Министерство Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий

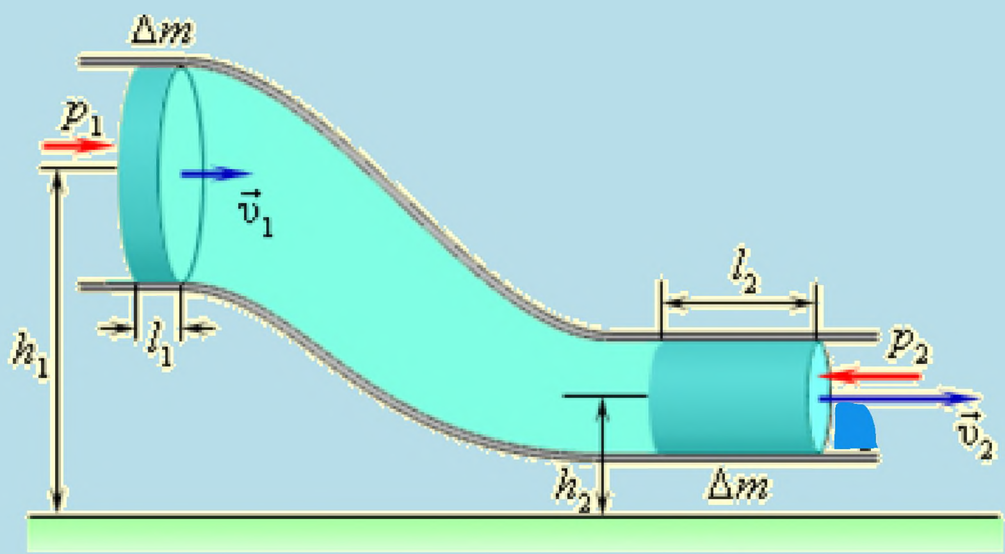
ФГБОУ ВО Ивановская пожарно-спасательная академия Государственной противопожарной службы

В. Б. Бубнов Д. С. Репин Н. Н. Елин

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА. ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ

Учебное пособие

Для всех форм обучения по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность»



Иваново 2017

УДК 532+614.842.62

Бубнов В.Б., Репин Д.С., Елин Н.Н.

Гидрогазодинамика. Примеры и задачи: учебное пособие для всех форм обучения по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность». – Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2017. – 142 с.

Рецензенты

заместитель начальника отдела нормативно-технического и перспективного развития пожарной безопасности Департамента надзорной деятельности и профилактической работы МЧС России **С. Р. Шалкеев**

заведующий кафедрой инженерной теплофизики и гидравлики ФГБОУ ВО «Академия ГПС МЧС России», д-р техн. наук, профессор **С. В. Пузач**

профессор кафедры гидравлики, теплотехники и инженерных сетей ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет», канд. техн. наук, профессор **Н. В. Виноградова**

Допущено Министерством Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий в качестве учебного пособия для курсантов, студентов и слушателей образовательных организаций МЧС России

Учебное пособие содержит основные теоретические положения и примеры решения типовых задач, задания для самостоятельного выполнения. В приложении приведены справочные материалы, необходимые обучающимся при решении практических задач.

Учебное пособие предназначено для использования обучающимися всех форм обучения по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность» на практических занятиях по дисциплине «Гидрогазодинамика».

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Гидрогазодинамика представляет собой теоретическую дисциплину, изучающую законы равновесия и движения жидкостей и газов.

Гидрогазодинамика является базовой теоретической дисциплиной для широкого круга прикладных наук. С помощью основных уравнений гидрогазодинамики и разработанных ею методов исследования решаются важные практические задачи, возникающие в природных и техногенных условиях.

Первым трудом, обобщающим некоторые данные гидростатики, является трактат древнегреческого ученого, математика и механика Архимеда (287-212 гг. до н.э.) «О плавающих телах», составленный в 250 г. до н.э. Возникновение гидродинамики также относится к периоду античности.

В середине XV в. начинается формирование гидрогазодинамики как науки. В это время Леонардо да Винчи (1452-1519 гг.) положил начало экспериментальному методу в гидрогазодинамике.

Значительный вклад в развитие гидрогазодинамики внесли Галилей (1564-1642 гг.); Торричелли (1608-1647 гг.), который вывел формулу для определения скорости истечения жидкости через отверстия; Паскаль (1623-1662 гг.), опубликовавший в 1663 г. трактат «О равновесии жидкостей»; И. Ньютон (1643-1727 гг.), высказавший основные положения о внутреннем трении в жидкостях.

Начало развития теоретических основ гидрогазодинамики как учения о механическом движении жидкостей и газов принято относить к середине XVIII в., когда стали известны работы ученых М.В. Ломоносова, Л. Эйлера, Д. Бернулли.

В 1738 г. Д. Бернулли издал труд «Гидродинамика», в котором установил связь между давлением в жидкости и скоростью движения жидкости.

В 1755 году Эйлер опубликовал дифференциальные уравнения равновесия и движения идеальной жидкости.

Особого внимания заслуживают работы О. Рейнольдса, Л. Прандтля, Т. Кармана.

В XX в. быстрый рост гидротехники, гидромашиностроения, теплоэнергетики, авиационной техники привел к интенсивному развитию гидрогазодинамики, которое характеризуется синтезом теоретических и экспериментальных методов.

1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

Жидкости подразделяют на капельные и упругие (газы или пары). **Капельные** жидкости практически несжимаемы и обладают очень малым коэффициентом объемного расширения. Объем **упругих** жидкостей сильно изменяется при изменении температуры или давления.

Учет внутреннего трения значительно осложняет изучение законов движения жидкостей. В целях упрощения постановки задач и их математического решения в гидравлике вводят понятие о гипотетической **идеальной** жидкости, которая, в отличие от **реальной** или вязкой жидкости, абсолютно несжимаема под действием давления, не изменяет плотности при изменении температуры и не обладает вязкостью.

Силы вязкости (касательные напряжения), играющие весьма существенную роль при установлении режимов и характеристик движения жидкостей, осложняют изучение многих вопросов механики жидкостей. Поэтому в гидравлике при теоретических исследованиях рассматривают, как правило, идеальные жидкости, законы движения которых в большей степени поддаются математическим решениям.

Переход от идеальных жидкостей к реальным осуществляют либо путем введения дополнительных коэффициентов, эмпирических или полуэмпирических зависимостей, учитывающих влияние тех или иных факторов на основе опытных данных, либо путем учета напряжений и деформаций, которые могут развиваться в жидкостях.

Аналогичные методы встречаются и в других дисциплинах. Например, теоретическая механика в целях упрощения исследований изучает равновесие и движение абсолютно твердого тела, хотя в природе все тела под действием сил в той или иной степени деформируются.

Для характеристики распределения массы в пространстве, занятом жидкостью, пользуются величиной, называемой **плотностью**. Значение плотности среды в элементарном объеме определяется как отношение массы Δm, заключенной в этом объеме, к величине самого объема ΔW:

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

Плотность в данной точке представляет собой предел отношения

$$\rho = \lim_{\Delta W \to 0} \frac{\Delta m}{\Delta W}. \tag{1.2}$$

Средним значением плотности называется отношение массы жидкости в некотором объеме к величине этого объема, т.е. масса жидкости в единице объема:

$$\rho = \frac{m}{W}. \qquad (1.3)$$

В единицах СИ плотность измеряется в кг/м^3.

Вес единицы объема жидкости называется **удельным весом** и обозначается через γ, т.е.

$$\gamma = \frac{G}{W}. \qquad (1.4)$$

В единицах СИ удельный вес измеряется в Н/м^3.

Масса и вес связаны между собой соотношением:

$$m = \frac{G}{g}, \qquad (1.5)$$

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

С учетом этой зависимости получим соотношение между удельным весом и плотностью:

$$\gamma = \rho g. \qquad (1.6)$$

Плотность и удельный вес капельных жидкостей значительно выше, чем соответствующие характеристики упругих жидкостей (газов), и сравнительно мало изменяются под действием давления или при изменении температуры.

Значения плотности и удельного веса некоторых капельных жидкостей приведены в приложении 1.

Основным огнетушащим средством является вода. При изменении температуры от 4 до 50 ^{0}С плотность воды меняется от 1000 до 988 кг/м^3 и в практических расчетах с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть принята 1000 кг/м^3.

Плотность газов при рабочих параметрах (температуре Т и давлении р) может быть рассчитана по уравнению:

$$\rho = \rho_0 \frac{pT_0}{Tp_0}, \qquad (1.7)$$

где p_0 – атмосферное давление; T_0, ρ_0 – соответственно температура и плотность газа при нормальных условиях (273 К и 760 мм рт. ст.).

$$\rho_0 = \frac{M}{22{,}4}, \qquad (1.8)$$

где М – молярная масса газа, кг/кмоль.

Способность жидкости изменять свой объем под действием внешних сил называется **сжимаемостью**. Она характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_W [1/Па]

$$\beta_W = -\frac{1}{W}\frac{dW}{dp} \qquad (1.9)$$

Так как $W = \frac{m}{\rho}$, а m=const, то

$$-\frac{dW}{W} = \frac{d\rho}{\rho} \text{ и } \beta_W = \frac{1}{\rho}\cdot\frac{d\rho}{dp}. \qquad (1.10)$$

Следовательно, коэффициент объемного сжатия есть относительное изменение плотности жидкости, приходящееся на единицу давления.

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

$$K = \frac{1}{\beta_W} = \rho\frac{dp}{d\rho} \text{ [Па]} \qquad (1.11)$$

В приложении 2 приведены значения модуля объемной упругости воды в зависимости от давления и температуры, а в приложении 3 – в зависимости от температуры при давлении 10^5 Па. В приложении 4 приведены значения коэффициента объемного сжатия некоторых жидкостей.

Температурное расширение жидкости характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t, представляющим собой число, которое определяет приращение единицы объема жидкости при повышении ее температуры на 1 ^{0}С:

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W\cdot\Delta t} = \frac{W_1 - W_2}{W_1(t_2 - t_1)} \text{ или } \beta_t = \frac{1}{W}\cdot\frac{dW}{dt}. \qquad (1.12)$$

Объем воды (в отличие от объема других тел) при нагревании от 0 до 4 ^{0}С уменьшается, так как при этой температуре вода имеет наибольшие плотность и удельный вес. Если продолжать нагрев, то объем воды будет увеличиваться. Коэффициент β_t воды при нагревании от 0 до 50 ^{0}С увеличивается с возрастанием давления, при дальнейшем повышении температуры и давлении он уменьшается. При незначительном изменении температуры воды и давления в расчетах многих сооружений изменением коэффициента β_t можно пренебречь.

В приложениях 5, 6 и 7 представлены значения коэффициента температурного расширения для воды и некоторых других жидкостей.

При движении реальной жидкости в ней возникают силы внутреннего трения, оказывающие сопротивление движению. Эти силы действуют между соседними слоями жидкости, перемещающимися друг относительно друга. Свойство жидкости оказывать сопротивление усилиям, вызывающим относительное перемещение частиц, называется **вязкостью**.

$$\tau = -\mu \frac{dV}{dn}. \qquad (1.13)$$

Это уравнение выражает закон внутреннего трения Ньютона, согласно которому напряжение внутреннего трения τ, возникающее между слоями жидкости при ее течении, прямо пропорционально градиенту скорости $\frac{dV}{dn}$.

Знак минус в правой части этого уравнения в соответствии с вышеизложенным указывает на то, что касательное напряжение тормозит слой, движущийся с относительно большей скоростью (или разгоняет относительно медленный движущийся слой).

Коэффициент пропорциональности μ называется **динамическим коэффициентом вязкости** или **динамической вязкостью**. Единица измерения динамической вязкости – Па·с.

В инженерных расчетах также часто пользуются понятием **кинематического коэффициента вязкости** или **кинематической вязкостью**:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \qquad (1.14)$$

Единицей измерения кинематической вязкости в системе СИ является $м^2/с$.

Значения коэффициента динамической вязкости воды в зависимости от температуры представлены в приложении 8. В приложении 9 приведены значения коэффициентов динамической и кинематической вязкостей для некоторых других жидкостей.

Вязкость капельных жидкостей колеблется в широких пределах. Вязкость газов значительно ниже по величине, чем жидкостей. Например, вязкость воздуха приблизительно в 50 раз меньше вязкости воды.

Если шар с диаметром d_0 весьма медленно движется в вязкой несжимаемой жидкости со скоростью V, то со стороны жидкости на него действует сила F, называемая стоксовским сопротивлением:

$$F = 3\pi \cdot \mu V d_0 \qquad (1.15)$$

Вязкость капельных жидкостей значительно снижается с возрастанием температуры. Вязкость газов, наоборот, увеличивается с ее повышением. При умеренном давлении вязкость газов практически от него не зависит, однако, начиная с некоторого давления, возрастает при его увеличении.

Задача 1.1. Определить плотность водорода при избыточном давлении 10 ат и температуре 20 ^{0}C.

Дано: $P_{изб}$ = 10 ат; t = 20 ^{0}C.

Найти: ρ.

Решение:

Плотность водорода при нормальных условиях

$$\rho_0 = \frac{M}{22{,}4} = \frac{2}{22{,}4} = 0{,}089 \text{ кг/м}^3.$$

Абсолютное давление

$P_{абс}=P_{изб}+P_{атм}$= 10+1= 11 ат.

Плотность водорода при заданных условиях

$$\rho = \rho_0 \frac{pT_0}{Tp_0} = 0{,}089 \cdot \frac{11 \cdot 273}{293 \cdot 1} = 0{,}915 \text{кг/м}^3.$$

Ответ: ρ = 0,915 кг/м^3.

Задача 1.2. Определить плотность воздуха под вакуумом 440 мм рт. ст. при t= –40 ^{0}C. Атмосферное давление 750 мм рт. ст.

Дано: $P_{вак}$= 440 мм рт. ст.; $P_{атм}$ = 750 мм рт. ст.; t= –40 ^{0}C.

Найти: ρ.

Решение:

Молярная масса воздуха (79 % азота и 21 % кислорода по объему)

M= 0,79·28+0,21·32=28,8 кг/кмоль.

Плотность воздуха при нормальных условиях

$$\rho_0 = \frac{M}{22{,}4} = \frac{28{,}8}{22{,}4} = 1{,}286 \text{кг/м}^3.$$

Абсолютное давление

$P_{абс}=P_{атм}-P_{вак}$= 750-440= 310 мм рт. ст.

Плотность воздуха при заданных условиях

$$\rho = \rho_0 \frac{pT_0}{Tp_0} = 1{,}286 \cdot \frac{310 \cdot 273}{233 \cdot 760} = 0{,}615 \text{кг/м}^3.$$

Ответ: ρ =0,615 кг/м^3.

Задача 1.3. Определить плотность аммиака NH_3 в емкости при абсолютном давлении 5·10^5 Па и температуре 275 К.

Задача 1.4. Удельный вес бензина Аи-92 γ = 7063 Н/м^3. Определить его плотность.

Задача 1.5. Плотность дизельного мазута ρ = 882 кг/м^3. Определить его удельный вес.

Задача 1.6. Определить массу воды в пожарном рукаве диаметром 51 мм и длиной 20 м.

Дано: d= 51 мм; l= 20 м.

Найти: m.

Решение:

Масса воды определяется из формулы

$m = \rho \cdot V$.

Плотность воды принимаем $\rho = 1000$ кг/м^3.

Объем воды:

$$W = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}051^2}{4} \cdot 20 = 0{,}04084 \text{ м}^3.$$

m= 1000·0,04084= 40,84 кг.

Ответ: m= 40,84 кг.

Задача 1.7. Водовод пожарного водопровода диаметром 300 мм и длиной 50 м, подготовленный к гидравлическим испытаниям, заполнен водой при атмосферном давлении. Определить объем воды, которую необходимо дополнительно подать в водовод, чтобы избыточное давление в нем поднялось до 5 МПа. Деформацией труб водовода пренебречь.

Дано: d= 300 мм; l= 50 м; Δp= 5 МПа.

Найти: ΔW.

Решение:

Коэффициент объемного сжатия

$$\beta_W = -\frac{1}{W}\frac{\Delta W}{\Delta p}.$$

Отсюда объем воды, который необходимо дополнительно подать в водовод,

$$\Delta W = \beta_w \cdot W \cdot \Delta p.$$

Коэффициент объемного сжатия воды составляет

$\beta_W = 47 \cdot 10^{-11}$ 1/Па (приложение 4).

Первоначальный объем воды

$$W = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}3^2}{4} \cdot 50 = 3{,}532 \text{ м}^3.$$

$$\Delta W = 47 \cdot 10^{-11} \cdot 3{,}532 \cdot 5 \cdot 10^6 = 8{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Ответ: $\Delta W = 8{,}3$ л.

Задача 1.8. В емкостной водоподогреватель ежечасно поступает 10 м^3 воды с температурой 20 ^{0}С. Нужно определить количество воды, которое будет выходить из водоподогревателя, если ее подогревать до 60 ^0C, а коэффициент температурного расширения воды $\beta_t = 0{,}0006\ 1/^0C$.

Дано: $W_1 = 10$ м^3; $t_1 = 20\ ^0C$; $t_2 = 60\ ^0C$; $\beta_t = 0{,}0006\ 1/^0C$.

Найти: W_2.

Решение:

Объем воды за 1 час увеличится на $\Delta W = \beta_t W_1 \Delta t = 0{,}0006 \cdot 10 \cdot (60 - 20) = 0{,}24$ м^3.

Следовательно, количество воды, которое будет ежечасно поступать из водоподогревателя, составит

$W_2 = W_1 + \Delta W = 10 + 0{,}24 = 10{,}24$ м^3.

Ответ: 10,24 м^3.

Задача 1.9. Водовод пожарного водопровода диаметром d и длиной l, подготовленный к гидравлическим испытаниям, заполнен водой при атмосферном давлении. Определить, изменение величины избыточного давления в водопроводе, если в него дополнительно был подан объем воды, равный 10 л. Деформацией труб водовода пренебречь.

Методические рекомендации. Первоначальный объем воды определяется по уравнению $W = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l$. Изменение величины избыточного давления в водопроводе определяется из выражения для коэффициента объемного сжатия (1.9).

Исходные данные к задаче 1.9

Номер варианта	d, мм	l, м
1	250	40
2	200	55
3	100	50
4	150	38
5	300	54
6	150	42
7	100	45
8	200	58
9	300	35
0	250	50

Задача 1.10. Сосуд заполнен водой, занимающей объем 3 м^3. На сколько уменьшится и чему будет равен этот объем при увеличении давления на величину $\Delta p = 20$ МПа?

Задача 1.11. Определить коэффициент динамической вязкости нефти, если коэффициент кинематической вязкости составляет $0{,}624 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. Плотность нефти 750 кг/м^3.

Дано: $\nu = 0{,}624\cdot10^{-4}$ м^2/с; $\rho = 750$ кг/м^3.
Найти: μ.
Решение:
Коэффициент динамической вязкости нефти
$\mu = \nu\cdot\rho = 0{,}624\cdot10^{-4}\cdot750 = 4{,}68\cdot10^{-2}$ Па·с.
Ответ: $\mu = 4{,}68\cdot10^{-2}$ Па·с.

Задача 1.12. Плотность нефти при температуре 20 °С равна 845 кг/м^3. Вычислить плотность той же нефти при температуре 5°С.

Задача 1.13. Уровень нефти (ρ=850 кг/м^3) в вертикальном цилиндрическом резервуаре РВС-5000 составлял утром 10 м, считая от дна резервуара. Определить, на сколько изменится этот уровень в дневное время, когда средняя температура жидкости увеличится на 12 °С. Расширение резервуара не учитывать. Коэффициент температурного расширения нефти β_t принять согласно приложению 7.

Задача 1.14. Определить изменение плотности воды при сжатии ее от $p_1=1\cdot10^5$ Па до $p_2=1\cdot10^7$ Па.

Задача 1.15. В отопительный котел поступает объем воды W=70 м^3 при температуре 65 °С. Какой объем воды будет выходить из котла при нагреве воды до 95 °С?

Задача 1.16. Определить удельный вес трансформаторного масла при температуре 18 °С.

Задача 1.17. Определить динамическую вязкость нефти, если ее кинематическая вязкость $\nu=0{,}614\cdot10^{-4}$ м^2/с. Плотность нефти ρ=790 кг/м^3.

Задача 1.18. Участок пожарного водопровода диаметром 250 мм длиной 100 м заполнен водой при атмосферном давлении для проведения гидравлического испытания. Какое значение будет показывать манометр, установленный на данном участке, если в водопровод при испытании был дополнительно подан объем воды W=20 л. Деформацией трубопровода пренебречь. Коэффициент объемного сжатия воды β_w принять согласно приложению 4.

Задача 1.19. При гидравлическом испытании участка магистрального нефтепровода диаметром 730 мм и длиной 300 м давление в нем было поднято до 6 МПа. Через час давление упало до 5,5 МПа. Определить, пренебрегая деформацией трубопровода, сколько нефти вытекло при этом через неплотности в окружающую среду. Коэффициент объемного сжатия нефти принять $\beta_w=0{,}74\cdot10^{-9}$ 1/Па.

Задача 1.20. Манометр, установленный на полностью заполненной нефтью цистерне, показывает избыточное давление 0,5 МПа. При выпуске 40 л нефти показания манометра упали до 0,1 МПа. Определить объем цистерны, если коэффициент объемного сжатия нефти β_W=0,74·10^{-9} 1/Па.

Задача 1.21. Для безопасной эксплуатации вертикального цилиндрического резервуара диаметром 12 м предельная высота уровня бензола в нем при температуре 18 °С не должна превышать 10 м. Определить, до какого уровня можно налить бензол при температуре 40 °С. Расширением резервуара пренебречь.

Задача 1.22. Определить кинематический коэффициент вязкости для углекислого газа при 30 °С и абсолютном давлении 5,28 ат, если динамический коэффициент вязкости для углекислого газа при этих условиях составляет 0,015·10^{-3} Па·с.

Задача 1.23. В горизонтальном участке нефтепродуктопровода (D = 530 мм, δ = 8 мм, L = 120 км) по перекачке дизельного топлива (ρ =840 кг/ м^3) произошло повышение давления до 20 ат. Какую массу дизельного топлива нужно откачать из этого трубопровода, чтобы давление в нем снизилось до 10 ат? Температура перекачиваемого топлива15°С. Тепловым расширением трубопровода пренебречь.

Задача 1.24. Определить динамическую вязкость нефти (ρ=900 кг/м^3), если известно, что 300 мл этой нефти вытекают из камеры капиллярного вискозиметра через вертикальную цилиндрическую трубку с внутренним диаметром 2 мм за 500 с.

Задача 1.25. Для определения вязкости нефти (ρ= 900 кг/м^3) в нее брошен металлический шарик (d=0,5 мм, ρ= 7800 кг/м^3), который под действием силы тяжести медленно опускается вниз с постоянной скоростью 0,5 см/с. Определить динамическую и кинематическую вязкости нефти.

Методические рекомендации. Объем шара вычисляется по формуле $W = \dfrac{\pi d^3}{6}$.

Задача 1.26. Определить среднюю величину $\Delta_{отл}$ солевых отложений в герметичном водоводе противопожарного водопровода с диаметром условного прохода d = 0,3 м и l = 2 км. При выпуске объема воды ΔW = 0,05 м^3 давление в водоводе падает на величину Δp = 1 МПа. Отложения по диаметру и длине водовода распределены равномерно. Коэффициент объемного сжатия воды принять согласно приложению 4. Деформацией трубопровода пренебречь.

2. ОБЩИЕ ЗАКОНЫ И УРАВНЕНИЯ СТАТИКИ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

В гидростатике рассматриваются инженерные задачи, при которых в условиях покоящейся жидкости устанавливается равновесие действующих сил. Здесь учитывают:

-внешние силы, проявляющиеся как силы взаимодействия между конструкцией и жидкостью, например, между стенкой и жидкостью. Поверхностные силы на границе раздела выражаются давлением;

- объемные или массовые силы (сила тяжести, центробежная сила).

Основная задача гидростатики – это нахождение связи между объемными (массовыми) и поверхностными силами, т.е. гидростатическим давлением.

Рассмотрим понятие **гидростатического давления.** Выделим внутри однородной жидкости, находящейся в покое и равновесии, элементарную площадку $\Delta\omega$, на которую действует сила ΔP, направленная по нормали к площадке.

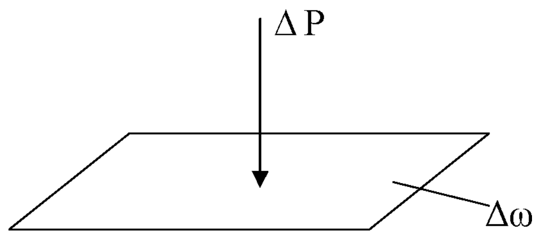


Рис. 2.1. К определению гидростатического давления

Отношение $\dfrac{\Delta P}{\Delta\omega}$ характеризует среднее гидростатическое давление. Истинное гидростатическое давление – это давление в точке $p=\lim\dfrac{\Delta P}{\Delta\omega}$, когда $\Delta\omega \to 0$. Единица измерения давления в СИ 1 Паскаль [1 Па]= $\left[\dfrac{\text{Н}}{\text{м}^2}\right]$.

Иногда в приборах для измерения давления, используемых на практике, давление выражают в кгс/см^2 или атмосферах, а также в метрах и миллиметрах столба манометрической жидкости – воды или ртути. Между единицами измерения существуют соотношения:

$$1 \text{ ат}= 1 \text{ кгс/см}^2= 10 \text{ м вод. ст.}= 980665 \text{ Па} \approx 98{,}1 \text{ кПа}$$

$$760 \text{ мм рт. ст.}= 101325 \text{ Па} \approx 101{,}3 \text{ кПа}$$

Абсолютное гидростатическое давление в любой точке жидкости складывается из давления на ее свободную поверхность и давления столба жидкости, высота которого равна расстоянию от этой точки до свободной поверхности.

Основное уравнение гидростатики имеет вид:

$$p_{абс}=p_0 + \rho g(z_0 - z)= p_0 + \rho gh, \qquad (2.1)$$

где p_a – полное или абсолютное гидростатическое давление в данной точке, Па; p_0 – давление на свободной поверхности, Па; z – координата данной точки, м; z_0 – координата свободной поверхности, м; ρ – плотность жидкости, кг/м^3; h= z_0 -z – высота слоя жидкости над данной точкой, м.

Если сосуд открыт, то давление на свободной поверхности p_0 равняется атмосферному p_a

$$p_{абс}= p_a + \rho gh. \qquad (2.2)$$

Величина превышения абсолютного давления в точке над атмосферным давлением называют избыточным или манометрическим давлением

$$p_{изб}= p_{абс}- p_a= \rho gh. \qquad (2.3)$$

Если в какой-либо точке жидкости абсолютное давление меньше атмосферного, то состояние жидкости характеризуется вакуумом. Разность между атмосферным и абсолютным давлением называется вакуумметрическим давлением

$$p_в= p_a - p_{абс}. \qquad (2.4)$$

На основании основного уравнения гидростатики может быть сформулирован закон Паскаля: внешнее давление, приложенное к свободной поверхности жидкости в замкнутом сосуде, передается в любую точку жидкости без изменения.

На способности жидкости передавать изменение внешнего давления во все точки занятого ею пространства основан принцип действия гидравлических машин. На рис. 2.2 показана схема действия гидравлического пресса.

Если на малый поршень диаметром d_1 действует сила P_1, то сила P_2, действующая на большой поршень диаметром d_2, будет увеличена пропорционально отношению квадратов диаметров поршней

$$P_2=\eta P_1\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2, \qquad (2.5)$$

где $\eta = 0{,}8 \div 0{,}85$ – коэффициент полезного действия гидравлического пресса, учитывающий потери на трение.

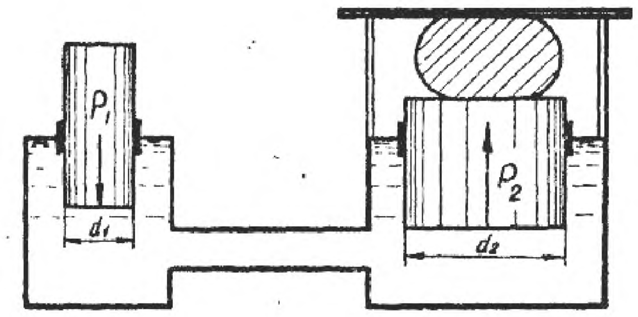


Рис. 2.2. Гидравлический пресс

Эпюрой гидростатического давления называется графическое изображение распределения гидростатического давления в плоскости рассматриваемой поверхности, выполненное в определенном масштабе.

При построении эпюр используются два основных принципа, вытекающих из свойств гидростатического давления:

- гидростатическое давление является векторной величиной. Вектор гидростатического давления направлен по нормали к поверхности тела, погруженного в жидкость;

- модуль вектора гидростатического давления определяется по уравнению (2.2) для построения эпюр абсолютного давления и (2.3) для построения эпюр избыточного гидростатического давления.

Для плоских прямоугольных стенок эпюры избыточного и абсолютного гидростатического давления имеют вид, представленный на рис. 2.3 и 2.4.

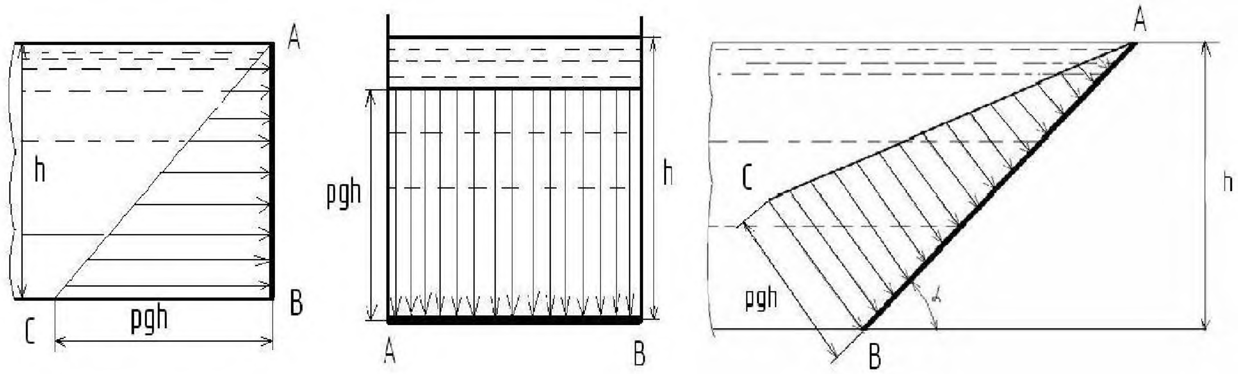


Рис. 2.3. Эпюры избыточного гидростатического давления

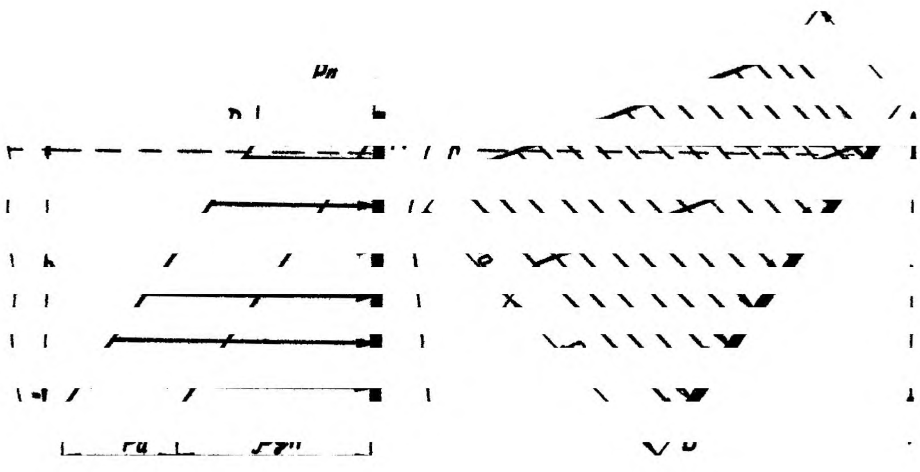


Рис. 2.4. Эпюры абсолютного гидростатического давления
на плоские прямоугольные стенки

Равнодействующая элементарных сил гидростатического давления, действующих на какую-либо стенку, называется силой гидростатического давления.

При аналитическом способе нахождения сила гидростатического давления на площадку равна произведению ее площади на гидростатическое давление в центре тяжести площадки (рис. 2.5).

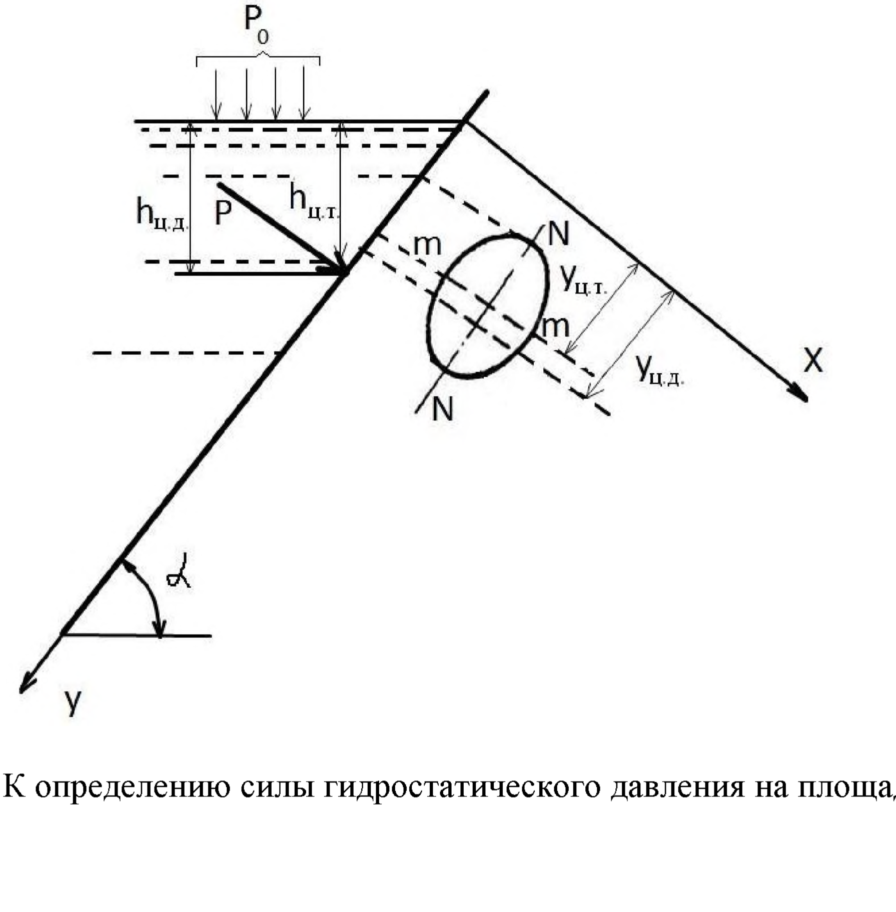


Рис. 2.5. К определению силы гидростатического давления на площадку

$$P = (p_0 + \rho g h_{ц.т.})\omega = p_{ц.т.}\omega, \qquad (2.6)$$

где P – сила гидростатического давления, Н; $h_{ц.т.}$ – глубина погружения центра тяжести фигуры, м; $p_{ц.т.}$ – гидростатическое давление в центре тяжести фигуры, Па.

Точка приложения силы P называется центром давления. Координата центра давления $y_{ц.д.}$ для симметричных относительно оси N-N фигур определяется из уравнения

$$y_{ц.д.} = y_{ц.т.} + \frac{I_0}{\omega y_{ц.т.}}, \qquad (2.7)$$

где I_0 – момент инерции площади ω относительно оси m-m.

Значения I_0 и $y_{ц.т.}$ для некоторых фигур приведены в приложении 10.

Сила гидростатического давления P может быть определена графическим способом как произведение площади эпюры гидростатического давления на ширину стенки.

$$P = bS, \qquad (2.8)$$

где S – площадь эпюры гидростатического давления, Н/м;
b – ширина стенки, м.

Сила давления проходит через центр тяжести эпюры гидростатического давления и направлена по нормали к поверхности.

Сила избыточного гидростатического давления для плоских прямоугольных стенок, изображенных на рис. 2.3, может быть определена по формулам:

вертикальная стенка:

$$P = b\,\frac{\rho g h^2}{2}; \qquad (2.9)$$

горизонтальная стенка:

$$P = \rho g h \omega, \qquad (2.10)$$

где ω – площадь дна, $м^2$;

наклонная стенка:

$$P = b\,\frac{\rho g h^2}{2\sin\alpha}. \qquad (2.11)$$

Сила гидростатического давления на криволинейные поверхности (например, AB, рис. 2.6) определяется

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}\,. \tag{2.12}$$

Горизонтальная составляющая P_x равна силе гидростатического давления на проекцию криволинейной поверхности на вертикальную плоскость. Если давление на свободную поверхность атмосферное, то

$$P_x = \rho g h_{ц.т.} \omega_y\,, \tag{2.13}$$

где $h_{ц.т.}$- глубина погружения центра тяжести площадки ω_y, являющейся проекцией поверхности АВ на вертикальную плоскость.

