в турбулентном потоке жидкости. При исследовании вопроса об определении коэффициента потерь напора на трение в гидравлически гладких трубах можно прийти к мнению, что этот коэффициент целиком зависит от числа Рейнольдса. Известны эмпирические формулы для определения коэффициента трения. Наиболее широкое распространение получила формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{Re}} \tag{3.33}$$

По данным многочисленных экспериментов, формула Блазиуса подтверждается в пределах значений числа Рейнольдса от $\mathrm{Re}_{\text{кр}}$ до $1–10^{5}$. Другой распространённой эмпирической формулой для определения коэффициента Дарси является формула П. К. Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}81\lg\mathrm{Re} - 1{,}5)^2} \tag{3.34}$$

Если $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{\text{кв}}$, то область сопротивления квадратичная, тогда коэффициент гидравлического трения определим по формуле:

$$\lambda = \frac{8g}{c^2} \tag{3.35}$$

Если $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{\text{кв}}$, то область сопротивления переходная, тогда коэффициент гидравлического трения определим по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot (\frac{1{,}46\,\triangle}{d} + \frac{100}{\mathrm{Re}})^{0{,}25} \qquad (3.36)$$

Изучение движения жидкости по шероховатым трубам в области, где потери напора определяются только шероховатостью стенок труб, $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}\right)$ и не зависят от скорости движения жидкости, то есть от числа Рейнольдса, осуществлялось Прандтлем и Никурадзе. В результате их экспериментов на моделях с искусственной шероховатостью была установлена зависимость для коэффициента Дарси для этой так называемой квадратичной области течения жидкости:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\frac{3{,}7d}{\Delta} = -2\lg 0{,}27\frac{\Delta}{d}$$
$$\text{или} \;\; \lambda = \left(1{,}14 + 2\lg\frac{d}{\Delta}\right)^{-2} \qquad (3.37)$$

Для труб с естественной шероховатостью справедлива формула Шифринсона:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} \qquad (3.38)$$

где Δ_o – эквивалентная величина выступов шероховатости.

Ещё более сложная обстановка связана с изучением движения жидкости в переходной области течения, когда величина потерь напора зависит от обоих факторов, $\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{d}\right)$. Наиболее приемлемых результатов добились Кёллебрук–Уайт:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left(-\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + 0{,}27\frac{\Delta}{d}\right) \qquad (3.39)$$

Несколько отличная формула получена Н. З. Френкелем:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left[\left(\frac{6{,}81}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}9} + 0{,}27\frac{\Delta}{d}\right] \qquad (3.40)$$

Формула Френкеля хорошо согласуется с результатами экспериментов других авторов с отклонением (в пределах 2–3%). Позднее А. Д. Альтшуль получил простую и удобную для расчётов формулу:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} \qquad (3.41)$$

3.9 Примеры решения задач

1. Определить потери напора по длине при движении воды t=20°C в стальной трубе, бывших в употреблении, диаметром d=250 мм и длиной l=2500 м при расходе воды в ней Q=0,1 м^3/с. На сколько необходимо изменить диаметр трубы, чтобы потери уменьшились на 25%.

Решение:

Потери по длине определяются по формуле:

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

Для определения скорости воспользуемся уравнением неразрывности:

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

Тогда $v = \frac{4 \cdot Q}{3{,}14 \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}1}{3{,}14 \cdot 0{,}25^2} = 2{,}04$ м/с.

Для определения гидравлического коэффициента λ определим граничные условия; Кэ=0,6 мм, для новых железобетонных труб; кинематический коэффициент вязкости для воды с t=10º С – 0,00000131 м^2/с; определим число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{v \cdot d}{\upsilon};\ \mathrm{Re} = \frac{v \cdot d}{\upsilon} = \frac{2{,}04 \cdot 0{,}25}{0{,}00000101} = 504509;$$

$$\mathrm{Re} \cdot \frac{К_э}{d} = 504509 \cdot \frac{0{,}1}{250} = 201;\ \mathrm{Re} \cdot \frac{К_э}{d} = 201\ <\ 500$$

Тогда $\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{К_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}1}{250} + \frac{68}{504509}\right)^{0{,}25} = 0{,}0167.$

Откуда h_l =0,0167$\cdot \frac{2500}{0{,}25} \cdot \frac{2{,}04^2}{2 \cdot 9{,}81} = 35{,}5$ м.

Уменьшим потери по длине на 25%, тогда они составят 26,63 м, диаметр определим методом подбора, построив график зависимости h=f(d). Расчёт ведем в табличной форме:

d, мм	υ, м/с	Re	$Re \cdot \frac{К_э}{d}$	λ	h, м
0,3	1,42	420424	140	0,0164	14,06
0,4	0,8	315318	78,8	0,0161	3,3

При h по длине, равной 26,63 м, d=0,257 м, следовательно, диаметр изменится на 0,007 м.

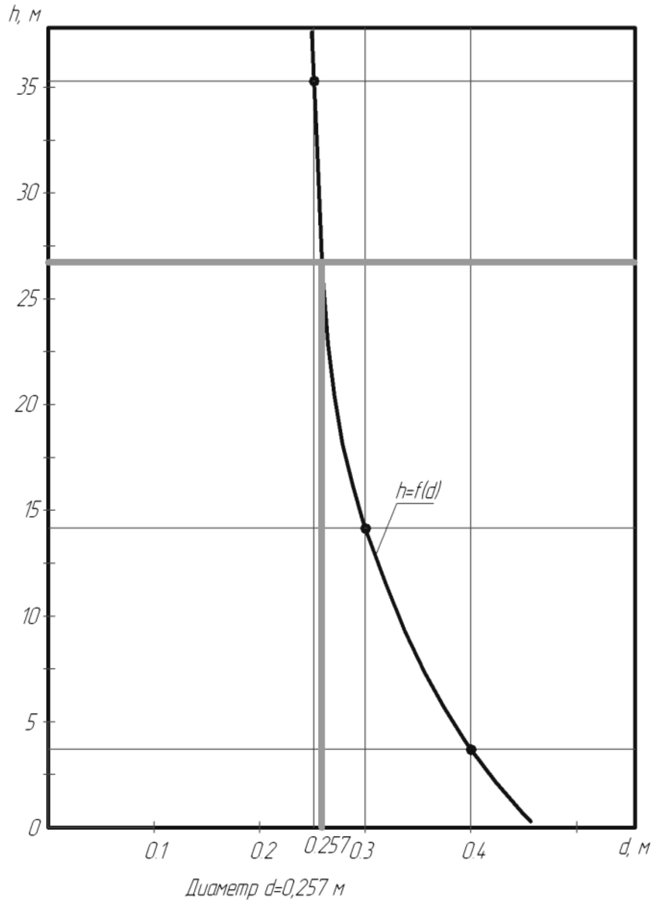


График зависимости напора от диаметра

2. Найти потери напора по длине трубопровода, состоящего из последовательно соединенных новых чугунных труб l_1=600 м, d_1=125 мм, l_2=800 м, d_2=150 мм. Расход воды (t=30º С) равен Q=0,04 м^3/с.

Решение:

Потери по длине определяются по формуле:

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

Для определения скорости воспользуемся уравнением неразрывности:

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

Тогда $\nu_1 = \frac{4 \cdot Q}{3{,}14 \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0{,}04}{3{,}14 \cdot 0{,}125^2} = 3{,}26$ м/с;

$\nu_2 = \frac{4 \cdot Q}{3{,}14 \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 0{,}04}{3{,}14 \cdot 0{,}15^2} = 2{,}27$ м/с.

Для определения гидравлического коэффициента λ определим граничные условия; Кэ=0,4 мм, для труб новых чугунных; кинематический коэффициент вязкости для воды с t=30º С – 0,000000803 м^2/с. Определим число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}; \ \mathrm{Re}_1 = \frac{\upsilon_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{3{,}26 \cdot 0{,}125}{0{,}000000803} = 507471{,}98;$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{\upsilon_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{2{,}27 \cdot 0{,}15}{0{,}000000803} = 424034{,}869.$$

$$\mathrm{Re}_1 \cdot \frac{\mathrm{К_э}}{d_1} = 507472 \cdot \frac{0{,}4}{125} = 1624; \ \mathrm{Re}_2 \cdot \frac{\mathrm{К_э}}{d_2} = 424035 \cdot \frac{0{,}4}{150} = 1130{,}8;$$

$$\mathrm{Re}_1 \cdot \frac{\mathrm{К_э}}{d_1} > 500; \ \mathrm{Re}_2 \cdot \frac{\mathrm{К_э}}{d_2} > 500, \text{ тогда}$$

$$\lambda_1 = 0{,}11 \cdot (\frac{\mathrm{К_э}}{d_1} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}4}{125} = 0{,}026;$$

$$\lambda_2 = 0{,}11 \cdot (\frac{\mathrm{К_э}}{d_2} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}4}{150} = 0{,}025,$$

Откуда $h_1 = 0{,}026 \cdot \frac{600}{0{,}125} \cdot \frac{3{,}26^2}{2 \cdot 9{,}81} = 67{,}6$ м; $h_2 = 0{,}025 \cdot \frac{800}{0{,}150} \cdot \frac{2{,}27^2}{2 \cdot 9{,}81} = 35{,}0$ м.

$\sum h = h_1 + h_2 = 67{,}6 + 35{,}0 = 102{,}62$ м.

3. Определить диаметр железобетонного докера, проложенного под проезжей частью дороги для пропуска воды (t=20º С) с расходом Q=4 м^3/с, если длина его l=100 м. Перепад уровней воды в проводящем и отводящем каналах H=1,5 м (рисунок). На дюкере имеются два колена с углом поворота α=120º и решетка на выходе. Найти пропускную способность дюкера при том же расходе, если перепад уровней станет H=1,0 м.

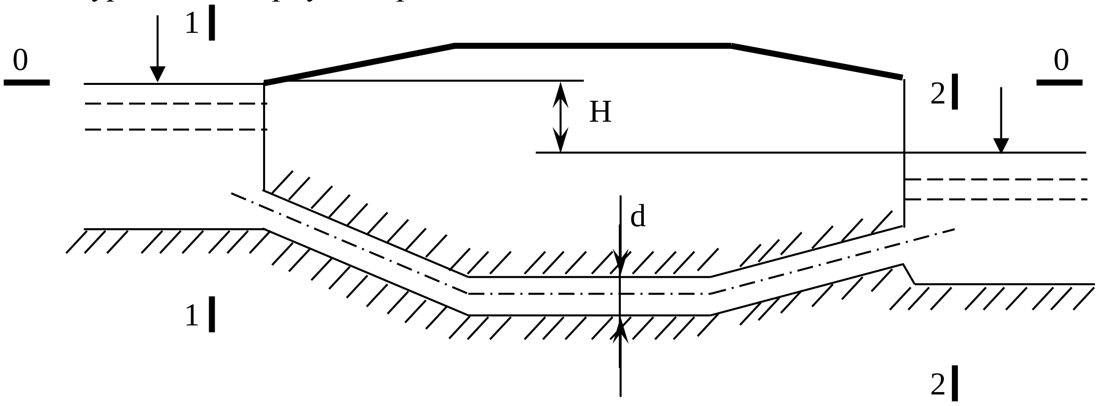
Решение:

Составляем уравнение Бернулли для двух живых сечений 1-1 и 2-2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_2^2}{2g} + \sum h;$$

$$z_1 - z_2 = \mathrm{H}; \quad \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{\text{атм}}}{\gamma}; \quad \frac{\alpha \upsilon_2^2}{2g} = \frac{\alpha \upsilon_1^2}{2g} \Rightarrow 0.$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид:



$$\mathrm{H} = \frac{\upsilon^2}{2g} \cdot (\zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{пов}} + \lambda \cdot \frac{l}{d})$$

где $\zeta_{\text{вх}}$=3,0;

$\zeta_{\text{пов}}$=0,5, при $\alpha = 120°$.

В этом уравнении функцией диаметра является скорость и коэффициент гидравлического трения, зависящий при данной шероховатости от режима движения и области сопротивления. Задача решается методом подбора. Задаёмся диаметром и расчет ведем до тех пор, пока вычисленный по уравнению напор не будет равен заданному H = 1,5 м. Для труб железобетонных коэффициент шероховатости n=0,012; высота выступов шероховатости Δ=1 мм; для воды с температурой 20 градусов, кинематический коэффициент вязкости ν=0,00000101 м^2/с. Скорость определим, воспользовавшись уравнением неразрывности:

$$Q = \omega_1 \cdot \upsilon_1 = \omega_2 \cdot \upsilon_2$$

Тогда $\upsilon_1 = \frac{4 \cdot Q}{3{,}14 \cdot d^2}$.

Площадь поперечного сечения $\omega = \frac{\pi d^2}{4}$.

Определим режим движения:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}$$

$$\mathrm{Re}_{\text{кв}} = 21{,}6 \cdot \mathrm{c} \cdot \frac{d}{\triangle}$$

где c – коэффициент Шези;
c = 1/n·R$^{1/6}$,
где R – гидравлический радиус,
R = d/4.

Если Re > Re$_{\text{кв}}$, то область сопротивления квадратичная, тогда коэффициент гидравлического трения определим по формуле:

$$\lambda = \frac{8g}{c^2}$$

Если Re < Re$_{\text{кв}}$, то область сопротивления переходная, тогда коэффициент гидравлического трения определим по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{1{,}46 \triangle}{d} + \frac{100}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}$$

$$\mathrm{H} = \frac{\upsilon^2}{2g} \cdot \left(\zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{пов}} + \lambda \cdot \frac{l}{d}\right); \;\; 1{,}5 = \frac{\upsilon^2}{2g} \cdot \left(4 + \lambda \cdot \frac{100}{d}\right)$$

Расчет сведем в табличную форму:

d, м	ω, м^2	υ, м/с	Re	с, м^{0,5}/с	Re$_{\text{кв}}$	**Область сопротивления**	λ	H, м
1	0,785	5,1	5045091	66,14	1428661	**квадратичная**	0,018	7,68
1,2	1,13	3,53	4204242	68,18	1767288	**квадратичная**	0,017	3,5
1,4	1,54	2,6	3603636	67,0	2026080	**квадратичная**	0,0175	1,8
1,6	2,0	1,99	3153182	71,53	2472133	**квадратичная**	0,015	1,02

Построим график зависимости H=f(d), откуда d=1,46 мм.

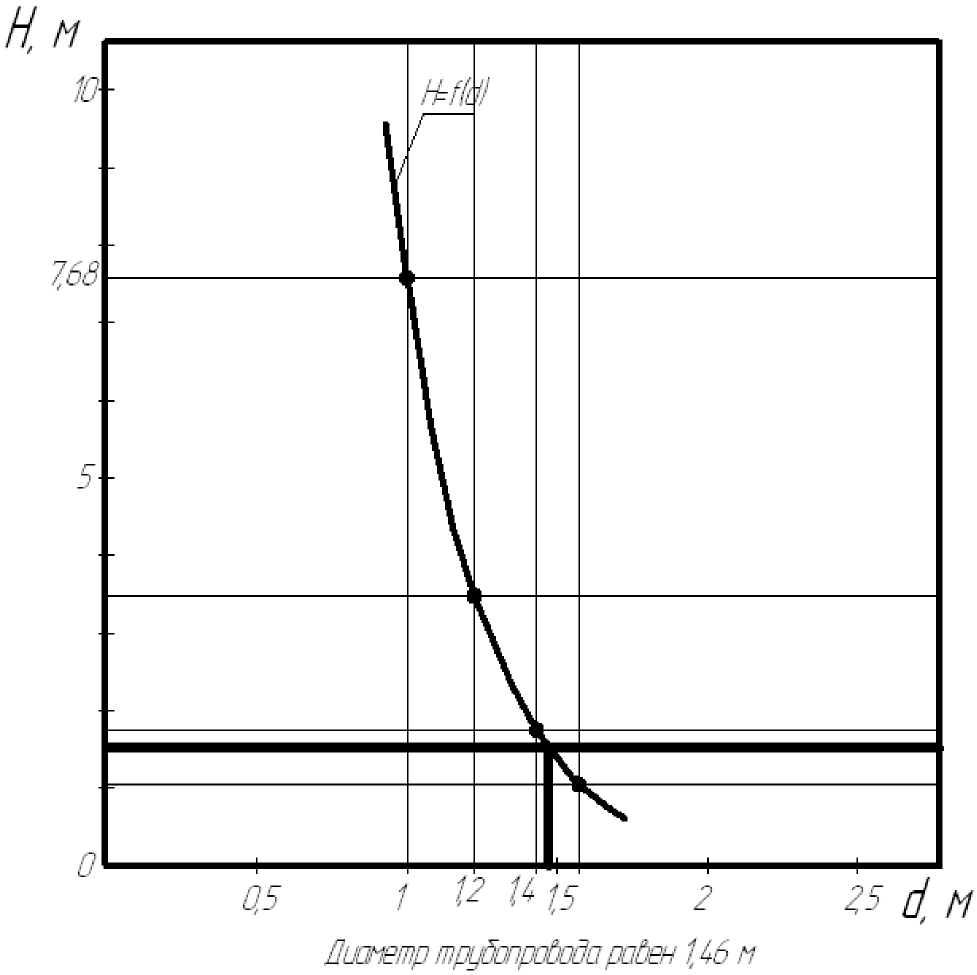


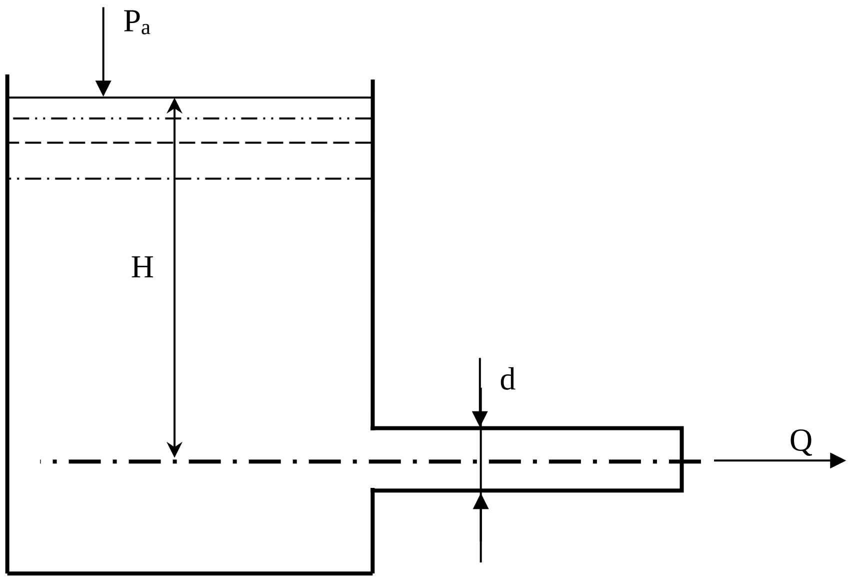
График зависимости напора от диаметра

4. Вода при температуре t = 10ºC с Q = 0,12 л/с вытекает по трубе из резервуара в атмосферу. Определить диаметр трубы в случае перехода ламинарного режима движения в турбулентный. Вычислить напор Н, который необходим для движения воды (t = 40ºC) в трубе полученного диаметра с Re = 1,3 * 10^5. Гидравлическими потерями пренебречь.

Решение:

Составляем уравнение Бернулли для двух живых сечений 1-1 по уровню воды в баке и 2-2 на выходе из трубы, относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0 по центру сечения трубы:

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



$$z_1 = \text{H}\,;\ z_2 = 0;\ \ \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{\text{атм}}}{\gamma}\ \ ;\ \ \frac{\alpha v_1^2}{2g} \Rightarrow 0$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид: $\text{H} = \frac{v^2}{2g} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d}\right)$.

При переходе от ламинарного к турбулентному режиму движения число Рейнольдса Re = 2 320, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0{,}00000131$ м^2/с, для воды с температурой 10°С.

Скорость определим, воспользовавшись уравнением неразрывности:

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

Площадь поперечного сечения $\omega = \frac{\pi d^2}{4}$.

Определим $\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{\frac{4 \cdot Q}{3{,}14 \cdot d^2} \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\nu \cdot 3.14 \cdot d}$.

откуда $d = \frac{4 \cdot Q}{Re \cdot 3{,}14 \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 0{,}00012}{2320 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}00000131} = 0{,}0503$ м.

При движении воды с t = 40ºС, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0{,}000000659$ м^2/с; Re = 130000. Определим область сопротивления:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu};$$

$$v = \frac{Re \cdot \nu}{d} = \frac{130000 \cdot 0{,}000000659}{0{,}0503} = 1{,}703 \text{ м/с}.$$

Поскольку гидравлическими потерями пренебрегаем, то: $\text{H} = \frac{v^2}{2g} = \frac{1{,}703^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}148$ м.

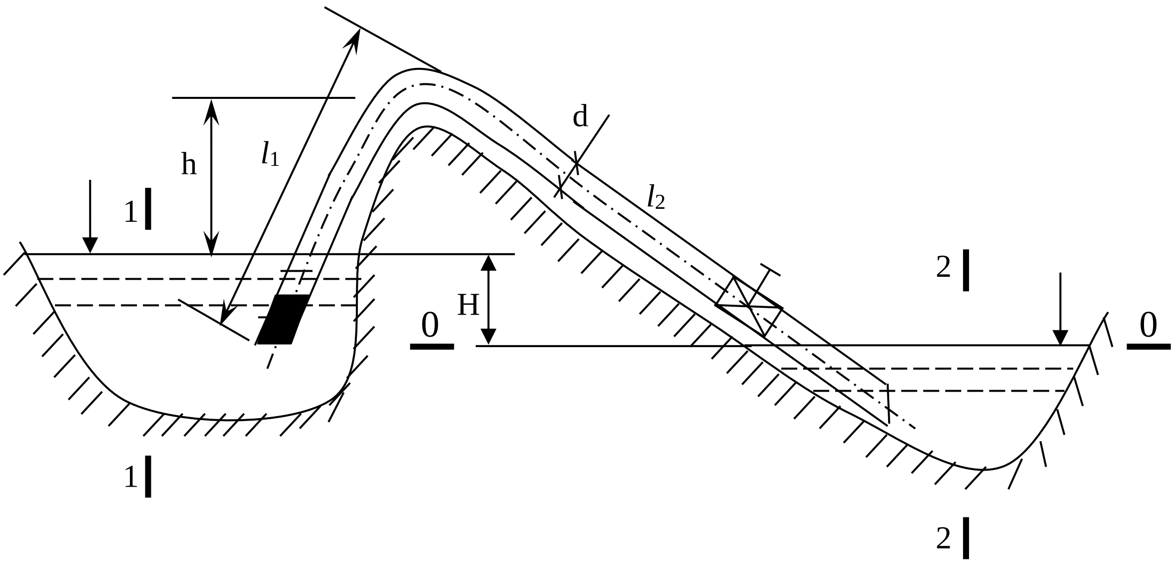
5. Вода при температуре 10°С из водоёма при помощи сифонного бетонного трубопровода диаметром d=350 мм, длиной l_1=25 м и l_2=145 м сбрасывается в отводящий канал. Высота расположения наивысшей точки сечения сифона над уровнем воды в водоёме h=3,4 м, на входе в трубопровод установлена сетка, по длине сифона имеется два колена с α=100º

и задвижка. Определить, какой должна быть разность уровней в водоёме и канале H, чтобы обеспечить расход Q=0,24 м^3/с. Вычислить абсолютное давление в наивысшей точке сифона.

Решение:

Составляем уравнение Бернулли для двух живых сечений: 1-1 и 2-2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0:

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



$$z_1 = \text{H}\,;\ z_2 = 0;\ \ \frac{P_2}{\gamma} = \ \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{\text{атм}}}{\gamma}\ \ ;\ \ \frac{\alpha v_2^2}{2g} = \frac{\alpha v_1^2}{2g} \Rightarrow 0$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид:

$$\text{H} = \frac{v^2}{2g} \cdot (\zeta_{\text{сет}} + 2\zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{зад}} + \zeta_{\text{вых}} + \lambda \cdot \frac{l}{d})$$

где $\zeta_{\text{сет}}$=3,0;

$\zeta_{\text{кол}} = 0{,}9$, при $\alpha = 100°$;

$\zeta_{\text{зад}} = 0{,}15$;

$\zeta_{\text{вых}} = 1{,}0$;

$к_э$=1,3мм – эквивалентная шероховатость;

$\nu = 0{,}00000131$ м^2/с, для воды с температурой 10°С.

Скорость определим, воспользовавшись уравнением неразрывности:

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

Тогда $v_1 = \frac{4 \cdot Q}{3{,}14 \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}24}{3{,}14 \cdot 0{,}35^2} = 2{,}5$ м/с.

Площадь поперечного сечения ω=$\frac{\pi d^2}{4}$.

Определим режим движения:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}35}{0{,}00000131} = 666810;$$

$$\mathrm{Re}\cdot\frac{К_э}{d} = 666810\cdot\frac{1,3}{350} = 2476,7 \ > \ 500;$$

$$\mathrm{Re}\cdot\frac{К_э}{d} > 500.$$

Тогда $\lambda = 0,11\cdot(\frac{К_э}{d})^{0,25} = 0,11\cdot(\frac{1,3}{350})^{0,25} = 0,033$; $\mathrm{H} = \frac{2,5^2}{2\cdot 9,81}\cdot(3,0 + 2\cdot 0,9 + 0,15 + 1,0 + 0,033\cdot\frac{170}{0,35}) = 7,0$ м.

Определим вакуум в наивысшей точке сифона, для чего составим уравнение Бернулли относительно сечения 1-1 – по уровню воды в верхнем бьефе; и сечению 2-2 – по наивысшей точке сифона, относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0 – по уровню воды:

$$z_1 = 0\,;\ z_2 = h;\quad \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{атм}}{\gamma}\ ;\ \frac{\alpha v_1^2}{2g} \Rightarrow 0$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид:

$$\frac{P_{атм}}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = h + \frac{v_2^2}{2g}\cdot(\alpha + \zeta_{сет} + \zeta_{кол} + \lambda\cdot\frac{l}{d}) =$$

$$\frac{P_{атм}}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + h + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \sum h;\ = 3,4 + \frac{2,5^2}{2\cdot 9,81}\cdot(1,05 + 3 + 0,9 + 0,033\cdot\frac{25}{0,35}) = 5,73 \text{ м};$$

$$\frac{P_{атм}}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{\mathrm{P}_{вак}}{\gamma};\ \mathrm{P}_{вак} = 9,81\cdot 5,73 = 56,2 \text{ кПа}.$$

4 ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

4.1 Классификация отверстий и их практическое применение

Вопрос истечения жидкости через отверстия является одним из узловых моментов гидравлики. Ученые и инженеры изучали этот вопрос начиная с XVII в. Уравнение Д. Бернулли впервые было выведено при решении одной из задач на истечение жидкости из отверстия. При расчетах диафрагм, дырчатых смесителей, наполнении и опорожнении резервуаров, бассейнов, водохранилищ, шлюзовых камер и других емкостей решаются задачи на истечение жидкостей через отверстия. При решении этих задач определяют скорости и расходы жидкостей [6].