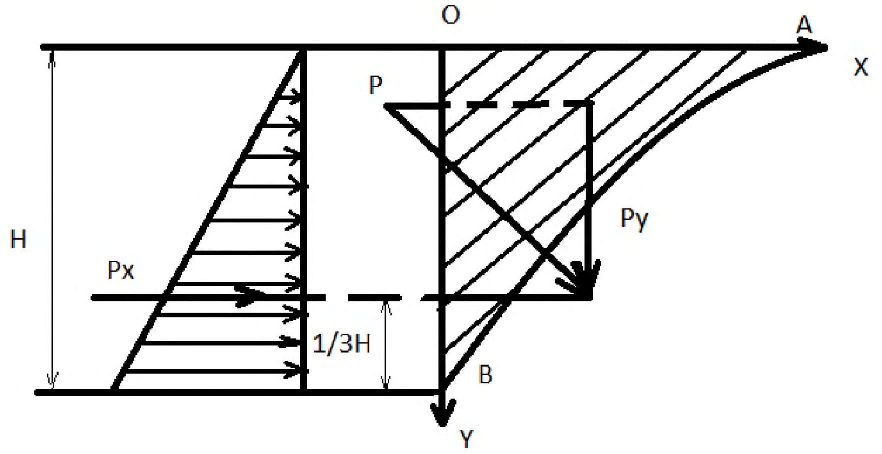


Рис. 2.6. Действие силы гидростатического давления на криволинейную поверхность

Вертикальная составляющая P_y силы давления жидкости на криволинейную поверхность равна массе жидкости в объеме тела давления $W_{т.д.}$ Тело давления (АВО) ограничено рассматриваемой криволинейной поверхностью, свободной поверхностью жидкости или ее продолжением и вертикальными плоскостями, проходящими через крайние образующие криволинейной поверхности

$$P_y = \rho g W_{т.д.} = G_{т.д.} \tag{2.14}$$

Результирующая сила давления $\overline{P}$ проходит через точку пересечения линий действия составляющих сил P_x и P_y, направлена по нормали к поверхности АВ, и линия ее действия составляет с горизонталью угол

$$\alpha = \operatorname{arctg}\frac{P_y}{P_x}\,. \tag{2.15}$$

Составляющая P_x проходит через центр тяжести эпюры давления на площадку ω_y, а P_y через центр тяжести тела давления.

Закон Архимеда. Сила, с которой жидкость действует на погруженное в нее тело, равна весу жидкости в объеме погруженного тела и направлена вертикально вверх.

$$R=-\rho g W, \tag{2.16}$$

где R – выталкивающая сила, Н; ρ – плотность жидкости, кг/м^3; W – объем погруженного тела, м^3.

Задача 2.1. Определить абсолютное и избыточное гидростатическое давление воды в точке А на глубине h от поршня, если на поршень диаметром 150 мм воздействует сила Р, атмосферное давление p_a=0,1 МПа (рис. 2.7).

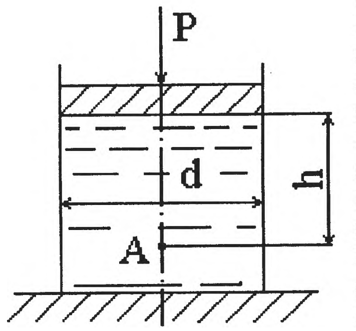


Рис. 2.7. К решению задачи 2.1

Методические рекомендации. Абсолютное гидростатическое давление в точке А равно:

$P_{A,абс}=P_a+P_n+P_ж$

где: P_a – атмосферное давление;

$P_п$ – избыточное гидростатическое давление на поверхности жидкости от действия поршня;

$P_ж$ – избыточное гидростатическое давление в точке А от столба жидкости.

Исходные данные к задаче 2.1

Номер варианта	h, м	P,кН
1	0,19	6,2
2	0,48	5,5
3	0,68	3,8
4	0,70	6,5
5	0,32	7,1
6	0,25	5,8
7	0,75	7,0
8	0,68	7,1
9	0,44	4,3
0	0,45	6,0

Задача 2.2. Определить абсолютное и избыточное гидростатическое давление в баке с нефтью на глубине H = 4 м (рис. 2.8), если давление на поверхности нефти P_0 = 250 кПа. Плотность нефти принять по приложению 1.

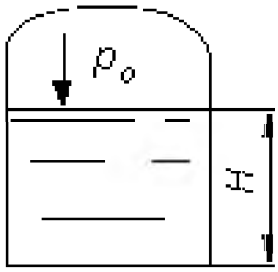


Рис. 2.8. К решению задачи 2.2

Задача 2.3. Определить абсолютное и избыточное давление воды на дно пожарного водоема глубиной 3,5 м. Атмосферное давление составляет p_a=755 мм рт. ст.

Задача 2.4. Определить, какая высота водяного столба соответствует давлению 250 кПа.

Задача 2.5. Определить, какая высота ртутного столба соответствует давлению 150 кПа.

Задача 2.6. Для заливки пожарного центробежного насоса 1 (рис. 2.9) установлен вакуум-насос 2. Определить, какой вакуум необходимо создать, если верх корпуса насоса находится над уровнем воды в резервуаре на расстоянии H=3 м.

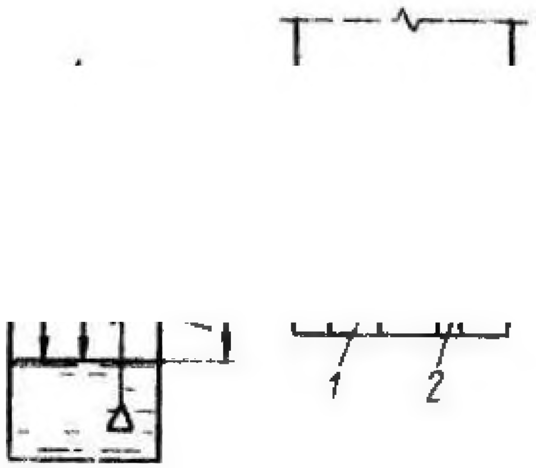


Рис. 2.9. К решению задачи 2.6

Задача 2.7. Колокол 1 газгольдера диаметром D=6,6 м весит G=34,3·10^3 Н (рис. 2.10). Определить разность H уровней воды под колоколом газгольдера и в его стакане 2.

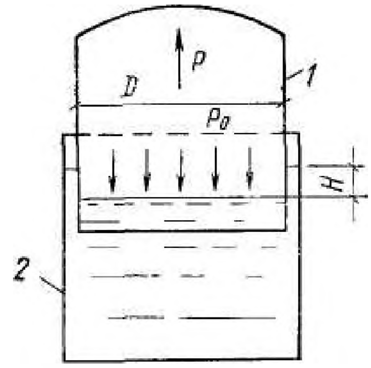


Рис. 2.10. К решению задачи 2.7

Методические рекомендации. Для обеспечения равновесия колокола сила суммарного давления газа P на верхнее перекрытие колокола должна быть равна весу колокола G, т.е. P=G.

Задача 2.8. Определить избыточное давление в сети наружного противопожарного водопровода, запитанного от водонапорной башни высотой 25 м.

Задача 2.9. Определить величину избыточного давления на поверхности воды, находящейся в закрытой емкости (рис. 2.11) в состоянии покоя, если в пьезометрической трубке вода поднялась на высоту h = 1,5 м.

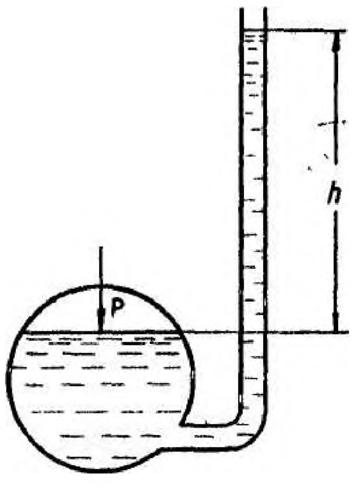


Рис. 2.11. К решению задачи 2.9

Задача 2.10. Для подъема пожарной техники 1 во время ремонта используется гидродомкрат (рис. 2.12). С помощью ручного насоса 6, снабженного всасывающим 5 напорным 4 клапанами, создается давление в цилиндре 5, который действует на поршень 2 и вызывает усилие вдоль поршня. Определить это усилие при следующих данных: F = 196 Н, a/b = 1/9, D/d = 10.

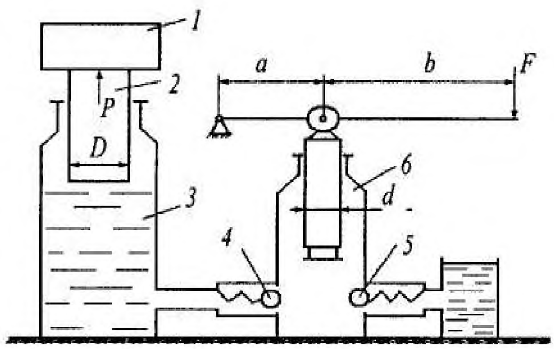


Рис. 2.12. К решению задачи 2.10

Задача 2.11. Определить силу избыточного гидростатического давления на заслонку, закрывающую отверстие в стенке резервуара (рис.2.13). Резервуар заполнен нефтью $\rho = 850$ кг/м^3. Размеры заслонки 10×10 см. Высота слоя нефти до начала заслонки 6 м. Построить эпюру избыточного гидростатического давления на заслонку.

Дано: $\rho = 850$ кг/м^3; h = 6 м; a = 10 см; b = 10 см;

Найти: P.

Решение:

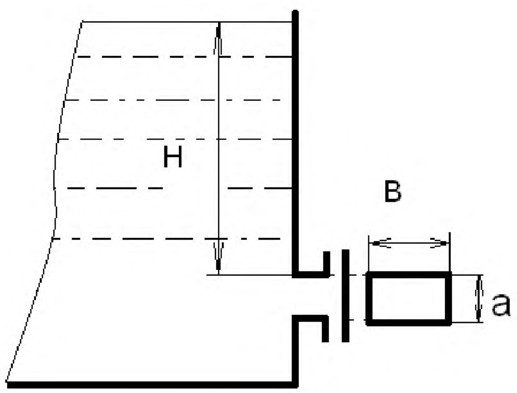


Рис. 2.13. К решению задачи 2.11

Силу избыточного гидростатического давления определим графическим способом как произведение площади эпюры избыточного гидростатического давления на ширину заслонки $P = b\,\omega_{ABCD}$.

Эпюра избыточного гидростатического давления имеет форму трапеции, площадь которой определяется как произведение полусуммы оснований на высоту

$$\omega_{ABCD} = \frac{AB + DC}{2} \cdot BC,$$

где AB= $\rho g h_1 = 850 \cdot 9{,}81 \cdot 6 = 50{,}03 \cdot 103$ Па – гидростатическое давление в точке A; $DC = \rho g h_2 = 850 \cdot 9{,}81 \cdot 6{,}1 = 50{,}86 \cdot 103$ Па – гидростатическое давление в точке B; $BC = h_2 - h_1 = 6{,}1 - 6{,}0 = 0{,}1$ м – высота трапеции.

Тогда $\omega_{ABCD} = \dfrac{(50{,}03 + 50{,}86)\cdot 10^3}{2}\cdot 0{,}1 = 5{,}045\cdot 10^3\,Н/м.$

Сила избыточного гидростатического давления
$P=0{,}1\cdot 5{,}045\cdot 10^3=504{,}5$ Н.

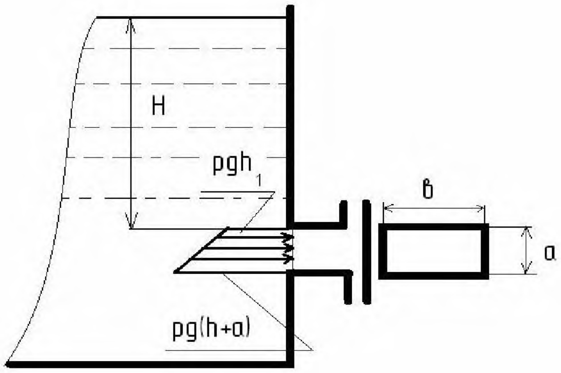


Рис. 2.14. Эпюра давления на стенку

Ответ: P= 504,5 Н.

Задача 2.12. Определить силу избыточного гидростатического давления на вертикальную стенку водонапорного бака шириной 5 м. В баке, размеры которого в плане 4×5 м, находится W=35 м^3 воды. Построить эпюру избыточного гидростатического давления на эту стенку.

Задача 2.13. Круглая труба водовыпуска из пожарного водоема диаметром d=1 м закрыта наклонной крышкой (рис. 2.15). Угол наклона крышки α по отношению к урезу воды равен 60°. Ось водовыпуска находится на глубине H=2 м. Определить силу давления и центр давления воды на крышку.

Дано: d=1м, α=60°, H=2 м.

Найти: P, $y_{ц.д.}$

Решение:

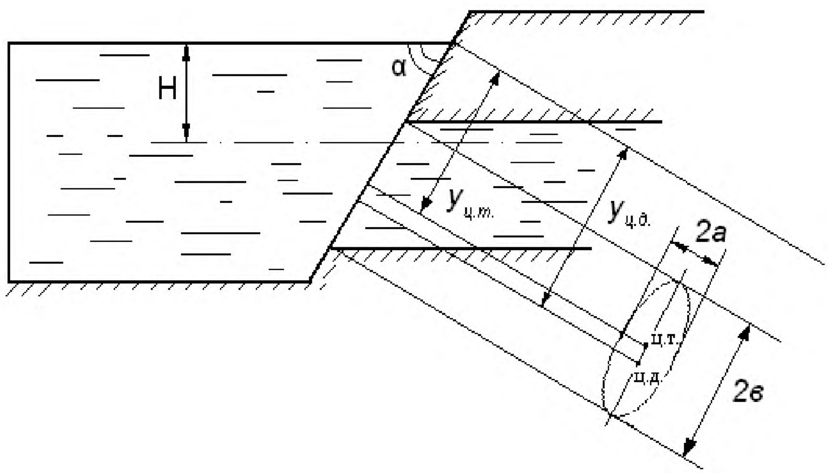


Рис. 2.15. К решению задачи 2.13

Так как любое наклонное сечение цилиндра представляет собой эллипс, то задача сводится к определению силы давления и центра давления на плоскую фигуру (в виде эллипса).

Для решения подобных задач необходимо располагать сведениями о моменте инерции плоских фигур относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести фигуры (I_0), о координате центра тяжести ($I_{ц.т.}$) и о площади фигуры ω (см. приложение 10).

Определим полуоси эллипса а и в. Из рис. 2.15 следует:

$$a = \frac{d}{2} = \frac{1}{2} = 0{,}5 \text{ м}.$$

$$в = \frac{d}{2\cos 30^\circ} = \frac{1}{2 \cdot 0{,}87} = 0{,}575 \text{ м}.$$

Сила давления определяется как произведение давления в центре тяжести плоской фигуры на ее площадь, т.е.

$P = p_{ц.т.}\omega = \rho g h_{ц.т.}\omega$,

где $h_{ц.т}$ – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой плоской фигуры. В нашем случае $h_{ц.т} = H$.

Тогда $P = 103 \cdot 9{,}8 \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}575 = = 17{,}7 \cdot 10^3$ Н.

$$y_{ц.т.} = \frac{h_{ц.т}}{\cos 30^\circ} = \frac{2{,}0}{0{,}87} = 2{,}3 \text{ м}.$$

Координата центра давления определяется из выражения:

$$y_{ц.д.} = y_{ц.т.} + \frac{I_\circ}{y_{ц.т.} \cdot \omega},$$

где $$I_\circ = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot a \cdot b^3;$$

$$y_{ц.д.} = 2{,}3 + \frac{3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}575^3}{4 \cdot 2{,}3 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}575} = 2{,}335 \text{ м}.$$

Таким образом, центр давления находится ниже центра тяжести фигуры на 3,5 см.

Ответ: $P = 17{,}7 \cdot 10^3$ Н; $y_{ц.д.} = 2{,}335$ м.

Задача 2.14. Клапанный затвор пожарного водоема, имеющий плоскую поверхность шириной b, создает подпор воды H (рис 2.16). Затвор наклонен под углом α к горизонту. Определить суммарную силу натяжения тросов T, удерживающих затвор в заданном положении (без учета момента трения в шарнире и массы затвора). Задачу решить графоаналитическим методом. Построить эпюру давления на клапанный затвор.

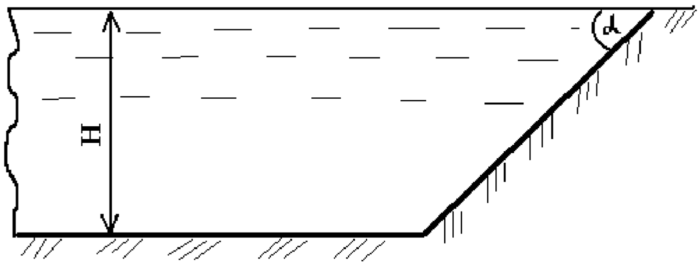


Рис. 2.16. К решению задачи 2.14

Методические рекомендации. Сила давления равна площади эпюры давления, умноженной на ширину поверхности затвора. Она проходит через центр тяжести эпюры давления, который находится на расстоянии $\frac{2}{3}l$ от уреза воды. Точка пересечения линии действия этой силы с поверхностью затвора и есть центр давления.

Поскольку затвор неподвижен, то сумма моментов всех действующих сил относительно шарнира равна нулю.

Исходные данные к задаче 2.14

Номер варианта	H, м	b, м	α, град
1	6	9	60
2	6,5	9,5	65
3	7	10	70
4	2,5	8	30
5	3	7	40
6	3,5	8,5	35
7	4	9	50
8	4,5	7,5	55
9	5	6,5	60
0	5,5	8,5	70

Задача 2.15. Определить силу давления и точку её приложения на цилиндрическую стенку цистерны (рис 2.17), если H=R; длина цистерны b.

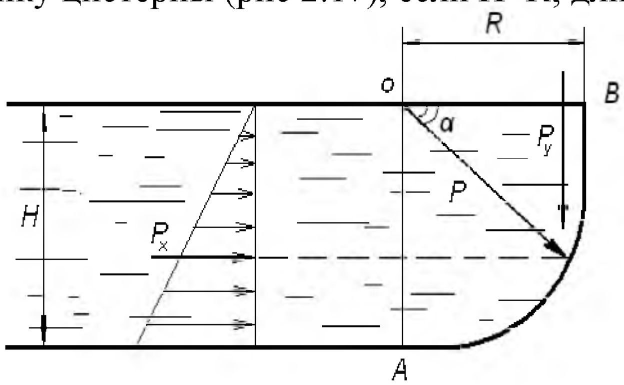


Рис. 2.17. К решению задачи 2.15

Методические рекомендации. Результирующая сила давления определяется из выражения:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}.$$

Горизонтальная составляющая P_x равна площади эпюры давления на проекцию цилиндрической поверхности на вертикальную плоскость OA, умноженной на длину цистерны:

$$P_x = \frac{1}{2} \cdot \rho g H \cdot b.$$

Вертикальная составляющая P_y равна массе жидкости в объёме тела давления $\omega_{OAB} \cdot b$:

$$P_y = \rho g W_{т.д.}.$$

Так как сила давления нормальна к поверхности AB, то, следовательно, она должна пройти через центр окружности (точку O). Угол, который составляет эта сила с горизонталью, определится из соотношения: $tg\alpha = P_y / P_x$.

Исходные данные к задаче 2.15

Номер варианта	**R, м**	**b, м**
1	0,7	1,8
2	1,5	2
3	1,3	2,2
4	1	2,5
5	1,2	2,6
6	1,25	2,7
7	1,3	2,8
8	1	2
9	0,8	2,4
0	1	2,9

Задача 2.16. Определить силу суммарного давления воды на плоский щит, перекрывающий канал пожарного водоема (рис. 2.18). Ширина канала b=1,8 м. Глубина воды в нем h=2,2 м. Задачу решить аналитическим и графическим способами.

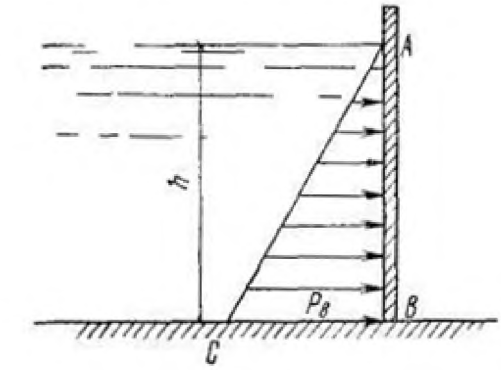


Рис. 2.18. К решению задачи 2.16

Задача 2.17. Пожарный водопровод, выполненный из чугунных растровых труб диаметром d=300 мм, имеет поворот под углом α=60°. Определить усилие, на которое должен быть рассчитан упор (рис. 2.19), если давление в трубопроводе p=343 кПа.

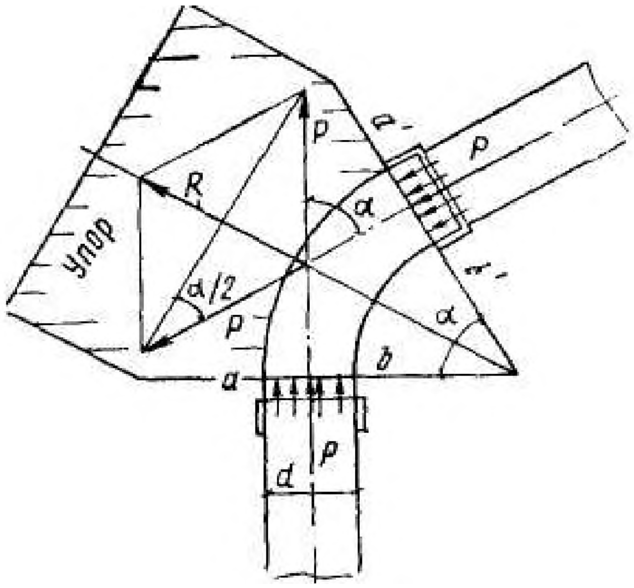


Рис. 2.19. К решению задачи 2.17

Примечание. На повороте трубопровода должен быть сделан упор в виде бетонного или каменного массива, который воспримет усилие R, исключит смещение отвода и труб и выход их концов из раструбов.

Задача 2.18. Определить силу избыточного гидростатического давления на наклонную стенку пожарного водоема (рис. 2.20) шириной 8 м, если уровень воды в водоеме 3,5 м, угол наклона стенки составляет α =45°. Построить эпюру избыточного гидростатического давления.

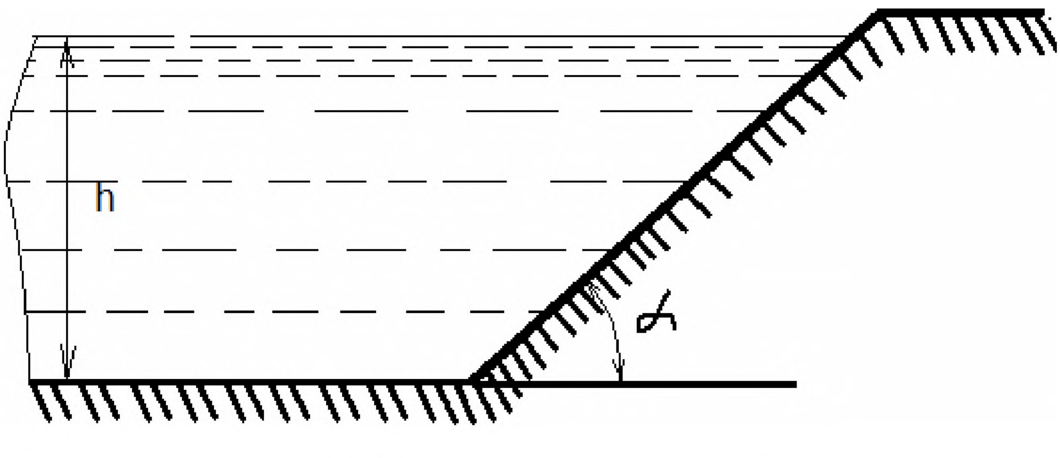


Рис. 2.20. К решению задачи 2.18

Задача 2.19. Неподвижный сосуд (рис. 2.21), составленный из двух цилиндров, заполнен водой (ρ=1000 кг/м^3), удерживаемой поршнями, которые нагружены силами F_1 и F_2. Определить положения h_1 и h_2 поршней, при которых система находится в равновесии, если площади поршней ω_1=0,5 м^2, ω_2=1 м^2, а F_1=2,65 кН, F_2=20 кН. Полный объем жидкости W=1 м^3.

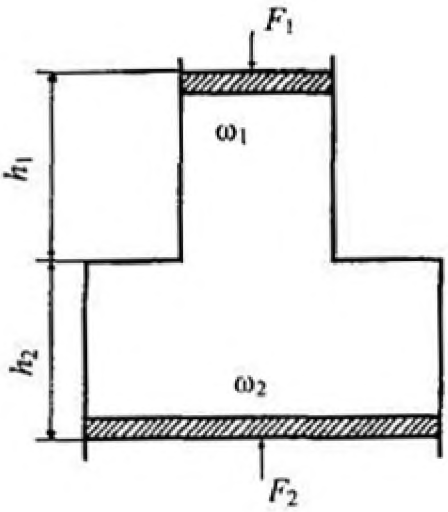


Рис. 2.21. К решению задачи 2.19

Задача 2.20. Определить силу суммарного давления на торцовую плоскую стенку цилиндрической цистерны пожарного поезда диаметром d=2,4 м и точку ее приложения. Высота горловины $h_г$ = 0,6 м. Цистерна заполнена водой до верхнего края горловины (рис. 2.22).

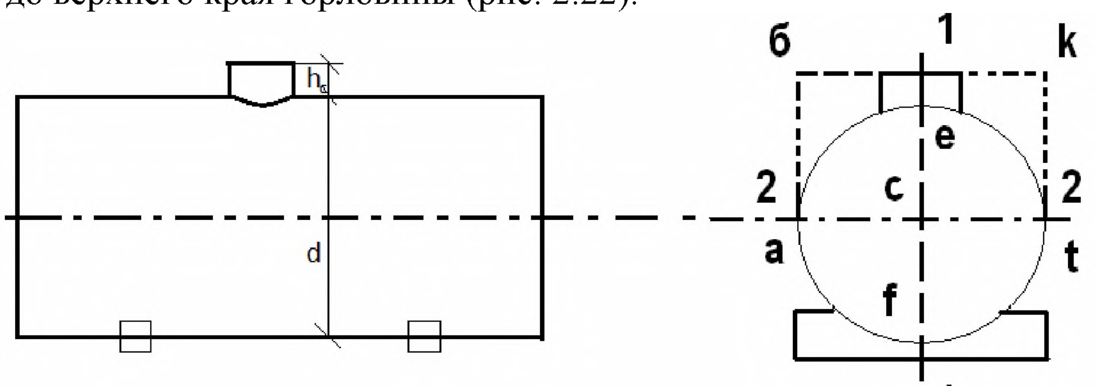


Рис. 2.22. К решению задачи 2.20

Задача 2.21. Определить силу избыточного гидростатического давления на вертикальную перегородку пожарного резервуара шириной 6 м. Перегородка разделяет резервуар на два отсека (рис. 2.23), уровень воды в первом отсеке 3 м, во втором 1,5 м. Построить эпюру избыточного гидростатического давления.

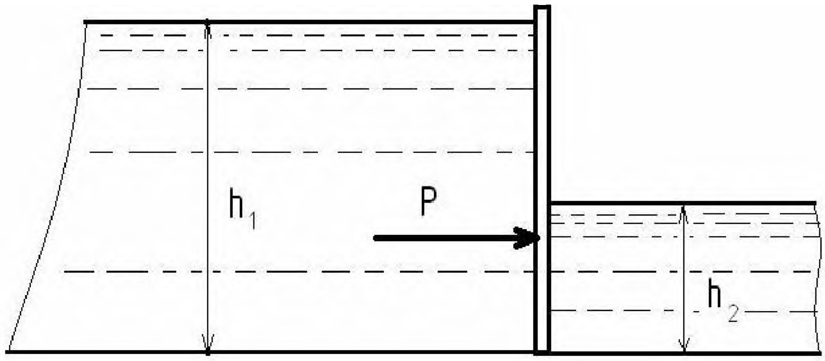


Рис. 2.23. К решению задачи 2.21

Задача 2.22. Определить давление пара в цилиндре поршневого парового насоса (рис. 2.24), необходимое для подачи воды на высоту H=58 м. Диаметры цилиндров: d_1=0,3 м, d_2=0,18 м.

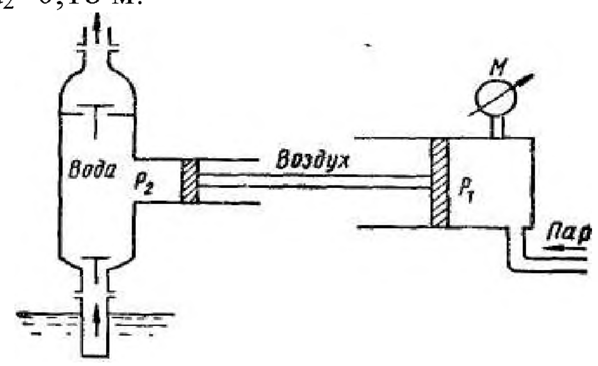


Рис. 2.24. К решению задачи 2.22

Задача 2.23. Определить усилие, необходимое для открытия всасывающего клапана пожарного насоса диаметром D=200 мм, если длина рукава H = 6 м, а глубина погружения всасывающего клапана h = 1 м (рис. 2.25).

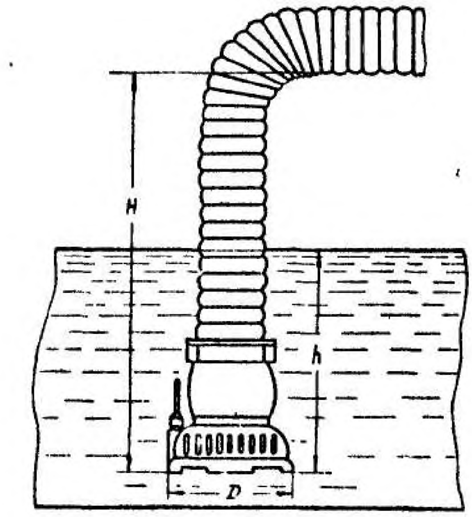


Рис. 2.25. К решению задачи 2.23

Задача 2.24. Резервуар водонапорной башни оборудован ограничителем уровня воды, представляющим собой клапан 1, соединенный тягой с поплавком 2 (рис. 2.26).

При повышении уровня воды выше предельного значения погружение поплавка достигает такой величины, при которой выталкивающая сила превышает действующее на клапан давление. Клапан открывается, и через него сбрасывается часть воды. При снижении уровня воды клапан закрывается. Определить расстояние от дна резервуара до низа поплавка $h_п$, при котором будет обеспечена глубина неприкосновенного противопожарного запаса воды H = 4,5 м. Диаметр поплавка $d_п$ = 0,4 м, общий вес его вместе с клапаном и тягой G=120 Н. Диаметр клапана $d_к$=0,1 м.

Методические рекомендации. Искомая величина $h_п$ определится из условия равновесия сил: $P+G = P_{выт}$ (P – сила давления воды на клапан).

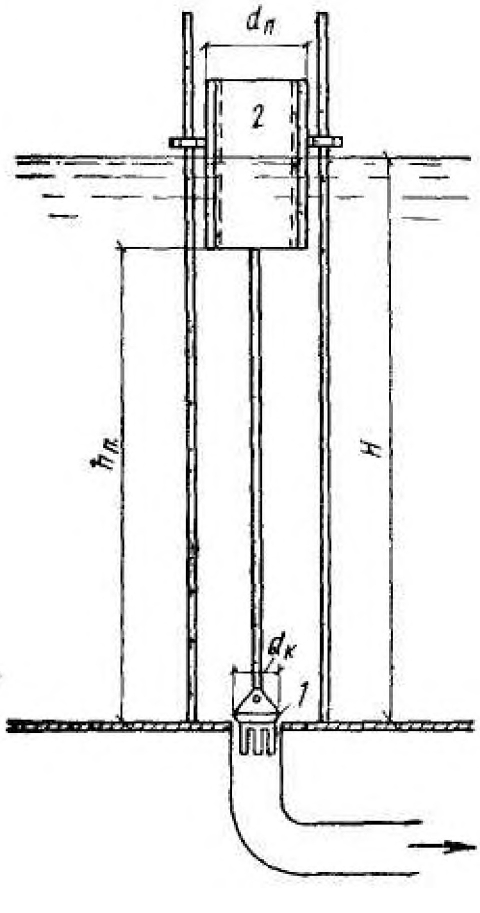


Рис. 2.26. К решению задачи 2.24

Задача 2.25. Определить необходимый объем W заполненного светильным газом воздушного шара, поднимающего на уровне земли груз весом G=10 кН. Плотность светильного газа принять $\rho_г$=0,515 кг/м^3.

Задача 2.26. При обследовании места пожара дознавателем государственного пожарного надзора была изъята емкость с жидкостью с неизвестными физическими свойствами. Плотность жидкости измерялась при помощи ареометра (рис. 2.27). Внешний диаметр трубки составлял d = 20 мм, диаметр шарика D = 30 мм, масса ареометра m = 0,06 кг. Какова плотность жидкости, если глубина погружения в нее ареометра составила h = 150 мм.

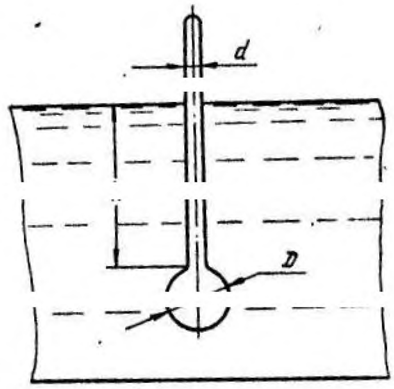


Рис. 2.27. К решению задач 2.26 и 2.27

Задача 2.27. Определить глубину погружения ареометра в ацетон (рис. 2.27), если внешний диаметр трубки d = 25 мм, диаметр шарика D = 40 мм, масса ареометра m = 0,08 кг.

Задача 2.28. Определить необходимый объем и давление масла p в цилиндре гидропривода пожарной лестницы (рис. 2.28), если диаметр поршня D, ход поршня S, максимальное усилие на штоке поршня F, гидравлический коэффициент полезного действия η. Лестница оборудована двумя механизмами подъема, установленными справа и слева. Исходные данные приведены в таблице.

Рис. 2.28. К решению задачи 2.28

Таблица к задаче 2.28

Номер варианта	D, мм	S, м	F, кН	η
1	120	0,80	60	0,95
2	115	0,85	65	0,97
3	100	0,75	58	0,90
4	85	0,70	54	0,95
5	120	0,85	60	0,93
6	130	0,90	67	0,95
7	125	0,75	65	0,99
8	110	065	60	090
9	125	0,86	64	0,85
0	120	0,75	63	0,90

Задача 2.29. Во время спасательной операции на водном объекте сотрудниками МЧС России использован круглый металлический понтон диаметром $d = 4$ м. Определить вес груза, установленного на понтоне, если после его установки осадка понтона увеличилась на $h = 0,6$ м.

Задача 2.30. Объем возвышающейся над поверхностью моря части дрейфующего айсберга равен $W = 12,5$ м^3. Определить общий объем айсберга и глубину его погруженной части, если в плане он имеет форму прямоугольника размерами $a \times b = 3 \times 2$ м. Плотность морской воды $\rho=1030$ кг/м^3, плотность льда $\rho_л=920$ кг/м^3.

3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЗАКОНЫ ГИДРОГАЗОДИНАМИКИ

В гидрогазодинамике изучаются виды и формы движения жидкости.

Живым сечением потока называется поверхность в пределах потока, нормальная к направлению движения жидкости.

Различают следующие основные гидравлические элементы живого сечения:

- площадь живого сечения;
- смоченный периметр χ, представляющий собой периметр той части поперечного сечения потока, которая смочена движущейся жидкостью;
- гидравлический радиус R

$$R = \frac{\omega}{\chi}; \tag{3.1}$$

- эквивалентный диаметр

$$d_э = 4R = \frac{4\omega}{\chi}. \tag{3.2}$$

Расходом жидкости называется ее количество, проходящее через поперечное сечение трубопровода в единицу времени.

Различают:

- объемный расход, м^3/с:

$$Q = \frac{W}{\tau}, \tag{3.3}$$

где W – объем жидкости, м^3;
τ – время, с.

- массовый расход, кг/с:

$$G = \frac{m}{\tau}, \tag{3.4}$$

где m – масса жидкости, кг.

Если разделить объемный расход жидкости на данное живое сечение, то получим среднюю скорость

$$V_{ср} = \frac{Q}{\omega} \tag{3.5}$$

Такой скорости в действительности не существует, но она входит как расчетная величина во все зависимости по общему расходу жидкости за данный промежуток времени и может быть определена по опытным данным. Исходя из значения средней скорости, получают уравнения расхода.

$$Q = V\omega, \tag{3.6}$$

$$G = \rho V\omega = \rho Q. \tag{3.7}$$

Если жидкость движется без разрывов, то при установившемся движении расход для всех живых сечений потока одинаков.

$$Q = V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2 = \text{const}, \tag{3.8}$$

где $V_{1,2}$ – средняя скорость в данном сечении, м/с;
$\omega_{1,2}$ – площади живого сечения, м^2.

Из уравнения неразрывности потока (3.8) следует, что средние скорости обратно пропорциональны площадям живых сечений

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \tag{3.9}$$

Этой зависимостью часто пользуются при расчете скоростей при переходе от одного сечения трубопровода к другому.

Задача 3.1. Определить гидравлический радиус трубы, полностью заполненной водой. Площадь живого сечения трубы $\omega = 0{,}00196$ м^2.

Задача 3.2. Определить гидравлический радиус канала трапециевидного сечения, если ширина верхнего основания составляет $a = 6$ м, нижнего основания $b = 2{,}5$ м. Глубина воды в канале $H = 2$ м.

Задача 3.3. Определить диаметр пожарного рукава, работающего полным сечением, если его гидравлический радиус $R = 0{,}02225$ м.

Задача 3.4. Определить расход воды в пожарном рукаве, если средняя скорость течения $V_{ср} = 2{,}1$ м/с, площадь живого сечения $\omega = 0{,}00342$ м^2.