Экспериментально установлено, что при истечении жидкости из отверстий происходит сжатие струи, то есть уменьшение ее поперечного сечения. Форма сжатой струи зависит от формы и размеров отверстия, толщины стенок, а также от расположения отверстия относительно свободной поверхности, стенок и дна сосуда, из которого вытекает жидкость. Сжатие струи происходит вследствие того, что частицы жидкости подходят к отверстию с разных сторон и по инерции движутся в отверстии по сходящимся траекториям.

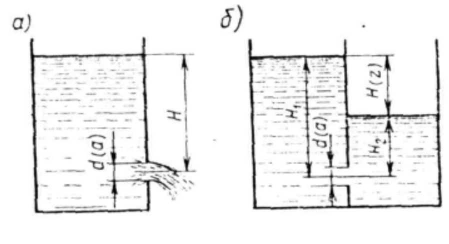


Рисунок 4.1 – Малые отверстия в тонкой стенке

Параллельное течение струй в отверстии возможно только в том случае, когда толщина стенок сосуда близка к размерам отверстия, а стенки отверстия имеют плавные очертания, с расширением внутрь сосуда (рис. 4.1).

При этом отверстие превращается в коноидальный осадок (см. ниже).

Отверстия классифицируют следующим образом:

1.По размеру:

а) малые отверстия, когда $d < \frac{1}{10} \times H(z)$ или $a < \frac{1}{10} H(z)$, где d – диаметр круглого отверстия; H– напор; z– разность напоров при затопленном отверстии;

б) большие отверстия, когда $d > \frac{1}{10} \times H(z)$ или $a > \frac{1}{10} H(z)$.

2. По толщине стенки, в которой сделано отверстие:

а) отверстия в тонкой стенке, когда $t < 3d$ или $t < 3a$, где t – толщина стенки;

б) отверстия в толстой стенке, когда $t > 3d$ или $t > 3a$.

3. По форме различают круглые, квадратные, прямоугольные, треугольные и другие отверстия.

4.2 Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при постоянном уровне

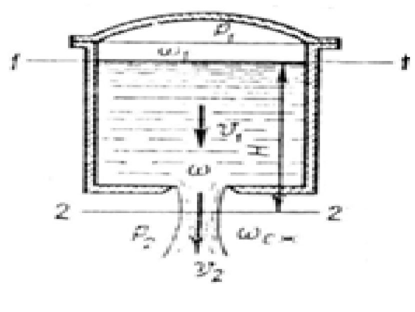


Рисунок 4.2 – Истечение при постоянном напоре

Выведем формулы скорости и расхода жидкости при истечении через малое отверстие. Пусть жидкость вытекает из большого резервуара через малое отверстие в его дне или стенке.

Опытами установлено, что сжатое сечение струи находится от внутренней поверхности резервуара на расстоянии около половины диаметра отверстия. Эта величина обычно бывает мала сравнительно с напором Н в резервуаре, и можно считать, что центр отверстия и центр сжатого сечения струи находятся на одинаковой высоте, тем более при отверстии в боковой стенке.

Высоту уровня жидкости в резервуаре Н над центром отверстия называют напором. В общем случае давление p_1 в резервуаре отличается от давления p_2 геометрическим напором в пространстве, куда истекает жидкость.

Проведем плоскость сравнения 2-2 через центр сжатого сечения струи.

Уравнение Д. Бернулли применить к сечению отверстия нельзя, так как струйки в последнем сходятся под большими углами, и движение жидкости в нем не плавно изменяющееся.

Напишем уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$H+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g}+\zeta_{\text{отв}}\frac{\upsilon_2^2}{2g} \tag{4.1}$$

где υ_1 – скорость подхода жидкости к отверстию в резервуаре;

υ_2 – средняя скорость течения в сжатом сечении;

$\zeta_{отв}$ – коэффициент местного сопротивления при истечении через отверстие.

Перенесем наружное давление p_2 в левую часть и обозначим величину:

$$H+\frac{p_1-p_2}{\gamma}+\frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g}=H_0 \tag{4.2}$$

Эта величина называется напором истечения.

В правой части уравнения (4.2) вынесем за скобки υ_2. Тогда уравнение Д.

Бернулли сведется к: $H_0 = \frac{v_2^2}{2g}(\alpha_2 + \zeta_{\text{отв}})$, откуда$v = \sqrt{\frac{2gH_0}{\alpha_2+\zeta_{\text{отв}}}}$.

Обозначим величину:

$$\frac{1}{\sqrt{\alpha_2 + \zeta_{\text{отв}}}}\varphi \tag{4.3}$$

Величину φ называют коэффициентом скорости.

С учетом введенного обозначения:

$$v_2 = \varphi\sqrt{2gH_0} \tag{4.4}$$

Так как коэффициент Кориолиса $\alpha_2 \geq 1$, а коэффициент местных потерь напора в отверстии $\zeta_{\text{отв}} > 0$, то $\varphi < 1$. По опытным данным $\varphi = 0{,}97 - 0{,}98$, а$\alpha_2 \cong 1$. Отсюда $\zeta_{\text{отв}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0{,}97^2} - 1 = 0{,}06$.

Для идеальной жидкости $\zeta_{\text{отв}} = 0$ и $\varphi = 1$. Тогда:

$$v_2 = \sqrt{2gH_0} \tag{4.5}$$

Это уравнение называется формулой Торичелли. Оно показывает, что скорость в начале вытекающей струи равна скорости свободного падения тела, упавшего с высоты H_0.

Когда поперечное сечение резервуара много больше площади живого сечения отверстия, а скорость жидкости в резервуаре незначительна (к примеру, меньше 0,1 м/с), то скоростным напором $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ можно пренебречь. В случае, когда давления снаружи и в резервуаре одинаковы $p_1 = p_2$, то весь напор истечения сводится к геометрическому напору, то есть $H_0 = H$. Это бывает обычно при расчете истечения из открытых резервуаров в атмосферу.

Расход жидкости определится как произведение скорости истечения на площадь сжатого сечения струи:

$$Q = \upsilon_2 \omega_{сж} = \varphi \varepsilon \omega \sqrt{2gH_0} \tag{4.6}$$

где $\varepsilon = \omega_{сж}/\omega$ – коэффициент сжатия струи, равный отношению площади сжатого сечения $\omega_{сж}$ к площади отверстия ω.

Величину $\varphi\varepsilon$ обозначают через μ и называют коэффициентом расхода.

Таким образом, расход жидкости, вытекающей через отверстие, определяют по формуле:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0} \tag{4.7}$$

При точных измерениях размеров сжатого сечения струи установлено, что при совершенном сжатии струи $\varepsilon = 0{,}62 - 0{,}64$. В этом случае $\mu = 0{,}60 - 0{,}62$. В общем же случае коэффициент расхода $\mu = \varphi\varepsilon$ зависит от условий сжатия.

При истечении не в газовую среду, а в смежный резервуар с той же жидкостью (что принято называть истечением «под уровень»), то есть когда отверстие затоплено с обеих сторон, в качестве геометрического напора Н принимают разность уровней жидкости в резервуарах. Числовые значения коэффициентов φ, ε и μ остаются при этом практически теми же.

В случае круглого отверстия, расположенного на значительном расстоянии от стенок, струя сжимается со всех сторон одинаково, и в сжатом сечении имеет также форму круга; при этом сжатое сечение находится от кромок отверстия на расстоянии около половины диаметра отверстия – $0{,}5d$. Величина коэффициента сжатия зависит от относительных размеров отверстия и от положения его относительно стенок резервуара и поверхности жидкости.

В зависимости от расположения отверстия различают следующие виды сжатия:

1) полное сжатие со всех сторон;

2) неполное, когда сжатия нет с одной или нескольких сторон;

Полное сжатие подразделяют:

а) совершенное;

б) несовершенное.

Форма сечения струи жидкости при истечении претерпевает изменения. Эти изменения называются инверсией. Инверсия происходит вследствие того, что скорости подхода к отверстию в разных точках его периметра различны и вследствие сил поверхностного натяжения. При несовершенном сжатии коэффициент расхода μ_1 вычисляют по формулам:

для круглых отверстий:

$$\mu_1 = \mu(1 + \delta) \tag{4.8}$$

для прямоугольных отверстий:

$$\mu_1 = \mu(1 + \delta_1) \tag{4.9}$$

гдеμ – значение коэффициента расхода при совершенном сжатии;

δиδ_1 – поправочные коэффициенты, зависящие от отношения площади сечения отверстий ω к площади сечения сосуда ω_1.

При неполном сжатии коэффициент расхода вычисляют по формулам:

для круглых отверстий:

$$\mu_1 = \mu(1 + 0{,}152 \cdot P_1/P) \tag{4.10}$$

для прямоугольных отверстий:

$$\mu_1 = \mu(1 + 0{,}128 \cdot P_1/P) \tag{4.11}$$

где μ – коэффициент расхода при полном сжатии;

P_1 – часть периметра, на котором нет сжатия;

Р – полный периметр отверстия.

При расчете больших отверстий значения коэффициентов расхода, рекомендованных Н. Н. Павловским, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Значения коэффициентов расхода для больших отверстий

Виды отверстий и характер сжатия струи	Коэффициент расхода μ
Большие отверстия с несовершенным, но всесторонним сжатием	0,70
Большие отверстия с умеренным боковым сжатием, без сжатия по дну	0,80
Средние отверстия (шириной до 2 м) с весьма слабым боковым сжатием, без сжатия по дну	0,90
Большие отверстия (шириной 5–6 м) с весьма слабым боковым сжатием, без сжатия по дну	0,95

4.3 Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при переменном уровне

Истечение жидкости при переменном уровне встречается при опорожнении и наполнении резервуаров, цистерн, шлюзовых камер, бассейнов и других емкостей. Обычно в этом случае необходимо определить время опорожнения или наполнения емкости.

Рассмотрим случай опорожнения резервуара через донное отверстие в атмосферу (рис. 4.3). Пусть резервуар призматического сечения и имеет площадь Ω. Очевидно, движение жидкости будет неустановившимся, так как уровень с течением времени опускается, что вызывает постоянное уменьшение расхода.

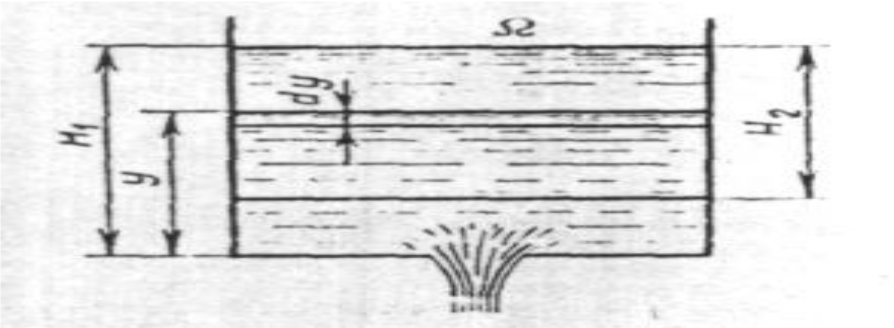


Рисунок 4.3 – Опорожнение резервуара через донное отверстие в атмосферу

Выберем какой-то момент времени, в который уровень жидкости в резервуаре будет y. За бесконечно малый промежуток времени dt уровень жидкости уменьшится на величину dy (за этот промежуток времени движение можно считать установившимся). За это время вытечет объем жидкости, равный:

$$dW = Qdt \tag{4.12}$$

или:

$$dW = \mu\omega\sqrt{2gydt} \tag{4.13}$$

Выражая тот же объем жидкости через размеры резервуара, имеем:

$$dW = -\Omega\, dy \tag{4.14}$$

Знак минус поставлен потому, что dy величина отрицательная (снижение уровня), а объем должен быть величиной положительной.

Приравнивая правые части уравнений (4.13) и (4.14), получим $-\Omega\, dy = \mu\omega\sqrt{2gydt}$, откуда:

$$dt = -\frac{\Omega\, dy}{\mu\omega\sqrt{2g\, y}} \tag{4.15}$$

Интегрируя полученное выражение, найдем время истечения:

$$t = \int_{H_1}^{H_2} -\frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}\frac{dy}{\sqrt{y}} \tag{4.16}$$

или, вынося постоянные величины за знак интеграла, $t = -\frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}\int_{H_1}^{H_2}\frac{dy}{\sqrt{y}}$, $t = -\frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}{}_{H_1}^{H_2}2\sqrt{y} = -\frac{2\Omega(\sqrt{H_2}-\sqrt{H_1})}{\mu\omega\sqrt{2g}}$.

Итак, время понижения уровня от H_1 до H_2:

$$t = \frac{2\Omega\left(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}\right)}{\mu\omega\sqrt{2g}} \tag{4.17}$$

Время полного опорожнения, то есть если $H_2 = 0$, равно:

$$t = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}} \tag{4.18}$$

Рассмотрим случай истечения под уровень (рис. 4.4). Пусть разность уравнений жидкости в резервуарах равна y, площади поперечного сечения резервуаров соответственно Ω_1 иΩ_2.

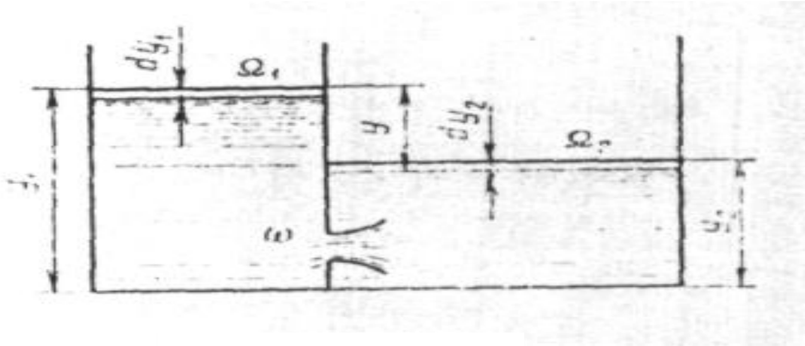


Рисунок 4.4 – Истечение под уровень

Определим время выравнивания уровней при истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке. За бесконечно малый промежуток времени из первого резервуара вытечет объем жидкости $dW = -\Omega_1 \cdot dy_1$ (уравнение а).

Во втором резервуаре прибудет тот же объем, равный $dW = \Omega_2 \cdot dy_2$ (уравнение б).

В то же время $dW = \mu\omega\sqrt{2gydt}$ (уравнение в).

Из чертежа имеем $y = y_1 - y_2$ или $dy = dy_1 - dy_2$ (уравнение г).

Но $-\Omega_1 dy_1 = \Omega_2 dy_2$, откуда$dy_2 = -\frac{\Omega_1}{\Omega_2} dy_1$.

Подставим значение dy_2 в уравнение (г): $dy = dy_1 - \left(-\frac{\Omega_1}{\Omega_2} dy_1\right) = dy_1 \left(1 + \frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right) = dy_1 \left(\frac{\Omega_1+\Omega_2}{\Omega_2}\right)$, откуда $dy_1 = dy\left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1+\Omega_2}\right)$ (уравнение д).

Подставим значение dy_1 из выражения (д) в уравнение (а): $dW = -\frac{\Omega_1\Omega_2}{\Omega_1+\Omega_2} dy$.

Приравняем правые части полученного уравнения и уравнения (в): $-\frac{\Omega_1\Omega_2}{\Omega_1+\Omega_2} dy = \mu\omega\sqrt{2gydt}$.

Разделим переменные и интегрируем: $\int_0^t dt = -\frac{2\Omega_1\Omega_2}{(\Omega_1+\Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}} \cdot \int_z^0 \frac{dy}{\sqrt{y}}$ и

$$t = -\frac{2\Omega_1\Omega_2\sqrt{y}}{(\Omega_1+\Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}} \tag{4.19}$$

в частном случае при $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$:

$$t = \frac{\Omega\sqrt{y}}{\mu\omega\sqrt{2g}} \tag{4.20}$$

4.4 Виды насадков и их применение. Истечение жидкости через насадки

Насадкой называется отрезок трубы, длина которого в несколько раз больше внутреннего диаметра. Рассмотрим случай, когда к отверстию в стенке резервуара присоединен насадок диаметром d, равным диаметру отверстия.

Наиболее распространенные виды насадок, применяемые на практике: а – цилиндрический внешний; б – цилиндрический внутренний; в – конический расходящийся; г – конический сходящийся; д – коноидально-расходящийся; е – коноидальный.

Цилиндрические насадки встречаются в виде деталей гидравлических систем машин и сооружений. Конические сходящиеся и коноидальные насадки применяют для увеличения скорости и дальности полета струи воды (пожарные брандспойты, стволы гидромониторов, форсунки, сопла и др.).

Конические расходящиеся насадки применяют для уменьшения скорости и увеличения расхода жидкости и давления на выходе во всасывающих трубах турбин и др. В эжекторах и инжекторах также имеются конические насадки, как основной рабочий орган. Водопропускные трубы под насыпями дорог (с точки зрения гидравлики) также представляют собой насадки.

Рассмотрим истечение через внешний цилиндрический насадок (рис. 4.5).

Струя жидкости при входе в насадок сжимается, а потом расширяется и заполняет все сечение. Из насадка струя вытекает полным сечением, поэтому коэффициент сжатия, отнесенный к выходному сечению, $\varepsilon = 1$, а коэффициент расхода $\mu = \varepsilon\varphi = \varphi$.

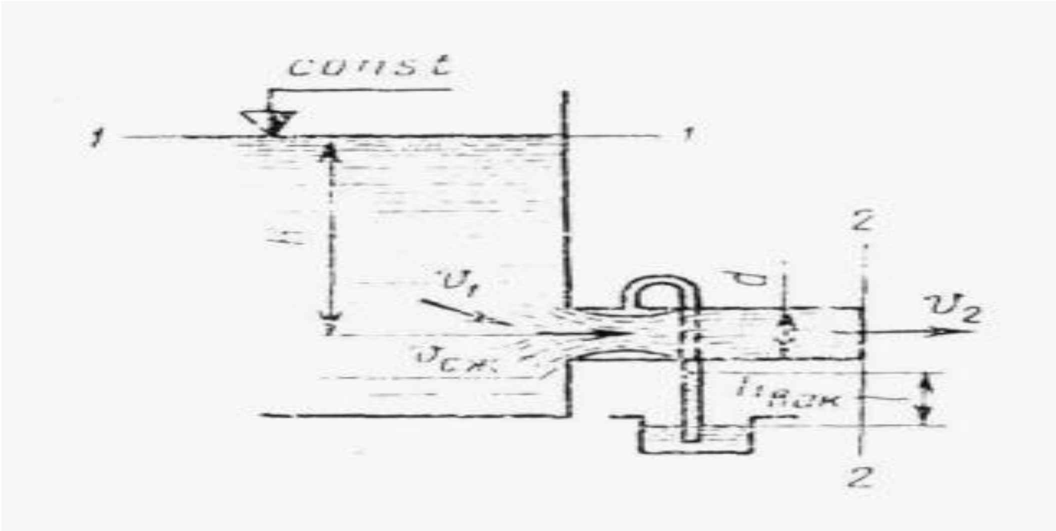


Рисунок 4.5 – Истечение через внешний цилиндрический насадок

Составим уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и 2-2: $\frac{\upsilon_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\upsilon_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2}$, где h_{1-2} – потери напора.

Для истечения из открытого резервуара в атмосферу аналогично истечению через отверстие уравнение Д. Бернулли приводится к виду:

$$H = \frac{\upsilon_2^2}{2g} + h_{1-2} \tag{4.21}$$

Потери напора в насадке складываются из потерь на входе и на расширении сжатой струи внутри насадка (незначительными потерями в резервуаре и потерями по длине насадка ввиду их малости можно пренебречь). Итак,

$$h_{1-2} = \zeta\frac{\upsilon_{сж}^2}{2g} + \frac{(\upsilon_{сж} - \upsilon_2)^2}{2g} \tag{4.22}$$

По уравнению неразрывности можем записать $\upsilon_{сж}\omega_{сж} = \upsilon_2\omega_2$, откуда:

$$\upsilon_{\text{сж}} = (\omega_2/\omega_{\text{сж}})\upsilon_2 = \upsilon_2/\varepsilon \tag{4.23}$$

Подставляя значение $\upsilon_{\text{сж}}$ в формулу (4.23), имеем:

$$h_{1-2} = \zeta\frac{\upsilon_2^2}{2g} + \frac{\upsilon_2^2}{2g}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 = \frac{\upsilon_2^2}{2g}\left(\frac{\zeta}{\varepsilon^2} + \frac{1}{\varepsilon^2} - \frac{2}{\varepsilon} + 1\right) = \zeta_c\frac{\upsilon_2^2}{2g} \tag{4.24}$$

где обозначено:

$$\zeta_c = \frac{\zeta}{\varepsilon^2} + \frac{1}{\varepsilon^2} - \frac{2}{\varepsilon} + 1 \tag{4.25}$$

Полученное значение потерь напора подставим в уравнение (4.25), тогда$H = \frac{\upsilon_2^2}{2g} + \zeta_c\frac{\upsilon_2^2}{2g} = \frac{\upsilon_2^2}{2g}(1 + \zeta_c)$.

Отсюда скорость истечения:

$$\upsilon_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_c}}\sqrt{2gH} \tag{4.26}$$

Обозначая:

$$\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_c}} = \varphi_H \tag{4.27}$$

получим для скорости уравнение:

$$\upsilon_2 = \varphi_H\sqrt{2gH} \tag{4.28}$$

Определим расход жидкости$Q = \upsilon_2\omega_2 = \varphi_H\omega_2\sqrt{2gH}$.

Но для насадка $\mu_H = \phi_H$

$$Q = \mu_H \omega_H \sqrt{2gH} \qquad (4.29)$$

гдеμ_H – коэффициент расхода насадка;

ω_H– площадь живого сечения насадка.

Таким образом, формулы для определения скорости и расхода жидкости через насадок имеют тот же вид, что и для отверстия, но другие значения коэффициентов. Для коэффициента сжатия струи (при больших значениях R_e и$\zeta \approx 0$) можно приближенно принять $\varepsilon = 0{,}64$, тогда $\mu = \varphi_H = 0{,}84$. Фактически происходят и потери по длине, поэтому для истечения воды в обычных условиях можно принимать $\mu_H = \varphi_H = 0{,}82$.

Сравнивая коэффициенты расхода и скорости для насадка и отверстия в тонкой стенке, устанавливаем, что насадок увеличивает расход и уменьшает скорость истечения.

Характерной особенностью насадка является то, что давление в сжатом сечении меньше атмосферного. Это положение доказывается уравнением Бернулли, составленным для сжатого и выходного сечений.

Во внутренних цилиндрических насадках сжатие струи на входе больше, чем у внешних, и поэтому значения коэффициентов расхода и скорости меньше. Опытами найдены коэффициенты для воды $\mu = \varphi = 0{,}71$.

В наружных конических сходящихся насадках сжатие и расширение струи на входе меньше, чем в наружных цилиндрических, но появляется внешнее сжатие на выходе из насадки. Поэтому коэффициенты ζ, φ и μ зависят от угла конусности. С увеличением угла конусности до 13° коэффициент расхода μ растет, а с дальнейшим увеличением угла уменьшается.

Конические сходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда нужно получить большую выходную скорость струи, дальность полета и силу удара струи (гидромониторы, пожарные стволы и т. п.).

В конических расходящихся насадках внутреннее расширение струи после сжатия больше, чем в конических сходящихся и цилиндрических, поэтому потери напора здесь возрастают и коэффициент скорости φ уменьшается. Внешнего сжатия при выходе нет.

Коэффициенты ϕ и μ зависят от угла конусности. Так, при угле конусности $\beta < 8^0$ значения коэффициентов можно принимать равными $\varphi_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} = 0{,}45$; при $\beta = 12^0$ (предельный угол) $\varphi_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} = 0{,}26$. При $\beta > 12^0$ струя вытекает, не касаясь стенок насадка, т. е. как из отверстия без насадка.

4.5 Значение коэффициентов ε, φ и μ для насадок

Таблица 4.1 – Значение коэффициентов ε, φ и μ для насадок

Тип насадок	ε	φ	μ
Наружный цилиндрический	1	0 82	0,82
Внутренний цилиндрический	1	0,71	0,71
Конический сходящийся при $\beta = 13^0 24^/$.	0,982	0,963	0,946
Конический расходящийся $\beta = 8^0$	1	0,45	0,45
Коноидальный	1	0,98	0,98

Примечание. Для конических насадок коэффициенты даны для выходного сечения.

Конические расходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда необходимо уменьшить скорость истечения, например, насадки для подачи смазочных масел и т. п. В конических расходящихся насадках в месте сжатия струи создается большой вакуум, поэтому их еще применяют там, где требуется создать большой эффект всасывания (эжекторы, инжекторы и т. п.).

Коноидальные насадки имеют очертания формы струи, вытекающей через отверстие в тонкой стенке. Для этих насадок значение коэффициентов составляет: $\varphi = \mu = 0{,}97 - 0{,}995$.

Их применяют в пожарных брандспойтах, но редко, так как изготовление их очень сложное.

Для коноидально-расходящейся насадки можно получить коэффициент расхода больше единицы за счет увеличения выходного сечения.

4.6 Примеры решения задач

1. Вода при температуре t=20ºC из резервуара A подаётся в резервуар B по короткому трубопроводу, состоящему из двух участков длиной l_1=9 м, l_2=12 м, и диаметрами d_1=0,008 м и d_2=0,015 с коэффициентом гидравлического трения λ=0,032, снабжённому краном с коэффициентом $\xi_{кр} = 4{,}2$. Разность уровней в резервуарах воды в баках равна H=4 м. На глубине H_1=7 м к резервуару присоединён коноидальный насадок с диаметром выходного сечения $d_н$=0,008 м и длиной $l_н$=5·$d_н$ при коэффициенте расхода для насадка $\mu_н = 0{,}97$. Определить:

1. Расход, поступающий в резервуар по короткому трубопроводу.
2. Расход воды через коноидальный насадок.