Задача 3.5. Вычислить гидравлический радиус для трубы, заполненной жидкостью целиком и наполовину (рис. 3.1), если диаметр условного прохода трубы составляет $D = 1$ м.

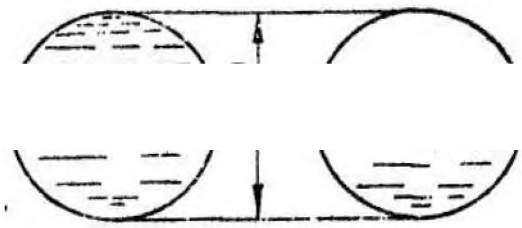


Рис. 3.1. К решению задачи 3.5

Задача 3.6. Определить расход и среднюю скорость выхода воды из насадка пожарного ствола диаметром 13 мм, если скорость движения воды по рукаву диаметром 51 мм составляет 2,2 м/с.

Дано: $d_н$ = 13 мм = 0,013 м; $d_р$ = 51 мм = 0,051 м; $V_р$ = 2,2 м/с.
Найти: Q, $V_н$.
Решение:

Определяем площадь живого сечения пожарного рукава.
$\omega_р = 0{,}785 \cdot d_р^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}051^2 = 0{,}00204$ м^2.
Определяем площадь сечения насадка.
$\omega_н = 0{,}785 \cdot d_н^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}013^2 = 0{,}000133$ м^2.
Определяем расход воды.
$V = Q/\omega \Rightarrow Q = V_р \cdot \omega_р = 2{,}2 \cdot 0{,}002 = 0{,}0045$ м^3/с = 4,5 л/с.
Определяем среднюю скорость воды из насадка.
$V_н/V_р = \omega_р/\omega_н \Rightarrow V_н = (V_р \cdot \omega_р)/\omega_н = (2{,}2 \cdot 0{,}00204)/0{,}000133 = 33{,}74$ м/с.

Ответ: Q = 4,5 л/с; $V_н$= 33,74 м/с.

Задача 3.7. Определить расход и среднюю скорость выхода воды из насадка пожарного ствола диаметром $d_н$, если скорость движения воды по рукаву диаметром $d_р$ составляет $V_р$.

Методические рекомендации. Согласно уравнению постоянства расхода (уравнение 3.8), расход жидкости в рукаве и через насадок будет одинаков, а скорости различны.

Исходные данные к задаче 3.7

Номер варианта	$d_н$, мм	$d_р$, мм	$V_р$, м/с
1	13	51	2,2
2	16	51	2
3	17	66	2,15
4	19	66	2,1
5	20	77	2,3
6	14	51	1,9
7	22	77	1,7

8	23	77	1,25
9	15	51	1,8
0	13	51	1,5

Задача 3.8. Определить расход воды при испытании на водоотдачу объемным способом внутреннего пожарного крана, если в течение одной минуты в мерном баке оказалось 170 л воды.

Задача 3.9. Определить расход воды при испытании на водоотдачу объемным способом наружной водопроводной сети, если за 30 секунд в мерном баке оказалось 220 л воды.

Задача 3.10. Определить расход воды через насадок пожарного ствола диаметром 19 мм, если средняя скорость на срезе насадка составляет 29 м/с.

Задача 3.11. Трубы, используемые в противопожарном водоснабжении, имеют минимальный диаметр d_{min} = 50 мм и максимальный диаметр d_{max} = 1500 мм. Расчетные скорости движения воды в них V = 0,5-4 м/с. Определить минимальное и максимальное значения расходов воды в этих трубопроводах.

Задача 3.12. Во сколько раз изменится средняя скорость движения воды, если диаметр трубы уменьшить в 4 раза? Увеличить в 1,5 раза?

Задача 3.13. Определить среднюю скорость движения воды в пожарном рукаве диаметром d, мм, если расход воды составляет Q, л/с. Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 3.13

Номер варианта	**0**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
d, мм	51	66	77	77	89	66	51	51	66	89	77
Q, мм	3,4	6,5	10	20	26	10	10	2,5	5	60	35

Задача 3.14. Нефтепродуктопровод состоит из двух последовательно соединенных участков: первого - с диаметром D_1 =530 мм, и второго с диаметром D_2 = 377 мм. Скорость стационарного течения бензина в первом участке составляет 1,4 м/с. Какова скорость течения бензина во втором участке?

4. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Уравнение Бернулли является одним из наиболее важных и широко применяемых в гидродинамике уравнений. Оно представляет собой частный случай закона сохранения энергии для потока движущейся жидкости и выражает энергетический баланс потока.

Для установившегося потока идеальной (невязкой) жидкости для двух произвольно выбранных сечений уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}, \tag{4.1}$$

где z – геометрический напор, представляет собой удельную потенциальную энергию положения в данной точке (данном сечении), м;

$\frac{p}{\rho g}$ – напор давления или пьезометрический напор, характеризует удельную потенциальную энергию давления в данной точке (данном сечении), м;

$\left(z + \frac{p}{\rho g}\right)$ – статический напор, выражает полную удельную потенциальную энергию в данной точке (данном сечении), м;

$\frac{V^2}{2g}$ – скоростной напор, характеризует удельную кинетическую энергию в данной точке (данном сечении), м.

Таким образом, согласно уравнению Бернулли, при установившемся движении идеальной жидкости сумма скоростного и статического напоров, равная гидродинамическому напору, не меняется при переходе от одного поперечного сечения потока к другому.

Вместе с тем из уравнения Бернулли в соответствии с энергетическим смыслом его членов следует, что при установившемся движении идеальной жидкости сумма потенциальной и кинетической энергии жидкости для каждого из поперечных сечений потока остается неизменной.

Для установившегося потока реальной жидкости для двух произвольно выбранных сечений уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{1\div 2}, \tag{4.2}$$

где $h_{1\div 2}$ – потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений между сечениями, м.

Все члены уравнения Бернулли имеют размерность длины и поэтому его можно изобразить графически (рис. 4.1).

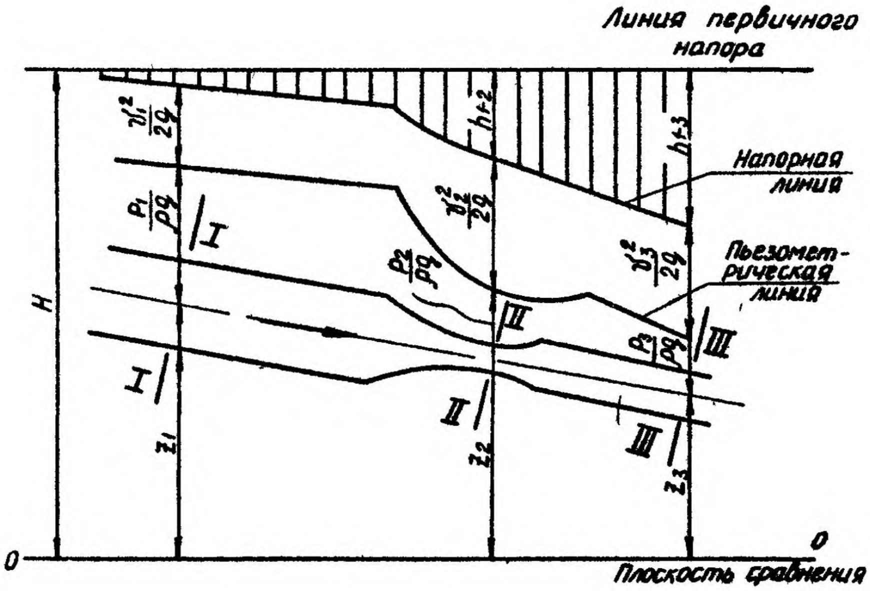


Рис. 4.1. Графическая интерпретация уравнения Бернулли

Решение задач с использованием уравнения Бернулли рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1) выбрать два сечения, для которых будут составляться уравнения Бернулли. Необходимо выбрать сечения, для которых известно возможно большее число гидродинамических элементов, а также сечения, для которых гидродинамические элементы необходимо определить;

2) выбрать горизонтальную плоскость сравнения. Ее необходимо выбирать таким образом, чтобы z_1 или z_2, входящие в уравнение Бернулли, обратились в нуль;

3) записать уравнение Бернулли для двух выбранных сечений;

4) установить значение величин, входящих в уравнение Бернулли;

5) подставить найденные значения слагаемых в уравнение Бернулли и определить искомую величину.

Задача 4.1. Пренебрегая потерями напора, определить диаметр горловины d_2, чтобы при пропуске расхода Q по трубопроводу диаметром d_1 вода в трубе поднялась на высоту h (рис. 4.2). Манометрическое давление в трубопроводе составляет $p_1 / \rho g$. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Для сечений 1-1 и 2-2 составляется уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$z_1 = z_2 = 0;$

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{p_{ат} - p_2}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g};$$

$$\frac{p_{ат} - p_2}{\rho g} = \frac{p_в}{\rho g} = h.$$

Скорость воды в сечении 1-1 $V_1 = \dfrac{Q}{0{,}785d_1^2}$

Из уравнения Бернулли находим скоростной напор в сечении 2-2 $\dfrac{V_2^2}{2g}$.

Диаметр горловины определится из уравнения $Q = V_2 \cdot 0{,}785d_2^2$.

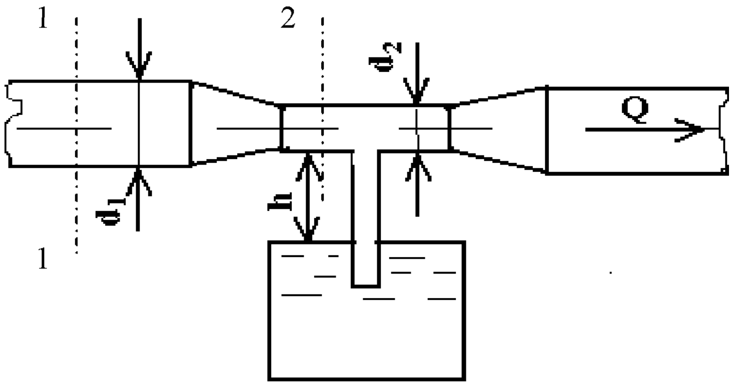


Рис. 4.2. К решению задачи 4.1

Исходные данные к задаче 4.1

Номер варианта	**Q, л/с**	**d_1, мм**	**h, см**	**$p_1 / \rho g$, м**
1	8,5	100	54	0,5
2	6,4	80	48	0,4
3	7,8	85	52	0,45
4	7,2	82	50	0,52
5	7	80	55	0,48
6	7,6	74	46	0,46
7	8	78	56	0,54
8	8,4	90	54	0,44
9	8,6	90	46	0,6
0	6,9	82	44	0,65

Задача 4.2. Определить, на какую высоту поднимется вода в трубке Пито h_v, если расход Q. Радиус трубы h. Срез трубки Пито установлен на оси трубы (рис. 4.3).

Методические рекомендации. В данной задаче целесообразно выбрать плоскость сравнения, проходящую через носок трубки Пито. Составляется уравнение Бернулли для двух расчетных сечений 1-1 и 2-2.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Производится оценка всех слагаемых уравнения

$z_1 = 0$, $p_1 = \rho gh + p_a$, $V_1 = V$,
$z_2 = 0$, $p_2 = \rho g(h+h_v) + p_a$, $V_2 = 0$.

После подстановки получаем

$$\frac{\rho gh}{\rho g} + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = \frac{\rho gh}{\rho g} + \frac{\rho gh_v}{\rho g} + \frac{p_a}{\rho g}.$$

Отсюда $\frac{V^2}{2g} = h_v$.

Скорость течения воды $V = Q \cdot \omega$.

Площадь поперечного сечения трубы $\omega = 0{,}785d^2$; $d = 2h$.

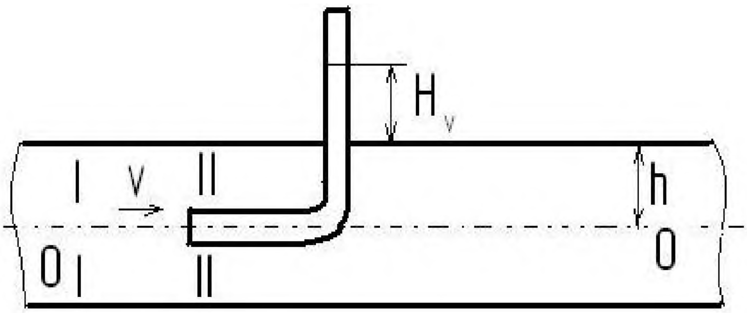


Рис. 4.3. К решению задачи 4.2 и 4.3

Исходные данные к задаче 4.2

Номер варианта	Q, л/с	h, мм
1	10	8
2	15	12
3	25	10
4	20	9
5	22	14
6	28	15
7	30	11
8	32	16
9	35	7
0	38	12

Задача 4.3. Определить скорость течения жидкости с помощью трубки Пито (рис. 4.3) и диаметр трубы, если уровень жидкости в трубке поднялся на высоту h_v. Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 4.3

Номер варианта	**Q, м^3/с**	**h_v, м**
1	0,012	0,05
2	0,015	0,07
3	0,02	0,09
4	0,022	0,1
5	0,025	0,12
6	0,028	0,14
7	0,03	0,15
8	0,032	0,16
9	0,035	0,18
0	0,038	0,20

Задача 4.4. На оси водопроводной трубы установлена трубка Пито с дифференциальным ртутным манометром (рис. 4.4). Определить максимальную скорость движения воды в трубке V_{max}, если разность уровней ртути в манометре Δh = 18 мм. Плотности воды и ртути принять согласно приложению 1.

Методические рекомендации. Трубка Пито измеряет скоростной напор $H = \frac{V_{max}^2}{2g}$.

Для определения H необходимо записать уравнение равновесия в ртутном манометре относительно плоскости а-а:

$p_1 + \Delta h \rho_{рт} g = p_2 + \Delta h \rho g$

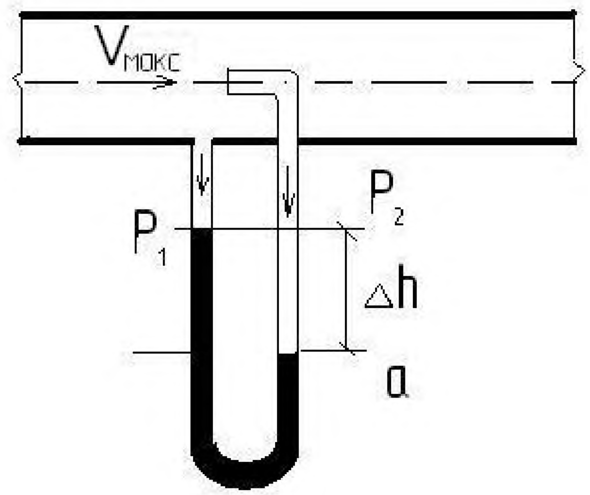


Рис. 4.4. К решению задачи 4.4

Задача 4.5. Определить скорость течения жидкости на оси трубы с помощью трубки Пито, если Δh = 50 мм (рис. 4.5). Плотность воды принять в соответствии с приложением 1. Как изменится скорость, если при смещении трубки Пито от оси канала к стенке трубы Δh = 25 мм.

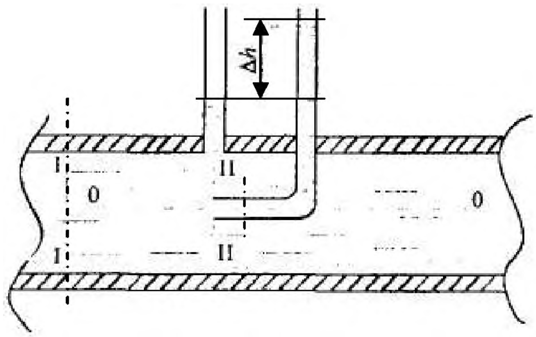


Рис. 4.5. К решению задачи 4.5

Задача 4.6. В пожарном деле для измерения расхода воды, подаваемой от автонасоса, при определении водоотдачи наружных и внутренних водопроводных сетей используют стволы-водомеры, представляющие собой обычный ствол с установленным на нем манометром (рис. 4.6). Определить расход воды из ствола с диаметром насадка $d_н$, мм, если показания манометра $p_м$, МПа. Исходные данные приведены в таблице.

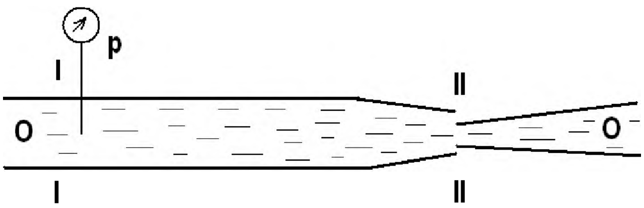


Рис. 4.6. К решению задачи 4.6

Исходные данные к задаче 4.6

Номер варианта	**$d_н$, мм**	**$p_м$, МПа**
1	13	0,3
2	16	0,4
3	19	0,5
4	22	0,6
5	25	0,7
6	13	0,4
7	16	0,65
8	19	0,55
9	22	0,75
0	25	0,80

Задача 4.7. Широкое применение в пожарном деле для подсасывания жидкости, порошка, газа нашли струйные аппараты (рис. 4.7). Они состоят из трубы диаметром D, рабочего насадка 1 диаметром d, приемной камеры 2, диффузора 3. Принцип действия аппарата состоит в следующем: рабочий расход воды Q_1 проходит через насадок 1, на выходе из которого за счет увеличения скорости давление падает, и в приемной камере создается вакуум, подсасывается жидкость с расходом Q_2 и смешивается с расходом Q_1. В диффузоре 3 давление увеличивается.

Определить вакуум на срезе насадка (сечение II-II), если Q_1 = 3,7 л/с, $p_м$ = 0,5 МПа, диаметр трубопровода D= 100 мм и насадка d = 25 мм. Потерями напора между сечениями I-I и II-II пренебречь.

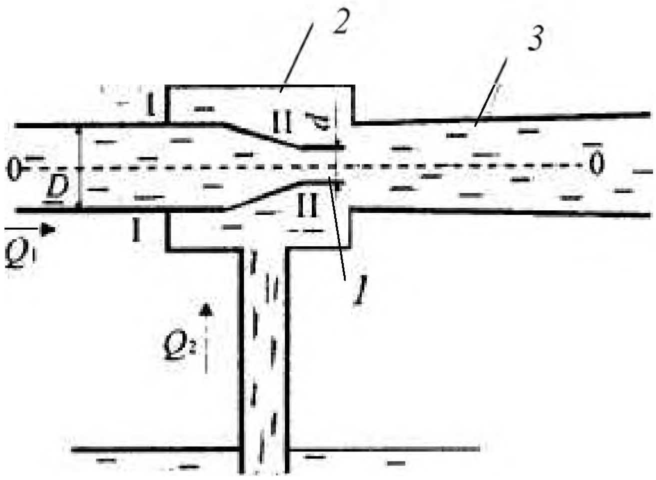


Рис. 4.7. К решению задачи 4.7

Методические рекомендации. Уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II при плоскости сравнения 0-0 будет иметь вид:

$$\frac{p_м + p_{ат}}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}.$$

Учитывая, что $\dfrac{p_{ат} - p_2}{\rho g} = h_{вак}$, $V_1 = \dfrac{Q_1}{\frac{\pi D^2}{4}}$, $V_2 = \dfrac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}}$, получим:

$$h_{вак} = \frac{16Q_1^2}{\pi^2}\left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4}\right) - \frac{p_м}{\rho g}$$

Задача 4.8. Вода из резервуара А вытекает в атмосферу по горизонтальному трубопроводу сечением ω = 0,15 дм^2, имеющему местное сужение (рис. 4.8). Пренебрегая сопротивлениями, определить диаметр в сжатом сечении с-с, если Н = 25 м и h = 5 м. Вода из резервуара поднялась до оси трубопровода 0-0.

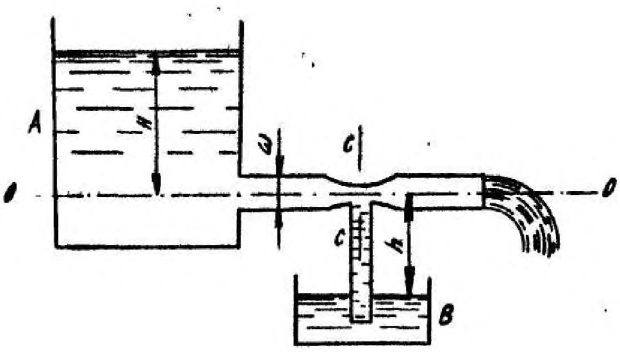


Рис. 4.8. К решению задачи 4.8

Задача 4.9. Определить расход воды Q с помощью водомера Вентури при D = 60 мм, d = 35 мм. Разность показаний U- образного ртутного манометра $h_{рт}$ = 600 мм (рис.4.9).

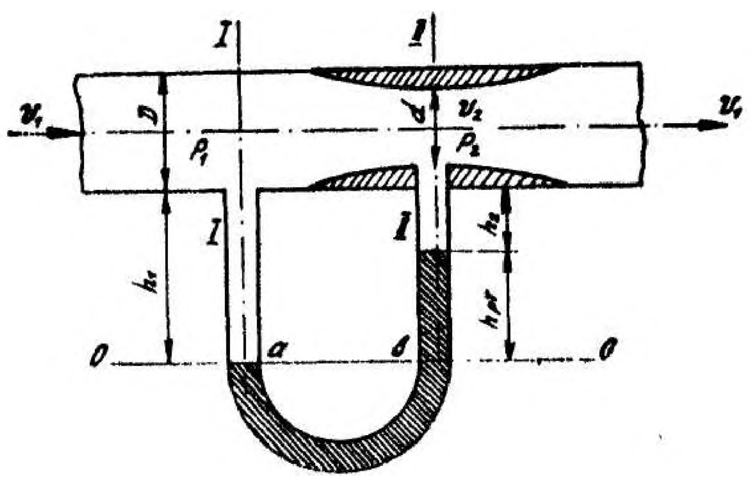


Рис. 4.9. К решению задачи 4.9

Задача 4.10. Определить скорость движения воды на оси трубы V_{max}, если разность показаний между динамической (скоростной) «a» и статической (пьезометрической) «b» трубками, определенная по ртутному дифференциальному манометру, составляет $h_{рт}$= 1,5 см (рис. 4.10).

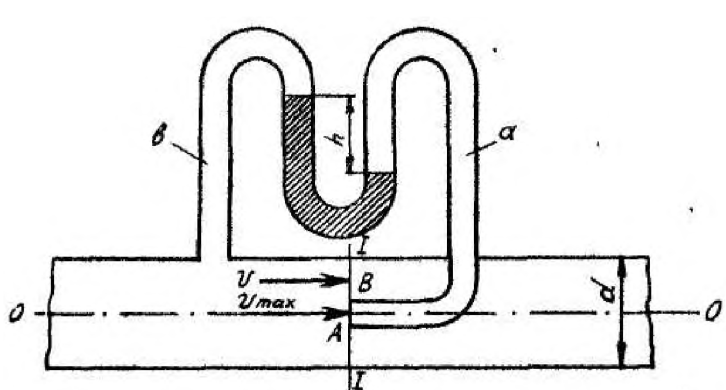


Рис. 4.10. К решению задачи 4.10

Задача 4.11. Определить предельную высоту расположения оси центробежного насоса над уровнем воды в водоисточнике h (рис. 4.11), если расход воды из насоса Q, диаметр всасывающей трубы d. Вакуумметрическое давление, создаваемое во всасывающем патрубке $P_в$, потери напора во всасывающей линии 1 м.

Методические рекомендации. Составляется уравнение Бернулли для двух сечений: сечение II-II - по оси насоса; сечение I-I - по линии свободной поверхности (совпадает с плоскостью сравнения):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{пот}$$

В сечении I-I скорость V_1=0. Давление на свободной поверхности p_1=$p_{ат}$.

Плоскость сравнения совпадает с сечением I-I, поэтому z_1 = 0. Абсолютное давление в сечении II-II $p_2 = p_{ат} - p_в$.

Скорость движения воды во всасывающей трубе $V_2 = \frac{4Q}{\pi d^2}$.

Подставляя выражение для $\frac{p_2}{\rho g}$ и $\frac{V_2^2}{2g}$ в исходное уравнение и решая его относительно Z, определим высоту расположения оси центробежного насоса.

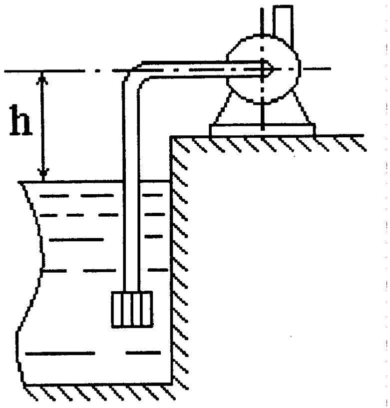


Рис. 4.11. К решению задачи 4.11

Исходные данные к задаче 4.11

Номер варианта	Q, л/с	d, мм	$P_в$, Па
1	25	100	$6{,}5 \cdot 10^4$
2	40	150	$5{,}1 \cdot 10^4$
3	55	125	$6{,}1 \cdot 10^4$
4	60	100	$5{,}5 \cdot 10^4$
5	65	125	$6{,}0 \cdot 10^4$
6	30	150	$6{,}5 \cdot 10^4$
7	70	250	$6 \cdot 10^4$
8	75	150	$6{,}3 \cdot 10^4$
9	80	200	$6{,}1\ 10^4$
0	50	250	$6{,}7 \cdot 10^4$

Задача 4.12. Центробежный насос производительностью 20 $м^3$/ч установлен на $h_{вс}$= 5,2 м выше уровня воды в колодце (рис. 4.11). Определить величину вакуума во всасывающем патрубке при работе насоса, если диаметр всасывающей трубы и патрубка d = 100 мм. Потерями напора пренебречь.

Задача 4.13. Как изменится расход жидкости через пожарный ствол, если давление перед ним упало в 2 раза.

Задача 4.14. Определить, с какой максимальной высоты центробежный насос пожарного автомобиля может забрать воду из водоёма, если подача насоса 35 л/с, диаметр всасывающего рукава 150 мм, потери напора во всасывающем рукаве 1,3 м. Вакуумметрическое давление во всасывающем патрубке $8 \cdot 10^4$ Па.

5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ

Многие процессы характеризуются большим числом переменных и настолько сложны, что зачастую удается дать лишь математическую формулировку задачи и установить условия однозначности.

Примером этому являются уравнения Навье-Стокса, описывающие движение реальных жидкостей. Решение этих уравнений оказывается невозможным для большинства важнейших практических случаев, в частности для определения теоретическим путем потерь напора (гидравлического сопротивления) при турбулентном движении.

Таким образом, теоретический вывод расчетных зависимостей часто оказывается невозможным. В таких случаях для нахождения связи между величинами, характеризующими процесс, прибегают к экспериментальному исследованию, т.е. к проведению опытов.

На основе опытных данных часто получают эмпирические уравнения, которые являются частными и не могут быть распространены на условия, отличные от тех, для которых они получены. Эти частные эмпирические уравнения имеют известную ценность и используются в инженерной практике.

Однако наиболее плодотворно такое осуществление экспериментов, которое позволяет обобщать результаты опытов и распространять их на широкий круг явлений, подобных изученному, но отличающихся численными значениями характерных параметров. Это достигается при использовании для обработки опытных данных методов теории подобия.

Теория подобия является учением о методах научного обобщения эксперимента. Она указывает, как надо ставить опыты и как обрабатывать их результаты, чтобы при проведении небольшого числа экспериментов иметь возможность обобщать опытные данные, получая единые уравнения для всех подобных явлений. Применение теории подобия часто позволяет вместо дорогостоящих трудоемких опытов на промышленной аппаратуре выполнять исследования на моделях значительно меньшего размера; помимо этого, опыты можно проводить не с рабочими (часто вредными и опасными) веществами, а с другими (модельными) веществами в условиях, отличающихся от промышленных.

Критерии подобия представляют собой безразмерные комплексы величин, полученные преобразованием дифференциальных уравнений, описывающих процесс. Критерии подобия всегда имеют физический смысл, являясь мерами соотношения между какими-то двумя эффектами (силами и т.п.), существенными для рассматриваемого процесса.

Основные положения теории подобия обобщаются теоремами подобия. Эти теоремы лежат в основе практического применения теории подобия.

Первая теорема подобия была сформулирована Ньютоном. Согласно этой теореме, при подобии систем всегда могут быть найдены такие безразмерные комплексы величин, которые для сходственных точек данных систем одинаковы, т.е. подобные явления характеризуются численно равными критериями подобия.

Первая теорема подобия указывает, какие величины следует измерять при проведении опытов, результаты которых требуется обобщить: надо измерять те величины, которые входят в критерии подобия.

Вторая теорема подобия была доказана Бэкингемом, Федерманом и Афанасьевой-Эренфест. Согласно этой теореме, решение любого дифференциального уравнения, связывающего между собой переменные, влияющие на процесс, может быть представлено в виде зависимости между безразмерными комплексами этих величин, т.е. между критериями подобия.

Если обозначить критерии подобия через K_1, K_2, K_3, …, K_n, то решение дифференциального уравнения может быть представлено в общем виде:

$$f\,(K_1, K_2, K_3, \ldots, K_n) = 0. \tag{5.1}$$

Такие уравнения называют уравнениями в обобщенных переменных (обобщенными), или критериальными уравнениями.

Критерии подобия, которые составлены только из величин, входящих в условия однозначности, называют определяющими. Критерии же, включающие такие величины, которые не являются необходимыми для однозначной характеристики данного процесса, а сами зависят от этих условий, называют определяемыми. Какой из критериев является определяемым, зависит от формулировки задачи. Например, в случае движения жидкостей по трубам, если заданы форма трубы (т.е. отношение ее длины к диаметру), физические свойства жидкости (вязкость, плотность) и распределение скоростей у входа в трубу и у ее стенок (т.е. начальные и граничные условия), то совокупность этих условий однозначно определяет скорость в любой точке трубы и перепад давлений (напора) между любыми ее двумя точками. При такой формулировке задачи, когда находится перепад давлений, критерий гидродинамического подобия, в который, кроме условий однозначности, входит величина Δp, зависящая от них, будет определяемым.

Из критериального уравнения, представляющего собой функциональную зависимость между критериями подобия, рассчитав предварительно значения определяющих критериев, находят значение определяемого критерия, а из него – значение интересующей нас величины. Таким образом, если определяемым является некоторый критерий K_1, то уравнение (5.1) удобнее представлять в виде

$$K_1 = f\,(K_2, K_3, \ldots, K_n). \tag{5.2}$$

Вторая теорема подобия отвечает на вопрос, как обрабатывать результаты опытов, проведенных на моделях: их надо представлять в виде функциональной зависимости между критериями подобия.

Третья теорема подобия, или теорема М.В. Кирпичева и А.А. Гухмана, формулирует необходимые и достаточные условия подобия явлений: подобны те явление, которые описываются одной и той же системой дифференциальных уравнений и у которых соблюдается подобие условий однозначности. Подобию же условий однозначности при идентичности дифференциальных уравнений, описывающих процессы, отвечает равенство определяющих критериев подобия. Значит, третья теорема подобия может быть сформулирована и так: явления подобны, если их определяющие критерии численно равны.

Следствием равенства определяющих критериев, согласно уравнению (5.1), является равенство определяемых критериев для модели и натуры. Поэтому зависимость типа уравнения (5.2), полученная обобщением результатов опытов на модельной установке, будет справедлива (в тех же пределах изменения определяющих критериев) для всех подобных процессов, в том числе для натуры.

Теория подобия позволяет преобразовать уравнения Навье-Стокса и получить из них некоторую общую функциональную зависимость между критериями подобия, характеризующими силы, действующие при движении вязкой жидкости.

Рассмотрим уравнение Навье-Стокса для капельной жидкости в развернутом виде для одной из осей – вертикальной оси z:

$$\rho\left(\frac{\partial V_z}{\partial \tau}+V_x\frac{\partial V_z}{\partial x}+V_y\frac{\partial V_z}{\partial y}+V_z\frac{\partial V_z}{\partial z}\right)=-\rho g-\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2}\right).\quad(5.3)$$

Критерии подобия можно получить путем деления одной части дифференциального равнения на другую и последующего отбрасывания знаков математических операторов.

Критерий Фруда

$$\mathrm{Fr}=\frac{V^2}{gl}.\quad(5.4)$$

Критерий Фруда отражает влияние сил тяжести, или собственного веса, на движение жидкости. В виде выражения (5.4) он является мерой отношения силы инерции к силе тяжести в подобных потоках.

Критерий Эйлера

$$\mathrm{Eu}=\frac{\Delta p}{\rho V^2}\quad(5.5)$$

Критерий Эйлера отражает влияние перепада гидростатического давления на движение жидкости. Он характеризует отношение изменения силы гидростатического давления к силе инерции в подобных потоках.

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd\rho}{\mu}. \tag{5.6}$$

Критерий Рейнольдса отражает влияние силы трения на движение жидкости. Он характеризует отношение инерционных сил к силам трения в подобных потоках.

Величина l в критерии Re, как и в других критериях подобия, представляет собой определяющий линейный размер. При движении жидкости через трубопроводы, пожарные рукава или аппараты за такой размер принимается их диаметр d, а в случае некруглого сечения потока – эквивалентный диаметр $d_э$.

Критерий гомохронности

$$\mathrm{Ho} = \frac{V\tau}{l}. \tag{5.7}$$

Критерий гомохронности учитывает неустановившийся характер движения в подобных потоках.

Во всех сходственных точках движущихся подобно жидкостей

$$\mathrm{Fr}^{/} = \mathrm{Fr}^{//};\ \mathrm{Eu}^{/} = \mathrm{Eu}^{//};\ \mathrm{Re}^{/} = \mathrm{Re}^{//};\ \mathrm{Ho}^{/} = \mathrm{Ho}^{//}. \tag{5.8}$$

Согласно второй теореме подобия, решение уравнений Навье-Стокса можно теперь представить в виде функциональной зависимости между полученными критериями подобия, т.е.

$$F\,(\mathrm{Ho}, \mathrm{Fr}, \mathrm{Eu}, \mathrm{Re})=0. \tag{5.9}$$

В ряде случаев зависимость (5.9) должна быть дополнена симплексами геометрического подобия. При движении жидкости через трубы или каналы таким симплексом является отношение длины l трубы к ее диаметру d или эквивалентному диаметру dэ.

Тогда критериальное уравнение принимает вид

$$f\,(\mathrm{Ho}, \mathrm{Fr}, \mathrm{Eu}, \mathrm{Re}, \frac{l}{d_э})=0. \tag{5.10}$$

При наиболее важной для практики формулировке задачи все входящие в уравнение критерии, кроме критерия Эйлера, служат определяющими, так как они составлены исключительно из величин, выражающих условия однозначности. В критерий же Эйлера входит величина Δp, значение которой при движении жидкости по трубе полностью обусловливается формой трубы (отношением $\frac{l}{d_э}$), физическими свойствами жидкости (μ, ρ) и распределением скоростей у входа в трубу и у ее стенок (начальные и граничные условия). Поэтому, согласно третьей теореме подобия, для подобия необходимо и достаточно соблюдение равенства значений Ho, Fr, Re и $\frac{l}{d_э}$. Следствием выполнения этих условий будет также равенство значений определяемого критерия Eu в сходственных точках подобных потоков. Поэтому уравнение (5.10) представляют как

$$Eu = f\left(Ho, Fr, Re, \frac{l}{d_э}\right). \tag{5.11}$$

Зависимости (5.9), (5.10) или (5.11) называют обобщенным, или критериальным, уравнением гидродинамики.

Функцию (5.11) наиболее часто аппроксимируют степенной зависимостью, т.е. придают этой функции вид

$$Eu = A\, Re^m\, Fr^n\, Ho^p \left(\frac{l}{d_э}\right)^q. \tag{5.12}$$

Путем обработки опытных данных, полученных на моделях, находят числовые значения коэффициента A и показателей степеней m, n, p, q при соответствующих критериях.

Из полученного уравнения обычно определяют величину Δp, входящую в критерий Eu. В частности, при движении жидкости через трубопроводы и аппараты так находится потеря давления (напора).

Если движение жидкости является установившимся, то критерий гомохронности может быть исключен из уравнений. Следовательно, для установившегося движения обобщенное уравнение гидродинамики имеет вид

$$Eu = f\left(Fr, Re, \frac{l}{d_э}\right) \tag{5.13}$$

или в более общей форме

$$Eu = f(Fr, Re, Г_1, Г_2, Г_3, \ldots), \tag{5.14}$$

где $Г_1$, $Г_2$, $Г_3$, …- симплексы геометрического подобия.

Задача 5.1. Истечение керосина ($\nu_к$=4,5·10^{-6} м^2/с) через отверстие диаметром 75 мм моделируется на воде ($\nu_в$=10^{-6} м^2/с) при соблюдении вязкостного и гравитационного подобия. Определить диаметр отверстия для модели. В каком отношении должны находиться скорости струи ($V_Н/V_М$) и расходы ($Q_Н/Q_М$) для натуры и модели.

Дано: $d_Н$= 75 мм; $\nu_к$=4,5·10^{-6} м^2/с; $\nu_в$=10^{-6} м^2/с.

Найти: $d_М$; $V_Н/V_М$; $Q_Н/Q_М$.

Решение:

Вязкостное подобие соблюдается при равенстве критериев Рейнольдса $Re_Н$= $Re_М$, а гравитационное – при равенстве критериев Фруда $Fr_Н$= $Fr_М$.