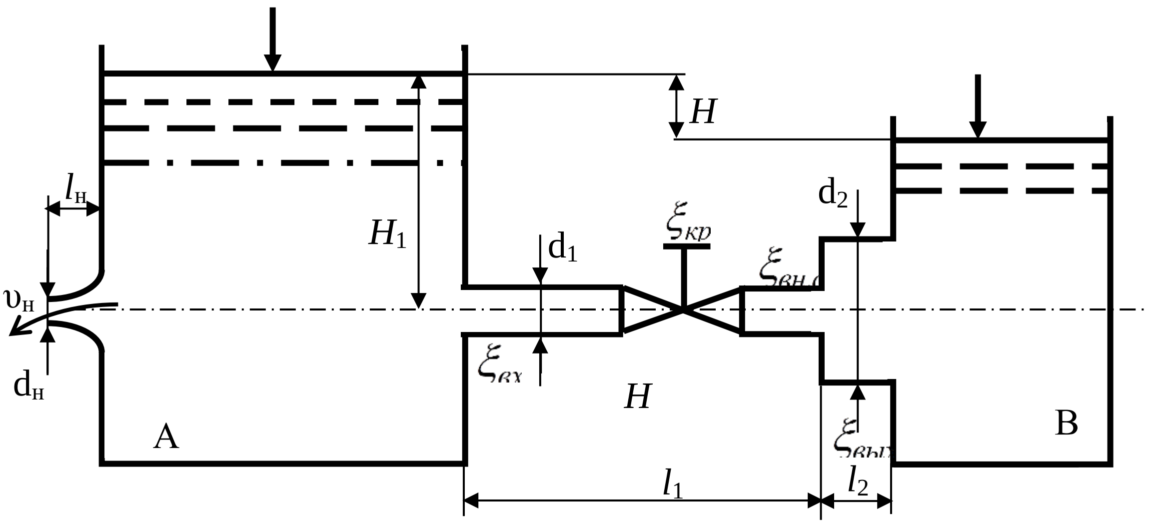
Решение:

Расход, поступающий в резервуар по трубопроводу, определим по формуле:

$$Q_н = \mu_s \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H};$$

где $\mu_s = \frac{1}{\sqrt{\sum\zeta}}$ – коэффициент расхода системы; $\sum\zeta = \sum\xi_{дл} + \sum\zeta_л$.

Потери напора по длине на первом участке: $\sum\xi_{дл1} = \frac{\lambda \cdot l_1}{d_1} = \frac{0{,}032 \cdot 9}{0{,}008} = 36$.



Потери напора по длине на втором участке: $\sum\xi_{дл2} = \frac{\lambda \cdot l_2}{d_2} = \frac{0{,}032 \cdot 12}{0{,}015} = 25{,}6$.

Местные потери на выходе, входе, задвижке и внезапном расширении.

Коэффициент потерь на внезапное расширение:

$$\xi_{внр} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1\right)^2 = \left(\frac{0{,}015^2}{0{,}008^2} - 1\right)^2 = 6{,}33.$$

Сумма коэффициентов потерь:

$$\sum\xi_{н} = 0{,}5 + 4{,}2 + 6{,}33 + 1 = 12{,}03;$$

$$\mu_s = \frac{1}{\sqrt{\sum\zeta_{н}}} = \frac{1}{\sqrt{12{,}03}} = 0{,}288.$$

Расход воды по трубопроводу: $Q_{н} = \mu_s \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$=0,288 $\cdot \frac{0{,}015^2 \cdot 3{,}14}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 4}$=0,00046 м^3/с.

Расход воды через коноидальный насадок: $Q_{н} = \mu_{н} \cdot S_{н} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$=0,97 $\cdot \frac{0{,}008^2 \cdot 3{,}14}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 7}$=0,00057 м^3/с.

2. Из открытого резервуара по короткому стальному трубопроводу постоянного поперечного сечения d_1=0,01м и длиной l_1=5м, с краном, коэффициент сопротивления которого $\xi_{кр} = 2{,}5$, заканчивающимся соплом диаметром d_s=0,5d_1, вытекает вода в атмосферу при t=30ºС. Истечение происходит под напором H_1=8 м. С другой стороны, к резервуару подсоединён коноидальный насадок, диметром выходного сопла $d_н$=0,008 м и длиной $l_н$=5·$d_н$, истечение из которого происходит при разности уровней в резервуарах Н равное 2 м, с коэффициентом расхода насадка$\mu_{н} = 0{,}97$.

Определить:

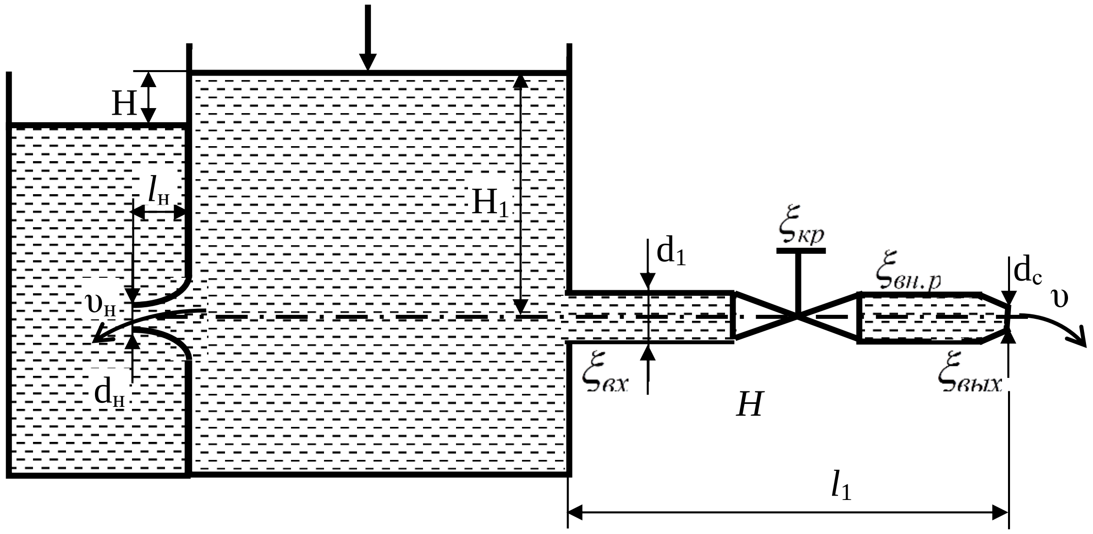
1. Скорость истечения υ_c и расход Q_c вытекающей из сопла воды.
2. Расход через затопленный коноидальный насадок $Q_н$.

Решение:

1. Определим напор, под которым вода вытекает из короткого трубопровода, воспользовавшись уравнением Бернулли:

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

Плоскость сравнения 0-0 по центру сечения трубопровода, сечение 1-1 по уровню воды в резервуаре А, сечение 2-2 на выходе из системы труб.



Тогда уравнение Бернулли примет вид:

$$z_1 = H_1 = 8 \text{ м}; \ \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_{атм}}{\gamma}; \frac{\alpha \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \to 0; \ z_2 = 0; \ 8 = \frac{\alpha \cdot v_2^2}{2 \cdot g} + \sum h;$$

$$\sum h = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \cdot (\zeta_{вх} + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{кр} + \alpha + \zeta_c);$$

$$\xi_{вх} = 0,5; \ \xi_{кр} = 2,5$$

где $\xi_{вых}$= 3.3.

$$\xi_{вых} = \xi_в \cdot (\tfrac{S_1}{S_2})^2 = \xi_в \cdot \left(\tfrac{d_1}{d_2}\right)^4 = 0,14 \cdot \left(\tfrac{0,12}{0,25}\right)^4 = 0,00743.$$

Определим коэффициент гидравлического трения для квадратичной зоны сопротивления $\lambda = 0,11 \cdot (\frac{К_э}{d})^{0,25} = 0,11 \cdot (\frac{0,1}{10})^{0,25} = 0,035$

где высота выступов шероховатости для стальных труб Кэ = 0,1 мм.

Тогда:

$$\xi_{l1} = \frac{\lambda_1 \cdot l_1}{d_1} = \frac{0,035 \cdot 5}{0,01} = 17,5.$$

Сумма коэффициентов потерь:

$$\sum\xi = 17,5+2,5+0,5+0,00743+0,5=21.$$

Площадь живого сечения:

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 0,0000785 \text{ м}^2.$$

Коэффициент расхода системы:

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\xi_{сист}}} = \frac{1}{\sqrt{21}} = 0,218.$$

Расход воды по трубопроводу (истечение происходит под уровень жидкости):

$$Q_т = \mu_c \cdot S_1 \cdot \sqrt{2gH} = 0,218 \cdot 0,0000785 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 8} = 0,000214 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воды на выходе из трубопровода:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,000214}{0,0000785} = 2,73 \text{ м/с}.$$

Уточним зону сопротивлений:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu} = \frac{2{,}73 \cdot 0{,}01}{0{,}000000996} = 27409{,}63.$$

где ν - 0,000000996 м^2/с, для воды с t = 30ºС.

Определим нижнюю границу квадратичной зоны:

$$\mathrm{Re} \cdot \frac{К_э}{d} = 27409{,}6 \cdot \frac{0{,}1}{10} = 274{,}096;$$

$$\mathrm{Re} \cdot \frac{К_э}{d} = 274{,}6 \leq \ 500.$$

Следовательно, в трубопроводе наблюдается переходная область сопротивлений, уточним λ:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot (\frac{К_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}})^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}1}{10} + \frac{68}{27409{,}6})^{0{,}25} = 0{,}037;$$

$$\xi_{l1} = \frac{\lambda_1 \cdot l_1}{d_1} = \frac{0{,}037 \cdot 5}{0{,}01} = 18{,}4;$$

$$\sum\xi = 18{,}4+2{,}5+0{,}5+0{,}00743+0{,}5=21{,}9.$$

$$\mu_с = \frac{1}{\sqrt{\xi_{сист}}} = \frac{1}{\sqrt{21{,}9}} = 0{,}214.$$

$$Q_т = \mu_c \cdot S_1 \cdot \sqrt{2gH} = 0{,}214 \cdot 0{,}0000785 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 8} = 0{,}00021 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воды по трубопроводу (истечение происходит под уровень жидкости):

$$Q_т = \mu_c \cdot S_1 \cdot \sqrt{2gH} = 0{,}218 \cdot 0{,}0000785 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 8} = 0{,}000214 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\upsilon = \frac{Q}{S} = \frac{0{,}00021}{0{,}0000785} = 2{,}68 \text{ м/с}.$$

2. Расход через затопленный насадок $Q_н$.

Расход через насадок определим по формуле:

$$Q_н = \mu_н \cdot S_н \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_3} == 0{,}97 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}008^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2} = 0{,}00031 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$\mu_н$=0,97 коэффициент расхода.

Площадь живого сечения:

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}008^2}{4} = 0{,}0000502\text{м}^2.$$

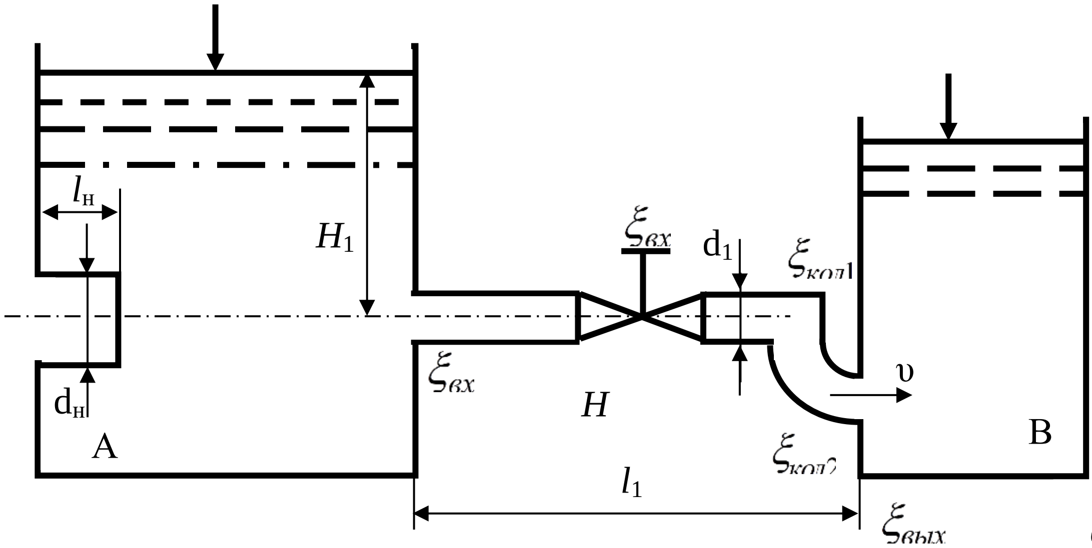
3. Вода при температуре t = 20ºС из резервуара А подаётся в резервуар В со скоростью υ=0,5 м/с по стальному трубопроводу диаметром d_1=0,01 м и длиной l_1=16 м. Уровень воды в баке А поддерживается постоянно, H_1=7 м. Коэффициент сопротивления: $\xi_{вх} = 0{,}5$, крана $\xi_к = 1{,}5$, колена без закругления $\xi_{к1} = 0{,}25$, колена с закруглением $\xi_{к2} = 0{,}14$. На глубине H_1 к резервуару присоединён внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда), диаметром $d_н$=0,01 м и длиной $l_н=5 \cdot d_н$ при коэффициенте скорости для насадка $\mu_н = \varphi_н = 0{,}71$.

Определить:

1. Время заполнения водой резервуара В, объёмом W=1,15 м^3 и потери напора в трубопроводе.
2. Скорость истечения воды из насадка.

Решение:

1. Определим расход жидкости в трубопроводе, воспользовавшись уравнением неразрывности:



$Q = \omega_1 \cdot v_1 = \omega_2 \cdot v_2$; $\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$; тогда $Q = \upsilon \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0{,}5 \cdot \frac{0{,}01^2 \cdot 3{,}14}{4} = 0{,}000039$ м^3/с.

Определим время заполнения водой резервуара В:

$$t = \frac{W}{Q} = \frac{1{,}15}{0{,}000039} = 29487{,}2 \text{ с} = 491 \text{ ч.}$$

Определим потери напора по трубопроводу:

- местные потери:

$$h_м = \zeta \cdot \frac{\upsilon^2}{2 \cdot g};\ h_{вх} = 0{,}5 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0064 \text{ м};\ h_{кол1} = 0{,}25 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0032 \text{ м};$$

$$h_{кол2} = 0{,}14 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0019 \text{ м};\ h_{кр} = 1{,}5 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}019 \text{ м};$$

$$h_{вых} = 0{,}5 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0064 \text{ м.}$$

- потери напора по длине:

$$h_{дл} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g}.$$

Для определения гидравлического коэффициента λ определим граничные условия: Кэ=0,1 мм, для труб стальных; кинематический коэффициент вязкости для воды с t=20º С – 0,000000998 м^2/с; определим число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}01}{0{,}000000998} = 50100{,}2;$$

$$\mathrm{Re} \cdot \frac{К_э}{d} = 50100{,}2 \cdot \frac{0{,}1}{10} = 501.$$

$\mathrm{Re} \cdot \frac{К_э}{d} = 501 > 500$; следовательно, в трубах наблюдается турбулентный режим и переходная область сопротивления, тогда:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{К_э}{d}\right)^{0,25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}1}{10}\right)^{0,25} = 0{,}035.$$

Откуда $h_1 = 0{,}035 \cdot \frac{16}{0{,}01} \cdot \frac{0{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}71$ м.

Тогда суммарные потери напора равны:

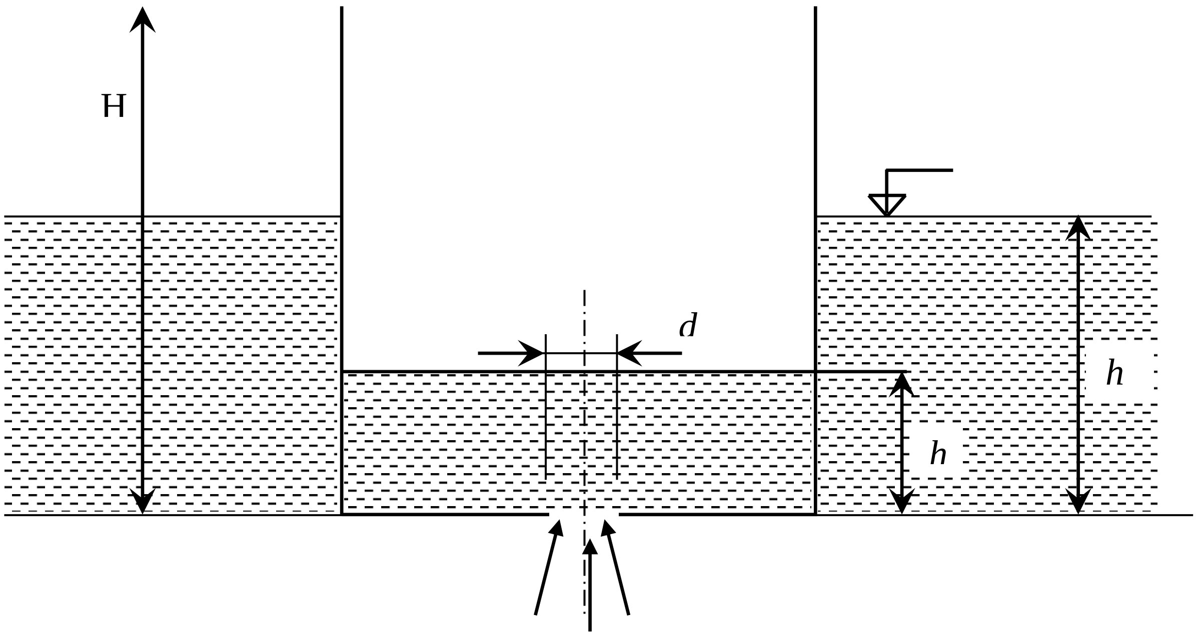
$$\sum h = 0{,}0064 + 0{,}0032 + 0{,}0019 + 0{,}019 + 0{,}0064 + 0{,}71 = 0{,}75 \text{ м.}$$

2. Определим скорость истечения воды из насадка:

Скорость воды через насадок определим по формуле:

$$\upsilon_н = \varphi_н \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} =$$

$$= 0{,}71 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 7} = 8{,}32 \text{ м/с.}$$



4. Для ограничения на трубопроводе D=150 мм установлена дроссельная диафрагма. Избыточное давление до и после диафрагмы соответственно равно $P_1=6{,}1 \cdot 10^4$ Па и $P_2=1{,}7 \cdot 10^4$ Па. Определить необходимый внутренний диаметр диафрагмы, чтобы расход был равен Q=32 л/с.

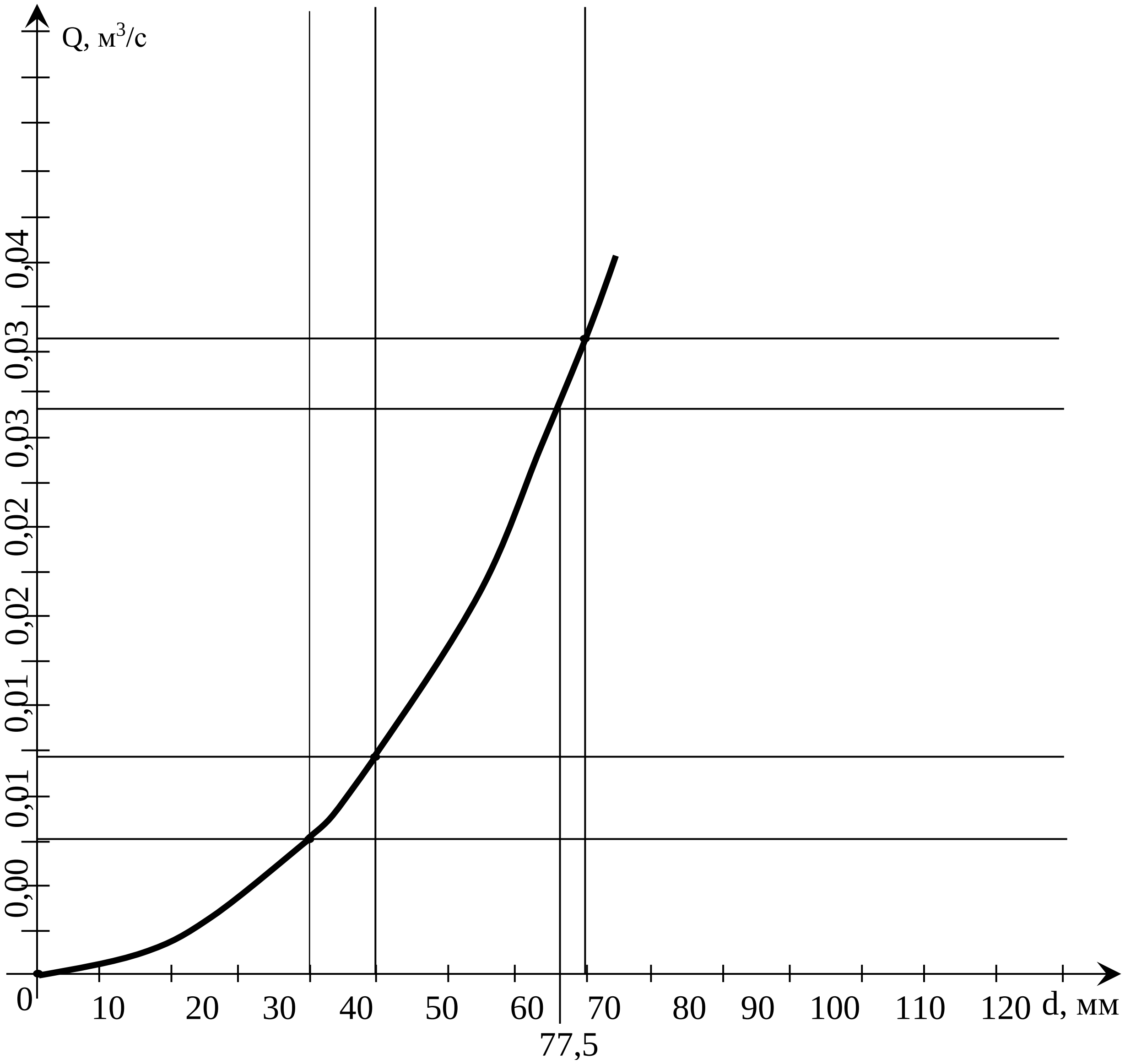


График зависимости функции d=f(Q).

Решение:

Для определения диаметра воспользуемся уравнением определения расхода при истечении из отверстия в тонкой стенке:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2gH}$$

где μ - коэффициент расхода системы.

$$\mu_{\text{с}} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{\text{сист}}}} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{\text{д}}}}$$

S – площадь поперечного сечения отверстия; S=$\frac{\pi d^2}{4}$.

H – напор:

$$H = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{61}{9{,}81} - \frac{17}{9{,}81} = 4{,}49 \text{ м};$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2}{4} = 0{,}0177 \text{ м}^2.$$

Определим коэффициент сопротивления диафрагмы:

$$\xi_д = \left(\frac{D^2}{d^2 \cdot \varepsilon} - 1\right)^2; \quad \varepsilon = 0{,}57 + \frac{0{,}043}{1{,}1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}.$$

Построим график зависимости Q = f (d):

d, мм	ε	$\xi_д$	$\mu_с$	Q, м^3/с
40	0,061	483,4	0,045	0,0076
50	0,613	187,2	0,073	0,012
80	0,623	21,6	0,216	0,036

Откуда диаметр диафрагмы будет равен d = 77,5 мм.

5. В оболочке резервуара сделаны квадратное отверстие со стороной a = 4 см и круглое отверстие диаметром d = 6 см, к которому присоеденен цилиндрический насадок.

Отметки центров отверстий и уровня воды в резервуаре указаны в исходных данных. Отметку дна принять равной 0,00. Скорость в резервуаре υ = 0. Центры отверстий удалены от боковых стенок резервуара на 1 м.

Определить:

1. Суммарный расход Q л/сек из резервуара.
2. Длину стороны a квадратного отверстия, чтобы при заданных отметках расход квадратного отверстия равнялся расходу из насадка.
3. Расход Q_1 из резервуара через трубу диаметром d_2 и длиной L с краном посередине, присоединенную вместо насадка.

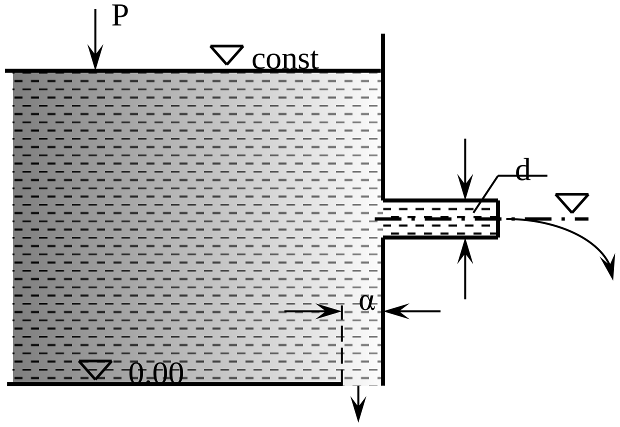
Отметки:
уровень воды – 1,2 м;
центр насадка – 0,9 м;
центр отверстия – 0.
Диаметр трубы, d = 70 мм, длина L = 16 м, угол открытия крана α°=10, λ = 0,02.

Решение:

Суммарный расход через отверстие и насадок определится по формуле:

$$Q = \mu_о \cdot S_о \cdot \sqrt{2gH_0} + \mu_н \cdot S_н \cdot \sqrt{2gH_н},$$

где $\mu_о$ – коэффициент расхода отверстия;
$\mu_н$– коэффициент расхода внешнего цилиндрического насадка.



Значение коэффициента расхода отверстия зависит от степени сжатия этого отверстия. Сжатие будет неполным, если отверстие располагается таким образом, что часть периметра совпадает с боковыми стенками или дном резервуара, играющими роль направляющих плоскостей. В этом случае значение коэффициента сжатия и коэффициента расхода увеличатся.

$$\mu_о = \mu\,(1 + \frac{с \cdot n}{\chi})$$

$\mu_о$ =0,606; при H = 1,2 м.

S_0– площадь поперечного сечения отверстия.

$S_0 = a^2 = 0{,}04^2 = 0{,}0016$ м^2.

Диаметр насадка d = 0,06 м, а напор над центром насадка:

H = 1,2-0,9 = 0,3 м., $\mu_н$= 0,82.

$$S_н = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}06^2}{4} = 0{,}00283 \text{м}^2.$$

Тогда:

$$Q = 0{,}606 \cdot 0{,}016 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}2} + 0{,}82 \cdot 0{,}00283 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}3} = 0{,}053 \text{м}^3/\text{с}.$$

Расход воды из насадка будет равен:

$$Q = 0{,}82 \cdot 0{,}00283 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}3} = 0{,}00563 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определим сторону а квадратного отверстия, при которой расход будет равен Q= 0,00563 м^3/с.

$$S_о = \frac{Q}{\mu_о \cdot \sqrt{2gH_0}} = \frac{0{,}00563}{0{,}606 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}2}} = 0{,}00192 \text{ м}^2.$$

а = $\sqrt{S_о} = \sqrt{0{,}00192} = 0{,}044$м=4,4 см. Для определения расхода воды из трубы необходимо определить коэффициент расхода системы $\mu_{сист}$.

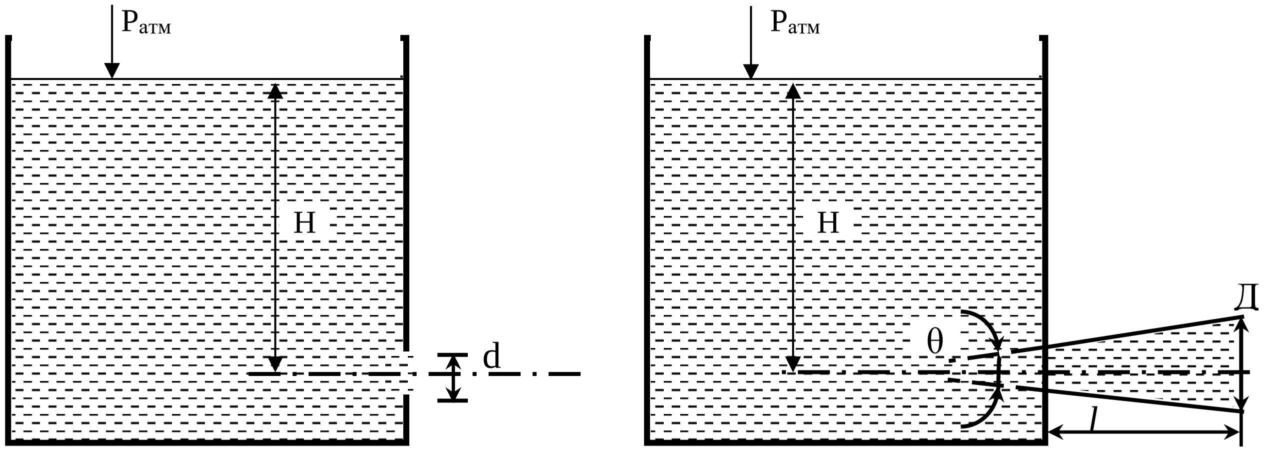
$$\mu_{сист} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \sum\zeta_{мест} + \sum\zeta_{длин}}} = \frac{1}{\sqrt{1{,}1 + \zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_{крана} + \lambda \cdot \frac{L}{D}}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{1{,}1 + 0{,}5 + 1{,}0 + 0{,}29 + 0{,}02 \cdot \frac{16}{0{,}07}}} = 0{,}366,$$

где $\zeta_{крана}$ =0,29 при угле открытия крана 10°, $\zeta_{вх}$ =0,5, $\zeta_{вых} = 1{,}0$.

$$Q = 0{,}366 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sqrt{2gH} = 0{,}366 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}07^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}3} = 0{,}0137 \text{м}^3/\text{с}.$$

6. Определить расход воды, вытекающей из круглого отверстия диаметром d = 0,05 м. Напор над центром отверстия H = 1,8 м. Установить, как изменится расход, если к отверстию присоединить конически расходящийся насадок длиной l=0,2 м, с углом конусности Θ = 7°.



Решение:

Определим площадь поперечного сечения:

$$S=\frac{\pi d^2}{4}=\frac{3{,}14\cdot 0{,}05^2}{4}=0{,}00196\ \text{м}^2$$

S – площадь поперечного сечения отверстия, или насадка.

Для решения воспользуемся формулой определения расхода при истечении через отверстия и насадки:

$$Q=\mu\cdot S\cdot\sqrt{2gH_0}=0{,}62\cdot 0{,}00196\ \cdot\sqrt{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}8}=0{,}0072\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$H_0=H+\frac{\alpha\cdot v^2}{2\cdot g}$$

где μ - коэффициент расхода отверстия = 0,062, а коэффициент расхода конически расходящегося насадка μ = 0,45.

Скорость определим, воспользовавшись уравнением неразрывности:

$$Q=\omega_1\cdot\nu_1=\omega_2\cdot\nu_2$$

Тогда $\upsilon=\frac{4\cdot Q}{3{,}14\cdot d^2}=\frac{4\cdot 0{,}0072}{3{,}14\cdot 0{,}05^2}=3{,}67$ м/с; $H_0=H+\frac{\alpha\cdot v^2}{2\cdot g}=1{,}8+\frac{1{,}1\cdot 3{,}67^2}{2\cdot 9{,}81}=1{,}88$ м.

Уточним расход:

$$Q=\mu\cdot S\cdot\sqrt{2gH_0}=0{,}62\cdot 0{,}00195\ \cdot\sqrt{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}87}=0{,}0073\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$\upsilon=\frac{4\cdot Q}{3{,}14\cdot d^2}=\frac{4\cdot 0{,}0073}{3{,}14\cdot 0{,}05^2}=3{,}72\ \text{м/с}.$$

При дальнейшем уточнении расход и скорость изменяются менее чем на 3%.

Определим диаметр выходного сечения насадка:

$$d_2 = d + L\cdot 2\cdot \text{tq}\ \Theta/2 = 0{,}05 + 2\cdot\ 0{,}2\ \cdot\ \text{tq}\ 7/2 = 0{,}075\ \text{м}.$$

$$Q=\mu\cdot S\cdot\sqrt{2gH_0}=0{,}62\cdot 0{,}0044\ \cdot\sqrt{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}8}=0{,}0177\ \text{м}^3/\text{с},$$

где $S=\frac{\pi d^2}{4}=\frac{3{,}14\cdot 0{,}075^2}{4}=0{,}0044\ \text{м}^2$;

$Q_2 – Q_1$ = 0,0117 – 0,00072 = 0,0045 м^3/с = 4,5 л/с. Расход изменится на 4,5 л/с.

5 ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ В ТРУБОПРОВОДАХ

5.1 Классификация трубопроводов

Роль трубопроводных систем в хозяйстве любой страны, отдельной корпорации или просто отдельного хозяйства трудно переоценить. Системы трубопроводов в настоящее время являются самым эффективным, надёжным и экологически чистым транспортом для жидких и газообразных продуктов. Со временем их роль в развитии научно-технического прогресса возрастает. Только с помощью трубопроводов достигается возможность объединения стран производителей углеводородного сырья со странами потребителями. Большая доля в перекачке жидкостей и газов по праву принадлежит системам газопроводов и нефтепроводов, но значительную роль играют такие системы как водоснабжение и канализация, теплоснабжение и вентиляция, добыча некоторых твёрдых ископаемых и их гидротранспорт. Практически в каждой машине и механизме значительная роль принадлежит трубопроводам [10].

По своему назначению трубопроводы принято различать по виду транспортируемой по ним продукции:

- газопроводы;
- нефтепроводы;
- водопроводы, воздухопроводы;
- продуктопроводы.

По виду движения по ним жидкостей трубопроводы можно разделить на две категории:

- напорные трубопроводы;
- безнапорные (самотёчные) трубопроводы.

Также трубопроводы можно подразделить по виду сечения на трубопроводы круглого и не круглого сечения (прямоугольные, квадратные и другого профиля). Трубопроводы можно разделить и по материалу, из которого они изготовлены: стальные трубопроводы, бетонные, пластиковые и др.

Дать полную и исчерпывающую классификацию трубопроводов вряд ли удастся из-за многообразия их функций и областей использования. Нас будут интересовать лишь те классификации, которые влияют на принятые методы и способы описания движения по ним жидкостей и газов.

5.2 Простой трубопровод

Основным элементом любой трубопроводной системы, какой бы сложной она не была, является простой трубопровод. Классическим определением его будет трубопровод, собранный из труб одинакового диаметра и качества его внутренних стенок, в котором движется транзитный поток жидкости и на котором нет местных гидравлических сопротивлений.

При напорном движении жидкости простой трубопровод работает полным сечением $S = \frac{\pi d^2}{4} = 4\pi R_г^2 = const$. Размер сечения трубопровода (диаметр или величина гидравлического радиуса), а также протяжённость (длина) трубопровода (L) являются основными геометрическими характеристиками трубопровода. Основными технологическими характеристиками трубопровода являются расход жидкости в трубопроводе Q и напор H (на головных сооружениях трубопровода, то есть в его начале). Большинство других характеристик простого трубопровода являются, несмотря на их важность, производными характеристиками. Поскольку в простом трубопроводе расход жидкости транзитный (одинаковый в начале и конце трубопровода), то средняя скорость движения жидкости в трубопроводе постоянна $\sigma = const$. Для установившегося движения жидкости по трубопроводу средняя скорость движения жидкости определяется по формуле Шези:

$$\upsilon = C\sqrt{R_{\text{г}} \cdot i} \tag{5.1}$$

где $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ – скоростной коэффициент Шези;

$R_{\text{г}} = \frac{S}{\Pi}$ – гидравлический радиус сечения, для круглого сечения при полном заполнении жидкостью$R_{\text{г}} = \frac{d}{u}$;

$i = \frac{h_{\text{тр}}}{l}$ – гидравлический уклон.

Полагая, что весь имеющийся напор на головных сооружениях (в начале) трубопровода тратится на преодоление сил трения в трубопроводе (в простом трубопроводе это потери напора по длине $h_{\text{дт}}$), уравнение движения жидкости (Бернулли) примет вид:

$$H = h_{\text{дт}} = \frac{\upsilon^2 l}{CR_{\text{г}}} \tag{5.2}$$

Расход жидкости в трубопроводе $Q = \upsilon \cdot S = SC\sqrt{R_{\text{г}} \cdot i}$.

Обозначив $SC\sqrt{R_{\text{г}}} = K$, получим основное уравнение простого трубопровода:

$$Q = K\sqrt{i} \tag{5.3}$$

где К – модуль расхода – расход жидкости в русле заданного сечения при гидравлическом уклоне, равном единице (иначе модуль расхода называют расходной характеристикой трубопровода). Другой и более известный вид основного уравнения простого трубопровода получим, решив уравнение относительно напора:

$$H = Q^2 \frac{l}{K^2} \quad \text{или} \quad H = R \cdot Q^2 \tag{5.4}$$

Величину $\frac{1}{K^2}$ называют удельным сопротивлением трубопровода, $R = \frac{l}{Q^2}$ – его полным сопротивлением.

Вид гидравлической характеристики зависит от режима движения жидкости в трубопроводе: при ламинарном движении жидкости гидравлическая характеристика трубопровода – прямая линия, проходящая через начало координат. При турбулентном режиме гидравлическая характеристика – парабола.

Если на трубопроводе, собранном из труб одинакового диаметра имеются местные сопротивления, то такой трубопровод можно привести к простому трубопроводу эквивалентной длины $l_{\text{экв}}$: $\lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l v^2}{d 2g} + \Sigma \xi_{\text{м}} \frac{v^2}{2g}$, $\lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d} = \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi_{\text{м}}$, $l_{\text{экв}} = l + \frac{d}{\lambda} \cdot \Sigma \xi_{\text{м}}$

5.3 Сложные трубопроводы

К сложным трубопроводам следует относить те трубопроводы, которые не подходят к категории простых трубопроводов, то есть к сложным трубопроводам следует отнести:

- трубопроводы, собранные из труб разного диаметра (последовательное соединение трубопроводов);

- трубопроводы, имеющие разветвления: параллельное соединение трубопроводов, сети трубопроводов, трубопроводы с непрерывной раздачей жидкости.

Последовательное соединение трубопроводов. При последовательном соединении трубопроводов конец предыдущего простого трубопровода одновременно является началом следующего простого трубопровода. В сложном трубопроводе, состоящем из последовательно соединённых простых трубопроводов, последние в литературе называются участками этого трубопровода. Расход жидкости во всех участках сложного трубопровода остаётся одинаковым Q = const. Общие потери напора во всём трубопроводе будут равны сумме потерь напора во всех отдельных его участках:

$$H = \sum_{i=1}^{n} h_i = Q^2 \sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{K_i^2} \tag{5.5}$$

где $h_i = Q^2 \frac{l_i}{K_i^2}$ – потери напора на i-ом участке трубопровода.

Таким образом, потери напора в трубопроводе, состоящем из последовательно соединённых друг с другом участков, равны квадрату расхода жидкости в трубопроводе, умноженному на сумму удельных сопротивлений всех участков.

Гидравлическая характеристика трубопровода, состоящего из последовательно соединённых участков, представляет собой графическую сумму (по оси напоров) гидравлических характеристик всех отдельных участков. Сложный трубопровод, состоящий из последовательно соединённых простых трубопроводов, можно свести к простому трубопроводу с одинаковым (эквивалентным) диаметром, при этом длины участков будут пересчитываться, чтобы сохранить реальные гидравлические сопротивления участков трубопровода.

Так, приведённая длина i-го участка $l_{пр}$ будет равна:

$$l_{\text{пр}} = l_i \cdot \frac{d_{\text{экв}}}{d_i} \tag{5.6}$$

Следует отметить, что величина скоростного напора также зависит от диаметра трубопровода, и при определении приведённой длины участка мы вносим некоторую ошибку, которая будет тем большей, чем больше разница в величинах фактического и эквивалентного диаметров. В таких случаях можно рекомендовать другой, более сложный способ.

Параллельное соединение трубопроводов. Схема прокладки параллельных трубопроводов используется в тех случаях, когда на трассе магистрального трубопровода есть участки, где требуется уменьшить гидравлические сопротивления трубопровода (высокие перевальные точки трубопровода) или при заложении трубопровода в труднодоступных местах (переход через реки и др.).

При параллельном соединении трубопроводов имеются две особые точки, называемые точками разветвления. В этих точках находятся концы параллельных ветвей трубопровода (точки А и В). Будем считать, что жидкость движется слева направо, тогда общий для всех ветвей напор в точке А будет больше напора в другой общей для всех ветвей трубопровода точке В (H_A;H_K). В точке А поток жидкости растекается по параллельным ветвям, а в точке В вновь собирается в единый трубопровод. Каждая ветвь может иметь различные геометрические размеры: диаметр и протяжённость (длину). Поскольку вся система трубопроводов является закрытой, то поток жидкости в данной системе будет транзитным, то есть:

$$Q = \sum_{i=1}^{n} Q_i = Q \tag{5.7}$$

Жидкость движется по всем ветвям при одинаковой разности напоров $H_{AB} = \text{H}_A - \text{H}_B >$ тогда расход жидкости по каждой ветви можно записать в виде:

$$Q_i = K_i \sqrt{\frac{H_{AB}}{l_i}} \tag{5.8}$$

Поскольку ветвей в системе n, а число неизвестных в системе уравнений будет n+1, включая напор, затрачиваемый на прохождение жидкости по всем ветвям H_{AB}, то в качестве дополнительного уравнения в системе будет использовано уравнение неразрывности $Q = \sum_{i=1}^{n} Q_i$.

При решении системы уравнений можно воспользоваться соотношением:

$$\frac{Q_i}{Q_{i+1}} = \frac{K_i}{K_{i+1}} \sqrt{\frac{l_{i+1}}{l_i}} \tag{5.9}$$

Для построения гидравлической характеристики системы параллельных трубопроводов можно воспользоваться методом графического суммирования. Суммирование осуществляется по оси расходов Q, так как $Q = \Sigma Q_i$.

Трубопроводы с непрерывным (распределённым расходом). В данном случае предполагается, что вдоль всей длины трубопровода располагаются одинаковые равномерно распределённые потребители жидкости. Классическим примером такого трубопровода может служить оросительная система. В начальной точке трубопровода напор составляет H. В общем случае расход по трубопроводу состоит из транзитного Q_m и расхода Q_p, который непрерывно раздаётся по всей длине трубопровода.

Тогда в некотором сечении трубопровода на расстоянии x от его начала расход будет равен $Q_r = Q_m + Q_p - \frac{Q_p}{l}x$.

Тогда гидравлический уклон в сечении x на малом отрезке dx составит $i_x = \frac{Q_r^2}{K^2} = \frac{\left(Q_m + Q_p - \frac{Q_p}{l}x\right)^2}{K^2}$.

Уравнение падения напора вдоль элемента dx запишется следующим образом: $dH = i \cdot dx = \left[\frac{(Q_m + Q_p)^2}{K^2} - \frac{2Q_p}{l \cdot K^2}(Q_m + Q_p)x + \frac{Q_p^2}{l^2 \cdot K^2}x^2\right]dx$.

После интегрирования получим:

$$H = \frac{l}{K^2}\left(Q_m^2 + Q_m Q_p + \frac{1}{3}Q_p^2\right) \tag{5.10}$$

и при $Q_m = 0$: $H = \frac{1}{3}Q_p^2 \frac{l}{K^2}$.

Сети трубопроводов. Если магистральные трубопроводы принято рассматривать как средства внешнего транспорта жидкостей и газов, то сети используются в качестве оборудования для внутреннего транспорта жидких или газообразных продуктов. По направлению движения жидкости (газа) сети различают на сборные и раздаточные (распределительные).

В сборных сетях имеется группа источников возникновения жидкости (газа). Жидкость от этих источников направляется в своеобразные узлы сбора и оттуда – в магистральный трубопровод. Классическим примером сборной сети может служить нефтесборная система со скважин, канализационная сеть.

В раздаточных (распределительных) сетях жидкость или газ поступает из магистрального трубопровода и по сети распределяется по потребителям (абонентам). Распространённым примером распределительной сети является система водоснабжения. К такому же типу сетей можно также отнести систему принудительной вентиляции, где воздух подаётся в служебные помещения или на рабочие места, систему теплоснабжения и др.

Сети строятся в населённых пунктах, на предприятиях, отдельных территориях. Трубы в таких системах могут изготавливаться из различных материалов в зависимости от технологических требований, предъявляемых к сетям. В сборных сетях источники жидкости и газа располагают напором, обеспечивающим движение жидкости (газа) до магистралей. Если напоры недостаточны, то создаются специальные, узлы, где напор обеспечивается принудительным образом.

Имеется по крайней мере две группы задач для гидравлического расчёта сетей: проектирование новых сетей и расчёт пропускной способности существующих сетей. Принципы расчёта похожи. В основу расчётных формул положены уравнения Дарси–Вейсбаха и Шези. Предварительно в сети выбирается ветвь с наибольшей нагрузкой (расход и напор). Эта ветвь рассматривается как своеобразный трубопровод, который в общем случае можно отнести к категории последовательного соединения простых трубопроводов. Другие участки рассчитываются самостоятельно. После завершения расчётных работ осуществляется проверка соответствия результатов расчётов в узлах сети. После анализа расхождений результатов решений в узлах сети осуществляется корректировка исходных данных. Таким образом, метод итераций является наиболее приемлемым для расчёта сетей.

Трубопроводы некруглого профиля. Подавляющее большинство трубопроводов собирается из круглых труб. Преимущество круглого сечения очевидны: круглое сечение обладает максимальной пропускной способностью и минимальным гидравлическим сопротивлением. Так, гидравлический радиус для круглого сечения $R = \frac{r}{2}$, для треугольного сечения $R_г = \frac{\alpha\sqrt{3}}{12}$, для квадратного сечения $R_г = \frac{\alpha}{4}$, для шестиугольного сечения $R_г = \frac{\alpha\sqrt{3}}{6}$.

Тем не менее, трубы некруглого сечения применяются в промышленности там, где потери напора не играют особой роли. Это, в первую очередь, воздуховоды с малыми скоростями движения воздуха и так далее.

Трубопроводы, работающие под вакуумом (сифоны). Сифоном называется такой самотёчный трубопровод, часть которого располагается выше уровня жидкости в резервуаре. Действующий напор представляет собой разницу уровней в резервуарах Н. Для приведения сифона в действие необходимо предварительно откачать из сифона воздух и создать в нём разряжение. При этом жидкость поднимется из резервуара А до верхней точки сифона, после чего жидкость начнёт двигаться по ниспадающей части трубопровода в резервуар В (рис. 5.1).

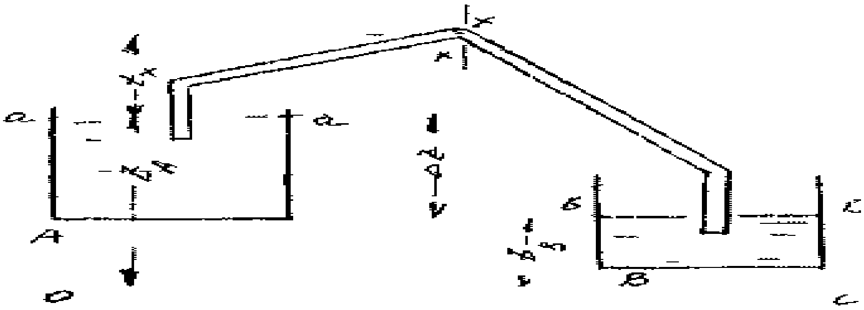


Рисунок 5.1 – Сифон

Другой метод запуска сифона – заполнить его жидкостью извне. Запишем уравнение Бернулли для двух сечений: a–a и b–b относительно плоскости сравнения О – О: $z_{\text{А}} + \frac{p_{\text{А}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{А}}^2}{2g} = z_{\text{В}} + \frac{p_{\text{В}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{В}}^2}{2g} + \Sigma h_{mp}$.

Поскольку $p_{\text{А}} = p_{\text{В}} = p_{am}$ и $\frac{\sqrt{\text{А}^2}}{2g} = \frac{\sqrt{B^2}}{2g}$, то $\triangle z = z_A - z_B = \Sigma h_{mp}$.

$$Q = K\sqrt{\frac{\triangle z}{l}} \qquad (5.11)$$

Критическим сечением в сифоне будет сечение х – х в верхней точке сифона. Давление в этой точке будет минимальным и для нормальной работы сифона необходимо, чтобы оно было выше упругости паров перекачиваемой по сифону жидкости: $\frac{p_{\min}}{\rho g} > \frac{\rho_y}{\rho g}$.

Трубопроводы со стенками из упругого материала. В практике предприятий нефтяной отрасли нередки случаи использования специальных трубопроводов, стенки которых деформируются при изменении давления в перекачиваемой по ним жидкости. К трубопроводам такого типа относятся мягкие и гибкие рукава, резиновые и армированные шланги. Опыты Фримана показали, что в данных случаях можно пользоваться формулой аналогичной формуле Дарси–Вейсбаха где η можно взять из таблицы: $h_{\text{дт}} = \lambda_p \frac{l}{d_{\text{расч}}} \frac{v^2}{2g}$.

5.4 Неустановившееся движение жидкости в трубопроводе

Вопросы изучения неустановившегося движения реальной жидкости очень сложны. Если окажется необходимым получить самое общее решение поставленной задачи, то придётся рассматривать систему уравнений, в состав которой будут входить:

Таблица 5.1

<table>
<tr><td colspan="3">Характеристика трубопровода</td><td>Величина rj</td></tr>
<tr><td colspan="3">Гладкие резиновые рукава</td><td>0,000860</td></tr>
<tr><td colspan="3">Обыкновенные резиновые рукава</td><td>0,000899</td></tr>
<tr><td colspan="3">Очень гладкие, прорезиненные внутри</td><td>0,000884</td></tr>
<tr><td colspan="3">Шероховатые внутри</td><td>0,021300</td></tr>
<tr><td colspan="3">Кожаные</td><td>0,013700</td></tr>
<tr><td colspan="4">Для упругих деформируемых рукавов и шлангов в формулу Дарси-Вейсбаха следует ввести необходимые поправки.</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Номинальный диаметр в мм</td><td colspan="2">Средний внутренний диаметр в мм</td><td rowspan="2">λ_p</td></tr>
<tr><td>При p-lam</td><td>Прнр=3ат</td></tr>
<tr><td>25</td><td>24,42</td><td>24,79</td><td>0,055</td></tr>
<tr><td>32</td><td>31,84</td><td>32,53</td><td>0,060</td></tr>
<tr><td>38</td><td>39,84</td><td>40,80</td><td>0,080</td></tr>
<tr><td>50</td><td>54,00</td><td>55,40</td><td>0,090</td></tr>
<tr><td>65</td><td>65,93</td><td>67,73</td><td>0,095</td></tr>
</table>

- уравнение Навье–Стокса;
- уравнение неразрывности;
- уравнение состояния жидкости;
- уравнение термического состояния жидкости;
- уравнение первого закона термодинамики.

Следует отметить, что данная система настолько сложна и трудоёмка в своём решении, что сразу же стоит рассмотреть вопросы о необходимости принятия некоторых допущений и ограничений, облегчающих решение поставленной задачи. Другими словами, необходимо определить из соображений практики степень детальности построения модели, откуда станут очевидными требования к описанию объекта изучения. Так, рассматриваемый объект (жидкость) должен обладать упругими свойствами (быть сжимаемой), деформация жидкости должна происходить в пределах пропорциональности, что соответствует закону Гука. Следует также учитывать упругие свойства самого трубопровода, другие внешние среды не рассматриваются. Движение жидкости считается одномерным. Можно также пренебречь и теплопотерями во внешнюю среду.

Остановимся на изучении проблем, связанных с явлением гидравлического удара в круглых трубах и на базе решения этой практической задачи, рассмотрим основные уравнения неустановившегося движения жидкости. Явление гидравлического удара характеризуется большими скоростями распространения ударной волны и значительными величинами возникающих при этом давлений, периоды колебаний давления составляют доли секунды, благодаря чему действием сил трения можно пренебречь.

Явление гидравлического удара. Явление гидравлического удара возникает при резком изменении скорости движения жидкости в трубопроводе (вплоть до его мгновенного закрытия). В таких случаях происходит переход кинетической энергии движущейся жидкости в потенциальную энергию покоящейся жидкости. Однако такой переход не мгновенный, а протекает с определённой скоростью, зависящей от свойств жидкости и материала трубопровода. Кроме того, этот процесс носит волновой характер. Покажем на простом примере, что гидравлический удар – процесс колебательный, то есть волновой.

Резервуар А соединён с трубопроводом длиной, на конце трубопровода установлена задвижка. Размеры резервуара таковы, что при отборе жидкости из него, уровень жидкости в резервуаре практически не понижается. Также для упрощения модели будем считать саму трубу недеформируемой. Примем за начало отсчёта точку О, расположенную на оси трубы в плоскости задвижки. Если потерями напора на трение при движении жидкости пренебречь, то пьезометрическая линия будет горизонтальной. Если бы жидкость была несжимаемой, то при резком закрытии задвижки мгновенно остановилась бы вся масса жидкости, находящаяся в трубе, что вызвало бы мгновенный рост давления во всей жидкости. На самом деле в упругой жидкости процесс будет развиваться иначе. В момент резкого закрытия задвижки остановится только тонкий слой жидкости, непосредственно примыкающий к задвижке, остальная масса жидкости будет продолжать движение за бесконечно малый промежуток времени (длительность процесса остановки), остановится масса жидкости в объеме первого тонкого слоя:

$$\triangle M = \rho \cdot S \cdot \triangle n \qquad (5.12)$$

где□n – толщина тонкого слоя жидкости,

S – площадь внутреннего сечения трубы.