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

$$Fr = \frac{V^2}{gd}$$

$$\frac{V_н d_н}{\nu_н} = \frac{V_м d_м}{\nu_м}\text{, отсюда } \frac{V_н}{V_м} = \frac{d_м \nu_н}{\nu_м d_н}.$$

$$\frac{V_н^2}{gd_н} = \frac{V_м^2}{gd_м}\text{, отсюда } \frac{V_н}{V_м} = \sqrt{\frac{gd_н}{gd_м}}.$$

Приравнивая правые части полученных уравнений, получаем

$$\frac{d_м \nu_н}{\nu_м d_н} = \sqrt{\frac{gd_н}{gd_м}}.$$

Отсюда

$$d_м = d_н \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\nu_м}{\nu_н}\right)^2} = 0{,}075 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{10^{-6}}{4{,}5 \cdot 10^{-6}}\right)^2} = 0{,}0275 \text{ м= 27,5 мм.}$$

$$\frac{V_н}{V_м} = \sqrt{\frac{gd_н}{gd_м}} = \sqrt{\frac{d_н}{d_м}} = \sqrt{\frac{0{,}075}{0{,}0275}} = 1{,}65.$$

Расход жидкости Q= V·0,785d^2.

Таким образом

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{V_н d_н^2}{V_м d_м^2} = 1{,}65 \cdot \frac{0{,}075^2}{0{,}0275^2} = 12{,}3.$$

Ответ: $d_М$= 27,5 мм; $V_Н/V_М$ = 1,65; $Q_Н/Q_М$= 12,3.

Задача 5.2. По трубопроводу диаметром 100 мм протекает вода (плотность воды 1000 кг/м^3) со средней скоростью 1,5 м/с. Дифференциальный манометр, установленный на участке трубопровода, показывает разность уровней 10 мм. Дифференциальный манометр заполнен жидкостью с плотностью 1160 кг/м^3. Определить величину критерия Эйлера.

Дано: d=0,1 м; V=1,5 м/с; $h_М$= 0,01 м; ρ= 1000 кг/м^3; $\rho_м$= 1160 кг/м^3.

Найти: Eu.

Решение:

Потеря давления на участке трубопровода

$$\Delta p = (\rho - \rho_м) g h_м .$$

$$\Delta p = (1160\text{-}1000) \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}01 = 15{,}7 \text{ (Па)}$$

Критерий Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho V^2} .$$

$$Eu = \frac{15{,}7}{1000 \cdot 1{,}5^2} = 0{,}007.$$

Ответ: Eu= 0,007.

Задача 5.3. Сопротивление участка водопроводной трубы с арматурой необходимо перед установкой проверить в лаборатории путем испытаний на воздухе. Определить, с какой скоростью следует вести продувку, сохраняя подобие режимов движения ($Re_Н$ = $Re_М$), если скорость воды в трубе должна быть 2,5 м/с. Какова будет потеря напора при работе трубы на воде с указанной скоростью, если при испытании на воздухе потеря давления оказалась равной $\Delta p_м$ = 8,35 кПа, $\nu_{воды}$ =10^{-6} м^2/с; $\nu_{воздуха}$ =15,6$\cdot$10^{-6} м^2/с; $\rho_{воды}$ = 10^3 кг/м^3; $\rho_{воздуха}$ = 1,2 кг/м^3.

Дано: $V_Н$= 2,5 м/с; $\Delta p_м$= 8,35 кПа, $\nu_{воды}$ =10^{-6} м^2/с; $\nu_{воздуха}$ =15,6$\cdot$10^{-6}; $\rho_{воды}$ = 10^3 кг/м^3; $\rho_{воздуха}$ = 1,2 кг/м^3.

Найти: $V_М$; $h_Н$.

Решение:

При выполнении гидродинамического подобия критерии Эйлера $Eu_Н$= $Eu_М$.

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho V^2} .$$

$$\frac{\Delta p_н}{\rho_н V_н^2} = \frac{\Delta p_м}{\rho_м V_м^2} \text{, отсюда } \Delta p_н = \frac{\rho_н V_н^2 \Delta p_м}{\rho_м V_м^2} .$$

$$Re = \frac{Vd}{\nu} .$$

$$\frac{V_н d_н}{\nu_н} = \frac{V_м d_м}{\nu_м}.$$

Поскольку диаметр трубы один и тот же, то $d_н = d_м$, тогда

$$\frac{V_н}{\nu_н} = \frac{V_м}{\nu_м}$$

Отсюда

$$V_н = \frac{\nu_н V_м}{\nu_м}.$$

Тогда

$$\Delta p_н = \frac{\rho_н \nu_н^2 V_м^2 \Delta p_м}{\rho_м V_м^2 \nu_м^2} = \frac{\rho_н \nu_н^2 \Delta p_м}{\rho_м \nu_м^2} = \frac{10^3 \cdot \left(10^{-6}\right)^2 \cdot 8{,}35 \cdot 10^3}{1{,}2 \cdot \left(15{,}6 \cdot 10^{-6}\right)^2} = 28592{,}8 \text{ Па}.$$

Потеря напора при работе трубы на воде

$$h_н = \frac{\Delta p_н}{\rho_н g} = \frac{28592{,}8}{10^3 \cdot 9{,}81} = 2{,}91 \text{ м}.$$

Продувку следует вести со скоростью

$$V_м = \frac{\nu_м V_н}{\nu_н} = \frac{2{,}5 \cdot 15{,}6 \cdot 10^{-6}}{10^{-6}} = 39 \text{ м/с}.$$

Ответ: $h_н = 2{,}91$ м; $V_м = 39$ м/с.

Задача 5.4. При течении воды с расходом Q, л/с, через задвижку, установленную в трубопроводе диаметром d, мм, потери напора составили h, м. Определить значения чисел Eu и Re. Плотность воды $\rho = 10^3$ кг/м^3, коэффициент динамической вязкости $\mu = 10^{-3}$ кг/м·с. Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 5.4

Номер варианта	**Q, л/с**	**d, мм**	**h, м**
1	10	100	0,3
2	20	150	0,4
3	30	200	0,6
4	40	250	0,5
5	50	300	0,7
6	15	100	0,2
7	25	150	0,4
8	35	200	0,3
9	45	250	0,7
0	55	300	0,6

Задача 5.5. Диафрагма размерами d = 100 мм и D = 200 мм, предназначенная для измерения расхода воздуха, тарируется путем испытания на воде (рис. 5.1). В результате испытаний получено, что минимальный расход воды, начиная с которого коэффициент расхода диафрагмы остается постоянным, равен Q_{min} = 16 л/с, и при этом показания ртутного дифманометра, измеряющего перепад давлений на диафрагме, равны $h_{рт}$ = 45 мм. Определить Q_{min} при работе диафрагмы на воздухе и соответствующие этому расходу воздуха показания водяного дифманометра $h_в$, присоединенного в тех же точках.

Методические рекомендации. Значениям расхода Q_{min} при работе диафрагмы на различных жидкостях отвечает одинаковая величина числа Рейнольдса, представляющая границу зоны турбулентной автомодельности.

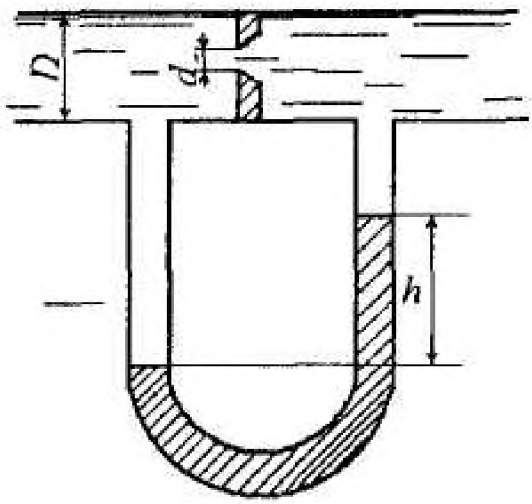


Рис. 5.1. К решению задачи 5.5

Задача 5.6. Трубы, используемые в противопожарном водоснабжении, имеют минимальный диаметр d = 50 мм и максимальный диаметр D=1500 мм. Расчетные скорости движения воды в них V = 0,5 – 4 м/с. Определить минимальное и максимальное значения расходов воды, а также чисел Рейнольдса в этих трубопроводах ($\nu = 10^{-6}$ м^2/с).

Задача 5.7. Труба Вентури с входным диаметром D = 300 мм и горловиной d = 150 мм, предназначенная для измерения расхода керосина, тарируется путем испытания ее модели, выполненной в масштабе 1:3 от натуры, на воде. Определить, каким должен быть расход воды $Q_м$ в модели для соблюдения подобия, если расход керосина в натурной трубе равен $Q_н$=100 л/с. Значения кинематической вязкости воды при t = 20 °C составляет $\nu = 10^{-6}$ м^2/с, а керосина $\nu = 4{,}5 \cdot 10^{-6}$ м^2/с. Каковы будут потери напора h и перепад давления Δp в натурном расходомере (рис. 5.2), если при испытании модели на расходе, обеспечивающем соблюдение подобия, получено h = 0,2 м и $\Delta p_м$ = 10 кПа. Плотность керосина ρ = 820 кг/м^3, а воды ρ = 1000 кг/м^3.

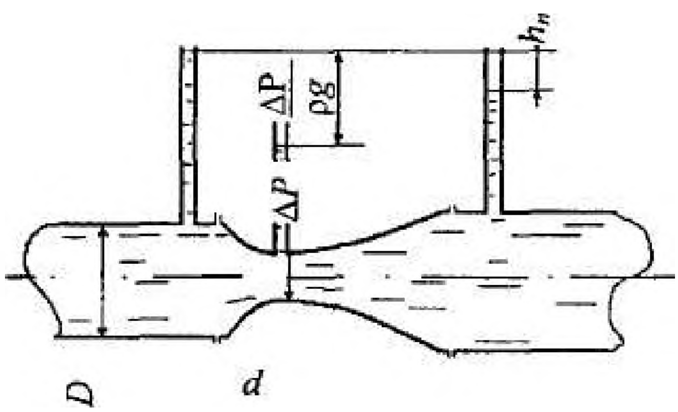


Рис. 5.2. К решению задачи 5.7

Задача 5.8. Стальная труба диаметром d=200 мм, предназначенная для противопожарного водопровода, продувается воздухом в аэродинамической лаборатории для определения сопротивлений. Определить необходимую скорость воздуха $V_м$ при продувке, если скорость воды $V_н$ = 1 м/с, температура 20°С.

Задача 5.9. По трубке Вентури диаметром 300 мм течет керосин с расходом 0,1 м^3/с. Найти скорость и расход в модели, выполненной в масштабе 1:3, если вместо керосина течет вода. Значения вязкостей для воды и керосина принять согласно приложениям 8 и 9.

Методические рекомендации. Для геометрически подобных потоков условия динамического подобия соблюдаются, если обеспечено равенство чисел подобия. В данном случае чисел Re.

Задача 5.10. По трубопроводу с диаметром 200 мм перекачивается нефть (ρ=840 кг/м^3, μ=0,015 Па·с) с расходом 0,4 м^3/с. Определить, какова должна быть скорость движения воды при температуре 283 К в трубопроводе того же диаметра, чтобы режим течения был динамически подобен движению нефти при заданных условиях?

Методические рекомендации. Т.к. режимы течения нефти и воды динамически подобны при заданных условиях, то обеспечивается равенство чисел Re.

6. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ

Режим движения жидкости, при котором отдельные струйки жидкости в потоке движутся параллельно друг другу, называется **ламинарным** (от латинского слова lamina – слой). Беспорядочный режим движения жидкости называется **турбулентным** (от латинского слова turbulentus – беспорядочный).

Опыт показывает, что переход от ламинарного течения к турбулентному происходит тем легче, чем больше массовая скорость жидкости ρV и диаметр трубы d и чем меньше вязкость жидкости μ. Рейнольдс установил, что указанные величины можно объединить в безразмерный комплекс, значение которого позволяет судить о режиме движения жидкости. Этот комплекс носит название **критерия Рейнольдса** (Re):

$$Re=\frac{Vd\rho}{\mu}, \tag{6.1}$$

где μ - динамическая вязкость жидкости, Па·с.

Критерий Re является мерой соотношения между силами вязкости и инерции в движущемся потоке. В самом деле, вероятность нарушения ламинарного режима течения и возникновения хаотического перемещения частиц тем больше, чем меньше вязкость жидкости, препятствующая этому нарушению, и чем больше ее плотность, представляющая собой меру инерции отклонившихся от прямолинейного движения частиц. Поэтому при равных скоростях движения различных жидкостей в трубах одинакового диаметра турбулентность возникает тем легче, чем больше плотность и меньше динамическая вязкость, или чем меньше кинематическая вязкость ν. Соответственно критерий Рейнольдса может быть записан в виде:

$$Re=\frac{Vd}{\nu}, \tag{6.2}$$

где ν - кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

Переход от ламинарного к турбулентному движению характеризуется критическим значением $Re_{кр}$. Так, при движении жидкостей по прямым гладким трубам $Re_{кр} \approx 2320$. При Re < 2320 течение обычно является ламинарным, поэтому данную область значений Re называют областью устойчивого ламинарного режима течения. При Re > 2320 чаще всего наблюдается турбулентный характер движения. Однако при 2320 < Re < 10000 режим течения еще неустойчиво турбулентный (эту область изменения значений Re часто называют **переходной**). Хотя турбулентное движение при таких условиях более вероятно, но иногда при этих значениях Re может наблюдаться и ламинарный поток. Лишь при Re> 10000 турбулентное движение становится установившимся (развитым) (рис. 6.1).

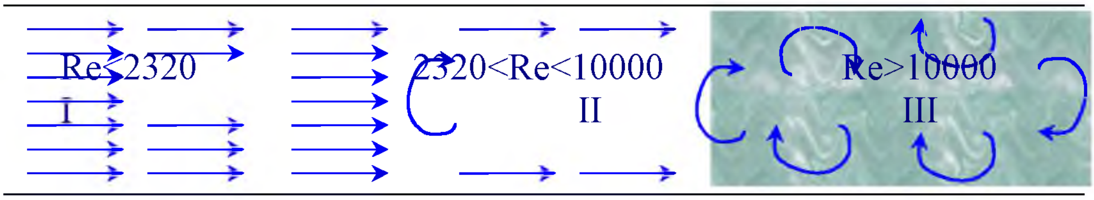
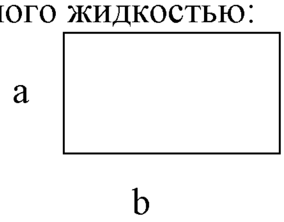


Рис. 6.1. Режимы движения жидкостей:
I- ламинарный; II- переходный; III- турбулентный

В случае движения жидкости через каналы некруглого сечения при расчете критерия Re вместо d используется эквивалентный диаметр, определяемый соотношением (3.2).

Эквивалентный диаметр равен диаметру гипотетического трубопровода круглого сечения, для которого отношение площади к смоченному периметру то же, что и для данного трубопровода некруглого сечения.

Например, для канала прямоугольного сечения со сторонами a и b, полностью заполненного жидкостью:



$$d_э = \frac{4\omega}{\chi} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}. \qquad (6.3)$$

Для канала кольцевого поперечного сечения, в котором жидкость ограничена внутренней и наружной окружностями с диаметрами $d_{вн}$ и $d_н$ соответственно, эквивалентный диаметр:

$$d_э = \frac{4\omega}{\chi} = \frac{4\frac{\pi}{4}(d_{вн}^2 - d_н^2)}{\pi(d_{вн} + d_н)} = \frac{(d_{вн} + d_н)(d_{вн} - d_н)}{d_{вн} + d_н} = d_{вн} - d_н. \qquad (6.4)$$

Для круглой трубы с внутренним диаметром d:

$$dэ = \frac{4\omega}{\chi} = \frac{4\frac{\pi}{4}d^2}{\pi d} = d, \qquad (6.5)$$

т.е. равен внутреннему диаметру трубы.

Задача 6.1. По трубопроводу внутренним диаметром 100 мм течет вода в количестве 10 л/с. Температура воды 10 °С. Определить режим движения воды.

Дано: d= 100 мм; Q= 10 л/с; t= 10 ^{0}C.

Найти: Re.

Решение:

Площадь поперечного сечения трубопровода:

$$\omega = \frac{\pi}{4} d^2 = 0{,}785 d^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}1^2 = 0{,}00785 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость движения воды в трубопроводе:

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{0{,}00785} = 1{,}27 \text{ м/с}.$$

Свойства воды при заданной температуре 10 ^{0}C:

плотность ρ = 999,73 кг/м^3 (приложение 1)

динамическая вязкость μ = 0,001308 Па$\cdot$с (приложение 8).

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} = \frac{1{,}27 \cdot 0{,}1 \cdot 999{,}73}{0{,}001308} = 97069\,.$$

Ответ: режим движения жидкости устойчивый турбулентный.

Задача 6.2. Определить, при каком расходе воды по пожарному рукаву диаметром 66 мм режим движения можно считать ламинарным. Коэффициент кинематической вязкости $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Дано: d= 66 мм; Re=2320; $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Найти: Q.

Решение:

Определим среднюю скорость движения воды, при которой режим будет ламинарным.

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

$$V = \frac{Re \cdot \nu}{d} = \frac{2320 \cdot 1 \cdot 10^{-6}}{0{,}066} = 0{,}035 \text{ м/с}.$$

Расход воды

$$Q = V \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 0{,}035 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}066^2 = 1{,}2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ответ: Q= $1{,}2 \cdot 10^{-4}$ м^3/с.

Задача 6.3. В кольцевом пространстве аппарата (рис. 6.2) протекает вода в количестве Q. Температура воды 12 ^{0}C. Внутренний диаметр большей трубы D, наружный диаметр меньшей трубы d. Определить, в каком режиме движется вода.

Методические рекомендации. Для определения режима движения воды необходимо рассчитать значение критерия Рейнольдса. Поскольку вода протекает в кольцевом пространстве между наружной и внутренней трубами, то при расчете критерия необходимо определить эквивалентный диаметр для данного случая. Исходные данные приведены в таблице.

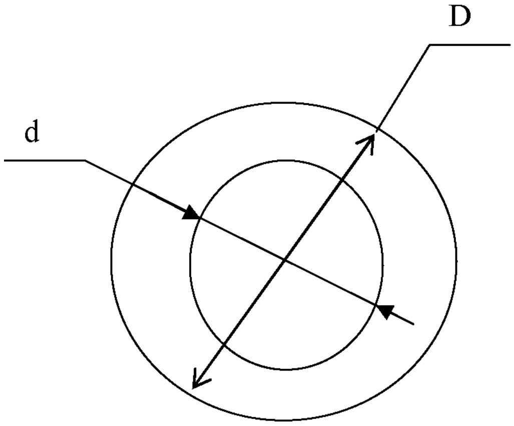


Рис. 6.2. К решению задачи 6.3

Исходные данные к задаче 6.3

Номер варианта	**Q, л/с**	**D, мм**	**d, мм**
1	5	200	88
2	4	250	185
3	10	300	185
4	15	125	85
5	2	80	57
6	2,5	150	57
7	3	175	57
8	7	150	85
9	25	125	88
0	36	75	53

Задача 6.4. Определить режим движения воды в пожарном рукаве, если расход воды Q, диаметр рукава $d_р$. Коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 10^{-6}$ м^2/с . Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 6.4

Номер варианта	**Q, л/с**	**$d_р$, мм**
1	3,4	51
2	7	51
3	3,4	66
4	7	66

Номер варианта	Q, л/с	$d_р$, мм
5	10,4	66
6	6,8	77
7	10,4	77
8	14	77
9	21	77
0	28	77

Задача 6.5. Определить режим движения нефти в трубе при следующих данных: массовый расход 9,81 кг/с, температура нефти 15 °С, плотность нефти 850 кг/м^3, диаметр трубопровода d = 0,1 м, динамический коэффициент вязкости принять в соответствии с приложением 9.

Задача 6.6. Определить число Рейнольдса и режим движения воды в водопроводной трубе диаметром d = 150 мм, если протекающий по ней расход Q = 0,136 м^3/с. Температура воды 10°С.

Задача 6.7. Определить число Рейнольдса и режим течения при движении машинного масла по трубопроводу диаметром d = 250 мм с массовым расходом 30 кг/с. Коэффициент динамической вязкости μ = 0,017 Па·с. Плотность масла принять по приложению 1.

Задача 6.8. Определить критическую скорость, отвечающую переходу от ламинарного режима к турбулентному, в трубе диаметром d =0,03 м при движении воды и воздуха при температуре 25°С и глицерина при температуре 20°С. ($\nu_{воды} = 0{,}9 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, $\nu_{воздуха} = 16{,}5 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, $\nu_{глицерина} = 4{,}1 \cdot 10^{-4}$ м^2/с).

Задача 6.9. Конденсатор паровой турбины, установленный на тепловой электростанции, оборудован 8186 охлаждающими трубками диаметром d = 0,025 м. В нормальных условиях работы через конденсатор пропускается 13600 м^3/ч циркуляционной воды с температурой 14,5-15°С. Будет ли при этом обеспечен турбулентный режим движения в трубках?

Задача 6.10. Как изменяется число Рейнольдса при переходе трубопровода от меньшего диаметра к большему и при сохранении постоянного расхода; Q = const.

Задача 6.11. Определить диаметр трубопровода, по которому подается вода с расходом Q =1,5 л/с, из условия получения в нем максимально возможной скорости течения при сохранении ламинарного режима. Температура воды 20°С.

7. ПОТЕРИ НАПОРА В ТРУБОПРОВОДАХ И РУКАВНЫХ ЛИНИЯХ

Расчет гидравлического сопротивления при движении реальных жидкостей по трубопроводам является одним из основных прикладных вопросов гидродинамики.

Важность определения потери напора $h_п$ (или потери давления $\Delta p_п$) связана с необходимостью расчета затрат энергии, требуемых для компенсации этих потерь и перемещения жидкостей, например с помощью насосов, компрессоров и т.д. Без знания величины $h_п$ (или $\Delta p_п$) невозможно применение уравнения Бернулли для реальной жидкости.

Потери напора в трубопроводе в общем случае обусловливаются сопротивлением трения и местными сопротивлениями.

Сопротивление трения, называемое также **сопротивлением по длине**, существует при движении реальной жидкости по всей длине трубопровода.

Местные сопротивления возникают при любых изменениях значения скорости потока или ее направления. К их числу относятся вход потока в трубу и выход из нее жидкости, внезапные сужения и расширения труб, отводы, колена, тройники, запорные и регулирующие устройства (краны, вентили, задвижки) и др.

Таким образом, потерянный напор является суммой двух слагаемых

$$h = h_{тр.} + h_{м.с.}, \tag{7.1}$$

где $h_{тр.}$ – потери напора на трение по длине трубопровода, м;

$h_{м.с.}$ – потери напора на участках местных сопротивлений, м.

Потери напора по длине трубопровода при равномерном установившемся движении жидкости могут быть определены по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{тр.} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \tag{7.2}$$

где: λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина трубопровода, м;

d – диаметр (эквивалентный диаметр), м;

V – средняя скорость движения жидкости, м/с;

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

Величина коэффициента гидравлического трения λ в общем случае зависит от величины критерия Рейнольдса и относительной шероховатости внутренних стенок трубопровода $\frac{\Delta}{d}$, где Δ - абсолютная шероховатость внутренних стенок трубопровода, мм. Δ зависит от материала внутренней поверхности трубопровода и срока эксплуатации, находится по справочным таблицам (см. приложение 11).

Для расчета коэффициента гидравлического трения λ необходимо определить область трения для заданного конкретного случая и выбрать соответствующую расчетную формулу (приложение 12).

В случае установившегося равномерного движения жидкости в трубах и пожарных рукавах, когда коэффициент гидравлического трения не зависит от критерия Рейнольдса, линейные потери напора можно также определить по упрощенным формулам:

$$h_{тр.} = A\, l\, Q^2, \qquad (7.3)$$

где A – удельное сопротивление, потери напора на 1 м длины;

l – длина трубопровода, м;

Q – расход жидкости, $м^3/с$.

Значения удельных сопротивлений приведены в приложении 13. Учитывая, что A l= S, формулу (7.3) можно записать

$$h_{тр.} = S\, Q^2, \qquad (7.4)$$

где S – сопротивление участка длиной l;

Q – расход жидкости, л/с.

При скоростях движения жидкости менее 1,2 м/с необходимо ввести поправочный коэффициент $К_п$, значения которого приведены в приложении 14.

Формулы (7.3) и (7.4) могут быть записаны в виде

$$h_{тр.} = К_п\, A\, l\, Q^2 = К_п\, S\, Q^2. \qquad (7.5)$$

Потери напора в местных сопротивлениях можно определить по формуле Вейсбаха

$$h_{м.с.} = \sum \xi \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad (7.6)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от вида местного сопротивления и приводятся в справочный литературе. Значения некоторых из них приведены в приложении 15.

В некоторых случаях потери напора на местных сопротивлениях определяются по формуле

$$h_{м.с.} = S\, Q^2, \qquad (7.7)$$

где S – сопротивление, значение которого для гидрантов, колонок и водомеров приводится в справочной литературе.

Отношение потерь напора h на участке трубопровода к длине этого участка l, измеренного по оси потока, называется **гидравлическим уклоном**:

$$i = \frac{h}{l}. \qquad (7.8)$$

В пожарных рукавах, в отличие от жестких трубопроводов, с одной стороны, имеет место уменьшение потерь напора вследствие увеличения диаметра и, с другой стороны, возрастание потерь напора из-за удлинения рукавной линии и увеличения шероховатости. Исследования показали, что эти изменения в потерях напора уравновешиваются между собой, и поэтому практически их можно не учитывать [3].

Потери напора в рукавных соединениях по отношению к потерям по всей длине невелики, поэтому их отдельно не учитывают, а относят к общим потерям напора в рукавах.

Потери напора в пожарных рукавах удобнее определять через сопротивление одного стандартного рукава длиной 20 м

$$h_p = n\, S_p\, Q^2, \qquad (7.9)$$

где h_p – потери напора в рукавной линии, м;

n – количество рукавов в линии;

S_p – сопротивление одного стандартного рукава длиной 20 м; значения S_p приведены в приложении 16;

Q – расход воды по рукавной линии, л/с.

Задача 7.1. По горизонтальному стальному трубопроводу диаметром 70 мм, абсолютной шероховатостью 0,2 мм, длиной 100 м необходимо подавать $5{,}55\cdot10^{-3}$ м^3/с нефти ($\rho = 990$ кг/м^3, $\mu = 10^{-2}$ Па$\cdot$с). На трубопроводе установлены 6 колен и 2 вентиля. Определить общие потери давления в трубопроводе.

Дано: d= 70 мм=0,07 м; Δ=0,2 мм; l= 100 м; Q= $5{,}55\cdot10^{-3}$ м^3/с; $\rho = 990$ кг/м^3; $\mu = 10^{-2}$ Па$\cdot$с; 6 колен и 2 вентиля.

Найти: Δp.

Решение:

Скорость движения нефти

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4\cdot 5{,}55\cdot 10^{-3}}{3{,}14\cdot 0{,}07^2} = 1{,}45 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} = \frac{1{,}45\cdot 0{,}07\cdot 990}{10^{-2}} = 10100.$$

Определим область гидравлического трения

$$20\frac{d}{\Delta} = 20\cdot\frac{70}{0{,}2} = 7000$$

$$500\frac{d}{\Delta}=500\cdot\frac{70}{0{,}2}=175000$$

$$20\frac{d}{\Delta}<\text{Re}<500\frac{d}{\Delta},$$

следовательно имеет место область гидравлически шероховатых труб.

$$\lambda=0{,}11\left(\frac{68}{\text{Re}}+\frac{\Delta}{d}\right)^{00,25}=0{,}11\left(\frac{68}{10100}+\frac{0{,}2}{70}\right)^{0,25}=0{,}033$$

Потери давления на трение

$$\Delta p_{\text{тр}}=\lambda\frac{l}{d}\frac{V^2}{2}\rho=0{,}033\frac{100}{0{,}07}\frac{1{,}45^2}{2}990=4920\ \text{Па}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений

$\sum\xi=6\xi_{\text{кол.}}+2\xi_{\text{вент.}}=6\cdot1{,}265+2\cdot4{,}2=16$ (приложение 15).

Потери давления в местных сопротивлениях

$$\Delta p_{\text{мс}}=\sum\xi\frac{V^2}{2}\rho=16\cdot\frac{1{,}45^2}{2}990=16650\ \text{Па}$$

Общие потери напора

$$\Delta p=\Delta p_{\text{тр}}+\Delta p_{\text{мс}}=4920+16650=21570\ \text{Па}.$$

Ответ: $\Delta p=21570$ Па.

Задача 7.2. Жидкость плотностью 1200 кг/м^3 подается в количестве 30 м^3/ч по трубопроводу диаметром 0,1 м, длиной 20 м на высоту H= 5 м в аппарат с давлением p_2= 0,16 МПа. На трубопроводе имеются два колена и один нормальный вентиль. Коэффициент внешнего трения λ=0,02. Определить показание манометра, установленного в начале трубопровода на высоте h= 0,5 м.

Дано: ρ=1200 кг/м^3; Q= 30 м^3/ч; d= 0,1 м; l= 20 м; H= 5 м; p_2= 0,16 МПа; два колена и один нормальный вентиль; λ=0,02; h= 0,5 м.

Найти: $p_м$.

Решение:

Составим уравнение Бернулли для начала и конца движения жидкости по трубопроводу

$$\frac{p_м+p_0}{\rho g}+h+\frac{V_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\rho g}+H+\frac{V_2^2}{2g}+h_{\text{пот}}$$

Учитывая, что скоростные напоры одинаковы, а потери напора определяются по уравнению

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

показание манометра определится следующим образом:

$$p_м=(p_2-p_0)+(H-h)\rho g+\frac{V^2}{2}\left(\lambda\frac{l}{d}+\sum\xi\right)\rho$$

Скорость движения жидкости в трубопроводе

$$V=\frac{4Q}{\pi d^2}=\frac{4\cdot 30}{3600\cdot 3{,}14\cdot 0{,}1^2}=1{,}06 \text{ (м/с)}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений

$\sum \xi = 2\xi_{кол.} + \xi_{вент.}$ =2·1,265+4,1= 6,63 (приложение 15).

$$p_м=(16\cdot 10^4-9{,}81\cdot 10^4)+(5-0{,}5)\cdot 1200\cdot 9{,}81+\frac{1{,}06^2}{2}\cdot\left(0{,}02\frac{20}{0{,}1}+6{,}63\right)\cdot 1200=$$

111954 Па.

Ответ: $p_м$= 111954 Па.

Задача 7.3. Определить потерю напора и потерю давления на трение при протекании воды по трубке, выполненной из материала М, диаметром d, длиной l. Скорость воды V. Температура 12 ^{0}C. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Потерю напора на трение следует определять по формуле (7.2). Значение абсолютной шероховатости стенок трубопровода определяют в зависимости от материала труб по таблице приложения 11.

Потеря давления

$\Delta p_{тр}= h_{тр}\rho g$, Па.

Исходные данные к задаче 7.3

Номер варианта	**М**	**d, мм**	**l, м**	**V, м/с**
1	сталь	80	5	2,5
2	латунь	90	12	1,9
3	сталь	90	15	3
4	стекло	80	30	1,35
5	сталь	100	40	1,5
6	чугун	200	28	1,2
7	чугун	175	10	2,7
8	сталь	125	7	2,9
9	латунь	70	6	1,3
0	чугун	150	18	2

Задача 7.4. По трубе диаметром d и длиной l перекачивается вода с расходом Q. Определить давление p_2 в сечении 2-2, если в сечении 1-1, расположенном на высоте H, давление равно p_1. Температура перекачки воды 10 ^{0}C, абсолютная шероховатость стенок трубы Δ, коэффициент сопротивления задвижки $\xi_з$, поворота – $\xi_п$. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Для сечений 1-1 и 2-2 составляется уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_п$$

Потери напора на участке трубы от сечения 1-1 до сечения 2-2 определяются как сумма потерь напора на трение и потерь напора во всех местных сопротивлениях

$$h_п = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi\right) \cdot \frac{V^2}{2g}.$$

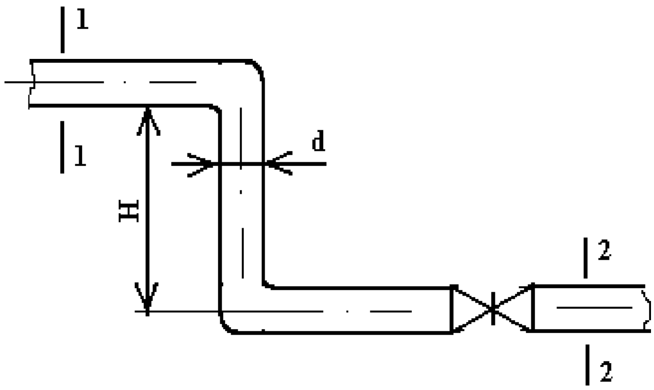


Рис. 7.1. К решению задачи 7.4

Исходные данные к задаче 7.4

Номер варианта	d, мм	l, м	Q, л/с	H, м	$p_1 \cdot 10^5$, Па	Δ, мм	$\xi_з$	$\xi_п$
1	40	100	2	2	5	1	4,9	0,4
2	20	100	0,5	3	6	1	8	0,35
3	150	50	56,2	5	8	0,75	4,6	0,3
4	80	50	16	4	7	1,5	4,2	0,45
5	50	80	5	8	6	0,73	2,2	0,2
6	20	50	1	2	10	1	6	0,5
7	40	70	4	4	9	1,3	4,9	0,6
8	100	100	12,5	3,5	11	1,2	4,1	0,2
9	150	100	28,1	3	7	0,75	4,4	0,4
0	100	50	25	6	9	1	4,1	0,25

Задача 7.5. Определить потери напора в стальном, умеренно заржавевшем водоводе противопожарного водопровода диаметром d = 300 мм и длиной 500 м при пропуске расхода Q = 100 л/с и температуре воды t = 10 °С.

Задача 7.6. Определить режим движения и потери напора в маслопроводе длиной l = 12 м и диаметром d = 10 мм при перекачивании 0,4 л/с минерального масла. Коэффициент кинематической вязкости выбрать согласно приложению 9.

Задача 7.7. Вода подается из насосной станции по пожарному водоводу длиной l = 1500м с расходом Q = 60л/с и скоростью V = 1,9м/с при температуре t = 10°С. На водоводе установлены обратный клапан, две задвижки и имеется поворот на 90°. Водовод выполнен из стальной, сильно заржавевшей трубы. Определить потери напора.

Задача 7.8. Вычислить и сравнить потери напора при перекачивании воды ($\nu_в = 1{,}1\cdot10^{-6}$ м^2/с) по трубе диаметром d = 150 мм, длиной l = 50 м, Q = 0,01 м^3/с и мазута ($\nu_{маз} = 20\cdot10^{-4}$ м^2/с). Абсолютная шероховатость трубы Δ= 0,2 мм.

Задача 7.9. Определить коэффициент сопротивления контрольно–сигнального клапана ВС-100 спринклерной установки водяного пожаротушения, если потери напора $h_п$ = 2,5 м, а расход Q = 25 л/с.

Задача 7.10. Определить потери напора в счетчике воды при минимальном расходе и коэффициент гидравлического сопротивления ξ, если минимальный расход через счетчик Q_{min}, максимальный Q_{max}, диаметр условного прохода счетчика d, потери напора при максимальном расходе h_{max} = 10 м. Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 7.10

Номер варианта	**Q_{min}, л/с**	**Q_{max}, л/с**	**d, мм**
1	0,07	17	25
2	0,01	10	32
3	0,16	16	40
4	0,3	30	50
5	1,5	70	65
6	2	110	80
7	3	180	100
8	4	350	150
9	6	600	200
0	15	1000	300

Задача 7.11. Определить время заполнения пожарного водоема емкостью W, если заполнение производится из магистральной сети наружного водопровода с давлением $p_м$ по стальной трубе (не сильно прокорродированной) диаметром d, длина трубы l (рис 7.2). Область трения жидкости принять автомодельной. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Время заполнения пожарного водоема определяется из выражения

$$\tau = \frac{W}{Q},$$

где Q – расход воды по трубе, м^3/с.

Q= Vω, следовательно, необходимо определить скорость движения воды в трубе. Скорость определяется с использованием уравнения Бернулли.

Выбирается плоскость сравнения 0-0, проходящая по оси трубы, и назначаются два расчетных сечения 1-1 и 2-2. Записывается уравнение Бернулли в общем виде

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_п.$$

Производится оценка слагаемых уравнения

$z_1 = 0$, $p_1 = p_a + p_м$, $V_1 = V_2$, $z_2 = 0$, $p_2 = p_a$.