Если обозначить давление в точке О до закрытия затвора через   давление после мгновенного закрытия задвижки – $p_o + \triangle p$, то по теореме об изменении количества движения можно вычислить $\triangle p$: $\triangle p \triangle t = \rho v_o \triangle n$ или $\triangle p = \rho \cdot c v_o$, где $c = \lim \frac{\triangle n}{\triangle t}$ или

$$\frac{\triangle p}{\rho g} = \frac{c v_o}{g} \qquad (5.13)$$

Затем в следующий момент времени остановится следующий слой жидкости, потом третий и т.д. Так постепенно увеличенное давление у задвижки распространится по всему трубопроводу в направлении против течения жидкости. Тогда величина $c = \frac{dn}{dt}$ представляет собой скорость распространения упругой (ударной) волны. По истечении времени $\frac{l}{c}$ вся жидкость в трубопроводе станет находиться в сжатом состоянии.

Но теперь возник перепад давления между жидкостью в резервуаре и жидкостью в трубе, в результате чего начнётся движение упругой жидкости из трубопровода обратно в резервуар. По истечении такого же временного интервала $\frac{l}{c}$ давление жидкости у задвижки понизится на величину$\triangle p$, то есть достигнет первоначального значения. При этом процесс движения жидкости в резервуар будет продолжаться, пока пониженное давление не распространится до конца трубопровода (до резервуара).

Таким образом, давление у задвижки будет сохраняться на постоянном уровне в течение времени $\frac{2l}{c}$, а продолжительность всего цикла гидравлического удара будет равна $\frac{4l}{c}$. За это время давление у задвижки в течение половины этого времени будет максимальным $p_o + \triangle p$, в течение другой половины времени – минимальным$p_o - \triangle p$.

Скорость распространения упругих волн в трубопроводе. Рассмотрим общую задачу о распространении упругой волны в трубопроводе с упругими стенками (то есть с учётом сжимаемости материала труб). Выделим элемент трубопровода протяжённостью$\triangle n = c \cdot \triangle t$, в котором жидкость остановилась в течение времени $\triangle t$, а давление возросло на величину:

$$\triangle p = \rho \cdot c \cdot v_o \tag{5.14}$$

В остальной части трубы жидкость продолжает двигаться и за время А в выделенный остановившийся элемент жидкости. За счёт её сжатия и сжатия стенки трубы поступит дополнительный объём жидкости $\triangle W = S_o v_o \triangle t$, где S_o и v_o – начальная площадь трубы и скорость движения жидкости до момента удара.

Разделим этот дополнительный объём на два составляющих объёма (за счёт сжатия жидкости $\triangle W_1$ и за счёт сжатия трубы$\triangle W_2$): $\triangle W_1 = \beta_ж \cdot S_o \triangle n \cdot \triangle p$ или$\triangle W_1 = S_o \triangle n \frac{\triangle p}{K_ж}$.

$\triangle W_2 = \triangle S_0 \cdot \triangle n$, где $\triangle S$ – увеличение площади сечения трубы за счёт упругости её материала.

$\triangle W = \triangle W_1 + \triangle W_2,\ S_o v_o \triangle t = S_o \triangle n \frac{\triangle p}{K_ж} + \triangle S_o \cdot \triangle n$ или $v_o = \frac{\triangle t}{\triangle n} = \frac{\triangle p}{K_ж} + \frac{\triangle S_o}{S_o},\ \frac{dp}{\rho \cdot c^2} = \frac{dp}{K_ж} + \frac{dS_o}{S_o}$.

Отсюда скорость распространения упругой волны в жидкости: $c = \sqrt{\frac{\frac{dp}{\rho}}{\frac{dp}{K_ж}\left(1 + \frac{dS_o}{S_o} \cdot \frac{K_ж}{dp}\right)}}$.

Относительное удлинение размера трубы (её радиуса): $\frac{dS_o}{S_o} = \frac{d(\pi r^2)}{\pi r^2} = 2\frac{dr}{r}$.

Принимая во внимание, что: $\frac{dr}{r} = \frac{d\sigma}{E}$ (E – модуль Юнга материала трубы) $\sigma = \frac{p \cdot d}{2e}$, где σ – нормальное напряжение, e – толщина стенки трубы.

$d\sigma = \frac{d}{2e} dp, \frac{dS_o}{S_o} = \frac{dp}{E} \cdot \frac{d}{e}$.

Тогда:

$$c = \sqrt{\frac{\frac{K_{ж}}{\rho}}{1 + \frac{d}{e}\frac{K}{E}}} \tag{5.15}$$

Величину $K_o = \frac{K_{ж}}{1+\frac{dK}{eE}}$ называют приведённым модулем упругости.

В зависимости от времени распространения ударной волны τ и времени перекрытия задвижки (или другой запорной арматуры) t, в результате которого возник гидроудар, можно выделить два вида ударов:

- **полный (прямой) гидравлический удар**, если $t < \tau$;
- **неполный (непрямой) гидравлический удар**, если $t > \tau$.

При полном гидроударе фронт возникшей ударной волны движется в направлении, обратном первоначальному направлению движения жидкости в трубопроводе. Его дальнейшее направление движения зависит от элементов трубопровода, расположенных до закрытой задвижки. Возможно и повторное неоднократное прохождения фронта волны в прямом и обратном направлениях.

При неполном гидроударе фронт ударной волны не только меняет направление своего движения на противоположное, но и частично проходит далее сквозь не до конца закрытую задвижку.

Прямой гидравлический удар бывает тогда, когда время закрытия задвижки $t_з$ меньше фазы удара Т, определяемой по формуле:

$$T = \frac{2l}{Cu} \tag{5.16}$$

где l – длина трубопровода от места удара до сечения, в котором поддерживается постоянное давление;

Cu – скорость распространения ударной волны в трубопроводе, определяется по формуле Н. Е. Жуковского, м/с:

$$Cu = \sqrt{\frac{E}{p}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E}{Etr} \frac{D}{h} k}} \tag{5.17}$$

где E – модуль объемной упругости жидкости;

p – плотность жидкости;

$\sqrt{\frac{E}{p}}$ – скорость распространения звука в жидкости;

Etr – модуль упругости материала стенок трубы;

D – диаметр трубы;

h – толщина стенок трубы.

Для воды отношение $\frac{E}{Etr}$ зависит от материала труб и может быть принято: для стальных – 0,01; чугунных – 0,02; железобетонных – 0,1–0,14; асбестоцементных – 0,11; полиэтиленовых – 1–1,45.

Коэффициент k для тонкостенных трубопроводов применяется (стальные, чугунные, асбестоцементные, полиэтиленовые) равным 1. Для железобетонных трубопроводов:

$$k = \frac{1}{1 + 9{,}5a} \tag{5.18}$$

где $a = \frac{f}{h}$ – коэффициент армирования кольцевой арматурой (f - площадь сечения кольцевой арматуры на один метр длины стенки трубы).

Обычно a=0,015–0,05. Повышение давления при прямом гидравлическом ударе определяется по формуле:

$$P = p \cdot C \cdot u \cdot V_0 \tag{5.19}$$

где V_0 – скорость движения воды в трубопроводе до закрытия задвижки.

Если время закрытия задвижки больше фазы удара (t3>T), такой удар называется непрямым. В этом случае дополнительное давление может быть определено по формуле:

$$P = \frac{2pV_0 l}{t3} \tag{5.20}$$

Результат действия удара выражают также величиной повышения напора H, которая равна:

при прямом ударе:

$$H = \frac{CuV_0}{g} \tag{5.21}$$

при непрямом ударе:

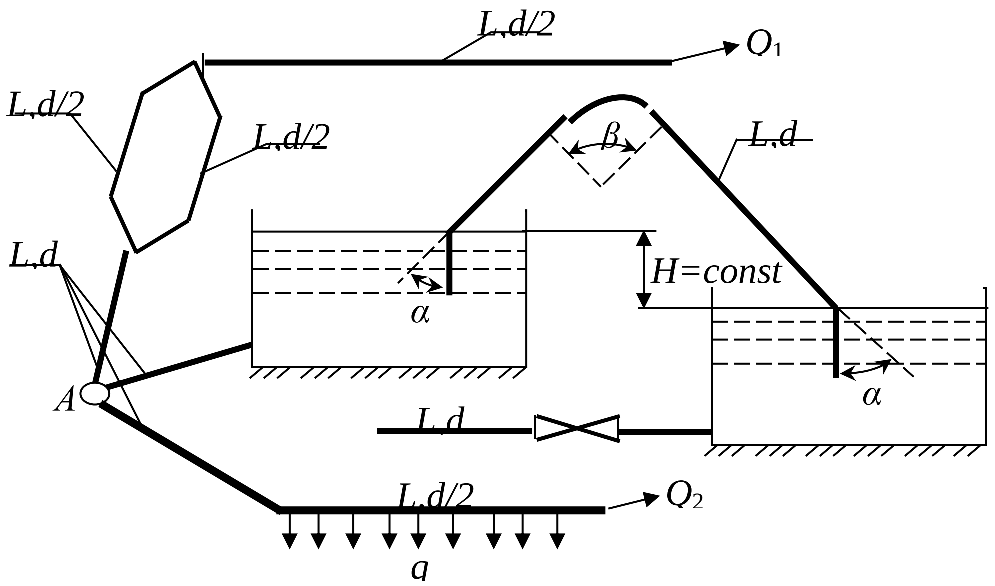
$$H = \frac{2V_0 l}{gt3} \tag{5.22}$$

5.5 Примеры решения задач

1. Два хранилища с керосином сообщаются со стальным сифоном, имеющим длину L=250 м и диаметром d=0,25 м. Отметки уровня керосина в хранилищах отличаются на величину H=1,4 м. От нижнего хранилища отходит стальная труба диаметром d=0,25 м с задвижкой и толщиной стенок e=7 мм. От пункта А отходят стальные трубопроводы с последовательным и параллельным соединениями, имеющими объёмные расходы соответственно Q_1=0,0017 м^3/с и Q_2=0,0016 м^3/с. На втором участке последовательного соединения производится равномерная путевая раздача воды q=0,03 л/с.

Определите:

1. Объёмный расход в сифоне при заданном диаметре.
2. Начальную скорость υ_0 движения керосина в стальном трубопроводе, при котором давление при мгновенном закрытии задвижки достигает величины p=2200000Па, если перед закрытием задвижки в трубопроводе давление p_0=400000Па.
3. Распределение расхода в трубопроводах с параллельным соединением.
4. Потери напора на участках трубопровода при последовательном соединении.



Решение:

1.Определим начальную скорость υ_0 движения керосина в стальном трубопроводе, при котором давление при мгновенном закрытии задвижки достигает величины p=2200000 Па, если перед закрытием задвижки в трубопроводе давление p_0=400000 Па.

$\triangle \mathrm{p} = \rho \cdot \mathrm{c} \cdot \upsilon_0$, откуда $\upsilon_0 = \frac{\triangle \mathrm{P}}{\rho \cdot \mathrm{c}}$, $\triangle \mathrm{P} = \mathrm{P}_0 - \mathrm{P} = 2200000 - 400000 = 1800000$ Па.

где ρ – плотность керосина, равная 800 кг/м^3;

Е – модуль упругости керосина 1370000 кПа;

E_{pip}– модуль упругости стали 196000000кПа;

с – скорость распространения волны гидравлического удара.

$$\mathrm{c} = \frac{\sqrt{\frac{\mathrm{E}}{\rho}}}{\sqrt{1+\frac{d}{e}\cdot\frac{E}{E_{pip}}}} = \frac{\sqrt{\frac{1370000\cdot 1000}{800}}}{\sqrt{1+\frac{250}{7}\cdot\frac{1370000}{196000000}}} = 1170{,}64 \text{ м/с},$$

$$\upsilon_0 = \frac{\triangle \mathrm{P}}{\rho \cdot \mathrm{c}} = \frac{1800000}{800 \cdot 1170{,}6} = 1{,}92 \text{ м/с}.$$

2. Определим объёмный расход в сифоне при заданном диаметре:

$$\mathrm{Q}=S \cdot \sqrt{\frac{2\cdot g\cdot H}{1+\zeta_{\text{сист}}}},$$

где $S=\frac{\pi\cdot d^2}{4} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}25^2}{4} = 0{,}049 \text{ м}^2$.

Гидравлическое сопротивление системы складывается из местных сопротивлений при внезапном повороте сифона и сопротивления гидравлического трения по длине сифона.

$\zeta_{\text{вх}}$=0,5; $\zeta_{\text{вых}}$=1; $\zeta_{\text{пов1}} = 0{,}35$, при $\alpha = 45°$; - резкий поворот;

$\zeta_{\text{пов2}} = 1{,}3 \cdot \sin 90 = 1{,}3$;- плавный поворот.

Рассчитаем сопротивление гидравлического трения:

$$h_{\text{под}}=A\cdot l\cdot Q^2$$

Найдём значение удельного спротивления при d=250 мм.

$$A=2{,}187.$$

Подставим в формулу l=250 м, зная, что расход определяется из уравнения неразрывности:

$$Q = \omega_1 \cdot \nu_1 = \omega_2 \cdot \nu_2;$$

$$h_{\text{пот}} = \mathrm{A} \cdot l \cdot S^2 = 2 \cdot g \cdot A \cdot l \cdot S^2 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \zeta_{\text{д}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g};$$

$$\text{откуда } \zeta_{\text{д}} = 2 \cdot g \cdot A \cdot l \cdot S^2 = 2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}187 \cdot 250 \cdot 0{,}049^2 = 25{,}76.$$

Таким образом, суммарное сопротивление:

$$\zeta_{\text{сист}}=\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{пов1}} + \zeta_{\text{пов2}} + \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{дл}} = 0{,}5 + 0{,}35 + 0{,}35 + 1{,}3 + 1 + 25{,}76 = 29{,}26;$$

$$\text{тогда: } Q= S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{1+\zeta_{\text{сист}}}}=0{,}049 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}4}{1+29{,}26}}=0{,}0467 \text{ м}^3/\text{с}=46{,}68 \text{ л/с}.$$

3. Определим распределение расхода в трубопроводах с параллельным соединением. Согласно условию задачи, трубопроводы соединены параллельно. Определенный расход жидкости, подходя к точке разветвления, распределяется по двум ответвлениям (в частном случае диаметры ответвлений равны d_1=125 мм, d_2=125 мм). Составим для нашего трубопровода уравнение баланса расхода в узле:

$$Q_{\text{расх}} = Q_1 + Q_2; \; Q_1 = Q_2;$$

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_{\text{расх}}}{2} = \frac{0{,}0017}{2} = 0{,}00085 \text{м}^3/\text{с}.$$

4. Определим потери напора по длине последовательно соединённых участков трубопровода.

По условию задачи трубопровод состоит из последовательно соединённых труб разных диаметров, уложенных в одну линию друг за другом. При этом расход не на всех его участках постоянный, и полная потеря напора на всём протяжении трубопровода определяется как сумма потерь на двух его участках. Потери на каждом из двух участков можно определить по формуле:

$$h_l = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L$$

На 2-м участке магистрального трубопровода $Q_м=Q_2$=0,0016 м^3/с= 1,6 л/с.

При d_2=250 мм модуль расхода К=716,3 л/с (табл. 5, «Задачник по гидравлике», А. В. Андриевская, Н. Н. Кременецкий, М. В. Панова., М. 1970 г.), тогда на втором участке магистрального трубопровода имеется непрерывная раздача q=0,03л/с.

Рассчитаем потери напора в трубопроводе с непрерывным путевым расходом:

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{п}}$$

где $Q_{\text{т}}$ – транзитный расход, равный Q_1 и равный 0,0016 м^3/с;

$Q_{\text{п}}$– путевой расход.

$$Q_{\text{п}} = q \cdot L;$$

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{т}} + q \cdot L = 1{,}6 + 0{,}03 \cdot 250 = 9{,}1 \text{ л/с};$$

$$h_l = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L = \frac{9{,}1^2}{716{,}3^2} \cdot 250 = 0{,}0403 \text{ м}.$$

На втором участке действует объемный расход Q_2 = 0,0016 м^3/с, диаметр остается тот же, тогда:

$$h_2 = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L = \frac{1{,}6^2}{716{,}3^2} \cdot 250 = 0{,}00125 \text{ м}.$$

Тогда суммарные потери напора будут равны:

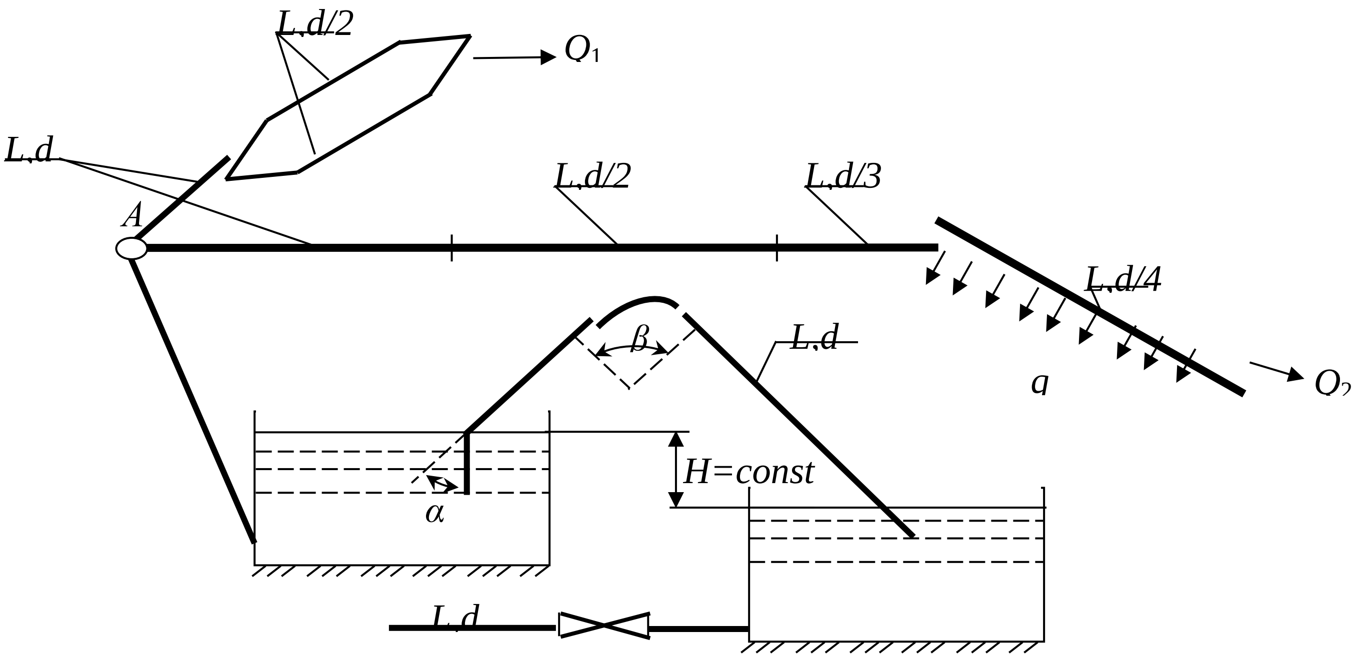
$$\mathrm{H} = h_1 + h_2 = 0{,}0403 + 0{,}00125 = 0{,}0416 \text{ м}.$$

2. Два бассейна сообщаются чугунным сифоном, имеющим обратный клапан с сеткой с углами поворотов α=45° и β=90°. Отметки уровней воды отличаются на величину Н=2,6м. От нижнего бассейна отходит бетонная труба диаметром d=0,3 м, длиной L=250 м, с объёмным расходом Q=0,021 м^3/с, с задвижкой. Магистральные асбестоцементные трубопроводы имеют последовательные и параллельные участки. Объёмный расход в трубопроводе

с параллельными участками Q_1=0,0025м^3/с, с последовательным соединением участков Q_2=0,0030м^3/с, на конечном участке последовательного соединения происходит равномерная путевая раздача q=0,02л/с.

Определите:

1. Объёмный расход в сифоне при заданном диаметре.
2. Повышение давления ΔP в трубопроводе при внезапном закрытии задвижки.
3. Распределение расхода в трубопроводах с параллельным соединением.
4. Потери напора на участках трубопровода при последовательном соединении.



Решение:

1. Определим повышение давления в трубопроводе при внезапном закрытии задвижки:

$$\triangle \text{p} = \rho \cdot \text{c} \cdot \upsilon_0$$

где ρ – плотность жидкости, равная 1 000 кг/м^3;

с – скорость распространения волны гидравлического удара.

$$\text{c} = \frac{\sqrt{\frac{\text{E}}{\rho}}}{\sqrt{1+\frac{d}{e}\cdot\frac{E}{E_{pip}}}} = \frac{1425}{\sqrt{1+\frac{300}{8}\cdot 0{,}1}} = 653{,}83 \text{ м/с}$$

где для воды Е=2,03·10^6 кПа;

$$\frac{E}{E_{pip}} = 0{,}1, \text{ для бетонных труб}$$

Для определения скорости движения воспользуемся уравнением неразрывности:

$$Q = \omega_1 \cdot \nu_1 = \omega_2 \cdot \nu_2$$

$$\triangle \text{p} = 1000 \cdot 653{,}83 \cdot 0{,}3 = 196149 \text{ Па=196,149 кПа;}$$

$$\upsilon_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}021}{3{,}14 \cdot 0{,}3^2} = 0{,}3 \text{ м/с.}$$

2. Определим объёмный расход в сифоне при заданном диаметре:

$$Q = S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{1+\zeta_{сист}}}$$

где $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}3^2}{4} = 0{,}0707$ м^2.

Гидравлическое сопротивление системы складывается из местных сопротивлений при внезапном повороте сифона и сопротивления гидравлического трения по длине сифона.

$\zeta_{вх}$=0,5; $\zeta_{вых}$=1; $\zeta_{пов1} = 0{,}35$, при $\alpha = 45°$ – резкий поворот;

$\zeta_{пов2} = 1{,}3 \cdot \sin 90 = 1{,}3$ – плавный поворот.

Рассчитаем сопротивление гидравлического трения:

$$h_{под} = A \cdot l \cdot Q^2 .$$

Найдём значение удельного спротивления при d=300 мм:

$$A = 0{,}914.$$

Подставим в формулу l=250 м, зная, что расход определяется из уравнения неразрывности:

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

$$h_{пот} = A \cdot l \cdot S^2 = 2 \cdot g \cdot A \cdot l \cdot S^2 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \zeta_д \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g};$$

откуда $\zeta_д = 2 \cdot g \cdot A \cdot l \cdot S^2 = 2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}914 \cdot 250 \cdot 0{,}0707^2 = 22{,}41.$

Таким образом, суммарное сопротивление:

$$\zeta_{сист} = \zeta_{вх} + \zeta_{пов1} + \zeta_{пов2} + \zeta_{вых} + \zeta_{дл} = 0{,}5 + 0{,}35 + 1{,}3 + 1 + 22{,}41 = 25{,}56;$$

тогда: $Q = S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{1+\zeta_{сист}}} = 0{,}0707 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}6}{1+25{,}56}} = 0{,}098$ м^3/с=97,98 л/с.

3. Определим распределение расхода в трубопроводах с параллельным соединением. Согласно условию задачи, трубопроводы соединены параллельно. Определенный расход жидкости, подходя к точке разветвления, распределяется по двум ответвлениям (в частном случае диаметры ответвлений равны: d_1=150 мм, d_2=150 мм). Составим для нашего трубопровода уравнение баланса расхода в узле:

$$Q_{расх} = Q_1 + Q_2; \;\; Q_1 = Q_2;$$

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_{расх}}{2} = \frac{0{,}0025}{2} = 0{,}00125 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Определим потери напора по длине последовательно соединённых участков трубопровода.

По условию задачи, трубопровод состоит из последовательно соединённых труб разных диаметров, уложенных в одну линию друг за другом. При этом расход не на всех его участках постоянный, и полная потеря напора на всём протяжении трубопровода определяется как сумма потерь на четырех его участках, потери на каждом из четырех участков можно определить по формуле:

$$h_4 = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L$$

На 4-м участке магистрального трубопровода $Q_м$=Q_2=0,003 м^3/с=3 л/с.

При d_4=75 мм модуль расхода К=24,77 л/с (табл. 5, «Задачник по гидравлике», А. В. Андриевская, Н. Н. Кременецкий, М. В. Панова., М. 1970 г.), тогда на четвёртом участке магистрального трубопровода имеется непрерывная раздача q=0,02л/с.

Рассчитаем потери напора в трубопроводе с непрерывным путевым расходом:

$$Q_{расх} = Q_т + Q_п$$

где $Q_т$ - транзитный расход, равный Q_1 и равный 0,003 м^3/с;

$Q_п$- путевой расход.

$$Q_п = q \cdot L;$$

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{т}} + q \cdot L = 3{,}0 + 0{,}02 \cdot 250 = 8{,}0 \text{ л/с};$$

$$h_4 = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L = \frac{8^2}{24{,}77^2} \cdot 250 = 6{,}52 \text{ м}.$$

На третьем участке действует объемный расход Q_2 = 0,003 м^3/с, с диаметром d_3=100 мм, тогда:

$$h_3 = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L = \frac{3^2}{53{,}61^2} \cdot 250 = 0{,}783 \text{ м}.$$

На втором участке действует объемный расход Q_2 = 0,003 м^3/с, с диаметром d_2=150 мм, тогда:

$$h_2 = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L = \frac{3^2}{58{,}4^2} \cdot 250 = 0{,}09 \text{ м}.$$

На первом участке действует объемный расход Q_2 = 0,003 м^3/с, с диаметром d_1=300 мм, тогда:

$$h_1 = \frac{Q^2}{K^2} \cdot L = \frac{3^2}{999{,}3^2} \cdot 250 = 0{,}0023 \text{ м}.$$

Тогда суммарные потери напора будут равны:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 = 6{,}52 + 0{,}783 + 0{,}09 + 0{,}0023 = 7{,}4 \text{ м}.$$

6 КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Физические свойства жидкости

1. Определите плотность жидкости Ж, полученной смешением жидкости $Ж_1$, объемом W_i = (10+10_j) л, плотностью ρ_1 = (860+5j) кг/м^3 и жидкости $Ж_2$ объемом W_2 = (95-10j) л/м^3, плотностью ρ_2 = (910-5j) кг/м^3.