Потери напора на участке трубы от сечения 1-1 до сечения 2-2 определяются как сумма потерь напора на трение и потерь напора во всех местных сопротивлениях

$$h_п = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi\right) \cdot \frac{V^2}{2g}.$$

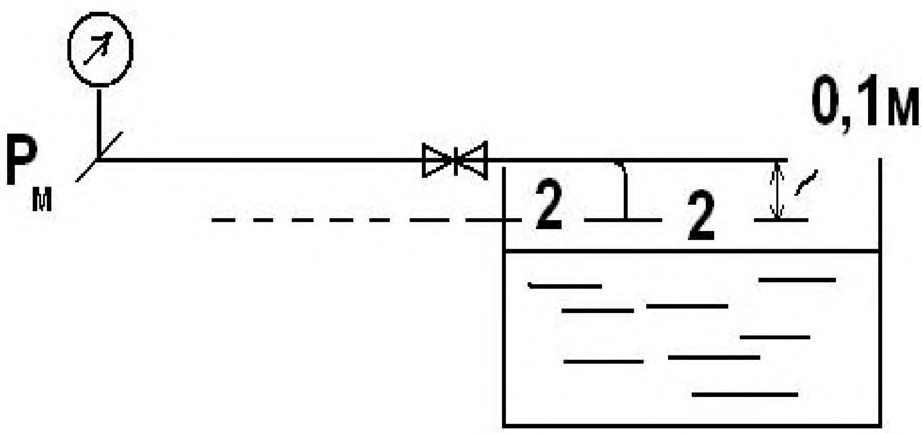


Рис. 7.2. К решению задач 7.11 и 7.12

Исходные данные к задаче 7.11

Номер варианта	W, м^3	Pм, МПа	d, мм	l, м
1	150	0,2	150	65
2	180	0,15	100	30
3	200	0,25	100	50
4	220	0,28	150	40
5	245	0,3	250	38
6	170	0,12	200	31
7	215	0,18	100	48
8	210	0,16	150	47
9	190	0,175	200	46
0	250	0,27	250	42

Задача 7.12. Восстановление пожарного объема W воды в водоеме осуществляется от городской водопроводной сети по тупиковой стальной горизонтальной трубе сильно заржавевшей, диаметром d = 100 мм и длиной l (рис. 7.2), на трубе имеется задвижка и на выходе поворот под 90° (колено). Максимальный срок восстановления пожарного объема воды должен быть не более 24 ч. Определить расход воды Q, л/с и допустимое минимальное давление в магистральной городской сети p_{min}. Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 7.12

Номер варианта	**W, м^3**	**l, м**
1	200	500
2	500	200
3	800	250
4	400	150
5	600	150
6	1000	220
7	2000	210
8	700	250
9	1000	150
0	1500	120

Задача 7.13. Если непосредственный забор воды из водоема автонасосами или мотопомпами на нужды пожаротушения затруднен или вода забирается из резервуара чистой воды, следует предусматривать приемный (мокрый колодец) объемом 3 - 5 м^3. Перед приемным колодцем следует устраивать сухой колодец с задвижкой, штурвал которой должен быть выведен под крышку люка (рис. 7.3). Диаметр трубопровода, соединяющий водоем или резервуар с приемным колодцем, следует принимать из условия пропуска расчетного расхода воды на пожаротушение, но не менее 200 мм. На входе в трубопровод должна быть решетка или сетка для защиты от попадания мусора в колодец.

Определить требуемый диаметр трубопровода, если длина его l, расход воды на пожаротушения Q. Трубопровод стальной, старый, сильно заржавевший. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Забор воды с полным расходом на пожаротушение должен быть обеспечен при самом низком уровне воды в водоеме или резервуаре в течение всего расчетного периода тушения пожара. При этом уровень воды в приемном колодце должен быть выше всасывающей сетки автонасоса на 0,3 – 0,5 м, чтобы не допустить образования воронки, подсоса воздуха и, как следствие, срыва работы автонасоса. Исходя их этих соображений, разность уровней в резервуаре (водоеме) при наихудших условиях (самый низкий уровень воды в резервуаре) принять равным $H_1 - H_2 =$ 0,5 м.

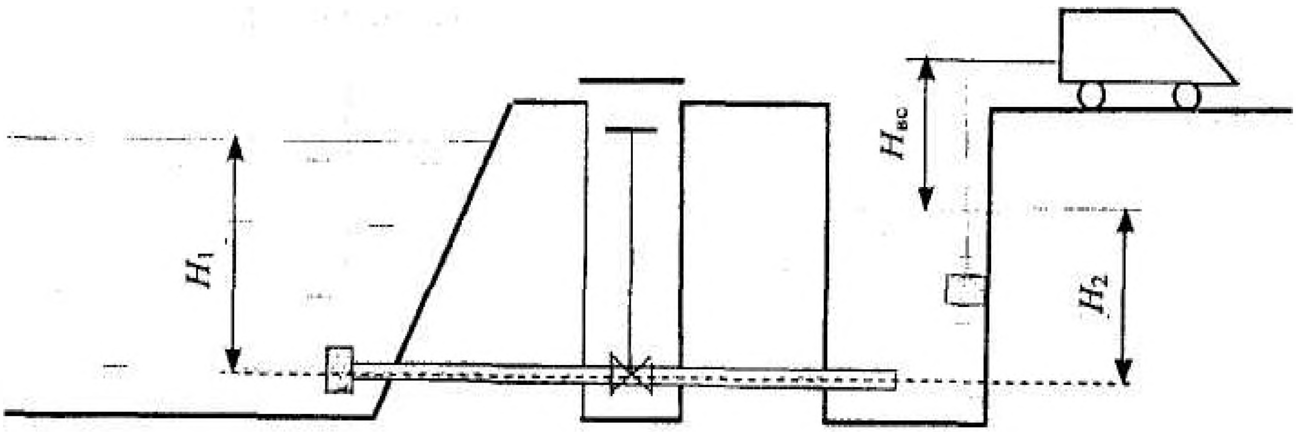


Рис. 7.3. К решению задачи 7.13

Исходные данные к задаче 7.13

Номер варианта	**Q, л/с**	**l, м**
1	60	20
2	100	60
3	120	40
4	140	80
5	180	140
6	200	120
7	160	70
8	80	55
9	40	40
0	130	90

Задача 7.14. Для сохранения неприкосновенного пожарного запаса воды в резервуаре всасывающая линия оборудована воздушной трубкой, верхний срез которой находится на уровне пожарного запаса в резервуаре. Предполагается, что при снижении уровня воды до пожарного запаса воздух, вследствие возникновения вакуума в сечении, к которому приварена трубка, проникает во всасывающий трубопровод насосов, произойдет срыв работы насоса, и забор воды прекратится. Определить, сохранится ли неприкосновенный запас воды, если уровень воды находится на высоте h выше оси всасывающей трубы. Диаметр трубы D, расход воды Q. Труба оборудована всасывающей сеткой с клапаном (ξ_1=6,0) и имеет колено (ξ_1=0,5).

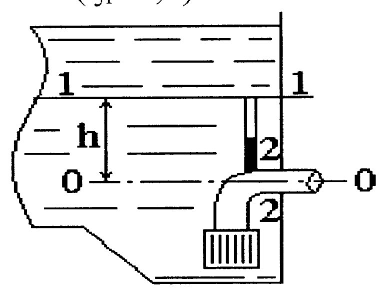


Рис. 7.4. К решению задачи 7.14

Методические рекомендации. Выбираются два сечения, которые будут сравниваться с помощью уравнения Бернулли:

Сечение I-I выбирается по уровню неприкосновенного запаса воды;

II-II - по оси всасывающей трубы.

Плоскость сравнения 0-0 проходит по оси всасывающего трубопровода.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_п$$

$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = 0$ - избыточное давление в сечении I-I;

$\frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0$- скорость снижения уровня в сечении I-I мала по сравнению с прочими величинами;

$h_{пот.}$- потери напора на местные сопротивления (линейными потерями на участке от сечения I-I до сечения П-П можно пренебречь).

Решая уравнение Бернулли относительно $\frac{P_2}{\rho \cdot g}$, определим, сохранится ли неприкосновенный запас воды.

Исходные данные к задаче 7.14

Номер варианта	h, м	D, мм	Q, л/с
1	3	200	45
2	4,0	125	35
3	3,0	100	55
4	3,2	125	40
5	4,0	250	60
6	2,7	200	50
7	3,6	150	70
8	4,5	150	20
9	2,0	150	25
0	3,6	250	30

Задача 7.15. Во избежание переполнения бак водонапорной башни снабжен переливной трубой диаметром d = 100 мм (рис. 7.5), с абсолютной шероховатостью Δ = 1 мм, общей длиной 30 м, имеющей три колена по 90° с радиусом закругления 100 мм. Определить максимальную пропускную способность Q переливной трубы, если H_1 = 0,2 м , H_2 = 20 м.

Методические рекомендации. В первом приближении линейный коэффициент гидравлического сопротивления принять λ= 0,03. Температуру воды принять t = 20 °C.

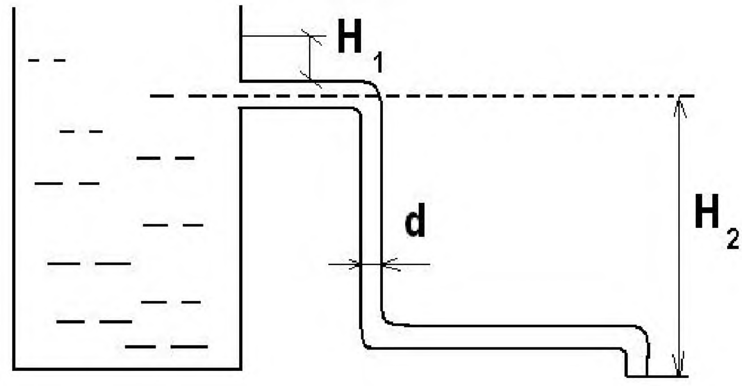


Рис. 7.5. К решению задачи 7.15

Задача 7.16. Из водоема А (рис. 7.6) в приемный колодец D вода при температуре t = 20°C поступает по сифону ABCD диаметром 200 мм, с абсолютной шероховатостью стенки трубы Δ = 1 мм. Коэффициенты сопротивлений поворотов B и C принять равными $\xi_{кол}$ = 0,2. Длина сифона l_{abcd} = 80 м. Разность уровней воды в водоеме А и приемном колодце D равна ΔH = 1 м. Определить расход воды Q через сифон.

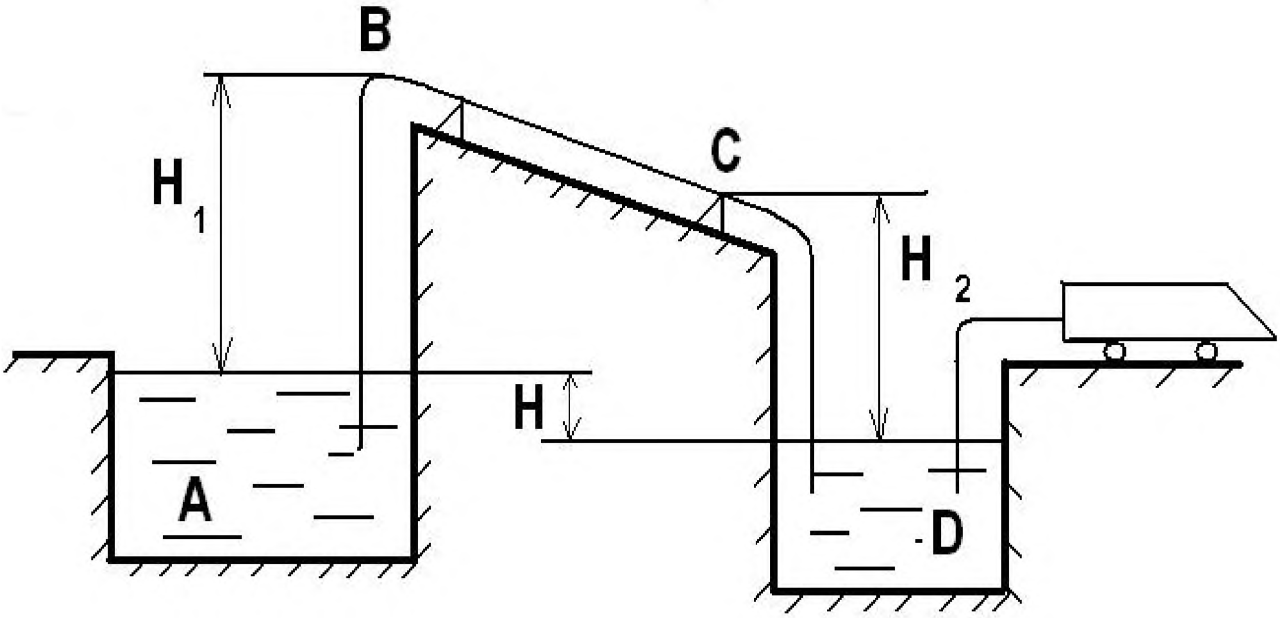


Рис. 7.6. К решению задачи 7.16

Задача 7.17. Определить вакуум в точке В сифона в задаче 7.16. Значения H_1 и l_{AB} взять из таблицы.

Исходные данные к задаче 7.17

Номер варианта	H_1, м	l_{AB}, м
1	0,5	2,5
2	1	3
3	1,5	3,5
4	2	4
5	2,5	4,5
6	3	5
7	3,5	5,5
8	4	6
9	4,5	6,5
0	5	7

Задача 7.18. Определить вакуум в точке С сифона в задаче 7.16. Значения H_2 и l_{AD} взять из таблицы.

Исходные данные к задаче 7.18

Номер варианта	H2, м	lAD, м
1	1,3	3,3
2	2	4
3	3	5
4	2,5	4,5
5	4	6
6	3,5	5,5
7	4,2	6,2
8	4,8	6,5
9	5	7
0	5,5	7,5

Задача 7.19. Вода по трубопроводу диаметром d и длиной l перекачивается с расходом Q. Уровень воды в резервуаре постоянный и равен H (рис. 7.7). Определить давление при входе в насос, если температура воды равна t, эквивалентная шероховатость стенок трубы Δ, коэффициент сопротивления задвижки $\xi_{задв}$, поворота – $\xi_{пов}$ (коэффициент сопротивления входа в трубопровод $\xi_{вх}$ = 0,5). Числовые значения параметров приведены в таблице.

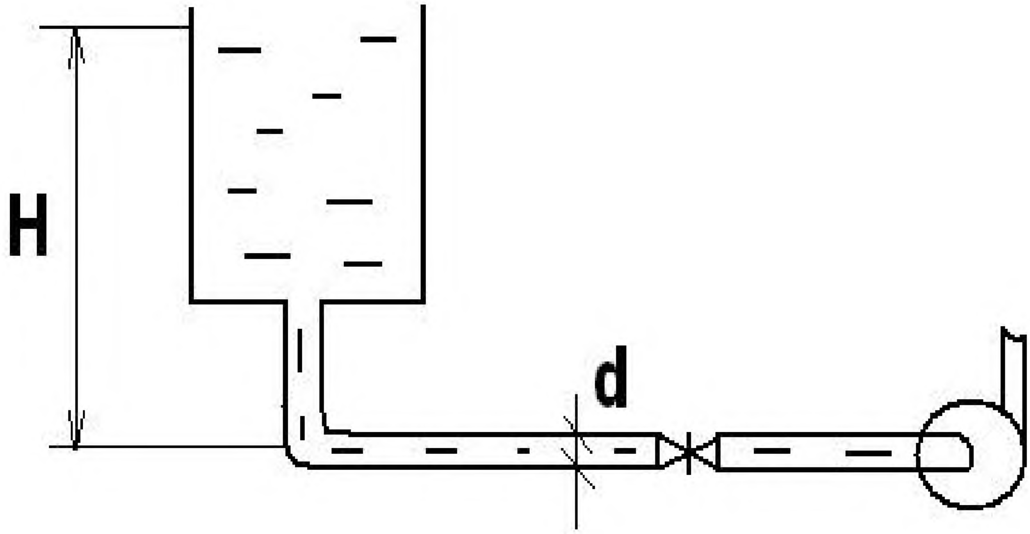


Рис. 7.7. К решению задачи 7.19

Исходные данные к задаче 7.19

Номер варианта	d, мм	l, м	Q, л/с	H, м	t, °C	Δ, мм	ξзадв	ξпов
1	75	20	10	8	20	1	0,6	0,5
2	150	10	20	6	15	0,75	5	0,6
3	150	15	15	4	10	0,5	3	0,4
4	125	18	12	10	20	1	2	0,3
5	100	12	10	7	15	0,75	4	0,5
6	80	14	8	5	10	0,5	3	0,6
7	90	16	10	6	20	1	2	0,4
8	75	25	8	8	15	0,75	4	0,5
9	200	30	15	4	10	0,5	5	0,3
0	150	20	12	6	20	1	3	0,6

Задача 7.20. Определить допустимую высоту установки центробежного насоса над уровнем воды $H_{вс}$ (рис. 7.8), перекачивающего воду с температурой t в количестве Q, если вакуумметрическая высота всасывания насоса $H_{вак}$. Диаметр трубы d, длина l, эквивалентная шероховатость стенок трубы Δ. Коэффициент сопротивления клапана с сеткой $\xi_{кл}$, поворота – $\xi_{пов}$. Решить задачу при числовых значениях параметров, указанных в таблице.

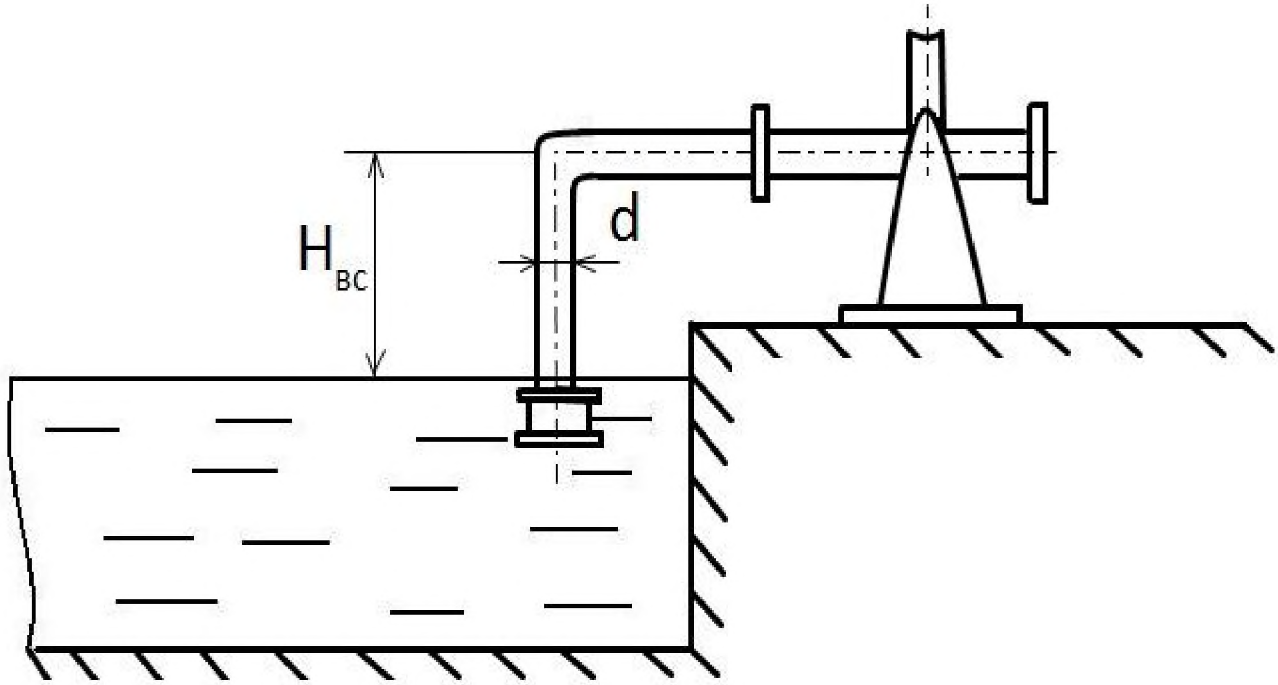


Рис. 7.8. К решению задачи 7.20

Исходные данные к задаче 7.20

Номер варианта	d, мм	l, м	Q, л/с	Hвак, м	Δ, мм	ξкл	ξпов
1	0,2	1,6	48	4,8	0,15	1	0,37
2	0,3	3	5	5	0,21	2	0,4
3	0,4	4,5	10	5,4	0,29	3	0,45
4	0,1	3	16	5,8	0,35	4	0,48
5	0,2	8	19	6	0,46	5	0,5
6	0,3	10	22	2	0,58	6	0,2
7	0,4	12	25	2,4	0,69	1	0,23
8	0,2	15	30	2,8	0,8	2	0,27
9	0,3	18	13	3,4	0,92	3	0,31
0	0,4	20	8	3,8	1	4	0,35

Задача 7.21. Определить диаметр трубопровода, который обеспечивает подачу воды в количестве 15 л/с от насоса с давлением на выходе $p_{ман}$ = 1,25 атм в водонапорный бак на высоту H = 12 м (рис. 7.9). Общая длина трубопровода l = 50 м. Труба чугунная новая (Δ = 0,5 мм). Температура воды t = 15 °C, $\xi_{пов}$ = 0,29.

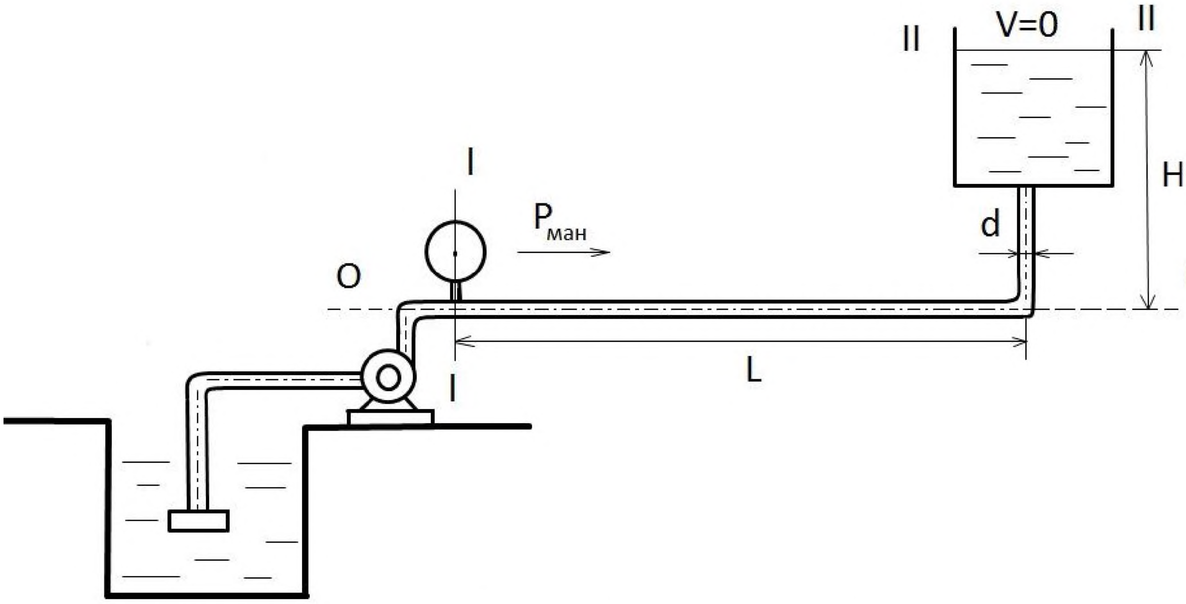


Рис. 7.9. К решению задачи 7.21

Задача 7.22. С помощью насоса, поддерживающего давление $p_{ман}$ в пункте А, вода должна подаваться в пункт В в количестве Q по новой чугунной водопроводной трубе длиной l. Местность горизонтальная. Требуется определить диаметр трубы, если давление в конце трубы равно 1,2 атм. Расчётные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 7.22

Номер варианта	**pман, атм**	**Q, л/с**	**l, м**
1	2	100	1400
2	2,5	200	1500
3	3	300	1600
4	3,5	400	2000
5	4	500	2500
6	4,5	600	3000
7	5	700	3500
8	6	800	4000
9	7	900	5000
0	7,5	1000	5500

Задача 7.23. Для заполнения водой цистерны с пожарным запасом воды (рис. 7.10), на ходу поезда, в специально устроенный между рельсами лоток с водой опускается труба приемного устройства диаметром d = 200 мм так, что входное сечение трубы располагается навстречу потоку. Высота подъема воды H = 2 м. Длина трубы 4 м. Местный коэффициент входа в трубу $\xi_{вх} = 1$, выхода $\xi_{вых} = 0{,}2$, поворотов $\xi_{пов} = 0{,}2$. Температура воды t = 20 °C. Определить время

заполнения емкости W= 10 м^3 при скорости поезда 40 км/ч. При какой наименьшей скорости поезда это приемное устройство перестанет работать?

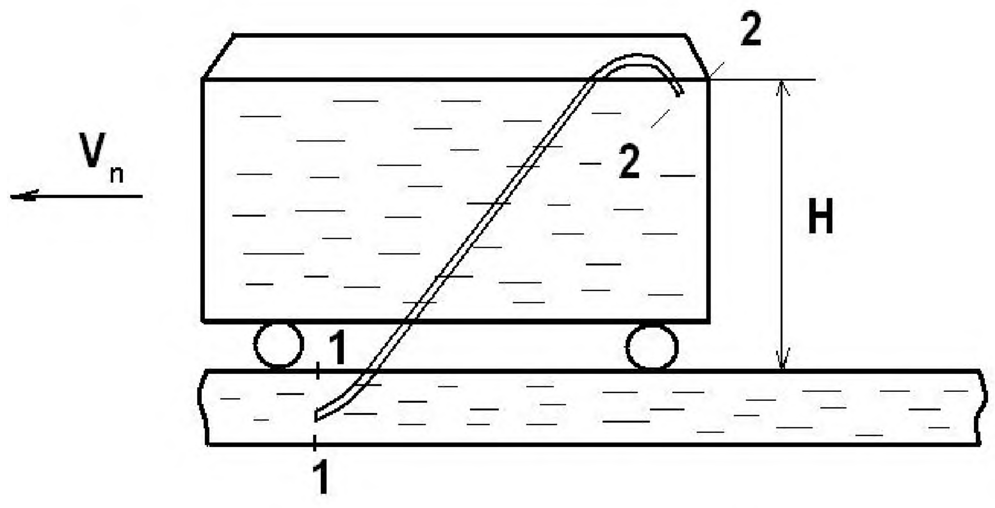


Рис. 7.10. К решению задачи 7.23

Задача 7.24. Центробежный насос (рис. 7.11) пожарного водопровода забирает воду из колодца в количестве Q = 120 л/с. Высота расположения оси насоса над уровнем воды в колодце H = 4,5 м. Длина всасывающей линии l = 50 м, труба снабжена всасывающей сеткой с обратным клапаном.

Определить диаметр всасывающей трубы, учитывая, что вакуум в трубе должен быть не более 6 м (λ = 0,021).

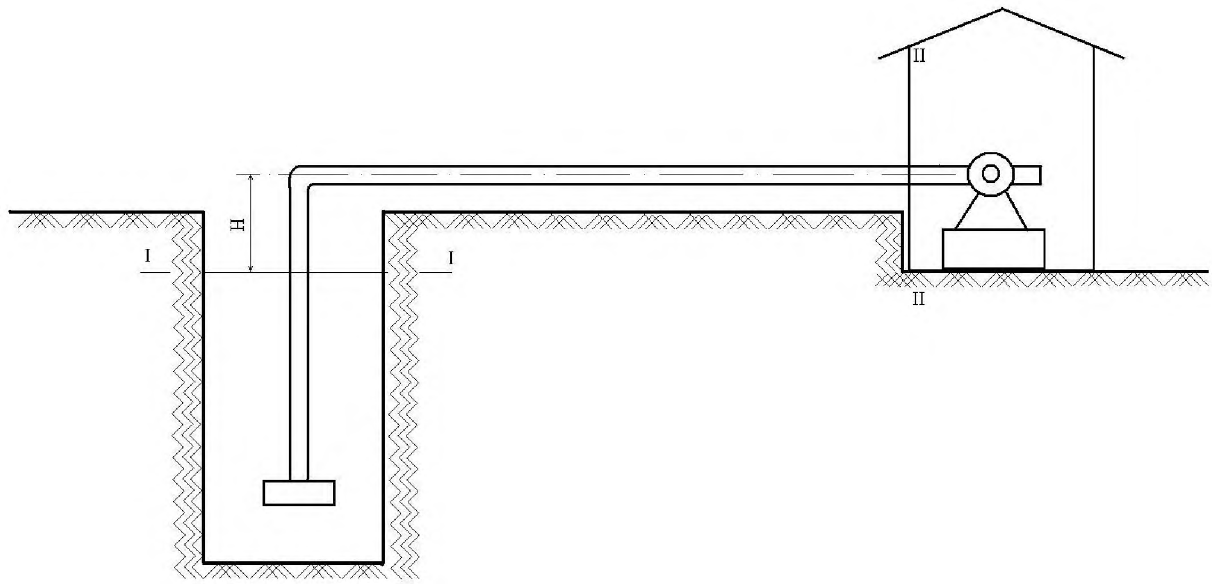


Рис. 7.11. К решению задачи 7.24

Задача 7.25. Определить потери напора на участке наружной водопроводной сети длиной 400 м, состоящей из чугунных труб диаметром 150 мм при пропуске воды во время пожара в количестве 35 л/с.

Задача 7.26. Определить потери напора на участке длиной 300 м наружной водопроводной сети, состоящей из новых стальных труб диаметром 200 мм при расходе воды 30 л/с. Потери напора определить по упрощённым формулам.

Задача 7.27. Определись потери напора в рукавной линии длиной 180 м, состоящей из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм, расход воды по рукавной линии 14 л/с.

Задача 7.28. На гидрант установлен пожарный автомобиль, подача насоса которого равна $Q = 40$ л/с. Всасывавшая полость насоса соединена с колонкой двумя мягкими прорезиненными рукавами длиной $l_р = 4$ м, $d_р = 66$ мм. Подпор воды у насоса $H_{вс} = 10$ м. Определить напор воды у гидранта в водопроводной сети ($S_г = 1600$ с^2/м^5, $S_{кол} = 3500$ с^2/м^5).

Задача 7.29. Определить расход воды через водомер, установленный на трубопроводе $d = 40$ мм, если потери напора в нем составляют $h = 2{,}5$ м ($\xi_{вод} = 19{,}4$).

Задача 7.30. Определить требуемое давление на входе в воздуховод длиной 100 м, диаметром $d = 1$ м с шероховатостью стенок $\Delta = 1$ мм, если подача воздуха должна быть 15,7 м^3/с. Выход в большой объем $\xi = 1$. Температура воздуха 20°С, динамическая вязкость $\mu = 18{,}1 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Гидравлический расчет трубопроводов сводится к решению трех основных задач: первая – определение потерь напора (h) при заданных длине (l), диаметре трубопроводов (d) и расходах воды (Q). Вторая – при заданных l, d, h – определение расхода воды (Q). Третья – определение диаметра трубопровода (d) при заданных Q, l и потерях напора h. В перечисленных задачах расход Q или известная величина, или подлежащая определению.

При **последовательном соединении** трубопроводов (рис. 8.1) потери напора определяются по формулам

$$h = h_1 + h_2 + \ldots + h_п; \tag{8.1}$$

$$h = S_1Q^2 + S_1Q^2 + \ldots + S_nQ^2 = (S_1 + S_2 + \ldots + S_n)\,Q^2, \tag{8.2}$$

где $S_{с.} = S_1 + S_2 + \ldots + S_n$ – сопротивление всей системы последовательно соединенных трубопроводов.

Тогда

$$h = S_{с.}\,Q^2. \tag{8.3}$$

Следовательно, систему последовательно соединенных трубопроводов можно рассматривать как один простой трубопровод, сопротивление которого равно сумме сопротивлений составляющих его участков

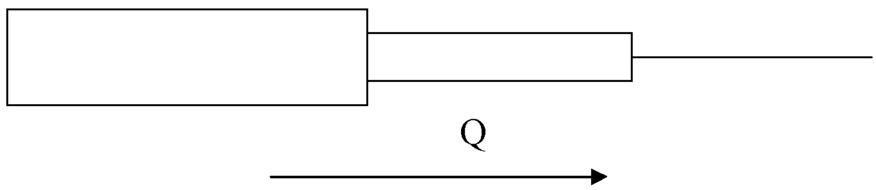


Рис. 8.1. Схема последовательно соединенных трубопроводов

При **параллельном соединении** трубопроводов (рис. 8.2) расход жидкости распределяется по ответвлениям, а потом снова сливается в точке схода и становится равным первоначальному. К узлам A и B мысленно подключим пьезометры, разность показаний которых будет равна потере напора в системе труб на пути от узла A до узла B:

$$h_с = H_A - H_B. \tag{8.4}$$

Очевидно, что потери напора на любом из параллельных участков также равны разности показаний пьезометров:

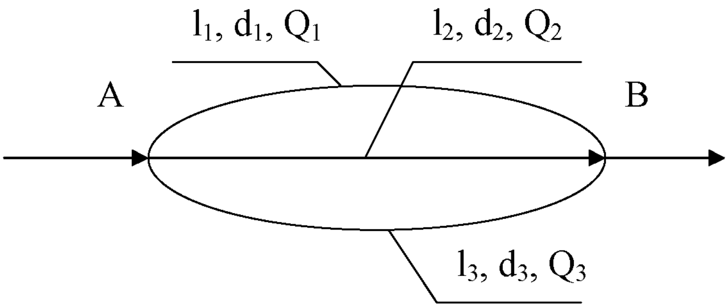


Рис. 8.2. Схема параллельно соединенных трубопроводов

$$h_c = h_1 = h_2 = \ldots = h_n = H_A - H_B. \qquad (8.5)$$

Так как $h = S\,Q^2$, то можно записать

$$h_c = S_1\,Q_1^2 = S_2\,Q_2^2 = \ldots = S_n\,Q_n^2. \qquad (8.6)$$

Из этого соотношения расходы на участках

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h_c}{S_1}};\ Q_2 = \sqrt{\frac{h_c}{S_2}};\ Q_3 = \sqrt{\frac{h_c}{S_3}} \qquad (8.7)$$

и величина общего расхода жидкости

$$Q = \left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} + \ldots + \frac{1}{\sqrt{S_n}}\right)\sqrt{h_c}\,. \qquad (8.8)$$

Отсюда

$$h_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} + \ldots + \frac{1}{\sqrt{S_n}}\right)^2} Q^2 \qquad (8.9)$$

Или

$$h_{c.} = S_{c.}\,Q^2, \qquad (8.10)$$

где

$$S_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} + \ldots + \frac{1}{\sqrt{S_n}}\right)^2} \qquad (8.11)$$

Задача 8.1. Противопожарный водопровод состоит из трех параллельных участков чугунных труб диаметром d_1, d_2, d_3, выходящих из узла А и соединяющихся в узле В, величина напора которых составляет H_A и H_B. Расход воды по участкам равен Q_1 , Q_2 , Q_3. Определить длину каждого участка и скорость течения воды в них. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Потери напора в системе $hc=H_A-H_B$.

Потери напора на любом из параллельных участков также равны

$h_c = h_1 = h_2 = \ldots = h_n = H_A - H_B$.

$h_c = S_1 Q_1^2 = S_2 Q_2^2 = \ldots = S_n Q_n^2$.

Гидравлическое сопротивление трубопровода длиной l $S= A\cdot l$,

где А- удельное сопротивление, характеризующее потерю напора на единицу длины трубы (см. приложение 13).

Скорость течения воды на участке

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

где площадь поперечного сечения участка трубы $\omega = 0{,}785d^2$.

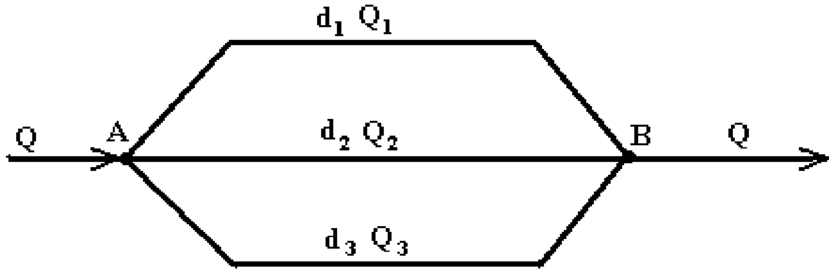


Рис. 8.3. К решению задачи 8.1

Исходные данные к задаче 8.1

Номер варианта	**d_1, мм**	**d_2, мм**	**d_3, мм**	**Q_1, $м^3/с$**	**Q_2, $м^3/с$**	**Q_3, $м^3/с$**	**H_A, м**	**H_B, м**
1	300	250	200	0,23	0,141	0,07	60	20
2	250	200	150	0,2	0,13	0,08	65	25
3	200	150	100	0,13	0,08	0,05	50	30
4	150	100	80	0,09	0,08	0,04	58	36
5	250	150	100	0,2	0,1	0,08	60	21
6	250	200	100	0,22	0,15	0,08	62	28
7	200	150	80	0,17	0,01	0,04	56	26
8	200	100	80	0,2	0,1	0,05	60	27
9	250	150	80	0,21	0,16	0,06	59	22
0	300	250	200	0,25	0,16	0,16	58	23

Задача 8.2. Между точкам B и C (рис. 8.4) последовательно соединенного трубопровода проложены три параллельных трубопровода. Определить расход воды в каждом из параллельных трубопроводов Q_1 Q_2 Q_3 и потери между точками B и C, если Q =180 л/с, l_1=250 м, d_1 = 200 мм; l_2 = 150 м, d_2 = 300 мм; l_3 = 350 м; d_3 = 250 мм. Трубы чугунные.

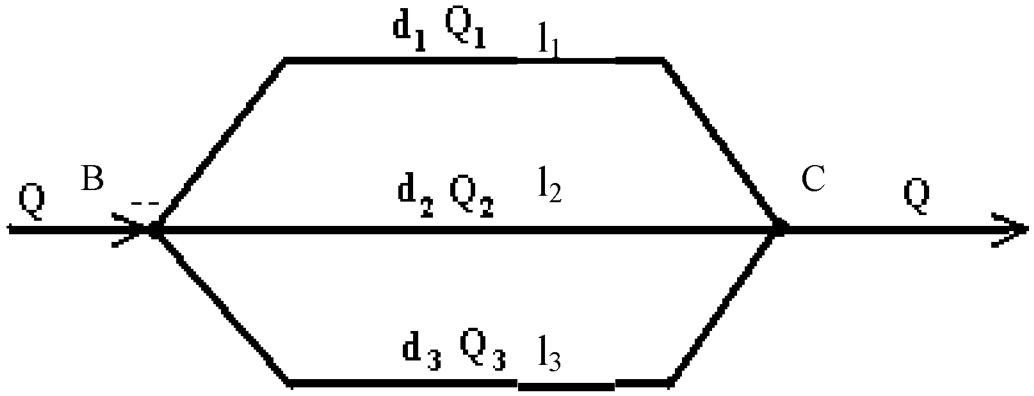


Рис. 8.4. К решению задачи 8.2

Задача 8.3. Имеется трубопровод (рис. 8.5) из чугунных труб, состоящий из трех последовательных участков длиной l_1 = 500 м d_1 =300 мм, l_2 = 800 мм, d_2 = 250 мм и l_3 = 1000 м, d_3 =200 мм, Начальный напор H_A =60 м. Определить пропускную способность трубопровода при условии, что напор в конце должен быть н

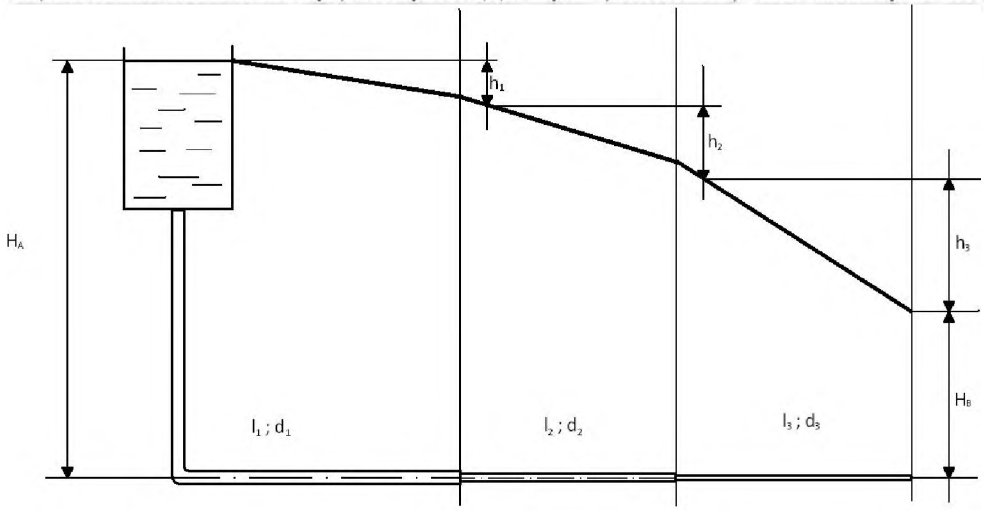


Рис. 8.5. К решению задачи 8.3

Задача 8.4. Определить высоту водонапорной башни $H_{вб}$, обеспечивающую подачу воды к пожарному гидранту в точке D и свободный напор $H_{св}$= 10 м по трубопроводу ABCD (рис. 8.6), при условии, что длина участков трубопровода и их диаметры составляют: AB- l_1 ,d_1; BC- l_2, d_2; CD- l_3 ,d_3. Q_B, Q_c , Q_D – сосредоточенные расходы. Трубы чугунные. Местность горизонтальная. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Высота водонапорной башни определяется из выражения

$H_{вв} = h_с + H_{св}$,

где $h_с$ - потери напора в трубопроводе, м;

$H_{св}$ - свободный напор, м.

$h_с = h_{AB} + h_{BC} + h_{CD}$

Потери напора на участке трубопровода

$h = S \cdot Q^2$

Гидравлическое сопротивление трубопровода длиной l $S = A \cdot l$,

где А- удельное сопротивление, характеризующее потерю напора на единицу длины трубы (см. приложение 13).

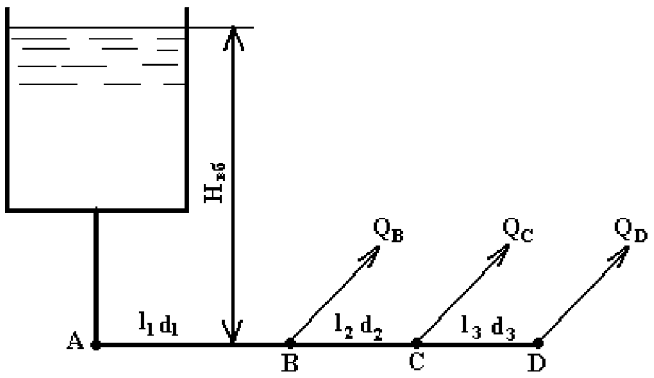


Рис. 8.6. К решению задачи 8.4

Исходные данные к задаче 8.4

Номер варианта	**d_1, мм**	**d_1, мм**	**d_1, мм**	**l_1, м**	**l_2, м**	**l_3, м**	**Q_1, л/с**	**Q_2, л/с**	**Q_3, л/с**
1	300	250	200	300	400	200	20	15	14
2	250	200	150	250	350	150	18	14	12
3	200	150	100	300	250	200	16	12	8
4	150	100	80	250	400	100	14	8	6
5	250	150	100	200	200	300	18	12	10
6	250	200	100	150	120	70	18	16	9
7	200	150	80	230	310	90	15	11	7
8	200	100	80	300	270	140	12	8	7
9	250	150	80	280	120	160	180	11	6
0	300	250	200	300	150	210	20	15	12

Задача 8.5. Кольцевой пожарный водопровод показан на рис. (8.7). В точку 1 подается 52 л/с воды. В точке 2 производится отбор Q =30 л/с. Расход на участке 2-3 равен $Q_{2\text{-}3}$= 4 л/с. Скорости движения воды на участках: $V_{1\text{-}2}$ =0,84 м/с, $V_{1\text{-}3}$ =0,71 м/с, $V_{2\text{-}3}$=0,52 м/с. Длина участков: $l_{1\text{-}2}$ =320 м, $l_{1\text{-}3}$ = 280 м,

$l_{2\text{-}3}$ = 100 м. Определить диаметры труб участков и напор в точке 1, если свободный напор в точке 2 $H_{св}$ =20 м.

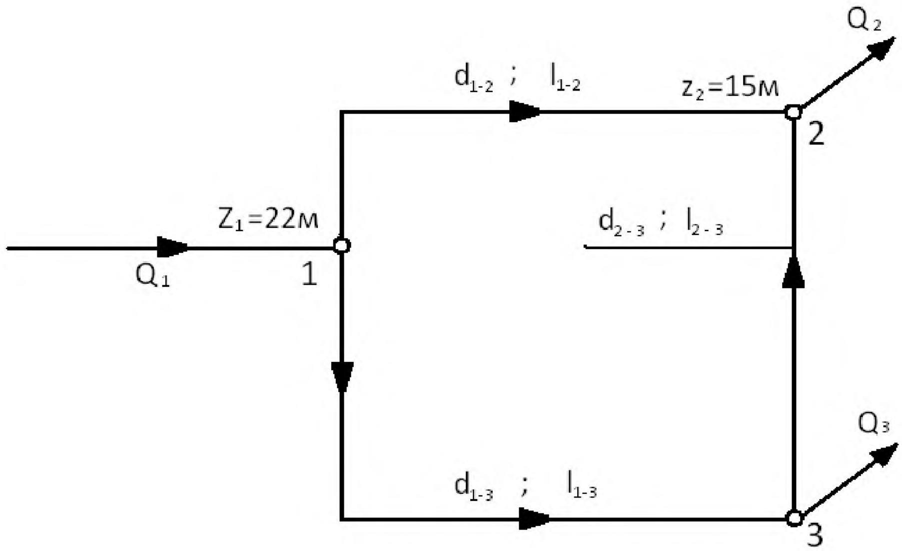


Рис. 8.7. К решению задачи 8.5

Задача 8.6. Определить расход Q_c, который можно получить в точке «С» трубопровода (рис. 8.8), если d_1 = 100 мм, d_2 = 200 мм, d_3 = 150мм, l_1 =400 м, l_2 =500 м, l_3 = 160 м, H_A = 25 м, z_A = 0, z_C = 10 м. Трубы стальные.

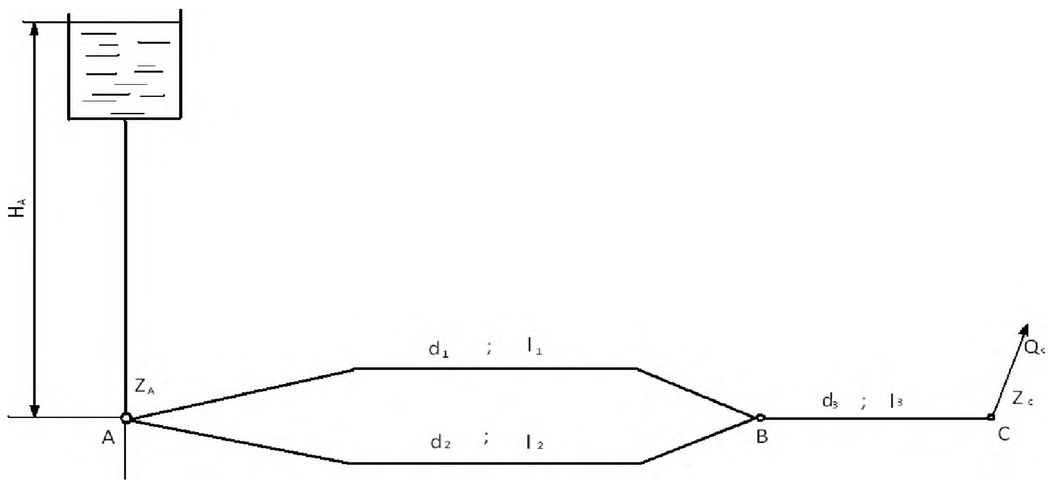


Рис. 8.8. К решению задачи 8.6

Задача 8.7. Подобрать диаметры участков тупикового (разветвленного) пожарного водопровода (рис. 8.9) и определить высоту водонапорной башни при следующих данных: длина участков $l_{1\text{-}2}$ =450 м, $l_{2\text{-}3}$ = 350 м, $l_{3\text{-}4}$ = 500 м, $l_{2\text{-}5}$ =200 м, $l_{3\text{-}6}$ = 250 м. Расходы в конце участков сети q_4 =30 л/с; q_5 =14 л/с; q_6 =16 л/с. Трубы стальные. Местность горизонтальная. Необходимый свободный напор в конечных точках должен быть не менее 10 м.

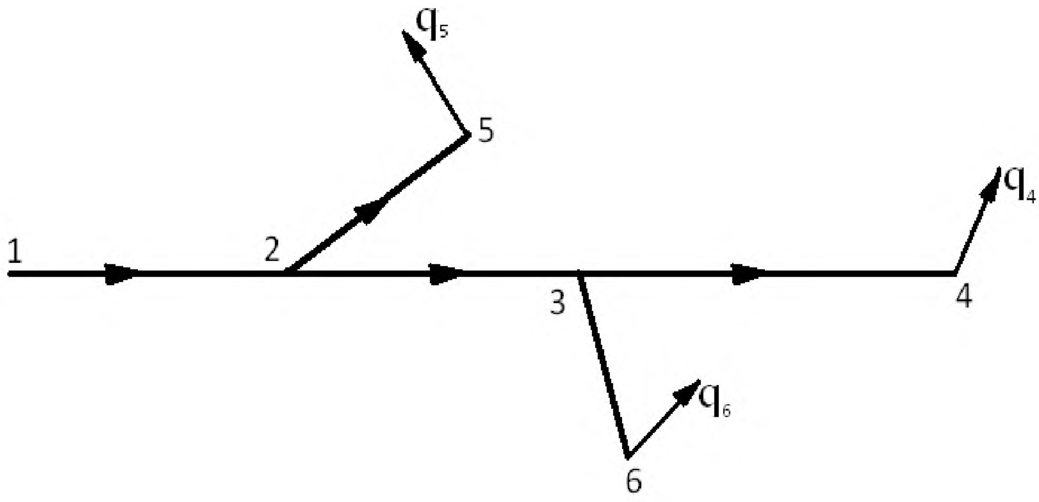


Рис. 8.9. К решению задачи 8.7

Задача 8.8. Для защиты боковой поверхности технологической колонны на высоте 12 м устроено кольцо орошения (рис. 8.10), на котором установлены дренчеры типа ДЛ-12. Диаметр кольца орошения $Д_к$= 13 м. Расчетный расход из одного дренчера q_1 =1 л/с. Напор перед наиболее удаленным дренчером H_1= 10 м. Интенсивность орошения J =0,5 л/(с·м). Определить напор в точке «в». Скорость движения воды в трубах V =5 м/с.

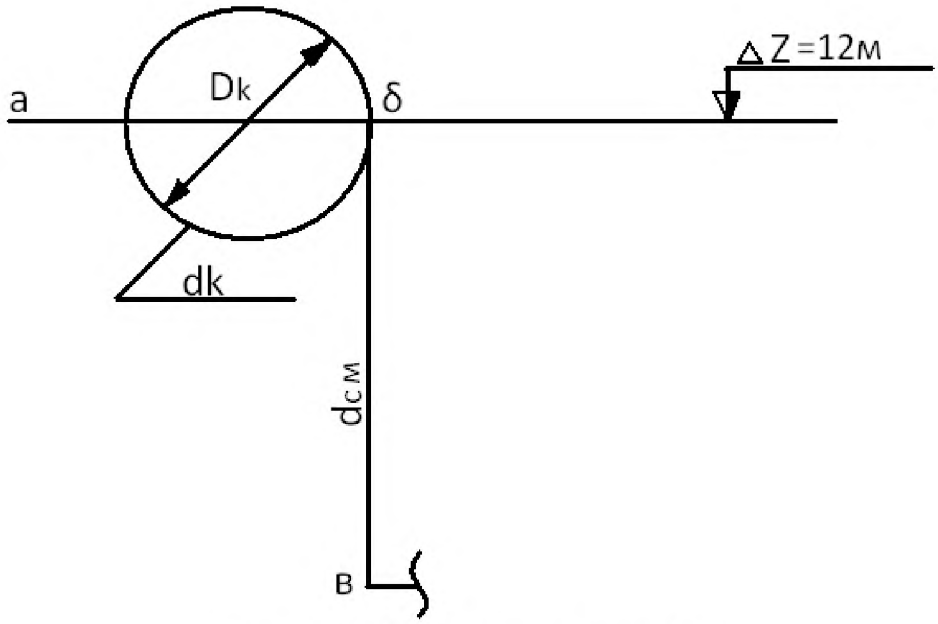


Рис. 8.10. К решению задачи 8.8

Задача 8.9. Для охлаждения боковой поверхности при пожаре на резервуаре РВС-5000 с ЛВЖ установлен кольцевой перфорированный трубопровод. Диаметр кольцевого трубопровода $d_к$ = 23,8 м, диаметр отверстий $d_{от}$ =5 мм, количество отверстий n = 400, расход на охлаждение резервуара Q = 35,8 л/с. Определить потери напора в перфорированном трубопроводе.

Задача 8.10. Расход $Q_{нр}$ распределяется в виде непрерывной раздачи по пути на участке трубопровода ВС (рис. 8.11). Диаметр d =100 мм постоянный по всей длине трубопровода ABC. Длина участков: l_{AB} =600 м; l_{BC} =400 м. Трубы стальные. Напор в точке «А» H_A = 18,3м. Определить непрерывный расход $O_{нр}$.

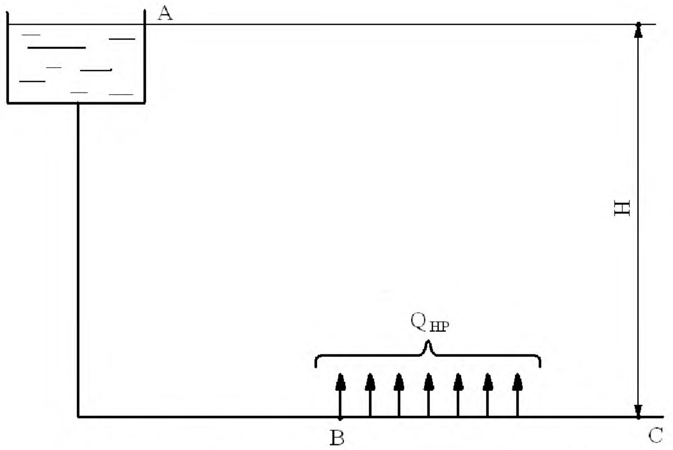


Рис. 8.11. К решению задачи 8.10

Задача 8.11. От напорного бака «А» в точку «Е» объединенного пожарного водопровода проложены два параллельных трубопровода (рис. 8.12). В трубопроводе BDE расход распределяется в виде непрерывной раздачи $Q_{нр}$ =25 л/с. В точке «Е» поступает транзитный расход Q_E на отметку 12 м. Трубы стальные. Определить транзитный расход Q_E в точке «Е». Диаметр d_1 =200 мм, d_2 =250 мм, длина участков l_1 = 500 м, l_2 = 600 м.

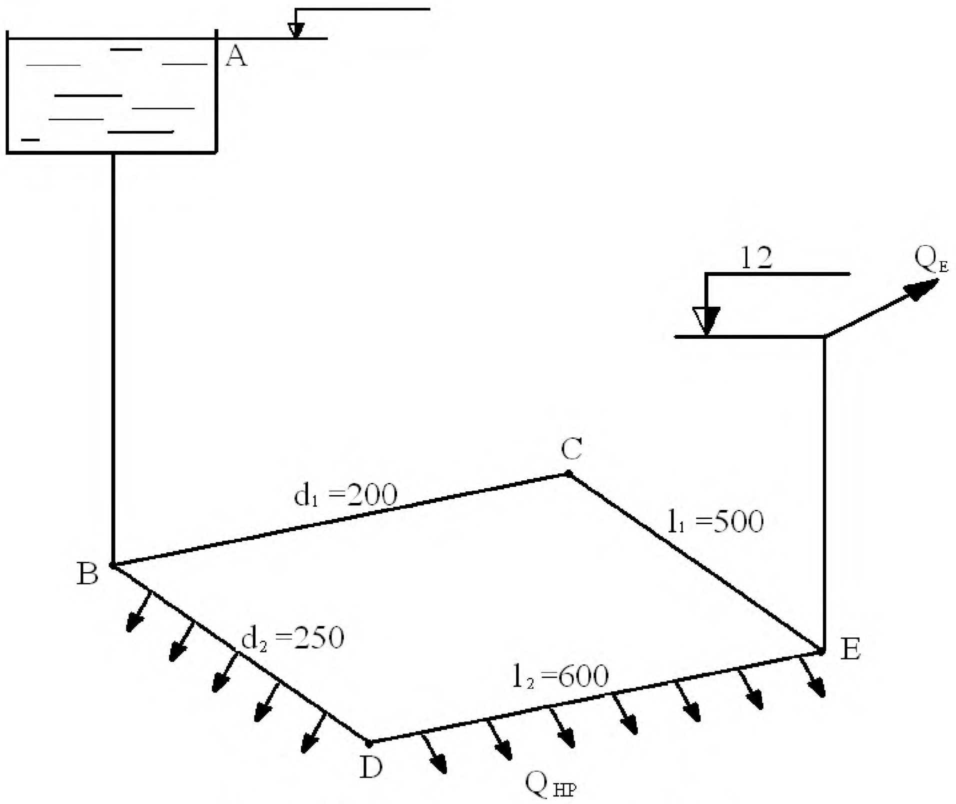


Рис. 8.12. К решению задачи 8.11

9. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

На практике часто встречаются процессы, связанные с истечением жидкости через отверстия различных форм и размеров: насадки пожарных стволов, форсунки в системах подачи топлива, трубы малой длины при наполнении и опорожнении резервуаров, решение задач эвакуации горючих и легковоспламеняющихся жидкостей через системы аварийного слива.

Истечение жидкости может происходить в атмосферу или под уровень, при постоянном или переменном напоре.

В случае истечения жидкости **при постоянном напоре о**сновным вопросом является определение скорости и расхода вытекающей жидкости.

Расход жидкости при истечении определяется по формуле:

$$Q = \mu\omega_o\sqrt{2gH_0}\,, \tag{9.1}$$

где ω_o – площадь выходного сечения, м^2;

$H_0 = H + \dfrac{p}{\rho g}$ – напор, под которым происходит истечение (скорость жидкости перед отверстием равна нулю), м;

H – глубина погружения центра тяжести отверстия или насадка, м;

p – избыточное давление в резервуаре по отношению к давлению в среде, в которую происходит истечение жидкости, Па;

$\varepsilon = \dfrac{\omega}{\omega_o}$ - коэффициент сжатия;

ω_c – площадь поперечного сечения струи в месте сжатия, м^2;

$\mu = \varepsilon\varphi$ – коэффициент расхода;

$\varphi = \dfrac{1}{\sqrt{1+\xi}}$ – коэффициент скорости;

ξ – коэффициент сопротивления.

Насадком называется присоединённая к отверстию трубка, длина которой составляет три-четыре диаметра.

Для отверстия и различных насадков значения коэффициентов сжатия, скорости и расхода приведены в приложении 17.

Скорость истечения в сжатом сечении струи находится по формуле

$$V = \varphi\sqrt{2gH_0}\,. \tag{9.2}$$

Значения коэффициентов истечения для затопленной струи можно принять такими же, как и при истечении из незатопленных отверстий и насадков.

В пожарном деле формула (9.1) обычно используется в следующем виде

$$Q = p\sqrt{H_0} \qquad (9.3)$$

или

$$H = SQ^2, \qquad (9.4)$$

где $p = \mu\omega_o\sqrt{2g}$ – проводимость насадка, (л/с)(1/м$^{1/2}$);

$S = \dfrac{1}{\mu^2\omega 2g}$ – сопротивление насадка, (с/л)^{2}м.

Значения проводимостей и сопротивлений насадков при μ=1 приведены в приложении 18. При использовании значений S и p из приложения расход в формулах (9.3) и (9.4) получается в л/с, а напор в м.

Время опорожнения резервуара при постоянном напоре можно определить по формуле

$$\tau = \frac{W}{Q}, \qquad (9.5)$$

где W – объем резервуара, м^3;

Q – расход жидкости при истечении, м^3/с.

В случае истечения жидкости из отверстий (насадков) при **переменном напоре** скорость истечения будет величиной переменной.

При истечении жидкости от уровня H_1 до уровня H_2 в случае постоянной площади поперечного сечения сосуда Ω по высоте H время истечения равно:

$$\tau = \frac{2\Omega}{\mu_c\omega\cdot\sqrt{2g}}\cdot(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \qquad (9.6)$$

где Ω – площадь поперечного сечения напорной емкости, м^2;

ω – площадь сечения трубки или отверстия, из которого вытекает жидкость, м^2;

$\mu_c = \dfrac{1}{\sqrt{1+\xi_c}}$ – коэффициент расхода системы;

$\xi_c = \sum\limits_{i=1}^{n}\xi_i$ – коэффициент сопротивления системы;

n – количество местных сопротивлений;

H_1, H_2 – уровни жидкости в емкости, м.

Время полного опорожнения резервуара τ в случае постоянной площади поперечного сечения сосуда Ω по высоте H можно определить из уравнения

$$\tau = \frac{2\Omega \cdot \sqrt{H}}{\mu_c \omega \cdot \sqrt{2g}}. \qquad (9.7)$$

или

$$\tau = \frac{2\Omega \cdot H}{\mu_c \omega \cdot \sqrt{2gH}} = \frac{2W}{Q}, \qquad (9.8)$$

где $W=\Omega H$ – начальный объем жидкости в резервуаре, м^2;

Q – расход жидкости при начальном напоре, м^3/с.

В случае расчета времени истечения из емкостей, площадь поперечного сечения которых изменяется по высоте (например, при истечении из конических, сферических резервуаров, горизонтальных цистерн и т.п.) при интегрировании выражения

$$d\tau = \frac{\Omega \cdot dH}{\mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2gH}} \qquad (9.9)$$

следует учесть зависимость площади сечения Ω от уровня H жидкости, т.е. учесть вид функции $\Omega = f(H)$.

Задача 9.1. Определить длину трубы l, при которой расход воды из бака будет в два раза меньше, чем из отверстия того же диаметра d. Напор над центром отверстия равен H. Коэффициент гидравлического трения в трубе принять $\lambda = 0{,}025$, коэффициент расхода отверстия $\mu = 0{,}62$. Потери напора на входе в трубу и выходе из нее не учитывать.

Методические рекомендации. Вначале следует определить расход воды на выходе из бака

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

затем скорость движения воды, уменьшив расход в 2 раза.

Длина трубы определится по уравнению

$$H = \left(1 + \lambda\frac{l}{d} + \sum\xi\right)\frac{V^2}{2g}$$

или пренебрегая местными потерями

$$H = \left(1 + \lambda\frac{l}{d}\right)\frac{V^2}{2g}.$$

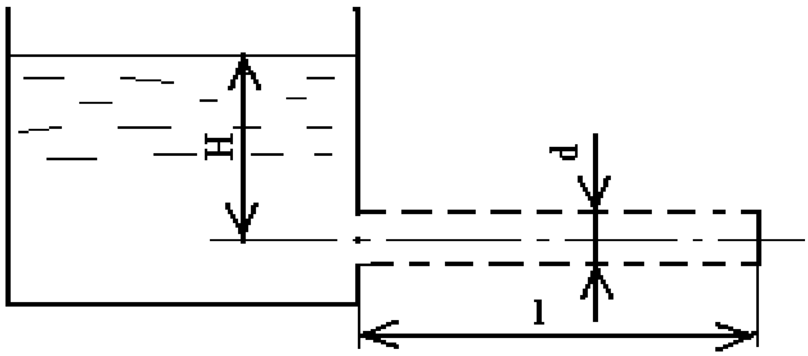


Рис. 9.1. К решению задачи 9.1

Исходные данные к задаче 9.1

Номер варианта	**H, м**	**d, мм**
1	6	30
2	5	50
3	4	70
4	5	90
5	6	70
6	5	55
7	4	40
8	8	60
9	7	80
0	6	40

Задача 9.2. Определить расход жидкости Q через внешний цилиндрический насадок диаметром d при постоянном напоре H. Как изменится расход, если вместо насадка будет отверстие в тонкой стенке того же диаметра, что и насадок?

Методические рекомендации. Расход жидкости при истечении

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

где ω - площадь выходного сечения, м^2;

H - напор, м;

μ - коэффициент расхода (см. приложение 17).

Исходные данные к задаче 9.2

Номер варианта	**d, мм**	**H, м**
1	50	1
2	30	1,5
3	40	2
4	50	2,5
5	25	3

6	35	3,5
7	45	4
8	55	4,5
9	60	5
0	65	5,5

Задача 9.3. Определить расход воды через отверстие с острой кромкой диаметром d = 30 мм, выполненное в боковой стенке бака (рис. 9.2). Показание манометра $P = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па, высота расположения манометра над осью отверстия H = 2,5 м.

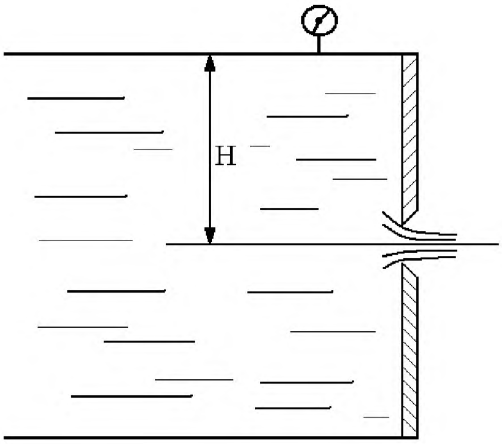


Рис. 9.2. К решению задачи 9.3

Задача 9.4. Кран, используемый для наполнения емкости водой, обеспечивает расход Q = 7 л/с. Определить, на каком уровне установится вода в емкости, если в дне емкости имеется круглое отверстие с острой кромкой диаметром d 50 мм (рис. 9.3). Как изменится результат, если к отверстию присоединить конически сходящийся насадок внешний цилиндрический насадок?

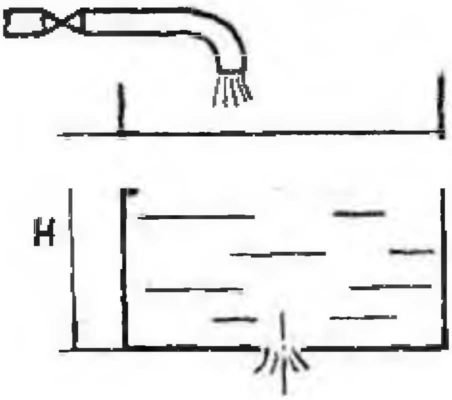


Рис. 9.3. К решению задачи 9.4

Задача 9.5. Гарантированный напор воды перед конически сходящимся насадком равен H = 25 м. Определить наименьший стандартный диаметр насадка, обеспечивающий струю с расходом Q = 3,5 л/с. Коэффициент расхода насадка принять по приложению.

Задача 9.6. Определить необходимый напор на пожарном гидранте, если из ствола с диаметром насадка d =19 мм требуется получить расход 7 л/с. Ствол расположен на 8 м выше гидранта (рис. 9.4). Длина прорезиненного рукава диаметром d =66 мм составляет 20 м. Коэффициент сопротивления ствола с насадком ξ =1, а рукава λ = 0,025.

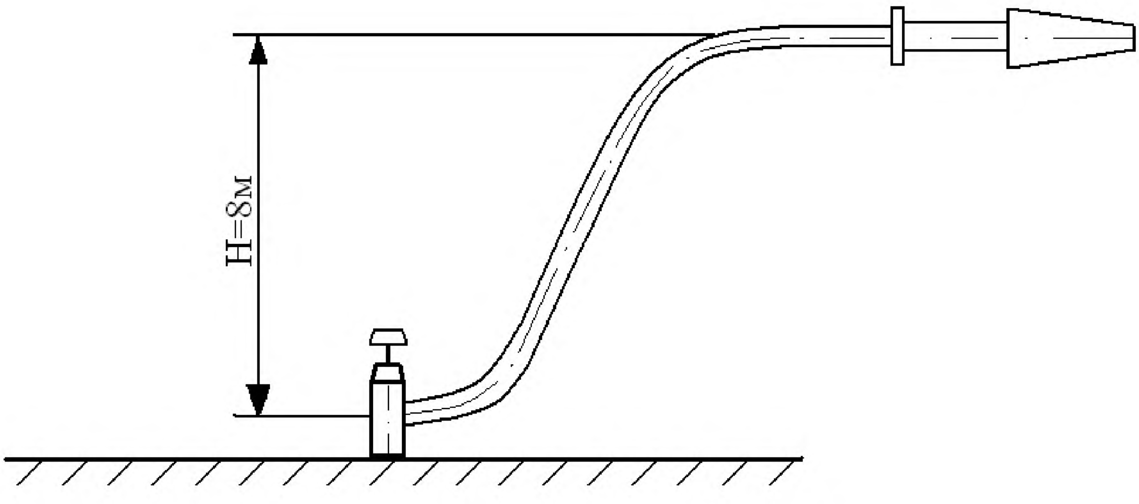


Рис. 9.4. К решению задач 9.6 и 9.7

Задача 9.7. Определить максимальную длину рукавной линии диаметром d = 66 мм, если из ствола с диаметром насадка d = 21 мм требуется получить расход Q = 6 л/с. Манометр на гидранте показывает давление $P = 7\cdot10^5$ Па. Ствол находится на H = 13 м выше гидранта (рис. 9.4). Коэффициент сопротивления ствола с насадком ξ =0,5, рукава λ = 0,025.

Задача 9.8. Рассчитать коэффициенты сжатия, скорости и расхода при истечении воды из резервуара в атмосферу через отверстие диаметром d = 15 мм. Расход воды Q = 0.7 л/с, уровень воды в резервуаре H = 2 м, избыточное давление воздуха на свободной поверхности воды $p = 1{,}4\cdot10^4$ Па, диаметр струи в сжатом сечении d_c = 16 мм.

Задача 9.9. Заполнение бака бензином происходит через воронку диаметром d_2 = 40 мм, высотой h = 0,7 м с коэффициентом сопротивления ξ = 0,2. В воронку бензин заливается из резервуара с постоянным уровнем через трубу длиной l = 7 м, диаметром d_1 = 25 мм (рис. 9.5). Определить наибольший напор H в резервуаре, при котором воронка не будет переполняться. Найти расход бензина при этом напоре. При решении задачи учесть потери напора по длине трубы λ = 0,03, в кране $\xi_к$ = 8 и повороте $\xi_п$ = 1.

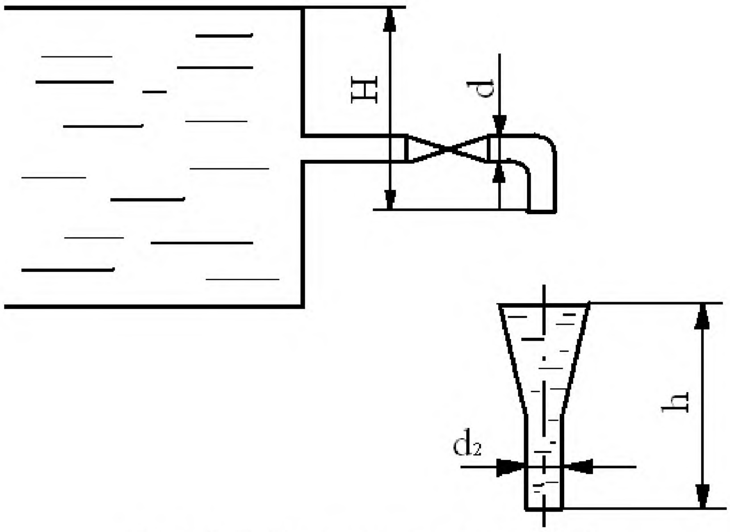


Рис. 9.5. К решению задачи 9.9

Задача 9.10. Определить расход и скорость истечения нефти из бака через отверстие с острыми краями диаметром d = 10 мм, а также через коноидальный насадок того же диаметра, если напор в баке поддерживается постоянным и равен H =4,5 м. Кинематическая вязкость нефти $\nu = 2\cdot10^{5}$ м^2/с.

Задача 9.11. Из отверстия в тонкой стенке диаметром d = 0,001 м вытекает вода при температуре 20°С. Определить расход воды и сравнить с расходом глицерина, вытекающего при тех же условиях. Высота уровня жидкости над центром отверстия H = 0,05 м.

Задача 9.12. Резервуар состоит из трех сообщающихся между собой камер (рис. 9.6). Определить расход воды и уровни воды в каждой камере. Диаметр цилиндрического насадка в первой перегородке d_1 = 0,1 м; диаметр конического сходящегося насадка во второй перегородке d_2 = 0,2 м; диаметр отверстия в третьей перегородке d_3 = 0,1 м. Общий перепад уровней H = 5 м. Температура воды 20°С. Область трения принять автомодельной.

Методические рекомендации. В условиях установившегося движения расходы всех трех отверстий одинаковы. Так как $H=h_1+h_2+h_3$, решение задачи сводится к решению системы из трех уравнений с тремя неизвестными h_1, h_2, h_3.

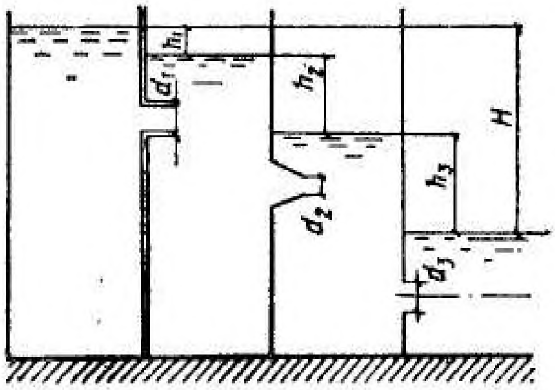


Рис. 9.6. К решению задачи 9.12

Задача 9.13. Цилиндрический бак диаметром 1 м, высотой 2,5 м наполнен водой на высоту 2 м. Отверстие в дне бака имеет диаметр 3 см. Определить время, за которое из бака вытечет половина воды, а также время, необходимое для опорожнения бака. Коэффициент расхода (для отверстия с незакругленными краями) принять 0,61.

Дано: D = 1 м; H = 2 м; d = 3 см = 0,03 м; φ = 0,61.

Найти: τ', τ.

Решение:

Время, за которое из бака вытечет половина воды,

$$\tau' = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\varphi\omega\sqrt{2g}} = \frac{2 \cdot 0{,}785 \cdot 1^2 \cdot (\sqrt{2} - \sqrt{1})}{0{,}61 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}03^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81}} = 343 \text{ с} = 6 \text{ мин}$$

Время, необходимое для опорожнения бака,

$$\tau = \frac{2\Omega\sqrt{H}}{\varphi\omega\sqrt{2g}} = \frac{2 \cdot 0{,}785 \cdot 1^2 \cdot \sqrt{2}}{0{,}61 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}03^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81}} = 1180 \text{ с} = 20 \text{ мин}$$

Ответ: τ' = 6 мин; τ = 20 мин.

Задача 9.14. Определить время опорожнения цистерны с мазутом при следующих данных: объем мазута о цистерне W=40 $м^3$, диаметр цистерны D = 3 м, диаметр сливного (короткого) патрубка d=0,1 м, кинематическая вязкость мазута $\nu=6{,}9\cdot10^{-5}$ $м^2/с$.

Задача 9.15. Определить время опорожнения резервуара с нефтью. Диаметр резервуара D = 12 м, первоначальный уровень нефти в резервуаре H = 14 м. Аварийный слив нефти осуществляется через трубу диаметром d = 150 мм, длиной 40 м. На трубе установлена задвижка и имеется одно колено.

Методические рекомендации. При решении учесть коэффициенты сопротивления на входе в трубу, задвижки, поворота трубы и коэффициент сопротивления трения. Считать, что труба работает в квадратичной области сопротивлений.