2. Жидкость, имеющая плотность ρ = (865+1j) кг/м^3 и объем W = (150-1j) л, получена смешиванием масла плотностью ρ_1 = (850+1j) кг/м^3 с маслом плотностью ρ_2 = (885+0,5j) кг/м^3. Определите объемы W_1 и W_2 масел, составляющих эту жидкость.

3. Определите плотность жидкости, полученной смешиванием двух минеральных масел плотностью ρ_1 = (845+5j) кг/м^3 и ρ_2 = (865+5j) кг/м^3. Объем первого масла составляет 40 % объема второго.

4. Определите плотность рабочих жидкостей при различных температурах. Результаты расчета для своего варианта j занесите в таблицу 6.1. Температурный коэффициент объемного расширения всех масел принять равным 8,75 * 10^{-4} K^{-1}.

Таблица 6.1 – Результаты расчетов плотности рабочих жидкостей

j	Марка масла	Плотность жидкости ρ, кг/м^3 при температуре t, °С									
		-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50
1	М-8-$В_2$							886			
2	М-10-$В_2$							890			
3	МГ-46-В (МГ-30)							890			
4	МГ-15-В(с) (РМГЗ)							860			
5	МГ-15-Б (АМГ-10)							870			
6	МГ-20							885			

5. При температуре плюс 20°С масла М-10-$В_2$, МГ-46-В (бывшие МГ-30) и МГ-15-В(с) (бывшее ВМГЗ) занимают объем W_o = (20+10j) л. Определите объемы, которые они будут занимать при температурах минус 40 °С и плюс 50

^{o}С. Температурный коэффициент объемного расширения всех масел принять равным 8,75 * 10^{-4} $К^{-1}$.

6. Минеральное масло и вода в гидроцилиндрах при атмосферном давлении занимают объем W_o = (10+3j) л. Определите, какой объем будут занимать эти жидкости при давлении p = (8+4j) МПа, если коэффициент объемного сжатия минерального масла равен 6,6 * $10^{-10}$$Па^{-1}$, воды – 4,7 * $10^{-10}$$Па^{-1}$. Деформацией стенок гидроцилиндров пренебречь.

7. На какую величину переместится шток гидроцилиндра диаметром D=(50+10j) мм с запертым в нем при атмосферном давлении объемом минерального масла W_o = 18 л, если на шток приложить усилие Т = (3+0,5j) К 10^4 Н? Коэффициент объемного сжатия масла 6,6 * 10^{-10} $Па^{-1}$. Деформацией стенок гидроцилиндра пренебречь.

8. Стальной трубопровод длиной L = (100+20j) м и внутренним диаметром d = (40+10j) мм при атмосферном давлении полностью заполнен минеральным маслом. Определите, какой дополнительный объем масла необходимо подать в полость трубы при ее гидравлическом испытании под давлением p = (16+4j) МПа. Коэффициент объемного сжатия масла равен 6,6 * 10^{-10} $Па^{-1}$. Деформацией стенок трубы пренебречь.

9. Резервуар заполнен водой, занимающей объем W_1 = (1,5+0,2j) $м^3$. На сколько уменьшится и чему будет равен этот объем при увеличении давления на величину 200 ат? Коэффициент объемного сжатия воды принять равным 4,75 * 10^{-10} $Па^{-1}$. Деформацией стенок резервуара пренебречь.

10. Высота цилиндрического резервуара h = (2,5+0,1j) м, его внутренний диаметр d = (2,7+0,1j) м. Определите массу мазута плотностью 920 кг/$м^3$, которую можно налить в резервуар при температуре 15 ^{o}С, если его температура может подняться до 40 ^{o}С. Расширением стенок резервуара пренебречь, коэффициент объемного температурного расширения жидкости принять равным 0,0008 $К^{-1}$.

Гидростатика

11. Закрытый резервуар А, заполненный пресной водой, снабжен вакуумметром и пьезометром (рис. 1). Определите абсолютное давление ρ_o над свободной поверхностью в резервуаре и высоту поднятия воды в пьезометре h, если глубина воды в резервуаре H = (2,2+0,1j) м., а разность уровней ртути в вакуумметре h_1 = 80 мм. рт. ст.

12. Закрытый резервуар А, заполненный керосином на глубину H = (3+0,1j) м., снабжен ртутным манометром и пьезометром (рис. 1). Определите абсолютное давление p_o над свободной поверхностью в резервуаре и разность уровней ртути в вакуумметре h_1, если высота поднятия керосина в пьезометре h = 1,5 м. Плотность керосина 820 кг/м^3.

13. Закрытый резервуар А, заполненный водой, снабжен ртутным манометром и мановакуумметром М (рис. 2). Определите глубину Н подключения ртутного манометра к резервуару, если разность уровней ртути в манометре h = (140+2j) мм. Величина b = 0,5 м., а показание мановакуумметра М равно $p_м$ = 9,81 кН/м^2.

14. Закрытый резервуар А, заполненный нефтью, снабжен ртутным манометром и мановакуумметром М (рис. 2). Определить показание мановакуумметра $p_м$, если глубина подключения манометра H = (1,5+0,2j) м., разность уровней ртути h = 200 мм, а величина b = 0,5 м. Плотность нефти 900 кг/м^3.

15. Манометрическое давление в трубе А, заполненной жидкостью с плотностью 820 кг/м^3, $p_м$ =1 ,5 кгс/см^2 (рис. 3). Показание ртутного дифференциального манометра h = (100+5j) мм. Определите давление $p_в$ в трубе В, заполненной той же жидкостью, что и колена манометра, и труба А.

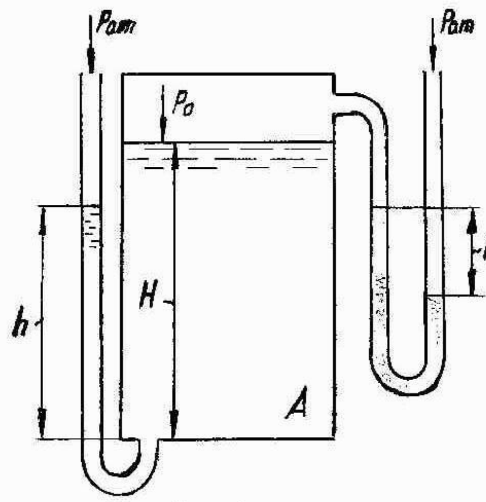


Рис.1

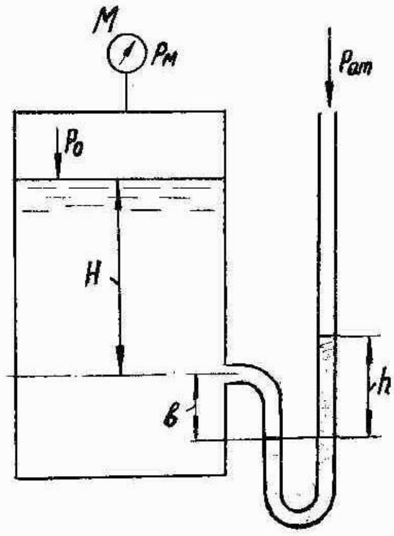


Рис.2

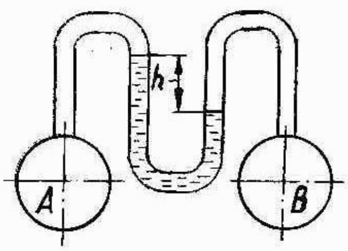


Рис.3

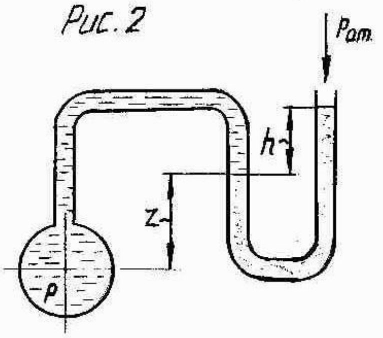


Рис.4

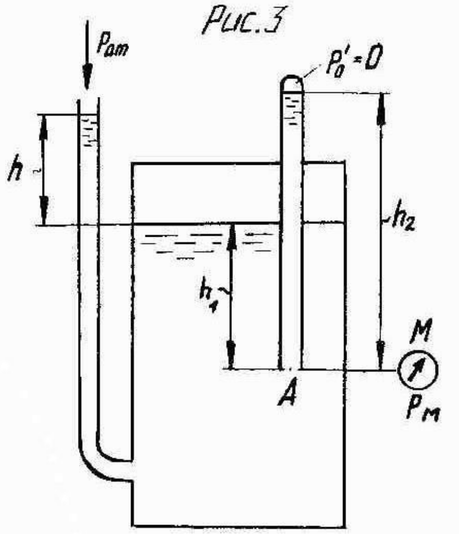


Рис.5

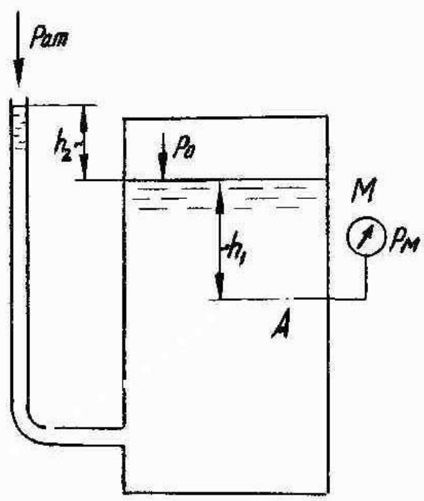


Рис.6

16. Определите, на какой высоте z установится уровень ртути в дифференциальном жидкостном манометре (рис. 4), если при абсолютном давлении

в трубопроводе р = (130+0,5j) кПа и показании манометра h = 25 мм система находится в равновесии. Удельный вес ртути 133,4 кН/м^3, воды – 9,81 кН/м^3.

17. Закрытый резервуар (рис. 5) заполнен керосином. Определите показание манометра М $p_м$, если показание открытого пьезометра h = (2,0+0,1j) м при нормальном атмосферном давлении, а глубина погружения точки А равна h_1 = (1,1+0,05j) м.

18. Закрытый резервуар с водой (рис. 5) снабжен закрытым и открытым пьезометрами. Определите высоту h_2 поднятия воды в закрытом пьезометре (соответствующую абсолютному гидростатическому давлению в точке А). Показание открытого пьезометра h = 1,8 м при нормальном атмосферном давлении. Расстояние от свободной поверхности жидкости в резервуаре до точки А равно h_1 = (0,8+0,05j) м.

19. Закрытый резервуар с нефтью снабжен пьезометром (рис. 6). Определите показание манометра М, если глубина погружения точки А h_1 = (0,5+0,05j) м, а при нормальном атмосферном давлении показание пьезометра h_2 = (0,7+0,1j) м.

20. На какой высоте h над точкой А находится свободная поверхность воды, если манометр М (рис. 7) показывает давление (20+j) кПа? Абсолютное давление над свободной поверхностью жидкости в резервуаре равно (8+2j) кПа. Постройте эпюру абсолютного гидростатического давления, действующего по вертикали ВС.

21. Резервуар, наполненный водой, снабжен пьезометром (рис. 8). Точка А погружена на глубину h = (1,0+0,1j) м. Избыточное давление на свободной поверхности равно (5+0,2j) кПа. Найдите высоту h_1 подъема воды в пьезометре. Постройте эпюру абсолютного гидростатического давления на плоскую поверхность ВС.

22. Резервуар, наполненный водой, снабжен пьезометром и манометром М (рис. 8). Точка А погружена на глубину h = (0,9+0,1j) м., а показание пьезометра h_1 = (1,5+0,2j) м. Найдите показание манометра М, а также постройте

эпюру избыточного гидростатического давления, действующего по вертикали ВС.

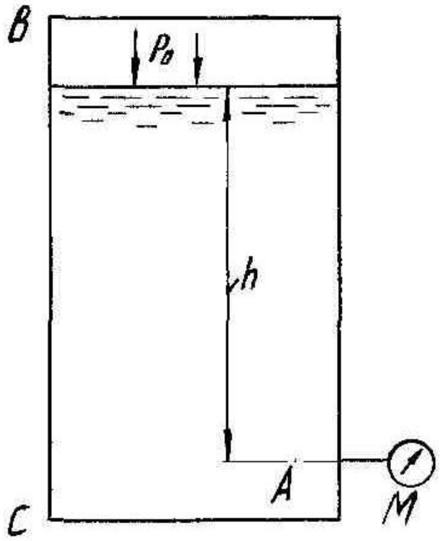


Рис. 7

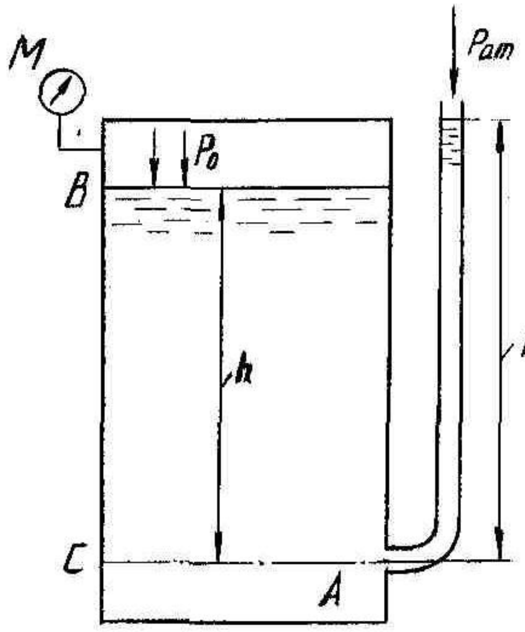


Рис. 8

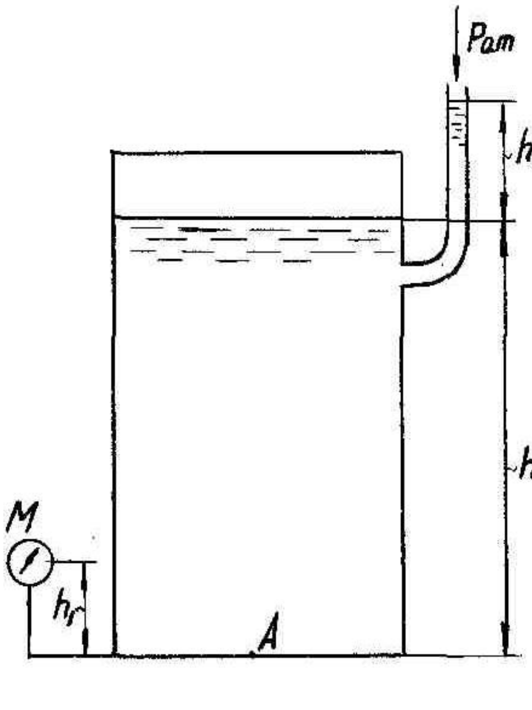


Рис. 9

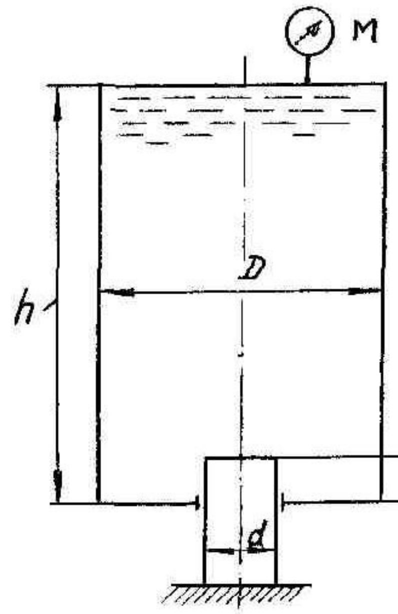


Рис. 10

23. Определите абсолютное давление на свободной поверхности и избыточное давление в точке А для жидкости плотностью 760 кг/м^3, находящейся

в резервуаре (рис. 9), если атмосферное давление $p_{ат}$ = 750 мм рт ст. Глубина погружения точки А под свободную поверхность h = (3+0,1j) м, показание манометра М $p_м$ = (0,035+0,005j) МПа, а расстояние от центра манометра h_1 = (0,5+0,1j) м.

24. Цилиндрический сосуд массой m = (450+5j) кг диаметром D = (550+50j) мм и высотой h = (540+40j) мм, полностью заполненный жидкостью плотностью (1000-30j) кг/м^3, опирается на плунжер диаметром d = (350+50j) мм, который входит в него на глубину b = (200+20j) мм (рис. 10). Определите показание манометра М и усилие Т на верхней крышке сосуда. Трением опоры сосуда о поршень пренебречь

25. Понтон (рис. 11) длиной L = (10+0,5j) м и массой $m_п$ = (5+0,4j) * 10^3 кг имеет поперечное сечение с размерами H = (4,1+0,1j) м, h = (3,1+0,1j) м и b = (9,0+0,2j) м. Определите максимальную грузоподъемность $m_{гр}$ понтона, если расстояние ватерлинии от палубы равно h_1 = (0,20+0,01j) м. Плотность воды принять равной 1 000 кг/м^3.

26. Какую силу необходимо приложить к большему поршню, чтобы система находилась в равновесии (рис. 12)? Сила, приложенная к меньшему поршню, P_1 = (140+2j) Н. Диаметр большего поршня D_2 = (280+10j) мм, меньшего D_1 = (46+2j) мм. Разность уровней h = 30 см. Внутренняя полость заполнена водой. Внутренний диаметр трубки d = 10 мм. Трением поршней и их весом пренебречь. Сколько процентов составляет сила давления столба воды от найденной силы P_2?

27. Поршень пружинного гидроаккумулятора (рис. 13) диаметром D = (230+5j) мм поднялся на высоту h = (14+j) мм. Определите жесткость пружины с, Н/м, если давление жидкости p = 1,0 МПа. Трением между поршнем и цилиндром, и весом поршня пренебречь.

28. Определите давление масла p_1, подводимого в поршневую полость гидроцилиндра (рис. 14), если избыточное давление в штоковой полости p_2 =

(80+2j) кПа, усилие на штоке R = (10+0,5j) кН, сила трения поршня о цилиндр F = 0,4 кН. Диаметр поршня D = 125 мм, а диаметр штока d = 70 мм.

29. Предварительный натяг пружины дифференциального предохранительного клапана (рис. 15) x = (15+0,5j) мм, жесткость пружины c = (7+0,2j) Н/мм. Определите давление жидкости, при котором клапан откроется, если диаметры поршней D_1 = 25 мм, D_2 = 18 мм. Весом поршней и силой трения пренебречь.

30. Определите величину и направление силы F, приложенной к штоку поршня для удержания его на месте (рис. 16). Справа от поршня находится воздух, слева от поршня и в резервуаре, куда опущен открытый конец трубы, – вода. Показание пружинного манометра $p_м$ = 0,08 МПа, H = 5 м, D = (180+5j) мм и d = (50+5j) мм.

31. Паровой прямодействующий насос подает воду на высоту H = (40+0,2j) м (рис. 17). Определите абсолютное давление пара p, если диаметр парового цилиндра D = (280+2j) мм, насосного цилиндра d = (140+2j) мм. Потерями на трение пренебречь.

32. Определите силу давления на плоский прямоугольный затвор (рис. 18). Глубина воды в верхнем бьефе h_1 = (3+0,1j) м, в нижнем h_2 = (1+0,1j) м. Ширина затвора b = 4 м, высота H = (3,3+0,1j) м. Найдите начальное подъемное усилие T, если толщина затвора равна 8 см, удельный вес материала затвора 1,18 * 10^4 Н/$м^3$, а коэффициент трения затвора о пазы f = 0,5.

33. Определите начальное подъемное усилие T, действующее на прямоугольный затвор (рис. 19). Ширина затвора равна 4 м, глубина воды перед затвором h_1 = (4,0+0,2j) м, за ним h_2 = (1,2+0,2j) м. Угол наклона затвора к горизонту $\alpha = 60^o$, величина b = (0,3+0,2j) м. Вес затвора равен (18+0,2j) кН. При подъеме затвор вращается вокруг шарнира O, трением в котором пренебречь.

34. Вход в туннель перекрыт квадратным плоским затвором (γ = 12 кН/$м^3$) размером 3*3*0,08 м (рис. 20). Глубина воды над верхней кромкой щита h = (1,3+0,1j) м, а глубина в туннеле h_2 = (1,7+0,1j) м. Коэффициент трения в пазах

равен 0,5. Определите равнодействующую силу давления Р (считая, что в туннеле давление воздуха атмосферное) и подъемное усилие Т.

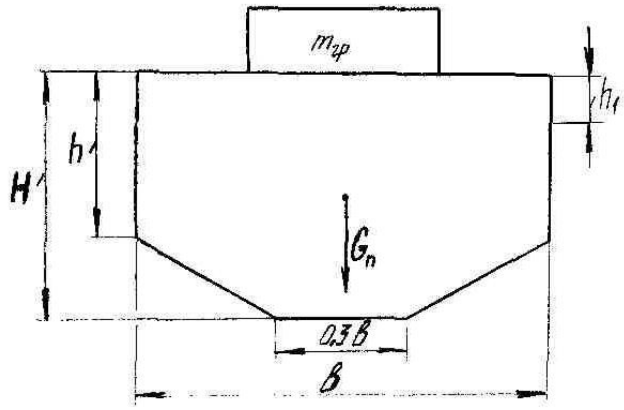


Рис. 11

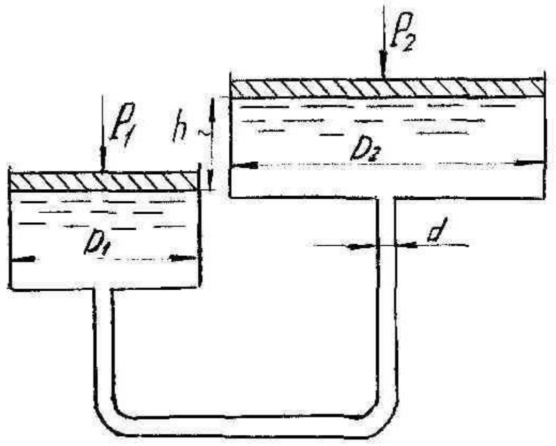


Рис. 12

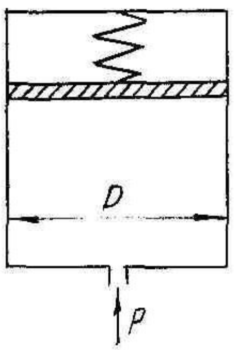


Рис. 13

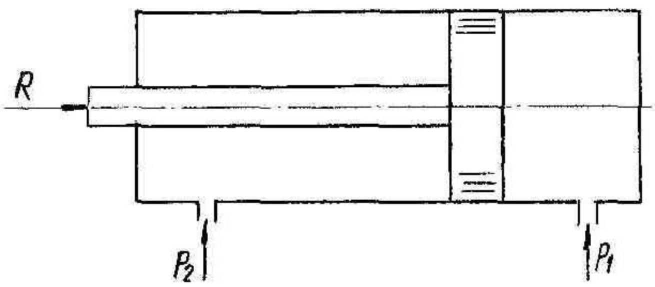


Рис. 14

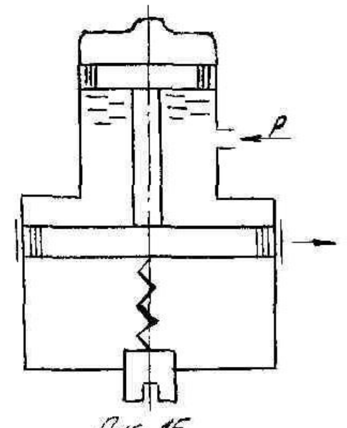


Рис. 15

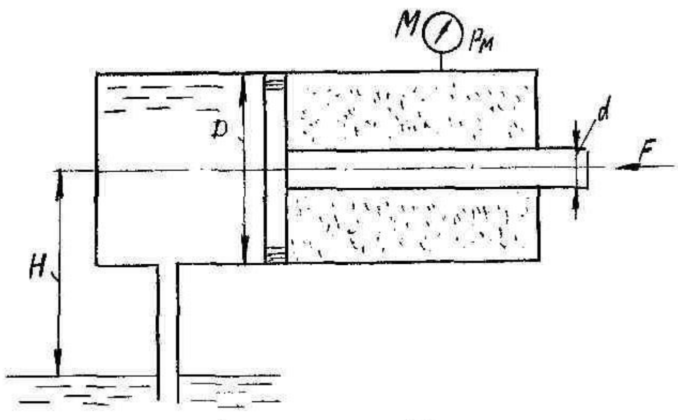


Рис. 16

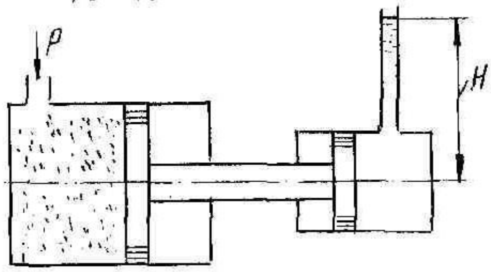


Рис. 17

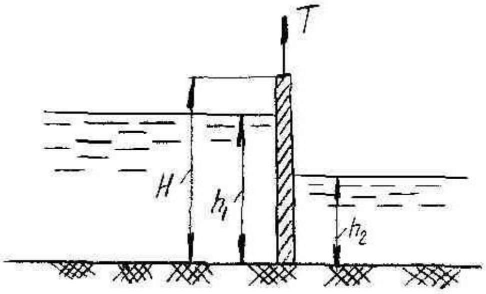


Рис. 18

35. Прямоугольный клапан размерами a * b = 0,5 * 0,6 м закрывает отверстие в дне резервуара. Вес клапана G = 120 Н. Глубина воды в резервуаре h = (1,8+0,2j) м. Клапан может вращаться шарнирно у оси О (рис. 21). Определите: а) на каком расстоянии x от шарнира нужно прикрепить трос, чтобы при подъеме получить наименьшее усилие Т? б) величину этого усилия; в) чему равнялось бы усилие Т, если трос был бы прикреплен к середине клапана (x = 0,25 м)? Трение не учитывать.

36. Затвор квадратного сечения со стороной b = 2 м может вращаться вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр затвора (рис.22). Определите силу F, которую нужно приложить к верхней кромке затвора, чтобы его открыть, если глубина воды перед ним h = (3,0+0,2j) м. В штольне справа воздух. Трением пренебречь.

37. Найдите силу Т, с которой нужно тянуть трос, прикрепленный к нижней кромке плоского квадратного затвора со стороной b = 1 м, закрывающего отверстие трубы (рис. 23). Затвор может вращаться вокруг шарнира О. Глубина воды над верхней кромкой затвора равна h = (3+0,2j) м., а масса затвора равна (200+20j) кг. Трос направлен под углом 45° к горизонту.

38. Определите минимальную толщину стенок стального трубопровода диаметром d = 60см., находящегося под избыточным давлением равным (20+0,2j) бар. Допускаемое напряжение принять 13734 * 10^4 Н/м^2.