Задача 9.16. Определить максимальное время опорожнения резервуара, состоящего из двух цилиндрических частей D_1 = 2 м; D_2= 3 м; h_1 = 2,5 м; h_2 = 1,5 м (рис. 9.7). Жидкость вытекает через трубу длиной l = 2,5 м и диаметром d = 80 мм, коэффициент сопротивления трения в трубе λ = 0,025, коэффициент сопротивления крана $\xi_к$ = 4.

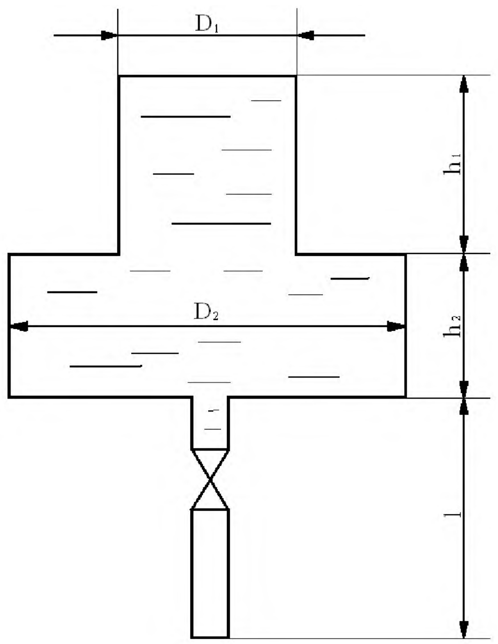


Рис. 9.7. К решению задачи 9.16

Задача 9.17. Определить время истечения из вертикальной и горизонтальной емкостей цилиндрической формы, имеющих одинаковые размеры: диаметр D= 3 м, длина L= 8,5 м. Истечение происходит под атмосферным давлением по горизонтальному трубопроводу диаметром d= 0,1 м с коэффициентом расхода 0,34.

Дано: D= 3 м; L= 8,5 м; d= 0,1 м; φ= 0,34.

Найти: τ.

Решение:

Для вертикальной емкости время истечения

$$\tau = \frac{2\Omega\sqrt{H}}{\varphi\omega\sqrt{2g}} = \frac{2\cdot 0{,}785\cdot 3^2\cdot\sqrt{8{,}5}}{0{,}34\cdot 0{,}785\cdot 0{,}1^2\cdot\sqrt{2\cdot 9{,}81}} = 3600 \text{ с} = 1 \text{ ч.}$$

Время истечения из горизонтальной емкости

$$\tau = \frac{1}{\varphi\omega\sqrt{2g}}\int_{H_2}^{H_1}\frac{\Omega dH}{\sqrt{H}}.$$

Зависимость величины поверхности жидкости Ω от высоты ее уровня до дна емкости для цистерны выражается следующим образом

$$\Omega = 4\cdot 2L\sqrt{H(D-H)} = 4\cdot 2\cdot 8{,}5\cdot\sqrt{H(3-H)} = 4\cdot 17\sqrt{H(3-H)}.$$

Тогда

$$\tau = \frac{4\cdot 17}{0{,}34\cdot 0{,}785\cdot 0{,}1^2\sqrt{2\cdot 9{,}81}}\int_{H_2}^{H_1}\frac{\sqrt{H(3-H)}dH}{\sqrt{H}} = 1445\int_{H_1}^{H_2}\sqrt{3-H}dH.$$

При z= 3-H, dz= - dH

Пределы интегрирования для истечения первой половины емкости будут

z_1= 3-H_1= 3-3=0

z_2= 3-H_2= 3-1,5=1,5 м

Тогда время истечения первой половины емкости

$$\tau_1 = 1445 \int_{z_1}^{z_2} -z^{\frac{1}{2}} dz = -963 \cdot z^{3/2} \Big|_{1,5}^{0} = 1737 \text{ с.}$$

Пределы интегрирования и время истечения второй половины емкости

$z_1 = 3-1,5 = 1,5$ м

$z_2 = 3-0 = 3$ м

$$\tau_2 = -963 z^{3/2} \Big|_{3}^{1,5} = 3280 \text{ с.}$$

Общее время истечения жидкости из горизонтальной емкости

$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 1737+3280 = 5017$ с $= 1,4$ ч.

Ответ: время истечения из вертикальной емкости $\tau = 1$ ч; из горизонтальной емкости $\tau = 1,4$ ч.

Задача 9.18. Определить время опорожнения цилиндрического резервуара диаметром D, оборудованного сливным трубопроводом диаметром d и длиной l, если начальный уровень жидкости в нем равен H. Значения коэффициентов местных сопротивлений: входа - $\xi_в = 0,5$, поворота $\xi_п = 0,36$, задвижки - $\xi_з = 1,4$. Область трения в трубе принять автомодельной (эквивалентная шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,73$ мм). Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Время полного опорожнения резервуара

$$\tau = \frac{2W}{Q},$$

где $W = \Omega H$ - начальный объем жидкости в резервуаре, м^2;

Q- расход жидкости при начальном напоре, м^3/с.

Ω - площадь поперечного сечения резервуара, м^2.

$$Q = \mu_c \omega \sqrt{2gH},$$

где ω - площадь выходного сечения, м^2;

H- напор, м;

μ_c - коэффициент расхода системы.

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{1+\xi_c}}$$

Сопротивление системы $\xi_c = \frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_{м.с.}$,

где $\sum \xi_{м.с.}$ - сумма коэффициентов всех местных сопротивлений.

Коэффициент гидравлического трения λ определить по таблице приложения 13 как для автомодельной области трения.

Исходные данные к задаче 9.18

Номер варианта	H, м	D, м	d, мм	l, м
1	4	2	15	100
2	3	2,5	20	150
3	5	3	30	200
4	6	3,5	40	250
5	3,5	4	50	125
6	2,5	4,5	35	80
7	4,5	5	25	100
8	3,5	5,5	45	125
9	2,5	4	55	200
0	2	3,5	60	150

Задача 9.19. Определить необходимый диаметр стальной трубы для аварийного слива бензина А-95 из цилиндрического вертикального резервуара D = 10 м, чтобы время опорожнения резервуара не превышало 10 мин. Начальный уровень бензина H= 15 м. Длина трубы 20 м. На трубе установлена задвижка.

Задача 9.20. В пустой бак квадратного сечения со стороной сечения 2 м подается постоянный расход воды Q = 3 л/с. Одновременно вода вытекает через отверстие диаметром 30 мм. Определить уровень воды в баке, при котором поступающий и вытекающий расход будут равны, и время, за которое наступит установившийся режим.

Задача 9.21. Определить, какое постоянное абсолютное давление газа следует поддерживать на поверхности ацетона в резервуаре, чтобы его аварийный слив происходил в 2 раза быстрее, чем при атмосферном давлении (рис. 9.8). Определить время снижения уровня жидкости от H_1 = 6 м до H_2 = 2 м. Цилиндрический вертикальный резервуар имеет диаметр 5 м. Аварийный слив происходит через трубу диаметром d =80 мм длиной l = 8 м, на трубе установлена задвижка. Плотность ацетона ρ = 790 кг/м^3.

Методические рекомендации. При решении задачи следует учесть коэффициенты сопротивления на входе в трубу, задвижки и коэффициент сопротивления трения. Считать, что труба работает в квадратичной области.

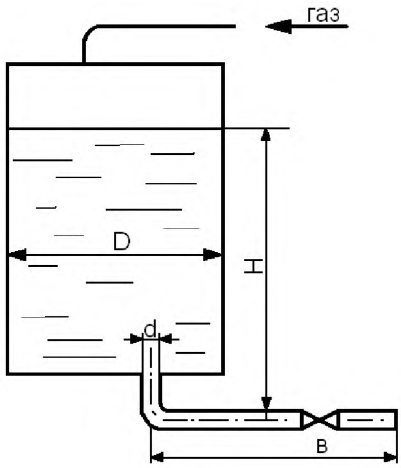


Рис. 9.8. К решению задачи 9.21

Задача 9.22. Определить время опорожнения импульсного устройства автоматической спринклерной установки водяного пожаротушения. Импульсное устройство представляет собой цилиндрический резервуар диаметром D = 1,5 м высотой H = 2D. Начальный уровень воды H_1 = 2,5 м. Начальное избыточное давление газа в импульсном устройстве $P_0 = 7 \cdot 10^5$ Па. Опорожнение происходит через трубу диаметром d = 120 мм. Коэффициент расхода системы μ_c = 0,6.

Методические рекомендации. Значение интеграла вычислять методом трапеций с шагом 0,25.

Задача 9.23. Уровень бензина (ρ = 760 кг/м^3) в вертикальном цилиндрическом резервуаре (D = 15 м) составляет 9 м. В боковой поверхности резервуара на высоте 1 м от дна образовалось круглое коррозионное отверстие с диаметром d = 0,5 см, через которое бензин вытекал в течение 25 ч до тех пор, пока течь не устранили. Определить, сколько тонн бензина вылилось в окружающую среду.

Задача 9.24. В дне подземного горизонтального цилиндрического резервуара - (L = 50 м, D = 10 м), полностью заполненного дизельным топливом (ρ = 845 кг/м^3), образовалась течь. Возникшее отверстие имеет площадь 1 см^2. Определить, какое количество топлива может быть потеряно за сутки, если течь вовремя не устранить.

Задача 9.25. Бак с квадратным основанием 2×2 м и высотой 4 м заполнен доверху водой. Найти время опорожнения бака через коноидальный насадок диаметром 25 мм в дне бака.

Задача 9.26. Понтон прямоугольной формы массой m = 900 кг площадью Ω = 4 м^2 и высотой H = 0,6 м получил в дне осколочную пробоину площадью ω_0 = 0,002 м^2. Определить время полного затопления понтона, приняв коэффициент расхода μ_0 = 0,8.

10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СТРУИ

Струей называют поток жидкости, не ограниченный твердыми стенками, движущийся в массе такой же или другой жидкости. Различают затопленные струи − струи, окруженные жидкостью, и незатопленные струи − струи, окруженные газом.

Пожарные струи подразделяются на сплошные, получаемые от ручных и лафетных стволов, и распыленные, образуемые от специальных насадков-распылителей. При больших напорах в струях, вытекающих из ручных и лафетных стволов, можно выделить две части: сплошную (компактную) и раздробленную. Высота вертикальной сплошной струи (рис. 10.1) определяется по формуле Люгера

$$H_в = \frac{H}{1 + \varphi H} \qquad (10.1)$$

или по формуле Фримана

$$H_в = H\left(1 - 0{,}000113\frac{H}{d}\right), \qquad (10.2)$$

где H – напор перед насадком, м; d – диаметр насадка, м.

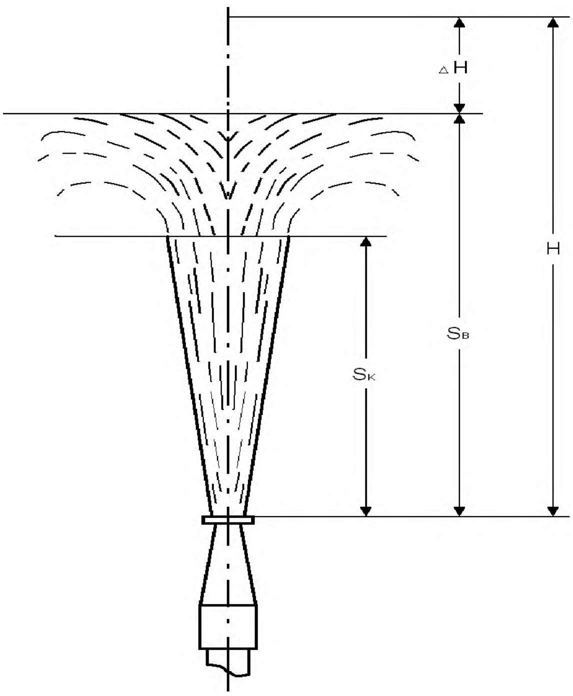


Рис. 10.1. Вертикальная струя

Коэффициент φ можно определить по справочной таблице (приложение 19) или рассчитать по эмпирической формуле:

$$\varphi = \frac{0{,}25}{d + (0{,}1d)^3}, \qquad (10.3)$$

где d – диаметр выходного сечения насадка, мм.

Величина компактной части вертикальной струи $H_к$ рассчитывается по формуле

$$H_к = \frac{H_B}{\alpha}, \text{ м} \qquad (10.4)$$

Коэффициент α определяется по справочной таблице (приложение 20) или может быть вычислен по эмпирической формуле Лобачева

$$\alpha = 1{,}19 + 80(0{,}01S_к)^4. \qquad (10.5)$$

Величина компактной части наклонных струй $R_к$, получаемых из стволов с диаметрами насадков меньших или равных 25 мм (для ручных стволов), принимается равной высоте компактной части вертикальной струи $H_к$, т.е.

$$R_к = H_к, \text{ м} \qquad (10.6)$$

Радиус действия раздробленной струи $R_р$ в зависимости от высоты вертикальной струи определяется по формуле

$$R_р = \beta H_в, \text{ м} \qquad (10.7)$$

где β – коэффициент.

Значения коэффициента β в зависимости от угла наклона струи к горизонту Θ приведены в приложении 21.

Минимальная длина компактных струй ручных стволов, применяемых для тушения наружных пожаров, должна составлять не менее 17 м.

Реакцией струи называется сила, возникающая при истечении жидкости из насадка и направленная в сторону, противоположную движению струи. Величина реакции струи F определяется по формуле

$$F = -2p\omega, \text{ Н}, \qquad (10.8)$$

где p – давление жидкости перед насадком, Па;

ω – площадь выходного сечения насадка, $м^2$.

Задача 10.1. Определить напор, необходимый для получения вертикальной сплошной струи высотой 20 м. Диаметр насадка 16 мм.

Дано: d= 16 мм; $H_в$= 20 м.

Найти: H.

Решение:

Высота вертикальной сплошной струи по формуле Люгера

$H_в=H/(1+\varphi H)$.

Отсюда

$H=H_в/(1-\varphi H_в)$.

Определяем коэффициент φ

$\varphi=0{,}25/[d+(0{,}1d)^3]=0{,}25/[16+(0{,}1\cdot16)^3]=0{,}0124$

$H=20/(1-0{,}0124\cdot20)=26{,}6$ м

Ответ: H=26,6 м.

Задача 10.2. Определить производительность ствола Q с насадком диаметром d при напоре перед ним $H_н$. Построить в масштабе огибающую кривую раздробленной части $R_р$ в зависимости от угла наклона, радиуса действия струи к горизонту. Вычислить величину реакции струи F. Исходные данные приведены в таблице.

Методические рекомендации. Высота вертикальной сплошной струи определяется по формуле Люгера $H_В=\dfrac{H}{1+\varphi H}$ или по формуле Фримана $H_В=H\left(1-0{,}000113\dfrac{H}{d}\right)$,

где H – напор перед насадком, м;

d – диаметр насадка, м.

Коэффициент φ можно определить по справочной таблице (приложение 19) или рассчитать по эмпирической формуле: $\varphi=\dfrac{0{,}25}{d+(0{,}1d)^3}$,

где d – диаметр выходного сечения насадка, мм.

Величину компактной части струи $H_к$ определяют как часть всей вертикальной струи $H_к=\dfrac{H_В}{\alpha}$, м.

Коэффициент α определяется по справочной таблице (приложение 20).

Для ручных стволов с диаметром насадка не более 25 мм можно принять $R_К=H_К$, м.

Величина радиуса действия раздробленной части струи $R_Р$ в зависимости от высоты вертикальной струи определяется по формуле $R_р=\beta H_в$, м,

где β – коэффициент.

Значения коэффициента β в зависимости от угла наклона струи к горизонту приведены в приложении 21.

Огибающие кривые строятся в определенном масштабе по лучам, проведенным под соответствующими углами.

Исходные данные к задаче 10.2

Номер варианта	d, мм	Нн, м
1	28	60
2	23	55
3	38	50
4	50	75
5	63	80
6	76	85
7	89	90
8	28	50
9	32	65
0	50	70

Задача 10.3. Рассчитать расход воды из ствола диаметром d = 16 мм, радиус действия компактной части струи, радиус действия раздробленной части струи при следующих углах наклона ствола: 0°, 30°, 60°. Давление перед насадком $p = 3{,}8 \cdot 10^5$ Па. Коэффициент расхода принять $\mu = 0{,}96$.

Задача 10.4. Рассчитать необходимый напор перед насадком с диаметром сечения d = 22 мм, если требуется получить струю с радиусом компактной части $S_K = 18$ м. Расчет провести по формулам Люгера и Фримана и сравнить результаты. Коэффициент расхода для насадка принять равным $\mu = 0{,}96$.

Задача 10.5. Рассчитать напор, при котором получается максимальный радиус компактной части струи, вытекающей из насадка диаметром 25 мм. Построить график зависимости максимального радиуса компактной части от диаметра используемого насадка.

Задача 10.6. При тушении пожара необходимо, чтобы радиус компактной части $S_K = 26$ м, водяной струи, а расход воды был равен Q = 5 л/с. Рассчитать диаметр требуемого насадка и необходимый напор перед ним, обеспечивающий тушение пожара. Коэффициент расхода принять равным 0,98.

Задача 10.7. Рассчитать максимальную величину высоты вертикальной сплошной струи для ствола с насадками $d_1 = 13$ мм, $d_2 = 16$ мм, $d_3 = 19$ мм. Сравнить результаты, получаемые по формулам Люгера и Фримана.

Задача 10.8. Гарантированное избыточное давление перед насадком диаметром d = 16 мм составляет p = 0,4 МПа. Рассчитать радиус компактной части струн и расход воды. Коэффициент расхода принять равным 0,98.

Задача 10.9. Определить реакцию струи, вытекающей из насадка диаметром 25 мм, при напоре 30 м.

Дано: d= 25 мм; H= 30 м.

Найти: F.

Решение:

Реакция струи

$F= -2p\ \omega$.

Давление жидкости перед насадком

$p = \rho\ gH= 1000\cdot 9{,}81\cdot 30= 294{,}3\cdot 10^3$ Па.

Площадь выходного сечения насадка

$\omega = 0{,}785d^2 =0{,}785\cdot 0{,}025^2= 4{,}906\cdot 10^{-4}$ м^2.

$F=-2\cdot 294{,}3\cdot 10^3\cdot 4{,}906\cdot 10^{-4} = -288{,}8$ Н.

Ответ: F= -288,8 Н.

Задача 10.10. Определить реакцию струи, вытекающей из насадка диаметром d = 19 мм, если давление перед насадком $p = 5\cdot 10^5$ Па.

Задача 10.11. Рассчитать и построить на миллиметровой бумаге огибающую кривую компактной части струи, получаемой из лафетного ствола с диаметром насадка d = 50 мм при избыточном давлении перед насадком p = 0,75 МПа.

Задача 10.12. При расчете пожарной автолестницы реакция струи не должна превышать величины F при напоре перед насадком H. Определить максимальный допустимый диаметр насадка. Исходные данные приведены в таблице.

Исходные данные к задаче 10.12

Номер варианта	**F, Н**	**H, м**
1	1000	30
2	1100	35
3	1200	40
4	1300	45
5	1400	50
6	1500	55
7	1600	60
8	1800	65
9	1900	70
0	2000	70

11. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

Под **гидравлическим ударом** понимают резкое увеличение давления в трубопроводах при внезапной остановке движущейся в них жидкости.

Гидравлический удар возникает при закрывании пожарной арматуры, включении и выключении насосов, при переломе пожарных рукавов, что может привести к разрыву трубопроводов, рукавов, поломке насосов.

Ударное давление Δp определяется разностью давлений при неустановившемся и установившемся движении жидкости. Если $\Delta p > 0$, то удар называется **положительным**, при $\Delta p < 0$ - **отрицательным**. Положительный и отрицательный гидравлический удары – различные стадии одного и того же процесса – гидравлического удара. Положительный гидравлический удар переходит в отрицательный и наоборот.

Повышение давления при мгновенном закрытии задвижки (такой гидравлический удар называется **прямым**) определяется по формуле Н.Е. Жуковского

$$\Delta p = \rho c V, \tag{11.1}$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3;

c – скорость распространения ударной волны, м/с;

V – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе до закрытия задвижки, м/с.

Скорость распространения ударной волны зависит от рода жидкости, материала трубы, ее диаметра и толщины стенок и определяется следующим выражением

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \cdot \frac{d}{\delta}}}, \tag{11.2}$$

где K – модуль упругости жидкости, Па; E – модуль упругости материала трубопровода, Па; δ – толщина стенок трубы, м; d – внутренний диаметр трубы, м.

Если считать материал трубы абсолютно неупругим ($E=\infty$), то выражение (11.2) принимает вид

$$c_0 = \sqrt{\frac{K}{\rho}}, \tag{11.3}$$

и скорость распространения ударной волны в этом случае равна скорости распространения звука в жидкости.

Значения плотности ρ и модуля упругости K воды в зависимости от температуры приведены в приложениях 1 и 3, модуля упругости других жидкостей в приложении 24, твердых тел E в приложении 22.

Для приближенных расчетов скорость распространения ударной волны можно принимать по приложению 23.

Формула (11.2) действительна в случае, если время закрывания задвижки τ меньше времени, в течение которого ударная волна дойдет до резервуара и отраженная волна вернется к задвижке, т.е. при условии $\tau<\tau_ф=\frac{2l}{c}$, где $\tau_ф$ – фаза удара, с; l – длина трубопровода от задвижки до резервуара, м.

Если $\tau>\tau_ф$, то давление не достигает максимальной величины, так как частично погашается отраженной волной. В этом случае гидравлический удар называется **непрямым**, а повышение давления может быть определено по приближенным формулам

$$\Delta p=\rho cV\frac{\tau_ф}{\tau}, \qquad (11.4)$$

или с учетом того, что $\tau_ф=\frac{2l}{c}$,

$$\Delta p=\frac{2\rho lV}{\tau}. \qquad (11.5)$$

Полное давление во время удара слагается из давления, вычисленного по формуле Н.Е. Жуковского (11.1), и рабочего гидростатического давления, измеренного по манометру до удара

$$p=\Delta p+p_р. \qquad (11.6)$$

Дополнительное напряжение в стенке трубопровода в результате повышения давления на величину Δp равно

$$\Delta\sigma=\frac{\Delta pd}{2\delta}, \qquad (11.7)$$

где d – диаметр трубы, м; δ – толщина стенки, м.

Задача 11.1. Определить повышение давления в чугунном трубопроводе перед задвижкой после мгновенного автоматического отключения водонапорной башни при пожаре. Расход воды по трубопроводу составляет 40 л/с, диаметр трубопровода 150 мм, скорость распространения ударной волны 1070 м/с.

Дано: Q= 40 л/с; d= 150 мм; c = 1070 м/с.

Найти: p.

Решение:

Скорость движения до закрытия задвижки

$V=Q/(0,785d^2)=40\cdot10\ /(0,785\cdot0,15^2)=2,26$ м/с.

Повышение давления при прямом гидравлическом ударе

$p=\rho cV=1000\cdot1070\cdot2,26=2,418\cdot10^6$ (Па).

Ответ: p=2,418 МПа.

Задача 11.2. Определить необходимую толщину стенок прорезиненных рукавов диаметром d, чтобы напряжение в них при мгновенном перекрытии не превышало $\dot{G} = 25\cdot10^5$ Па. Начальное давление $p_0 = 1{,}5\cdot10^5$ Па, количество рукавов n = 5, расход воды Q. Скорость распространения ударной волны принять 100 м/с. Рассчитать фазу удара.

Методические рекомендации. Повышение давления при мгновенном закрытии задвижки определяется по формуле

$\Delta p = \rho \cdot c \cdot V$, где ρ – плотность жидкости, кг/м^3; с – скорость распространения ударной волны, м/с; V – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе до закрытия задвижки, м/с.

$$V = \frac{Q}{0{,}785d^2}.$$

Избыточное давление (полное давление во время удара)

$$p = p_0 + \Delta p$$

Возникающее при ударе напряжение в стенке трубопровода

$$G = \frac{pd}{2\delta},$$

где d – диаметр трубы, м; δ – толщина стенки, м.

Из этого выражения находится искомая толщина стенки рукава.

Фаза удара: $\tau_ф = \dfrac{2l}{c}$.

Исходные данные к задаче 11.2

Номер варианта	d, мм	Q, м^3/с
1	77	0,012
2	66	0,005
3	77	0,007
4	89	0,012
5	66	0,0035
6	66	0,0055
7	77	0,008
8	89	0,01
9	66	0,006
0	51	0,0015

Задача 11.3. Определить величину повышения давления в чугунном трубопроводе диаметром d, с толщиной стенок δ = 4 мм перед задвижкой после мгновенного автоматического отключения водонапорной башни при пожаре и рассчитать напряжение G в стенках трубопровода. Начальное избыточное давление у задвижки $P_0 = 2\cdot10^5$ Па, расход воды в трубопроводе Q. Модуль упругости воды $K = 2{,}03\cdot10^9$ Па, модуль упругости чугуна $E = 0{,}98\cdot10^{11}$ Па.

Методические рекомендации. Повышение давления при мгновенном закрытии задвижки определяется по формуле

$\Delta p=\rho \cdot c \cdot V$, где ρ – плотность жидкости, кг/м^3; с – скорость распространения ударной волны, м/с; V – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе до закрытия задвижки, м/с.

Скорость распространения ударной волны может быть вычислена по формуле

$$c=\frac{1425}{\sqrt{1+\frac{K \cdot d}{E \cdot \delta}}},$$

где К – модуль упругости жидкости, Па; Е – модуль упругости материала трубопровода, Па; δ – толщина стенок трубы, м; d – внутренний диаметр трубы, м; 1425 – скорость распространения ударной волны в воде в неограниченном объеме, м/с.

Исходные данные к задаче 11.3

Номер варианта	d, мм	Q, м^3/с
1	200	0,05
2	100	0,06
3	125	0,07
4	150	0,08
5	200	0,09
6	250	0,1
7	200	0,11
8	150	0,12
9	125	0,13
0	100	0,14

Задача 11.4. В стальном трубопроводе длиной l, диаметром d и толщиной стенок δ расход воды составляет Q. Температура воды 15 ^{0}С. Определить наименьшее время закрывания задвижки t, чтобы повышение давления в конце трубопровода, вызванное гидравлическим ударом, было не более $\Delta p_{макс}= 4 \cdot 10^5$ Па. Чему будет равно повышение давления в случае мгновенного закрытия задвижки?

Методические рекомендации. В зависимости от соотношения фазы удара $\tau_ф=\frac{2l}{c}$ и времени закрытия $\tau_з$ задвижки определяется вид гидравлического удара (полный или неполный гидравлический удар).

Если $\tau > \tau_ф$ - удар непрямой (неполный), при этом повышение давления может быть найдено по формуле $\Delta p = \rho c V \frac{\tau_ф}{\tau}$, или с учетом того, что $\tau_ф=\frac{2l}{c}, \Delta p = \frac{2\rho l}{\tau} V$.

Из этой формулы определяется наименьшее время закрывания задвижки при заданном максимальном значении повышения давления $\Delta p_{макс}$.

Скорость движения воды в трубопроводе до закрытия задвижки

$$V = \frac{Q}{0{,}785 d^2}.$$

При мгновенном закрытии задвижки ($\tau_з < \tau_ф$) – удар прямой (полный), при этом повышение давления определяется по формуле $\Delta p = \rho c V$,

где V – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе до закрытия задвижки, м/с.

Скорость распространения ударной волны в трубопроводе находится по формуле $c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \cdot \frac{d}{\delta}}}$,

где К – модуль упругости жидкости, Па; Е – модуль упругости материала трубопровода, Па; δ – толщина стенок трубы, м; d – внутренний диаметр трубы, м; 1425 – скорость распространения ударной волны в воде в неограниченном объеме, м/с.

Исходные данные к задаче 11.4

Номер варианта	**l, м**	**d, мм**	**δ, мм**	**Q, м^3/с**
1	200	200	5	0,1
2	170	100	2,5	0,08
3	150	200	5	0,12
4	120	125	3	0,15
5	100	150	3	0,16
6	210	175	4,5	0,13
7	250	250	5	0,085
8	300	80	2,5	0,11
9	135	125	3	0,1
0	270	250	5	0,14

Задача 11.5. Определить величину повышения давления в стальном трубопроводе, если скорость воды в нём до удара была V = 2 м/с. Диаметр трубы d = 0,200 м; толщина стенки трубы δ = 0,004 м, температура воды 20°С.

Задача 11.6. Определить, какое время нужно закрывать затвор, чтобы повышение давления в трубопроводе было в два раза меньше, чем при мгновенном закрытии. Расход воды Q = 80 л проходит по стальному трубопроводу диаметром d =150 мм и толщиной стенки 3 мм. Длина трубопровода от водонапорного бака до затвора l = 300 м.

Задача 11.7. Стальной водовод от насосной станции до водонапорной башни имеет длину $l = 1000$ м, диаметр $d = 100$ мм, толщину стенок 4 мм. Напор воды перед водонапорной башней равен $H = 60$ м, расход воды $Q = 40$ л/с. Определить время закрывания задвижки и напряжение в стенках трубопровода, чтобы максимальное повышение давления не превышало $4 \cdot 10^5$ Па.

Задача 11.8. В конце системы, состоящей из двух последовательно соединённых чугунных трубопроводов, установлена задвижка. Определить величину повышения давления перед задвижкой при её закрывании, если время закрывания $t = 0,3$ с. Расход воды $Q = 0,03$ м^3/с; диаметр трубопроводов $d_1 = 0,15$ м, $d_2 = 0,12$ м, длина $l_1 = 50$ м, $l_2 = 100$ м.

Задача 11.9. Из пожарного резервуара с постоянным уровнем жидкости $H = 10$ м через трубу длиной $l = 15$ м и диаметром $d = 80$ мм вытекает вода. Коэффициент местного сопротивления задвижки $\xi_з = 5$, коэффициент сопротивления трения $\lambda = 0,025$. Толщина стенок $\delta = 5,5$ мм. Сравнить величину повышения давления при мгновенном закрывании задвижки для стальной и чугунной труб.

Задача 11.10. Определить скорость распространения ударной волны в стальном нефтепроводе диаметром $d = 720$ мм, $\delta = 10$ мм, транспортирующем сырую нефть $\rho = 880$ кг/м^3. Модули упругости трубопровода E и нефти K принять по приложениям 22 и 24 соответственно.

Задача 11.11. Определить скорость распространения ударной волны в стальном нефтепродуктопроводе диаметром $d = 530$ мм, $\delta = 8$ мм, по которому ведется транспортировка автомобильного бензина $\rho = 730$ кг/м^3. Модули упругости трубопровода E и бензина K принять по приложениям 22 и 24 соответственно.

Задача 11.12. Найти скорость распространения ударной волны в дюралевом керосинопроводе диаметром $d = 30$ мм, $\delta = 2,5$ мм, $E = 0,7 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 780$ кг/м^3. Модуль упругости керосина K принять по приложению 24.

Задача 11.13. В нефтепроводе диаметром $d = 720$ мм, $\delta = 10$ мм, $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па произошло мгновенное (аварийное) перекрытие магистрали. Рассчитать повышение давления перед задвижкой, если нефть, перекачивают по трубопроводу с расходом 2200 м^3/ч ($\rho = 875$ кг/м^3). Модуль упругости нефти K принять по приложению 24.

12. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ. РАСЧЕТ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Насосами называются гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкостей и сообщения им энергии.

Работающий насос превращает механическую энергию, подводящую на его вал от двигателя, в потенциальную и кинетическую энергию потока жидкости.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей гидравлических машин. Они применяются для наружного водоснабжения (в том числе и противопожарного) населенных пунктов и предприятий, внутреннего водоснабжения жилых, общественных и производственных зданий, для подачи воды на пожаротушение автонасосами, мотопомпами, для подачи воды и огнетушащих составов в установках пожаротушения, в системах смазки, топливоподачи и гидропривода пожарных автомобилей и для многих других целей.

Насосы подразделяются на две основные группы: **объемные**, **или насосы вытеснения**, и **динамические**. Объемными называются насосы, в которых жидкость перемещается путем периодического изменения объема камеры, попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса. Динамическими называются насосы, в которых под действием гидродинамических сил перемещается с камерой (незамкнутом объеме) жидкость, постоянно сообщающейся со входом и выходом насоса. К ним относятся **струйные** и **лопастные** насосы.

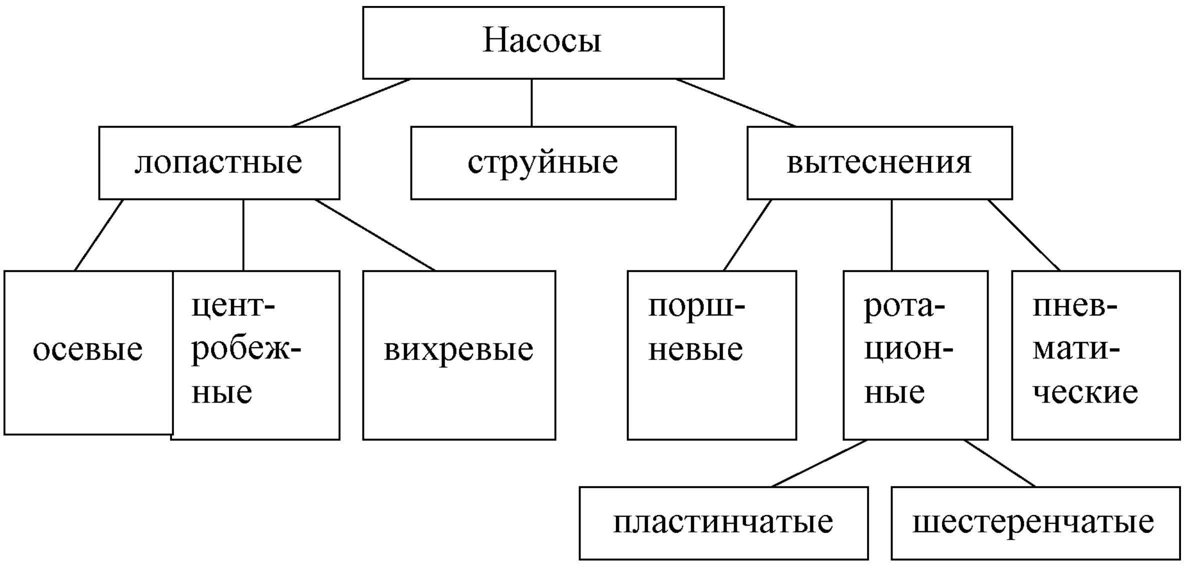


Рис. 12.1. Классификация насосов по конструктивным признакам и способу действия

На рис. 12.1 приведена классификация насосов по конструктивным признакам и способу действия.

Любой насос независимо от принципа его действия характеризуется основными техническими параметрами: подачей, напором, мощностью и КПД.

Подача представляет собой количество жидкости, перемещаемой насосом в единицу времени. Различают объемную Q ($м^3$/с) и массовую G (кг/с) подачи. Они связаны между собой соотношением:

$$G = Q \cdot \rho, \qquad (12.1)$$

где ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/с.

Измерение подачи производится различными способами, например, мерными баками, измерительным водосливом, расходомерами, тарированной диафрагмой, которая устанавливается на прямом участке нагнетательного трубопровода.

В последнем случае подачу рассчитывают по перепаду давления на диафрагме, определяемому с помощью дифференциального манометра, соединенного с измерительной диафрагмой.

$$Q = m\sqrt{h}, \qquad (12.2)$$

где m- коэффициент диафрагмы; h- перепад по диффманометру, выраженный в метрах столба рабочей жидкости.

Коэффициент диафрагмы может быть определен по уравнению:

$$m = \sqrt{\frac{\pi^2 g d^4}{8\,\xi}}, \qquad (12.3)$$

где d- внутренний диаметр трубопровода, м; ξ- коэффициент местного сопротивления диафрагмы.

$$\xi = \left[1 + \frac{0{,}101}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}}\right]^2 \left[\left(\frac{d}{d_0}\right)^2 - 1\right]^2, \qquad (12.4)$$

где d_0- диаметр отверстия диафрагмы, м.

Полный **напор**, развиваемый насосом, есть приращение удельной механической энергии жидкости при прохождении ее через насос. Напор (H) выражается в метрах столба рабочей жидкости (то есть имеет размерность единицы длины) и складывается из приращений удельной потенциальной и удельной кинетической энергий жидкости в насосе.

Напор может быть определен как для действующей, так и для вновь проектируемой насосной установки.

Обозначим:

p_1- давление на поверхность всасываемой жидкости, Па; $p_{вс}$- абсолютное давление во всасывающем патрубке насоса, Па; V_1- скорость жидкости во всасывающем патрубке, м/с; H_1- высота расположения всасывающего патрубка насоса (точки присоединения вакуумметра) над поверхностью всасываемой жидкости, м; p_2- давление над уровнем жидкости в резервуаре нагнетаемой жидкости, Па; $p_н$- абсолютное давление в нагнетательном патрубке насоса, Па; V_2- скорость жидкости в нагнетательном патрубке, м/с; H_2- высота уровня жидкости в резервуаре нагнетаемой жидкости по отношению к нагнетательному патрубку (до манометра, показывающего давление в нем); $\Sigma h_{вс}$, $\Sigma h_н$ - сумма потерь напора (на трение и местные сопротивления) во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, соответственно, м; z- расстояние по вертикали между точкой присоединения вакуумметра и центром манометра, м; ρ- плотность перекачиваемой жидкости, кг/м^3.