39. Поршень А гидравлического пресса имеет диаметр d = (4,9+0,1j) см. Сила P_1 = (190+5j) Н, действующая на поршень А, создает усилие P_2 = (5,8+0,1j) кН (рис.24). Определите диаметр поршня В, пренебрегая трением и весом поршней.

40. Определите удельный вес бруса (рис. 25), имеющего следующие размеры: ширину b = 30 см, высоту h = 200 мм и длину l = (0,9+0,1j) м, если его осадка в воде с = 16 см.

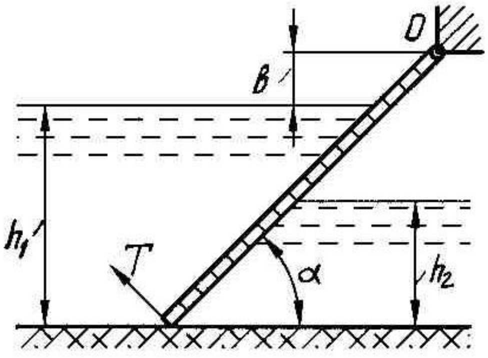


Рис. 19

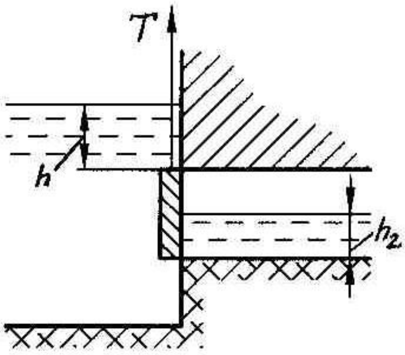


Рис. 20

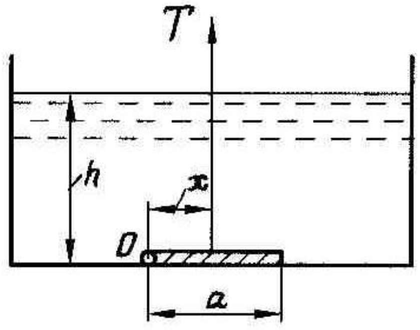


Рис. 21

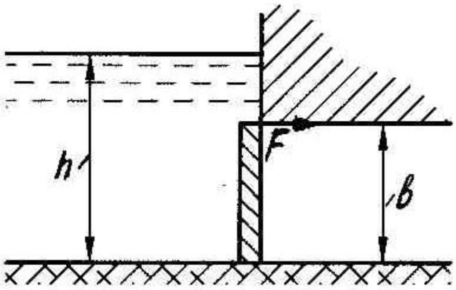


Рис. 22

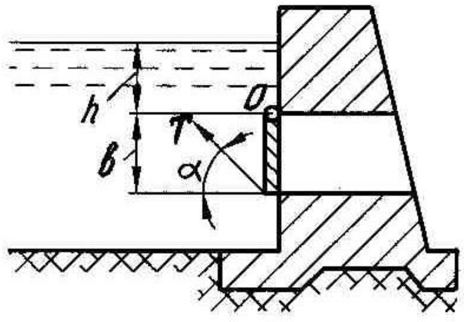


Рис. 23

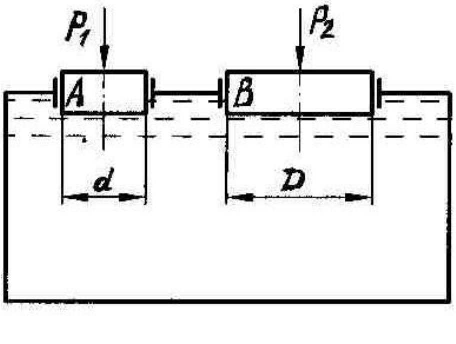


Рис. 24

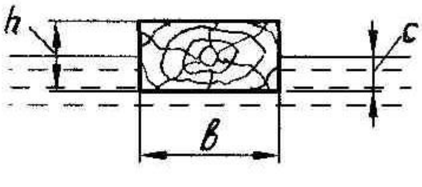


Рис. 25

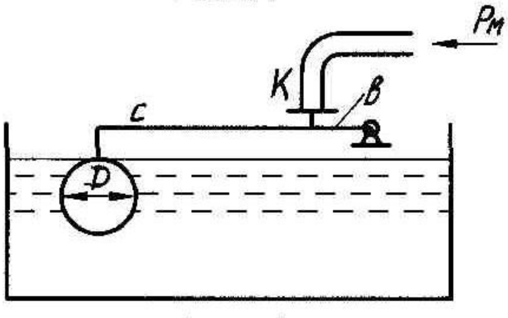


Рис. 26

41. Деревянный брус длиной (4,5+0,5j) м, шириной b = (0,29+0,01j) м и высотой (0,29+0,01j) м спущен в воду (рис.25). На какую глубину он погрузится, если относительный удельный вес бруса 0,7? Определите сколько человек могут встать на брус, чтобы верхняя поверхность бруса оказалась бы заподлицо со свободной поверхностью воды, считая, что каждый человек в среднем имеет массу 67,5 кг.

42. Определите количество бревен, из которых нужно изготовить плот, чтобы перевезти через реку груз массой m = (200+50j) кг. Диаметр бревен d = (15+1j) см, длина l = (6,5+0,1j) м. Глубина погружения бревен должна находиться в пределах 15 см. Масса перевозчика 75 кг. Относительный удельный вес намокших бревен 0,75. Какое понадобится количество бревен, если верх плота будет заподлицо со свободной поверхностью воды?

43. Определите, при каком манометрическом давлении воды рм внутри водопроводной трубы внутренним диаметром d = 50 мм откроется клапан К, закрывающий при горизонтальном положении рычага bc отверстие трубы (рис. 26)? Плечо c в 6 раз больше, чем плечо b. Диаметр полого шара D = (190+10j) мм. При расчете вес полого шара, а также вес рычага не учитывать. В резервуаре вода.

Одномерное течение жидкости

44. Определите потери напора при подаче воды со средней скоростью c = (10+5j) см/с. Температура воды 10 ^{o}C. Внутренний диаметр трубопровода d = 200 см, его длина l = (1450+50j) м. Трубы стальные сварные новые. Потерями напора на местных сопротивлениях пренебречь.

45. Определите потери напора в водоводе длиной l = (450+50j) м при подаче 80 л/с. Трубы стальные сварные, бывшие в эксплуатации, с внутренним диаметром d = 200 мм. Температура воды t = 12 ^{o}C.

46. Определите абсолютное давление жидкости перед входом в насос (рис. 27). Всасывающий трубопровод насоса имеет длину l = (5+0,2j) м, внутренний диаметр d = 32 мм. Высота всасывания насоса h = 0,8 м, а его подача (45+0,5j) л/мин; h_1 = 0,2 м. Учесть наличие местных сопротивлений: приемный клапан с сеткой ($\xi_{кл}$ = 8), плавный поворот и вентиль. Трубопровод новый стальной.

47. Насос подает воду на высоту H = (9+j) м по трубопроводу длиной L = (18+2j) м с внутренним диаметром 32 мм. Объемный расход воды Q = (4+2j) л/с при температуре 10 °С. Определите избыточное давление $p_м$ на выходе из насоса, если давление в конце трубопровода $p_{м1}$ = 1,5 бар. Имеются местные сопротивления: вентиль В и два резких поворота на углы $\beta_1 = 30^о$ и $\beta_2 = 60^о$. Трубопровод новый стальной (рис. 28).

48. На ферму из водонапорной башни (рис. 29) поступает вода. Определите абсолютное давление p в точке А, если расход воды Q = (90+3j) л/мин, внутренний диаметр чугунного трубопровода d = 0,1 м, а его длина L = (300+10j) м. Разность геодезических уровней h = (11+0,5j) м, а h_1 = 0,2 м.

49. Определите напор $H_н$, который должен развивать насос, подающий воду в водонапорную башню (рис.30). Глубина погружения насоса h = (40+5j) м, объемный расход Q = (6+0,5j) л/с. Длина стального нового трубопровода L = (800+50j) м, внутренний диаметр d = 100 мм, h_1 = 14 м. Потери напора на местных сопротивлениях принять равным 10% от потерь по длине.

50. Определите, какой расход Q может обеспечить сифон при перекачке жидкости из водоема А в водоем В при разности горизонтов H = (1,2+0,2j) м (рис. 31)? Длина сифона L = (50+5j) м, внутренний диаметр d = 20 см. Трубы чугунные новые. Коэффициент потерь сетки с обратным клапаном С принять равным 10.

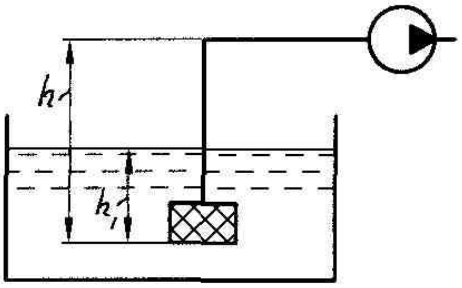


Рис. 27

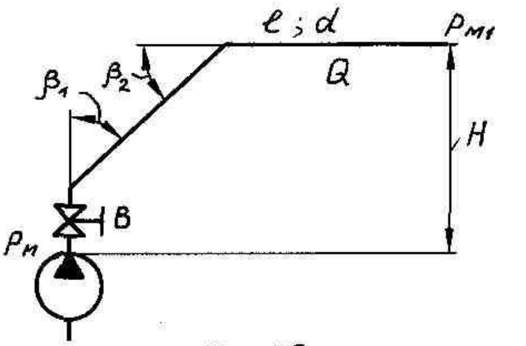


Рис. 28

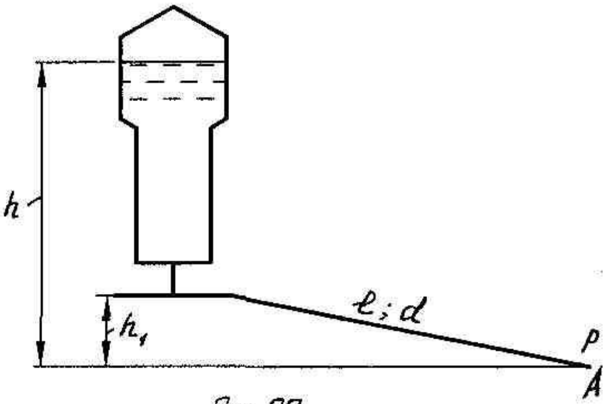


Рис. 29

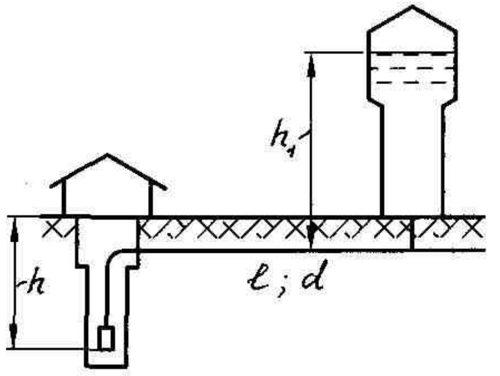


Рис. 30

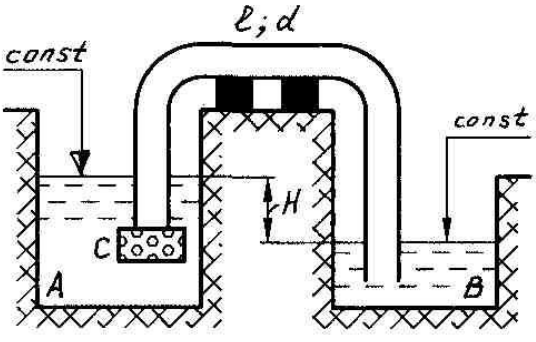


Рис. 31

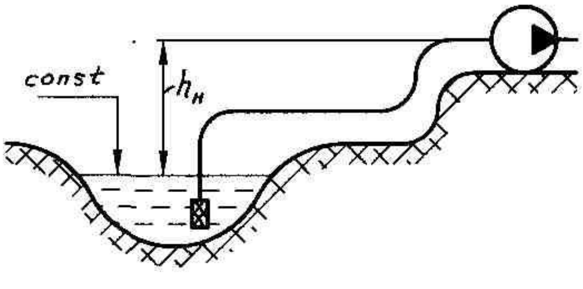
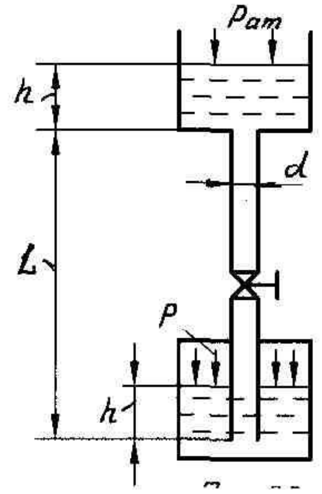
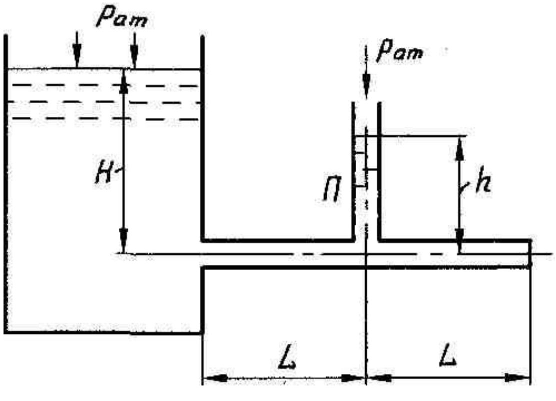


Рис. 32





51. На берегу реки предполагается установить станцию (рис. 32) для подачи воды с расходом Q = (15+0,2j) л/с. Высота оси насоса над уровнем воды в реке $h_н$ = 4 м. Длина всасывающей трубы L = (18+0,1j) м. Трубы стальные новые. Определите диаметр всасывающей трубы, исходя из допустимой скорости воды ν = 0,8…1,2 м/с. При расчете скоростным напором в реке пренебречь, температуру воды принять равной 12 °С, а коэффициент сопротивления фильтра – 10.

52. Вода подается в открытый верхний бак по вертикальной трубе длиной L = (5+0,2j) м и диаметром d = 50 мм за счет давления воздуха р в нижнем замкнутом резервуаре (рис. 33). Определите давление воздуха р, при котором расход будет равен Q = (3+0,2j) л/с. Примите коэффициенты сопротивления: вентиля равным 8,0; входа в трубу – 0,5, выхода в бак – 1,0. Эквивалентная шероховатость стенок трубы равна 0,2 мм.

53. При истечении жидкости из резервуара в атмосферу по горизонтальной трубе с внутренним диаметром d = 40 мм и длиной 2L = (3,8+0,2j) м уровень в пьезометре П, установленном посередине длины трубы, равен h = (2,8+0,2j) м (рис. 34). Определите объемный расход воды Q и коэффициент гидравлического трения λ, если статический напор в баке постоянен и равен Н = (6,8+0,2j) м. Постройте пьезометрическую и действительную напорную линии. Сопротивлением входа в трубу пренебречь.

54. Определите внутренний диаметр трубопровода, по которому подается вода с расходом Q = (0,29+0,02j) л/с, из условия получения в нем максимально возможной скорости при сохранении ламинарного режима. Температура жидкости равна 20 °С.

55. При ламинарном режиме движения по горизонтальному трубопроводу диаметром d = 30 см расход равнялся Q = (0,25+0,01j) $м^3$/с, а падение пьезометрической высоты на участке длиной L = 450 см составило h = (65+0,01j) см. Определите кинематический и динамический коэффициенты вязкости воды.

56. Определите длину трубы L, при которой расход жидкости Q из бака будет в 2 раза меньше, чем через отверстие того же диаметра d = 30 мм. Напор над отверстием равен H = (5,8+0,2j) м (рис. 35). Коэффициент гидравлического трения в трубе принять равным λ = 0,025.

57. Определите диаметр d горизонтального стального трубопровода длиной L = (19+0,5j) м, необходимый для пропуска по нему воды в количестве Q = (2,4+0,1j) л/с, если располагаемый напор H = (3,4+0,15j) м. Эквивалентная шероховатость стенок трубы 0,15 мм. Указание: Для ряда значений d и заданного Q определяется ряд значений потребного напора $H_п$. Затем строится график $H_п$ = f(d), и по заданному H определяется d.

58. При внезапном расширении трубопровода (рис. 36) скорость жидкости в трубе большего диаметра равна v = (2+0,5j) м/с. Отношение диаметров труб D/d = 2. Определите h – разность показаний пьезометров.

59. На поршень диаметром D = (200+10j) мм действует сила F = (4+0,05j) * 10^4 Н (рис. 37). Определите скорость движения поршня, если в цилиндре находится вода, диаметр отверстия в поршне d = 10 мм, толщина поршня b = 25 мм. Силой трения поршня о цилиндр пренебречь, давление жидкости на верхнюю плоскость поршня не учитывать.

60. По трубопроводу внутренним диаметром d = 12 мм и длиной L = (650+10j) м движется жидкость (рис. 38). Какова разность уровней H, при которой происходит окончание ламинарного режима движения? Местные потери напора не учитывать. Температура воды равна 20 °С.

61. Для отвода воды необходимо под проезжей частью дороги проложить железобетонный дюкер (рис. 39). Внутренний диаметр дюкера d = 0,5 м, его длина L = (14,0+0,2j) м, разность уровней H = (0,1+0,02j) м. Определите объемный расход жидкости Q. Коэффициенты местных сопротивлений (поворотов) принять равными 0,2. Температура воды t = 15 °С. Высота шероховатости стенок дюкера Δ = 1 мм.

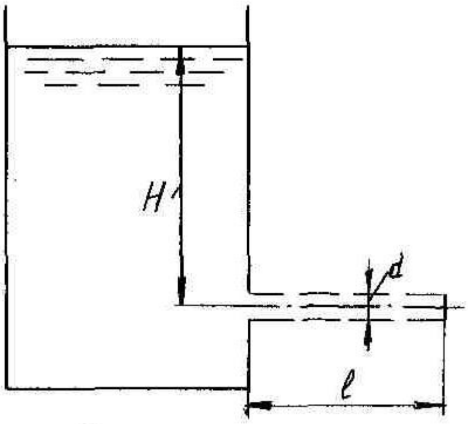


Рис.35

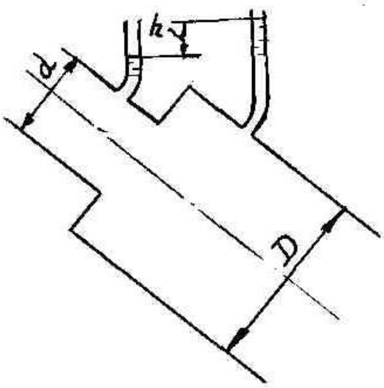


Рис.36

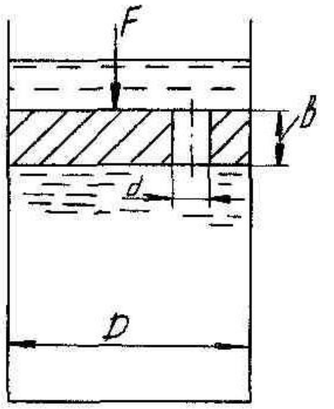


Рис.37

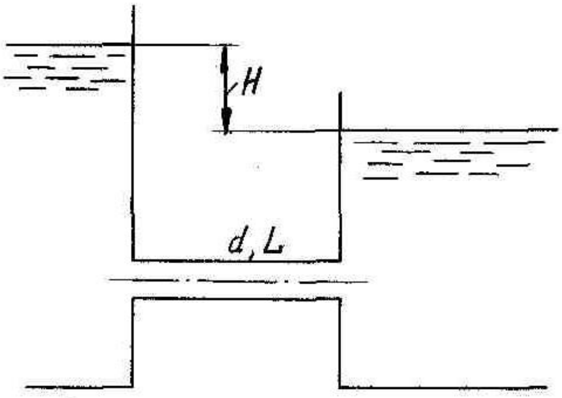


Рис.38

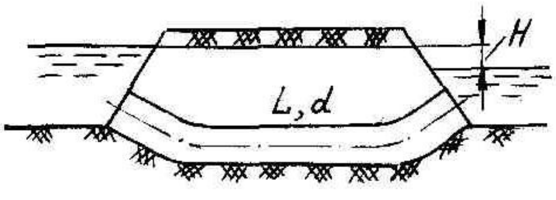


Рис.39

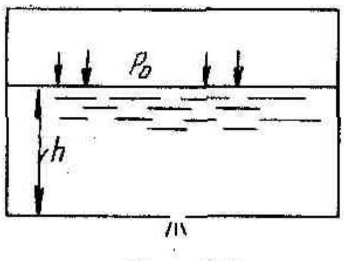


Рис.40

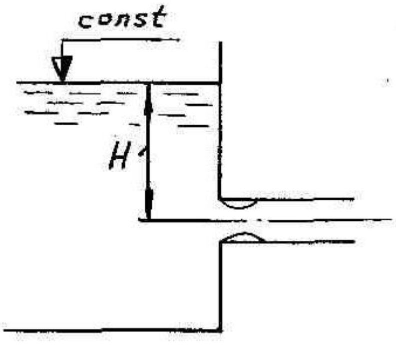


Рис.41

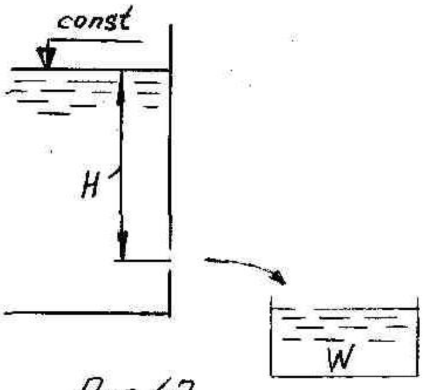


Рис.42

62. В центре днища бака расположено отверстие диаметром $d = 3$ см. Глубина воды в баке $h = (0{,}8+0{,}1j)$ м. Определите расход жидкости из отверстия, если давление на поверхности воды $p_o = 1$ бар, а также, если давление $p_o = (1{,}0+0{,}2j)$ бар (рис. 40).

63. Через отверстие с острой кромкой, сделанное в центре торца патрубка диаметром $D = 20$ см, истекает жидкость с объемным расходом $Q = (40+2j)$ л/с. Диаметр отверстия $d = 0{,}1$ м. Определите избыточное давление жидкости во внутренней полости патрубка.

64. Через цилиндрический насадок истекает вода в количестве $Q = (5{,}5+0{,}1j)$ л/с. Диаметр насадка $d = (3{,}0+0{,}1j)$ см, длина $L = 5d$. Определите глубину погружения H (рис. 41) центра насадка, среднюю скорость ν_c и давление p_c в насадке (в сжатом сечении).

65. Через отверстие в тонкой стенке истекает вода в бак, имеющий объем внутренней полости $W = (1{,}5+0{,}1j)$ м^3. Площадь отверстия равна $(15+0{,}1j)$ см^2. Напор над центром отверстия $H = (0{,}9+0{,}05j)$ м. Определите: а) время t наполнения бака; б) при каком напоре H_2 бак наполнится в 2 раза быстрее (рис. 42)?

66. В теле железобетонной плотины проектируется водоспуск в виде трубы длиной $L = 5$ м (рис. 43). Центр водоспуска погружен под уровень свободной поверхности на глубину $H_1 = (6{,}3+0{,}2j)$ м. Разность отметок уровней воды в верхнем и нижнем бьефах плотины $H_2 = (12{,}0+0{,}2j)$ м. Скорость подхода воды к плотине равна $\nu = 0{,}3$ м/с. Определите диаметр d водоспуска, если расход $Q = (11{,}8+0{,}1j)$ м^3/с.

67. Вода истекает через отверстие в дне бака (рис. 44). Диаметр отверстия $d = (25+0{,}05j)$ мм, расход $Q = (4+0{,}5j)$ л/с. Определите величину постоянного напора истечения H. Как изменится расход, если к отверстию с внешней стороны приварить цилиндрический патрубок длиной 100 мм?

68. По трубе диаметром $d = 50$ мм протекает вода с температурой 30 °С. Шероховатость стенок трубы $\Delta = (0{,}1+0{,}01j)$ мм, объемный расход $Q = (2+0{,}5j)$

л/с. Установите режим движения, область гидравлического сопротивления и определите величину коэффициента гидравлического трения λ.

69. Из резервуара А животноводческого помещения сточные воды перекачиваются центробежным насосом по трубопроводу в общий резервуар – накопитель В, где они проходят биологическую очистку (рис. 45). Перепад горизонтов в резервуарах А и В составляет $\Delta z = (1.4+0.1j)$ м. Всасывающий трубопровод имеет внутренний диаметр $d_1 = 150$ мм и длину $L_1 = (8{,}0+0{,}5j)$ м, а нагнетающий соответственно $d_2 = 130$ мм и $L_2 = (130+2j)$ м. Объемный расход равен $Q = 25$ л/с. Примите, что коэффициенты гидравлического трения всасывающего трубопровода равен $\lambda_1 = 0{,}04$, нагнетательного $\lambda_2 = 0{,}031$; суммы коэффициентов местных сопротивлений соответственно равны 5,6 и 8,4. Выберите типоразмер насосного агрегата и определите мощность на валу насоса и приводящего его в работу электродвигателя.

70. Для подъема воды из источника водоснабжения в напорный резервуар (рис. 46) требуется подобрать центробежный насос и определить мощность на валу насоса. Отметка уровня воды в источнике водоснабжения (30+0,5j) м, а отметка уровня воды в напорном резервуаре (80-0,5j) м. Расход воды равен $Q = (25+j)$ м. Длина всасывающего трубопровода $L_1 = (8+0{,}2j)$ м, а его внутренний диаметр $d_1 = 125$ мм, у напорного трубопровода $L_2 = (180+2j)$ м и $d_2 = 125$ мм. Местные потери напора примите во всасывающем трубопроводе 100%, а в напорном – 5% от потерь по длине. Эквивалентную шероховатость труб примите равной 0,02 мм, а температуру воды $t = 10$ °С; Коэффициент полезного действия насоса $\eta = 0{,}7$.

Гидравлический удар в трубопроводах

71. Горизонтальная труба служит для отвода жидкости в количестве $Q = (0{,}2+0{,}1j)$ л/с из большого открытого резервуара. Свободный конец трубы снабжен краном. Определите ударное повышение давления в трубе перед краном, если наружный диаметр трубы $d = 28$ мм, длина $L = (20+10j)$ м, толщина

стенки δ = (2+0,05j) мм, материал стенки – сталь. Время закрытия крана $t_{закр}$ = (0,2+0,01j) с. Жидкость – вода.

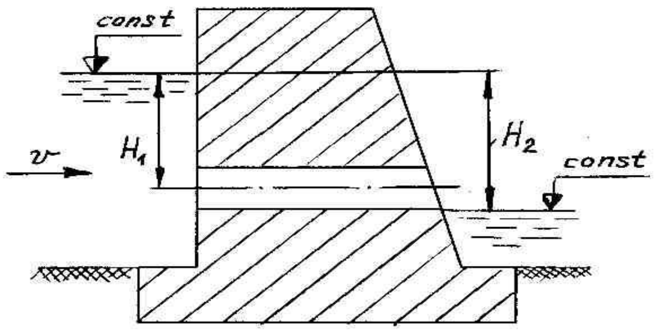


Рис. 43

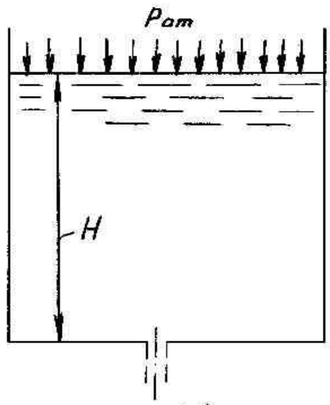


Рис. 44

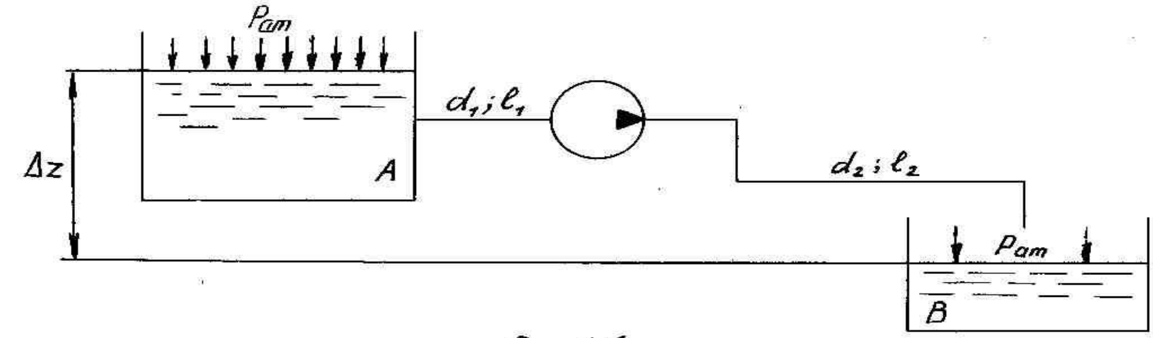


Рис. 45

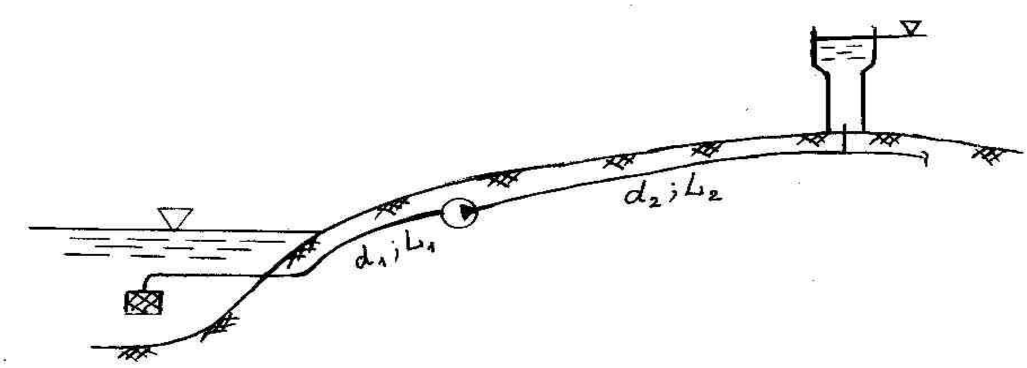


Рис. 46

72. Жидкость в количестве Q = (0,34+0,02j) $м^3$/мин перекачивается по чугунной трубе диаметром d = 50 мм, длиной L = (1000+100j) м с толщиной стенки δ = (7,0+0,1j) мм. Свободный конец трубы снабжен затвором. Определите время закрытия затвора при условии, чтобы повышение давления в трубе

вследствие гидравлического удара не превышало $\Delta p = 10$ ат. Как повысится давление при мгновенном закрытии затвора? Жидкость – авиационный бензин.

73. Определите время закрытия задвижки, установленной на свободном конце стального трубопровода внутренним диаметром d = 150 мм, длиной L = (1500+50j) м с толщиной стенки $\delta = 8$ мм, при условии, чтобы максимальное повышение давления было в три раза меньше, чем при мгновенном закрытии задвижки. Через сколько времени после мгновенного закрытия задвижки повышение давления распространится до сечения, находящегося на расстоянии 0,7 L от задвижки?

74. Жидкость поступает из бака в трубопровод, имеющий внутренний диаметр d = 100мм, толщину стенки $\delta = 4{,}5$ мм, длину L =(800+20j) м и движется в нем равномерно. Расход равен Q = (18+2j) л/с, давление перед затвором, установленным на конце трубопровода, равно (0,15+0,5j) МПа. Определите ударное повышение давления и напряжение в стенке трубы перед затвором при закрытии последнего в течении заданного времени $t_{закр} = 0{,}5$ с. Жидкость – вода, материал трубы – легированная сталь.

75. По трубопроводу длиной L = (500+10j) м протекает вода со скоростью равной (1+0,5j) м/с. Труба полиэтиленовая с внутренним диаметром 305 мм и толщиной стенки 10 мм. Определите величину ударного повышения давления в трубопроводе, если он перекрыт за 0,2 с.

76. Стальной трубопровод внутренним диаметром 800 мм, толщиной стенки 10 мм, длиной (800+50j) м пропускает расход воды Q = (1,5+0,1j) м^3/с. Давление на стенки при нормальной эксплуатации трубопровода составляет (450+20j) кПа. Выяснить, достаточна ли прочность стенок трубопровода при его закрытии за время $t_{закр}$ = (0,2+0,2j) с, если допускаемое напряжение 160 Мпа?

77. Определите толщину стенок стального трубопровода, чтобы напряжение в них от дополнительного давления при мгновенном закрытии затвора не

превышало 160 МПа. Внутренний диаметр трубопровода 305 мм, расход воды $Q = (0{,}8+0{,}1j)$ м^3/с.

78. Напорный чугунный трубопровод длиной $L = (900+50j)$ м, диаметром 300 мм пропускает расход воды $Q = (200+10j)$ м^3/ч. При нормальной работе давление у затвора равно (130+5j) кПа. Определите время перекрытия трубопровода из условия, чтобы дополнительное давление Δp у затвора не превышало первоначального.

79. Определите время перекрытия стального трубопровода длиной $L = (420+40j)$ м, по которому протекает вода со скоростью равной (1,2+0,2j) м/с, чтобы повышение давления у задвижки не превышало (200+10j) кПа.

80. Определите скорость распространения ударной волны и ударное повышение давления при мгновенном закрытии задвижки, если внутренний диаметр чугунного трубопровода 250 мм, толщина стенки 11 мм, а скорость движения воды (1,0+0,1j) м/с.

Задания для контрольной работы

Номер варианта выбирается в соответствии с двумя последними цифрами зачетной книжки.

Условие каждой задачи должно быть записано полностью с учетом заданного варианта, обозначенного буквой j. Например, при j = 2 вместо слова «расход Q = (3 + 0,5j) л/с» – поскольку Q = (3 + 0,5 х 2) = 4 л/с – следует понимать и писать «расход Q = 4 л/с». Решение задач необходимо сопровождать краткими пояснениями.

Вычисления выполнять в системе единиц СИ. Следует помнить, что не соблюдение единой системы единиц приводит к ошибкам при вычислениях.

Таблица 6.2 – Распределение вариантов контрольной работы

№ варианта	№ задачи				
	1	2	3	4	5
1	1	22	43	44	67
2	2	23	44	45	68
3	3	24	45	46	69
4	4	25	46	47	70
5	5	26	47	48	71
6	6	27	48	49	72
7	7	28	49	50	73
8	8	29	50	51	74
9	9	30	51	52	75
10	10	31	52	53	76
11	11	32	53	54	77
12	12	34	54	55	78
13	13	35	55	56	79
14	14	36	56	57	80
15	16	37	57	58	67
16	17	38	58	59	68
17	18	39	59	60	69
18	19	40	60	61	70
19	20	41	43	62	71
20	21	42	44	63	72
21	1	42	45	64	73
22	2	41	46	65	74
23	3	40	47	66	75
24	4	39	48	44	76
25	5	38	49	45	77
26	6	37	50	46	78
27	7	36	51	47	79
28	8	35	52	48	80
29	9	34	53	49	67
30	10	33	54	50	68
31	11	32	55	51	69
32	12	31	56	52	70
33	13	30	57	53	71
34	14	29	58	54	72
35	15	28	59	55	73
36	16	27	60	56	74
37	17	26	43	57	75
38	18	25	44	58	76
39	19	24	45	59	77
40	20	23	46	60	78
41	21	22	47	61	79
42	1	22	48	62	80
43	2	23	49	63	67
44	3	24	50	64	68

Продолжение таблицы 6.2

№ варианта	№ задачи				
	1	2	3	4	5
45	4	25	51	65	69
46	5	26	52	66	70
47	6	27	53	44	71
48	7	28	54	45	72
49	8	29	55	46	73
50	9	30	56	47	74
51	10	31	57	48	75
52	11	32	58	49	76
53	12	34	59	50	77
54	13	35	60	51	78
55	14	36	43	52	79
56	15	37	44	53	80
57	16	38	45	54	67
58	17	39	46	55	68
59	18	40	47	56	69
60	19	41	48	57	70
61	20	42	49	58	71
62	21	36	50	59	72
64	1	38	51	60	73
65	2	33	52	61	74
66	3	32	53	62	75
67	1	22	43	44	67
68	2	23	44	45	68
69	3	24	45	46	69
70	4	25	46	47	70
71	5	26	47	48	71
72	6	27	48	49	72
73	7	28	49	50	73
74	8	29	50	51	74
75	9	30	51	52	75
76	10	31	52	53	76
77	11	32	53	54	77
78	12	34	54	55	78
79	13	35	55	56	79
80	14	36	56	57	80
81	16	37	57	58	67
82	17	38	58	59	68
83	18	39	59	60	69
84	19	40	60	61	70
85	20	41	43	62	71
86	21	42	44	63	72
87	1	42	45	64	73
88	2	41	46	65	74
89	3	40	47	66	75
90	4	39	48	44	76

Продолжение таблицы 6.2

№ варианта	№ задачи				
	1	2	3	4	5
91	5	38	49	45	77
92	6	37	50	46	78
93	7	36	51	47	79
94	8	35	52	48	80
95	9	34	53	49	67
96	10	33	54	50	68
97	11	32	55	51	69
98	12	31	56	52	70
99	13	30	57	53	71
100	14	29	58	54	72

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика/ А. Д. Альшуль, П. Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975 – 323 с.

2. Гидравлика, гидрология и гидрометрия. В 2 ч. Ч. 1. Общие законы/ Н. М. Константинов, Н. А. Петров, Л. И. Высоцкий [и др.]. – М. : Высшая школа, 1987. – 304 с.

3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 422 с.

4. Калицун, В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация: учебное пособие / В. И. Калицун, В. С. Кедров, Ю. М. Ласков. – 4-е изд., пер. и доп. – М. : ОАО «Стройиздат», 2004.

5. Примеры гидравлических расчетов / под ред. Н. М. Константинова. – М. : Транспорт, 1987. – 498 с.

6. Справочник по гидравлике / под ред. В. А. Большакова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Вища школа, 1984. – 343 с.

7. Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. П. Г. Киселева. – М. : Энергия, 1972.

8. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Вышейшая школа, 1985. – 365 с.

9. Угинчус, А. А. Гидравлика / А. А. Угинчус, Е. А. Чугаева – Л. : Стройиздат, 1971. – 350 с.

10. Чугаев, Р. Р. Гидравлика / Р. Р. Чугаев. – Л. : Энергия, 1982. – 672 с.

11. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика : учебник /Д. В. Штеренлихт. – 3-е изд., пер. и доп. – М. : Колос, 2004.

12. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика : учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1991.

13. Юшкин, В. В. Гидравлика и гидравлические машины / В. В. Юшкин. – Минск : Вышейшая школа, 1974. – 270 с.

Приложение А

Зависимость плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν некоторых жидкостей от температуры

Таблица А.1 – Зависимость плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν некоторых жидкостей от температуры

Жидкость	ρ, кг/м³ при t° C		ν, 10^{-4} м²/с при t° C			
	20	50	20	40	60	80
Вода	998	-	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть легкая	884	-	0,25	0,15	-	-
Нефть тяжелая	924	-	1,4	1,2	-	-
Бензин	745	-	0,0073	0,0059	0,0049	-
Керосин Т-1	808	-	0,025	0,018	0,012	0,010
Дизтопливо	846	-	0,38	0,12	-	-
Глицерин	1245	-	9,7	8,3	0,88	0,25
Ртуть	13550	-	0,0016	0,0014	0,0010	-
Масла:						
касторовое	960	-	15	3,5	0,88	0,25
трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
АМГ-10	-	850	0,17	0,11	0,085	0,65
веретенное АУ	-	892	0,48	0,19	0,098	0,059
индустриальное 12	-	883	0,48	0,19	0,098	0,059
индустриальное 20	-	891	0,85	0,33	0,14	0,08
индустриальное 30	-	901	1,8	0,56	0,21	0,11
индустриальное 50	-	910	5,3	1,1	0,38	0,16
турбинное	-	900	0,97	0,38	0,16	0,088

Указания:

♦ плотность жидкости при другой температуре можно определить по формуле $\rho_t = \rho_0 / (1+\alpha\cdot\Delta t)$,

где ρ_t – плотность жидкости при температуре $t=t_0+\Delta t$;

Δt - изменение температуры;

t_0 - температура, при которой плотность жидкости равна ρ_0;

α - коэффициент температурного расширения (в среднем для минеральных масел и нефти можно принять $\alpha=0,0007$ 1/° C, для воды, бензина, керосина $\alpha=0,0003$ 1/°C).

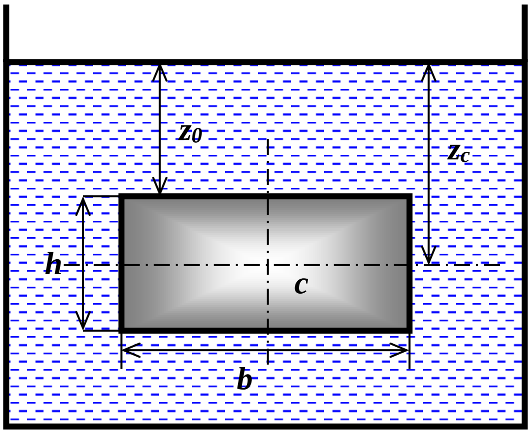
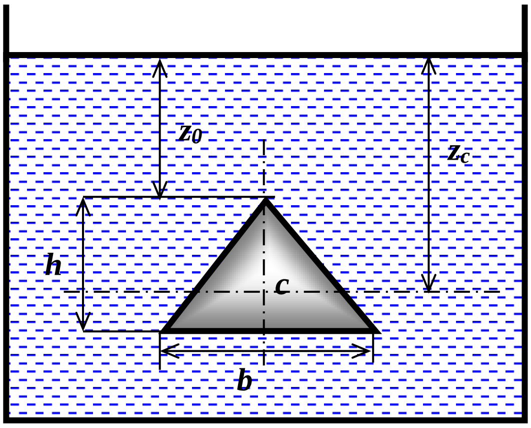
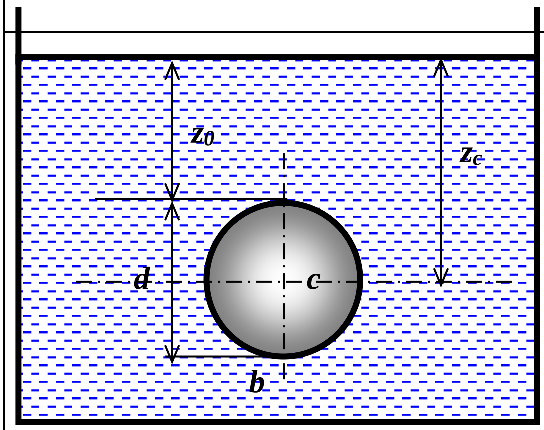
♦ вязкость при любой температуре определяется по формуле:

$$\upsilon_t = \upsilon_{20}\cdot e^{\beta\cdot(t-20)};\ \beta = \frac{\ln\frac{\upsilon_{t_2}}{\upsilon_{t_1}}}{t_2-t_1}$$

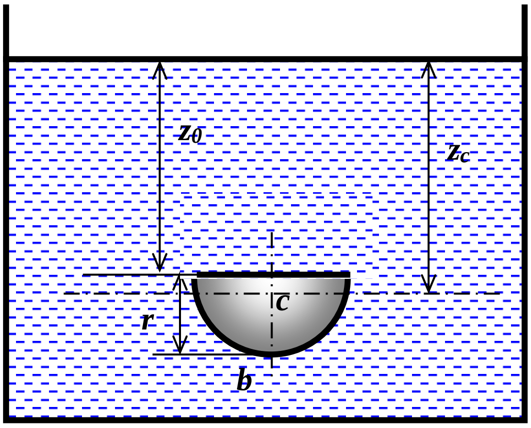
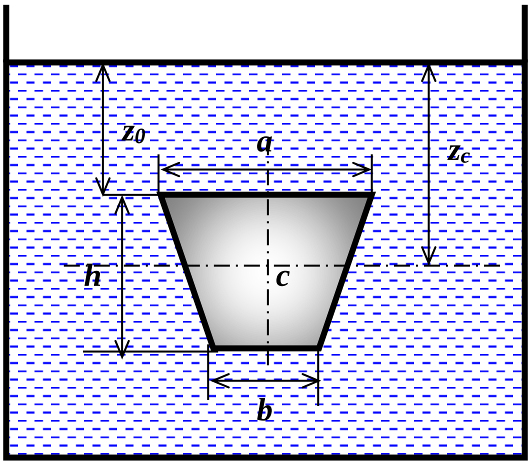
Приложение Б

Моменты инерции относительно горизонтальной центральной оси, координаты центра тяжести и площади некоторых плоских фигур

Таблица Б.1 – Моменты инерции относительно горизонтальной центральной оси, координаты центра тяжести и площади некоторых плоских фигур

Вид фигуры, обозначения	I_c	z_c	ω
	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$z_c = z_0 + h/2$	$b \cdot h$
	$\frac{b \cdot h^3}{36}$	$z_c = z_0 + 2h/3$	$b \cdot h/2$
	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$	$z_c = z_0 + d/2$	$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$

Продолжение таблицы Б.1

Вид фигуры, обозначения	I_c	z_c	ω
	$\dfrac{(9\pi^2-64)r^4}{72\cdot\pi}$	$z_c = z_0 + 4r/3\pi$	$\dfrac{\pi\cdot r^2}{2}$
	$\dfrac{h^3(a^2+4a\cdot b+b^2)}{36(a+b)}$	$z_0+\dfrac{h(a+2b)}{3(a+b)}$	h·(a+ b)/2

Приложение В

Плотность и кинематическая вязкость сухого воздуха (р=98кПа)

Таблица В.1 – Плотность и кинематическая вязкость сухого воздуха (р=98кПа)

t°C	ρ, кг/м^3	ν, 10^{-6}м^2/с	t°C	ρ, кг/м^3	ν, 10^{-6} м^2/с
-50	1,26	9,54	70	1,02	20,45
-20	1,29	11,93	80	0,99	21,7
0	1,28	13,7	90	0,96	22,9
10	1,23	14,7	100	0,935	23,8
20	1,185	15,7	200	0,74	32,82
30	1,15	16,6	300	0,61	49,9
40	1,11	17,6	400	0,52	64,9
50	1,08	18,6	500	0,46	80,4
60	1,045	19,6	1000	0,274	185

Приложение Г

Плотность и кинематическая вязкость некоторых газов (p=100кПа)

Таблица Г.1 – Плотность и кинематическая вязкость некоторых газов (p=100кПа)

Газ	**t°C**	**ρ,кг/м^3**	**ν, 10^{-6}м^2/с**
Воздух	15	1,21	14,5
Водород	15	0,085	94,5
Кислород	15	1,34	1,4
Углекислый газ	15	1,84	7,2

Приложение Д

Значения эквивалентной шероховатости $\Delta_э$, мм для различных труб

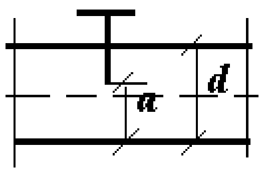
Таблица Д.1 – Значения эквивалентной шероховатости $\Delta_э$, мм для различных труб

Вид трубы	**Состояние трубы**	**$\Delta_э$, мм**
Тянутая из стекла и цветных металлов	новая, технически гладкая	0,001÷0,01
Бесшовная стальная	новая	0,02÷0,05
Стальная сварная	новая	0,03÷0,1
Стальная сварная	с незначительной коррозией	0,1÷0,2
Стальная сварная	умеренно заржавленная	0,3÷0,7
Стальная сварная	сильно заржавленная	0,8÷1,5
Стальная сварная	с большими отложениями	2,0÷4,0
Стальная оцинкованная	новая	0,1÷0,2
Стальная оцинкованная	после нескольких лет эксплуатации	0,4÷0,7
Чугунная	новая	0,2÷0,5
	бывшая в употреблении	0,5÷1,5

Приложение Е

Значения усредненных коэффициентов местных сопротивлений ξ (квадратичная зона)

Таблица Е.1 – Значения усредненных коэффициентов местных сопротивлений ξ (квадратичная зона)

Сопротивление	Конструктивные параметры	ξ
Вход в трубу	с острыми кромками выступающий внутрь резервуара	0,5 1,0
Выход из трубы		1,0
Угольник с углом поворота	45° 90°	0,44 1,32
Колено плавное	90°	0,23
Шаровой клапан		45,0
Вентиль обычный		4,0
Приемная коробка трубы с клапаном и сеткой при $d_{тр}$, мм	40 70 100 150 200 300	12 8,5 7,0 6,0 5,2 3,7
Задвижка при $n_{задв}$=a/d 	1 0,75 0,5 0,4 0,3 0,2	0,15 0,2 2,0 4,6 10,0 35,0
Кран пробковый		0,4
Фильтры для нефтепродуктов	светлый темный	1,7 2,2
Диафрагма с острыми кромками при $n=\omega_{отв}/\omega_{тр}$	0,4 0,5 0,6 0,7	7 4 2 0,97

Приложение Ж

Поправочная функция φ для $\xi_{кв}$ в формуле $\xi = \varphi \cdot \xi_{кв}$ при ламинарном и переходном режимах движения

Таблица Ж.1 – Поправочная функция φ для $\xi_{кв}$ в формуле $\xi = \varphi \cdot \xi_{кв}$ при ламинарном и переходном режимах движения

Re	200	600	1000	1400	1800	2200	2600	2800
φ	4,2	3,51	3,32	3,01	2,9	2,48	2,12	1,98

Приложение И

Зависимость давления насыщенных паров $p_{н.п.}$ (Па) некоторых жидкостей от температуры

Таблица И.1 – Зависимость давления насыщенных паров $p_{н.п.}$ (Па) некоторых жидкостей от температуры

Жидкость	Температура, t,° C								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
Вода	633	1225	2332	4214	7350	12348	19694	32164	47334
Легкая нефть	3430	–	7640	–	13720	–	37240	–	85280
Бензин	5488	7936	10682	16562	22536	31946	–	–	–
Глинистый раствор	–	1762	3136	5390	8320	13720	–	–	–
Керосин Т1	–	–	3500	–	5800	–	7500	–	12000

Приложение К

Зависимость коэффициента расхода от числа Re

(для малого отверстия и внешнего цилиндрического насадка)

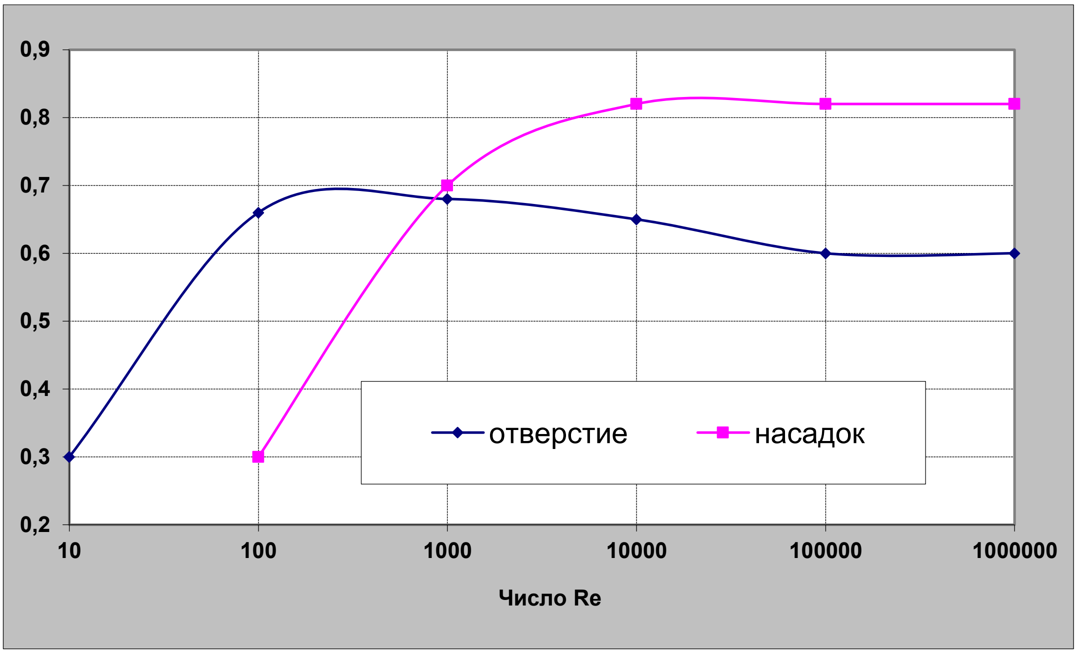


Рисунок К.1 – Зависимость коэффициента расхода от числа Re

(для малого отверстия и внешнего цилиндрического насадка)

Учебное издание

Молчанова Татьяна Геннадьевна

ГИДРАВЛИКА

Учебное пособие

Подписано в печать 13.09.2021. Формат 60x90/16.
Усл. печ. л. 19,29. Уч.-изд. л 4,60. Печать по требованию. Заказ 13–21.

Дальневосточный государственный аграрный университет.
г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86