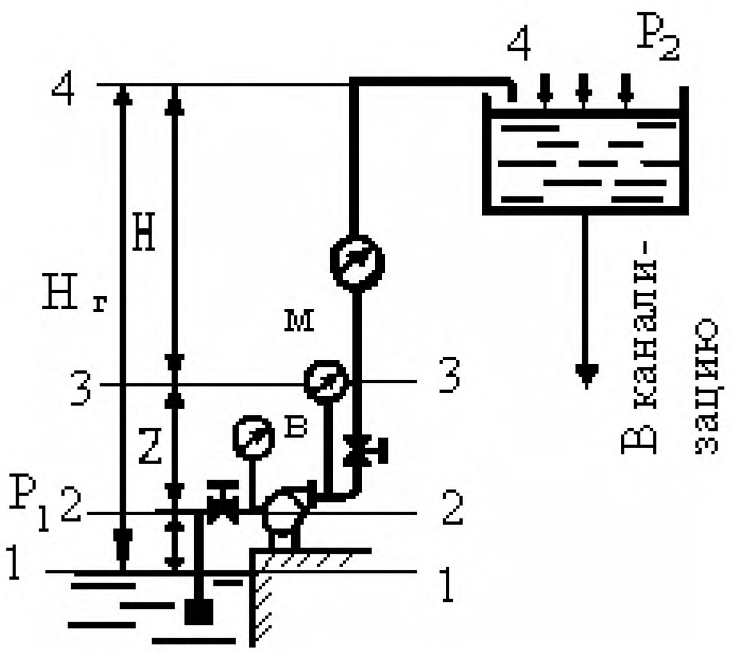


Рис. 12.2. К определению напора действующей насосной установки

Согласно уравнению Бернулли получаем

$$H = \frac{p_н - p_{вс}}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z. \qquad (12.5)$$

Следовательно, напор, развиваемый насосом, может быть определен, если известны следующие данные: давление перед насосом и за ним, скорости движения жидкости во всасывающем и в напорном патрубках насоса и величина z.

Если диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса одинаковы или различаются между собой незначительно, то второй член в уравнении (12.5) можно исключить.

Так как на практике в большинстве случаев вакуумметр и манометр присоединяются к насосу примерно на одном уровне, и высота расположения манометра относительно мала, то величиной z можно пренебречь и тогда уравнение примет вид:

$$H = \frac{p_н - p_{вс}}{\rho g}. \qquad (12.6)$$

Напор может быть рассчитан по показанию приборов, установленных на всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Манометр показывает превышение давления над атмосферным:

$$p_м = p_н - p_{атм}, \qquad (12.7)$$

а вакуумметр недостаток давления до атмосферного:

$$p_{вак} = p_{атм} - p_{вс}. \qquad (12.8)$$

Отсюда абсолютные значения давлений:

$$p_н = p_м + p_{атм}; \qquad (12.9)$$

$$p_{вс} = p_{атм} - p_{вак}. \qquad (12.10)$$

Подставляя эти выражения в соотношение (12.6) формула для определения напора работающего насоса по показаниям манометра и вакуумметра примет вид:

$$H = \frac{p_м + p_{вак}}{\rho g}, \qquad (12.11)$$

где $p_м$ и $p_{вак}$- показания манометра и вакуумметра, соответственно, Па.

При заборе воды насосом из водопроводной сети (при подаче воды во внутренний противопожарный водопровод, в автоматические установки пожаротушения, заборе воды пожарными насосами из гидрантов) или при перекачке воды пожарными насосами во всасывающем патрубке перед насосом может быть избыточное давление, а не вакуум. Тогда формула для определения насоса по показаниям манометра на всасывающем и напорном патрубке принимает вид:

$$H = \frac{p_{ман} - p_{ман}}{\rho g} . \qquad (12.12)$$

Уравнения (12.11) и (12.12) используют для определения напора при испытании насоса и при проведении пожарно-технического обследования насосных станций.

При экспертизе проектов насосных станций систем противопожарного водоснабжения требуется установить правильность определения требуемых подачи и напора насоса и подбора их марок, т.е. определить напор пожарного насоса расчетом по элементам насосной установки.

Уравнение для расчета напора имеет вид:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_г + \Sigma h_{пот} , \qquad (12.13)$$

где геометрическая высота подъема жидкости от уровня воды в резервуаре или водоеме

$$H_г = H_1 + H_2 + z; \qquad (12.14)$$

общие потери напора в сети

$$\Sigma h_{пот} = \Sigma h_{вс} + \Sigma h_н . \qquad (12.15)$$

$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{p_{изб}}{\rho g} = H_{св}$ - свободный напор, необходимый, например, для работы хозяйственных водоразборных приборов, пожарных кранов, для работы пожарных стволов. Если водонапорный бак открытый, то $H_{св}=0$.

Таким образом, напор, создаваемый насосом, расходуется на подъем жидкости на высоту $H_г$, преодоление сопротивлений во всасывающем и напорном трубопроводах и на создание свободного напора. Выражение (12.13) используется для определения требуемого напора насоса.

Мощностью, потребляемой насосом (мощностью на валу), называется энергия, подводимая к валу насоса от двигателя за единицу времени.

Полезная мощность или энергия, приобретенная жидкостью за единицу времени, выражается зависимостью

$$N_п = \frac{Q\rho H g}{1000}, \text{ кВт}, \qquad (12.16)$$

где Q- подача насоса, $м^3/с$; H- напор, м; ρ - плотность рабочей жидкости, $кг/м^3$; g- ускорение силы тяжести, $м/с^2$.

КПД оценивает эффективность использования энергии в насосе и равен отношению полезной мощности к мощности на валу

$$\eta = \frac{N_п}{N_в}. \qquad (12.17)$$

КПД насоса выражается:

$$\eta = \eta_г \cdot \eta_о \cdot \eta_{мех}, \qquad (12.18)$$

где $\eta_г$ - гидравлический КПД, учитывает потерю напора на гидравлических сопротивлениях в проточной части насоса; $\eta_о$ - объемный КПД, учитывает потери энергии, связанные с утечками жидкости через неплотности в насосе; $\eta_{мех}$ - механический КПД, учитывает потери вследствие механического трения в подшипниках и уплотнениях вала.

КПД современных центробежных насосов лежит в пределах $\eta = 0{,}6 \div 0{,}92$; гидравлический КПД $\eta_г = 0{,}8 \div 0{,}96$; объемный $\eta_о = 0{,}9 \div 0{,}98$; механический $\eta_{мех} = 0{,}85 \div 0{,}97$.

Насосная установка.

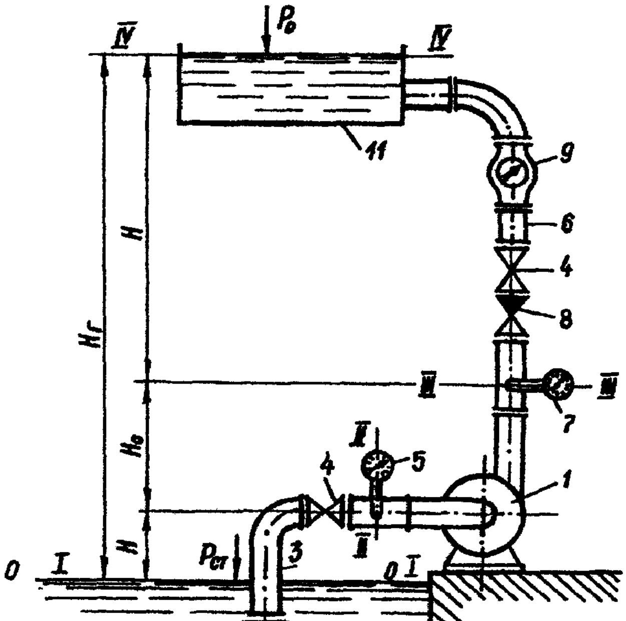


Рис. 12.3. Схема насосной установки

Насосной установкой (рис. 12.3) называют насос с подсоединенной к нему трубопроводной сетью.

Насос 1 забирает воду из водоема 10 и подает в напорный резервуар 11. Всасывающая сетка 2 предотвращает попадание твердых частиц в насос. При расположении насоса выше уровня воды в водоеме устанавливается всасывающая сетка с обратным клапаном. При выключении насоса обратный клапан перекрывается, удерживая столб воды во всасывающем трубопроводе 3 и насосе. На всасывающем 3 и напорном 6 трубопроводах устанавливаются задвижки 4, позволяющие отключить насос 1 при его замене и ремонте. Для контроля за работой насоса устанавливаются на напорном трубопроводе манометр 7, на всасывающем- вакуумметр 5. Если насос расположен ниже уровня воды в водоеме или забирает воду из водопроводной сети, то на всасывающей линии устанавливается мановакуумметр. Обратный клапан 8 предотвращает обратный ток жидкости при выключенном насосе и защищает насос от гидравлического удара. На напорном трубопроводе устанавливается расходомер 9, позволяющий определить подачу насоса и вести контроль за использованием воды.

Работа насоса на сеть.

Каждому режиму работы насоса соответствуют определенные значения основных параметров. Из их числа выделяют подачу (Q)и считают ее аргументом, тогда все прочие параметры будут функциями подачи. Характеристиками насоса называют графическое изображение зависимостей

$$H= f(Q),\ N= f(Q),\ \eta = f(Q). \qquad (12.19)$$

Характеристики могут быть получены при постоянной и переменной частотах вращения рабочего колеса. Наиболее важное значение имеет зависимость между напором и подачей.

Для оценки работы центробежного насоса при различных режимах удобно пользоваться его универсальной характеристикой, то есть графиком, содержащим семейство кривых H-Q-η, соответствующих разным числам оборотов. По универсальной характеристике легко найти оптимальный режим работы насоса, при любом отклонении от которого КПД падает.

Примерный вид характеристик центробежного насоса показан на рис. 7.4.

В подавляющем большинстве случаев насосы включаются в сеть трубопроводов, поэтому работа насоса должна рассматриваться не изолированно, а в непосредственной связи с работой сети, в которую он включен.

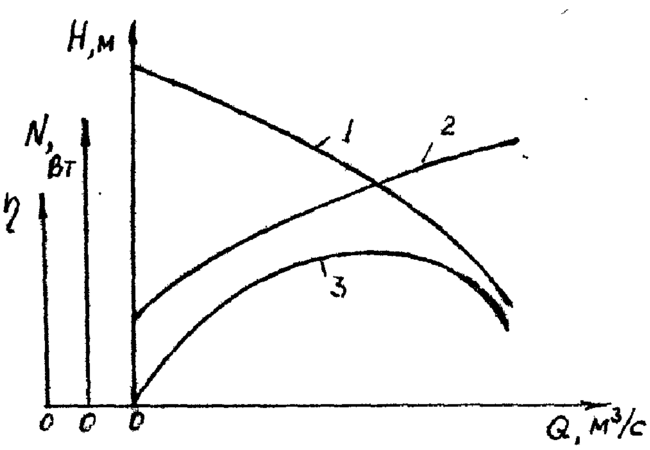


Рис. 12.4. Характеристики центробежного насоса: H= f (Q); 2- N= f (Q); 3- η = f (Q)

Для решения вопроса о конкретной величине развиваемого напора (давления) необходимо иметь также характеристику трубопроводной сети, на которую работает насос.

Характеристика сети- это зависимость между расходом жидкости (Q) и напором (H_c), необходимым для преодоления всех ее гидравлических сопротивлений. Аналитическое выражение характеристики сети может быть представлено выражением:

$$H_c = \frac{p_{изб}}{\rho g} + H_г + H_{ск} + \Sigma h_{пот}, \qquad (12.20)$$

где $H_г$- геометрическая высота подъема жидкости, м; $p_{изб}$- избыточное давление в пространстве нагнетания, Па; $H_{ск}$- скоростной напор, м; $\Sigma h_{пот}$ - потери напора на трение и на местных сопротивлениях.

Обозначим $\frac{p_{изб}}{\rho g} + H_г = H_{ст}$ - статический напор, м.

$H_{ск}$ и $\Sigma h_{пот}$ пропорциональны квадрату расхода, т.е. $H_{ск} + \Sigma h_{пот} = kQ^2$; k-коэффициент пропорциональности, зависящий от коэффициентов трения и местных сопротивлений, длины и диаметра трубопроводной сети.

Окончательно получаем:

$$H_c = H_{ст} + kQ^2. \qquad (12.21)$$

Точка пересечения характеристики насоса (снимается опытным путем и приводится в каталогах на насосах) и характеристики сети (рассчитывается по уравнению (12.21) или получается опытным путем) дает точку А, характеризующую работу насоса на данную трубопроводную сеть (рис. 7.4).

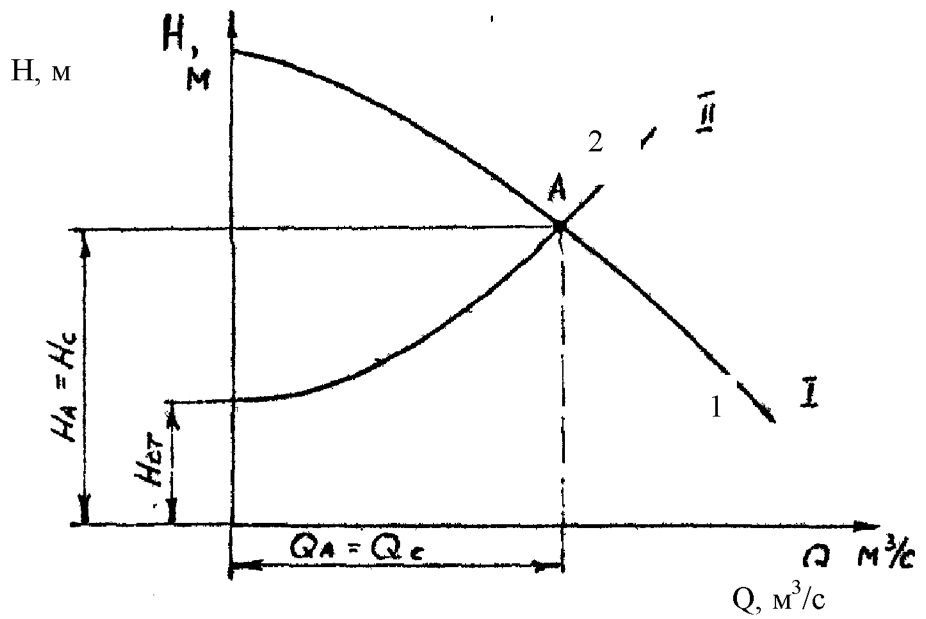


Рис. 12.5. График совместной работы насоса и трубопроводной сети:
1 - характеристика насоса; 2- характеристика сети; А- рабочая точка

Для изменения подачи и напора насоса нужно изменить или характеристику насоса или характеристику сети. Осуществлять регулирование можно следующими способами:

1. Дроссельное регулирование (регулирование задвижкой).

Если на напорном трубопроводе прикрыть задвижку, то появится дополнительное местное сопротивление и увеличится сопротивление сети k и в соответствии с уравнением (12.21) характеристика сети пойдет круче, а подача насоса уменьшится. Данный метод регулирования не экономичен, поскольку он вызывает дополнительные потери энергии, однако благодаря простоте регулирование дросселированием получило большое распространение.

2. Регулирование путем изменения числа оборотов рабочего колеса насоса.

Характеристики насоса изменяются с изменением числа оборотов в соответствии со следующими формулами пропорциональности:

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right); \qquad (12.22)$$

$$H_2 = H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \qquad (12.23)$$

$$N_2 = N_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3. \qquad (12.24)$$

Этот способ используется для регулирования подачи пожарных насосов, установленных на пожарных автомобилях, мотопомп, т.е. там, где для привода используется двигатель внутреннего сгорания.

3. Регулирование путем обрезки (обточки) рабочего колеса.

Регулирование подачи насосных станций может осуществляться ступенчато за счет соединения насосов в группы (последовательно или параллельно).

Задача 12.1. Центробежный насос, установленный на высоту 1,5 м от уровня жидкости (ρ=1050 кг/м^3) в емкости, подает эту жидкость по трубопроводу диаметром 0,1 м в количестве 0,0055 м^3/с на высоту 4 м в аппарат с давлением 196,2 кПа. Общее гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов 3 м. Показание манометра, присоединенного на уровне 0,5 м от оси насоса, 167,6 кПа, вакуумметра перед насосом 12,4 кПа. Давление в емкости, из которой подается жидкость 98,1 кПа. КПД насоса 0,6. Определить напор, полезную и потребляемую мощность насоса.

Решение:

Напор насоса по значениям давлений в емкостях и потерь напора в трубопроводах

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_г + \sum h_п$$

$$H = \frac{(196{,}2 - 98{,}1)\cdot 10^3}{1050 \cdot 9{,}81} + 1{,}5 + 3 = 18(м)$$

Напор насоса по показаниям приборов

$$H = \frac{p_м + p_в}{\rho g} + z$$

$$H = \frac{(167{,}6 + 12{,}4)\cdot 10^3}{1050 \cdot 9{,}81} + 0{,}5 = 18(м)$$

Полезная мощность насоса

N_e= Q ρ gH

N_e= 0,0055·1050·9,81·18=1025 (Вт)

Потребляемая мощность насоса

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{1025}{0,6} = 1710(Bm)$$

Ответ: H= 18 м; N_e=1025 Вт; N= 1710 Вт.

Задача 12.2. Насос перекачивает воду при температуре 20 ^{0}С из открытой емкости в аппарат, работающий под избыточным давлением 0,1 МПа. Расход воды 0,012 м^3/с. Геометрическая высота подъема воды 15 м. Длина трубопровода на линии всасывания 10 м, на линии нагнетания 40 м. На линии нагнетания имеются два отвода под углом 120^0 и 10 отводов под углом 90^0 с радиусом поворота, равным 6 диаметрам трубы, и 2 нормальных вентиля. На всасывающем участке трубопровода установлено 2 прямоточных вентиля, имеется 4 отвода под углом 90^0 с радиусом поворота, равным 6 диаметрам трубы. Скорость течения воды в трубопроводах составляет 2 м/с. Трубопровод стальной, коррозия незначительна.

Определить напор и потребляемую мощность насоса. Проверить возможность установки насоса на высоте 4 м над уровнем воды в емкости.

Решение:

Диаметр трубопровода определим из уравнения расхода:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012}{3,14 \cdot 2}} = 0,088(м)$$

Определение потерь на трение и местные сопротивления.

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd\rho}{\mu}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{2 \cdot 0,088 \cdot 998}{1,005 \cdot 10^{-3}} = 174800$$

Следовательно режим турбулентный.

Абсолютную шероховатость трубопровода принимаем $\Delta = 2 \cdot 10^{-4}$ м.

Для расчета коэффициента трения λ необходимо знать режим трения жидкости в трубопроводе. Для этого определим границы зоны трения.

$$\frac{d}{\Delta} = \frac{0,088}{2 \cdot 10^{-4}} = 441; \; 20\frac{d}{\Delta} = 8820; \; 500\frac{d}{\Delta} = 220500.$$

8820< Re< 220500.

Таким образом, в трубопроводе имеет место режим гидравлически шероховатых труб.

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

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{174800} + \frac{2 \cdot 10^{-4}}{0{,}088}\right)^{0,25} = 0{,}025$$

Определим сумму коэффициентов местных сопротивлений отдельно для всасывающей и нагнетательной линий.

Для всасывающей линии:

1. Вход в трубу (принимаем с острыми краями): $\xi_1 = 0{,}5$.

2. Прямоточные вентили: для d= 0,076 м $\xi = 0{,}6$, для d=0,1 м $\xi = 0{,}5$.

Экстраполяцией находим для d=0,088 м $\xi = 0{,}55$.

Умножая на поправочный коэффициент 0,925, получаем $\xi_2 = 0{,}51$.

3. Отводы: $\xi_3 = 0{,}09$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений во всасывающей линии:

$$\sum \xi = \xi_1 + 2\xi_2 + 4\xi_3 = 0{,}5 + 2 \cdot 0{,}51 + 4 \cdot 0{,}09 = 1{,}88.$$

Потеря напора во всасывающей линии

$$h_{пвс} = \left(\lambda\frac{l}{d} + \sum \xi\right)\frac{V^2}{2g}$$

$$h_{пвс} = \left(0{,}025 \cdot \frac{10}{0{,}088} + 1{,}88\right) \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}962(м)$$

Для нагнетательной линии:

1. Отводы под углом 120^0: $\xi_1 = 0{,}105$.

2. Отводы под углом 90^0: $\xi_1 = 0{,}09$.

3. Нормальные вентили: для d= 0,08 м $\xi = 4$, для d=0,1 м $\xi = 4{,}1$.

Для d=0,088 м $\xi = 4{,}04$.

4. Выход из трубы: $\xi_4 = 1$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в нагнетательной линии:

$$\sum \xi = 2\xi_1 + 10\xi_2 + 2\xi_3 + \xi_4 = 2 \cdot 0{,}105 + 10 \cdot 0{,}09 +$$
$$+ 2 \cdot 4{,}04 + 1 = 10{,}2$$

Потеря напора в нагнетательной линии

$$h_{пн} = \left(\lambda\frac{l}{d} + \sum \xi\right)\frac{V^2}{2g}$$

$$h_{пн} = \left(0{,}025 \cdot \frac{40}{0{,}088} + 10{,}2\right) \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9{,}81} = 4{,}396(м)$$

Общие потери напора

$$h_п = h_{пвс} + h_{пн}$$

$$h_п = 0{,}962 + 4{,}396 = 5{,}358(м).$$

Напор насоса

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} + H_г + h_п$$

$$H = \frac{0{,}1 \cdot 10^6}{998 \cdot 9{,}81} + 15 + 5{,}358 = 30{,}6(м)$$

Полезная мощность насоса

N_e= Q ρ gH

N_e= 0,012·998·9,81·30,6=3595 (Вт)=3,595 (кВт).

Потребляемая мощность насоса

$$N = \frac{N_e}{\eta}$$

Принимаем КПД насоса $\eta = 0{,}6$ (для центробежного насоса средней производительности).

$$N = \frac{3{,}595}{0{,}6} = 6(кВт)$$

Определение предельной высоты всасывания.

Запас напора на кавитацию

$$h_к = 0{,}3\left(Qn^2\right)^{2/3}$$

По каталогу на насосы устанавливаем марку центробежного насоса, который больше всего соответствует заданным подаче и напору. При этом частота вращения вала n= 48,3 $с^{-1}$.

$$h_к = 0{,}3\left(0{,}012 \cdot 48{,}3^2\right)^{2/3} = 2{,}77(м)$$

По таблицам давлений насыщенного водяного пара найдем, что при 20 ^{0}C $p_{н.п.}$= 2,35·10^3 Па. Примем, что атмосферное давление равно $p_{атм.}$= 10^5 Па.

Высота всасывания

$$H_{вс} \le \frac{p_{атм.}}{\rho g}\left(\frac{p_{н.п.}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + h_{пвс} + h_к\right)$$

$$H_{вс} \le \frac{10^5}{998 \cdot 9{,}81}\left(\frac{2{,}35 \cdot 10^3}{998 \cdot 9{,}81} + \frac{2^2}{2 \cdot 9{,}81} + 0{,}962 + 2{,}77\right) =$$

= 6,04 (м).

Ответ: H=30,6 м; N= 6 кВт.

Расположение насоса на высоте 4 м над уровнем воды в емкости вполне возможно.

Задача 12.3. Для подачи 20 л/с воды с напором 10 м центробежный насос потребляет 2 кВт мощности. Определить, как изменится подача, напор и потребляемая мощность, если насос заменили на подобный, но рабочее колесо вращается с удвоенной частотой.

Решение:

Параметры насоса при изменении частоты вращения:

подача

$Q_2 = Q_1 \dfrac{n_2}{n_1}$; $Q_2 = 20 \cdot 2 = 40$ (л/с);

напор

$H_2 = H_1 \left(\dfrac{n_2}{n_1} \right)^2$; $H_2 = 10 \cdot 2^2 = 40$ (м);

мощность

$N_2 = N_1 \left(\dfrac{n_2}{n_1} \right)^3$; $N_2 = 2 \cdot 2^3 = 16$ (кВт).

Ответ: Q= 40 л/с; H=40 м; N= 16 кВт.

Задача 12.4. Определить мощность, потребляемую центробежным насосом ЦН-60, если его подача 0,06 м^3/с, полный напор 100 м, полный КПД 0,6.

Решение:

Мощность, потребляемая насосом

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{Q\rho g H}{\eta}.$$

$$N = \frac{0{,}06 \cdot 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 100}{0{,}6} = 98{,}1(кВт)$$

Ответ: N= 98,1 кВт.

Задача 12.5. Определить напор водяной насосной установки $H_н$ если подача насоса Q = 100 л/с, диаметры всасывающего и напорного патрубка $d_{ВС}$= 150 мм и $d_Н$= 125 мм, показания манометра $P_м$= 4 · 10^5 Па, вакуумметра $P_{вак}$= 0,3 · 10^5 Па , расстояние между местами их установления по вертикали H_0= 500 мм.

Задача 12.6. Определить напор насоса $H_н$ и мощность электродвигателя к нему N, если подача насоса $Q_Н$= 75 л/с, геометрическая высота всасывания и нагнетания $H_{вс}$= 3 м и $H_н$= 65 м потери напора на всасывающем и напорном трубопроводе $h_{ВС}$= 2,5 м, $h_Н$ = 10 м, а свободный напор в трубопроводе $H_с$= 2 м , КПД насоса и передачи η= 0,9 и η= 0,94.

Задача 12.7. Определить производительность Q и напор H (рабочую точку) насоса при подаче воды в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту $H_г$= 45 м, по трубопроводу диаметром d = 200 м, длиной l = *7 м,* с коэффициентом гидравлического трения λ = 0,03 и эквивалентной длиной местных сопротивлений $l_{ЭК}$ = 7 м. Как изменится подача и напор насоса, если частота вращения колеса n уменьшится на 10%. Данные, необходимые для построения характеристики Q-H центробежного насоса, приведены в таблице, Q_0= 0,7 $м^3/с$, H_0- 100м.

Q	0	0,2 Qo	0,4 Qo	0,6 Qo	0,8 Qo	1,0 Q_0
H	1,0 H_0	1,05 H_0	1,0 H_0	0,88 H_0	0,65 H_0	0,35 H_0

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абросимов Ю.Г. Гидрогазодинамика: Учебник.- М: Академия ГПС МЧС России, 2012. - 312 с.

2. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп.- М.: КолосС, 2005.- 656 с.

3. Абросимов Ю.Г., Иванов А.И., Качалов А.А. и др. Гидравлика и противопожарное водоснабжение: Учебник. – М: Академия ГПС МЧС России, 2003.- 391 с.

4. Замалев, З.Х. Основы гидравлики и теплотехники. Учебное издание. / З.Х. Замалев, В.Н. Посохин, В.М. Чефанов. - М.: АСВ, 2014. - 424 с.

5. Практикум по гидравлике: Учебное пособие / Н.Г. Кожевникова, Н.П. Тогунова, А.В. Ещин, Н.А. Шевкун. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 248 с.

6. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик – М.: Книга по Требованию, 2012. – 466 с.

7. Калекин А.А. Гидравлика и гидравлические машины. – М.: Мир, 2005. – 512 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Плотность ρ и удельный вес γ некоторых жидкостей

Жидкость	t, ^{0}C	ρ, кг/м^3	γ, Н/м^3
Вода	0 4 10 20 30 40	999,87 1000,0 999,73 998,23 995,67 992,24	9805,37 9806,65 9840,00 9789,29 9764,19 9730,55
Ацетон	15	790	7747,25
Бензин	15	680-740	6668,52-7256,92
Глицерин безводный	20	1260	12236,4
Керосин	15	790-820	7747,25-8041,45
Масло машинное	20	898	8806,37
Масло трансформаторное	20	887	8698,5
Нефть натуральная	15	700-900	6864,65-8825,98
Ртуть	0 20	13596 13546	133331 132841
Спирт метиловый, 100 % 90 % 30 %	 0-20 0-20 0-20	 800 820 950	 7848 8044,2 9319,5
Спирт этиловый, 100% 70 % 40 % 10 %	 0-20 0-20 0-20 0-20	 790 850 920 980	 7749,9 8338,5 9025,2 9613,8

Приложение 2

Значения модуля объемной упругости воды K

Температура, ^0C	K в кгс/см^2 (10^6 Па=10,2 кгс/см^2) при давлении в ат				
	5	10	20	40	80
0	18900	19000	19200	19500	19800
5	19300	19500	19700	20100	20700
10	19500	19700	20100	20500	21200
15	19700	20000	20300	20900	21700
20	19800	20200	20600	21200	22170

Приложение 3

Значения модуля упругости воды K при давлении 10^5 Па
в зависимости от температуры

t, °C	0	5	10	15	20
$K\cdot10^{-9}$, Па	1,86	1,91	1,93	1,96	1,98

Приложение 4

Коэффициенты объемного сжатия β_W некоторых жидкостей

Жидкость	$\beta_w\cdot$1011, Па-1
Вода	47
Глицерин	22,3
Керосин	68-92
Ртуть	4
Спирт этиловый	113

Приложение 5

Значения коэффициента температурного расширения воды β_t

Температура, ^0C	**β_t (в миллионных долях) при давлении в ат**				
	1	**100**	**200**	**500**	**900**
1-10	14	43	72	149	229
10-20	150	165	183	236	289
40-50	422	422	426	429	437
60-70	556	548	539	523	514
90-100	719	704	691	661	621

Приложение 6

Коэффициенты температурного расширения β_t жидкостей
(для температур около 18 0С)

Жидкость	β_t **·104, К-1**
Ацетон	14,3
Бензол	10,6
Глицерин	5,06
Керосин	10
Нефть	9,2
Ртуть	1,8
Скипидар	9,4
Спирт метиловый	11,9
Спирт этиловый	11
Кислота азотная	12,4
Эфир этиловый	16,3

Приложение 7

Коэффициенты температурного расширения βt нефти
в зависимости от плотности

Плотность ρ, кг/м3	**Коэффициент βt, 1/°С**
700-719	0,001225
720-739	0,001183
740-759	0,001118
760-779	0,001054
780-799	0,000995
800-819	0,000937
820-839	0,000882
840-859	0,000831
860-879	0,000782
880-899	0,000734
900-919	0,000688
920-939	0,000645

Приложение 8

Значения динамического коэффициента вязкости для воды μ

Температура, 0С	μ**, Па·с**	**Температура, 0С**	μ**, Па·с**
0	0,001792	55	0,0005064
5	0,001519	60	0,0004688
10	0,001308	65	0,0004355
15	0,00114	70	0,0004061
20	0,001005	75	0,0003799
25	0,0008937	80	0,0003565
30	0,0008007	85	0,0003355
35	0,00007225	90	0,0003165
40	0,000656	95	0,0002994
45	0,0005988	100	0,0002838
50	0,0005494		

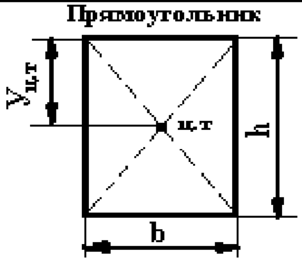
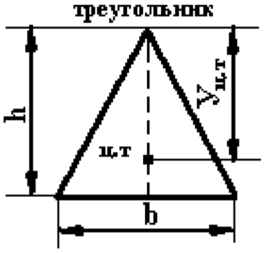
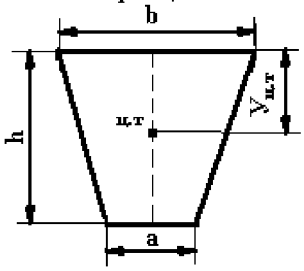
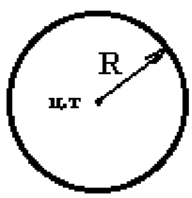
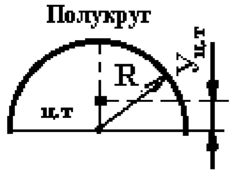
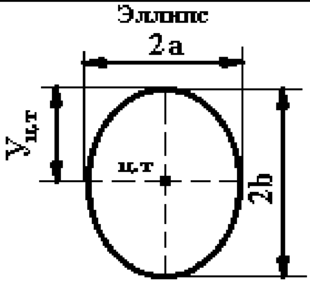
Приложение 9

Значения динамического μ и кинематического ν коэффициентов вязкостей для некоторых жидкостей

Жидкость	μ**, Па·с**	ν**, см^2/с**
Спирт этиловый Керосин	0,00119	0,0151
Раствор 26-%-й NaCl	0,0016	0,02
Нефть при 15 ^{0}С	0,00184	0,0153
Масло минеральное	0,007	0,081
Глицерин	0,0275	0,313
Масло касторовое	0,512	4,1
	0,972	10,02

Приложение 10

Формулы для определения момента инерции I_0 и координаты центра тяжести $У_{ц.т}$ для некоторых фигур

Фигура	I_0	$У_{ц.т}$	ω
Прямоугольник 	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{1}{2}h$	bh
Равнобедренный треугольник 	$\frac{bh^3}{36}$	$\frac{2}{3}h$	$\frac{1}{2}bh$
Равнобедренная трапеция 	$\frac{h^3}{36}\cdot\frac{a^2+4ab+b^2}{a+b}$	$\frac{h}{3}\cdot\frac{a+2b}{a+b}$	$\frac{h}{2}(a+b)$
Круг 	$\frac{\pi R^4}{4}$	R	πR^2
Полукруг 	$\frac{9\pi^2-64}{72\pi}R^4$	$\frac{4}{3}\cdot\frac{R}{\pi}$	$\frac{1}{2}\pi R^2$
Эллипс 	$\frac{1}{4}\pi ab^3$	b	πab

Приложение 11

Значения абсолютной шероховатости Δ для труб из различных материалов

Материал стенки трубопровода	**Δ, мм**
Медь, латунь, свинец, стекло	0,01-0,05
Сталь, неподвергшаяся коррозии	0,06-0,1
Сталь в условиях эксплуатации	0,1-0,2
Сталь сильно прокорродированная	0,5-3
Асбоцементные трубы	0,05-0,1
Новые чугунные трубы	0,3
Чугун после длительной эксплуатации	0,85-3
Железо оцинкованное	0,15
Бетон	0,3-3

Приложение 12

Формулы для расчета коэффициента трения

№ п/п	**Режим движения**	**Область трения**	**Границы области**	**Формула для расчёта**
1	Ламинар-ный	Соответствующая ламинарному режиму	$Re < 2320$	λ = 64/ Re
2	Турбулентный	Гидравлически гладкие трубы	$2320 < Re \le 20d/\Delta$	λ = 0,316/ Re0,25
		Гидравлически шероховатые трубы	$20d/\Delta < Re \le 500d/\Delta$	λ = 0,11 (68/Re+Δ/d)0,25
		Автомодельная (квадратичная)	$Re > 500d/\Delta$	λ = 0,11 (Δ/d)0,25

Приложение 13

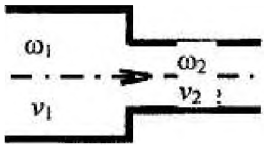
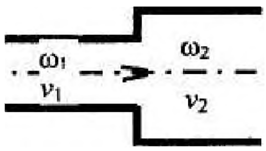
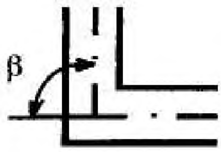
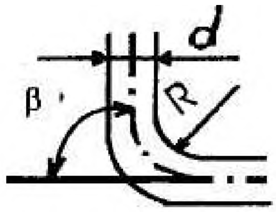
Расчетные значения удельных сопротивлений А и расходных характеристик К для стальных и чугунных водопроводных труб

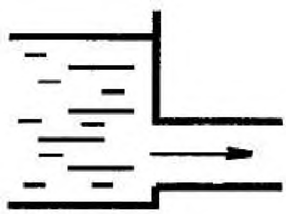
Трубы стальные			**Трубы чугунные**	
Условный проход мм	**А (для Q м3/с)**	**К2 (для Q м3/с)**	**А (для Q м3/с)**	**К2 (для Q м3/с)**
50	3686	0,000271	11540	0,0000866
60	2292	0,000436	-	-
75	929,4	0,00108	-	-
80	454,3	0,0022	953,4	0,00105
100	172,9	0,00578	311,7	0,00321
125	76,36	0,0131	96,72	0,0103
150	30,65	0,03263	37,11	0,027
175	20,79	0,0481	-	-
200	6,959	0,1437	8,092	0,1236
250	2,187	0,4572	2,528	0,3956
300	0,8466	1,1812	0,9485	1,0543
350	0,3731	2,6802	-	-
400	0,1859	5,3792	-	-

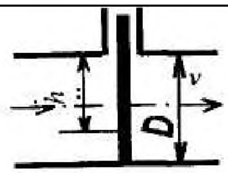
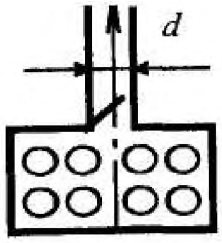
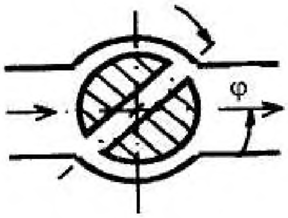
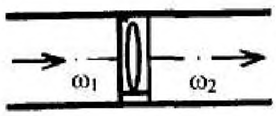
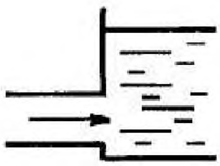
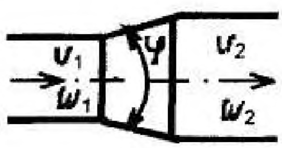
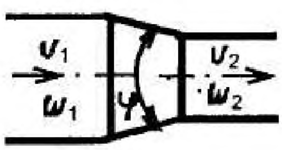
Приложение 14

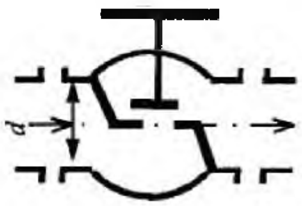
V, м/с	0,62	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6
Кп	1,41	1,33	1,28	1,24	1,2	1,175	1,15	1,13	1,115
V, м/с	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1	1,1	1,2
Кп	1,1	1,085	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,015	1

Значения коэффициентов сопротивления для наиболее типичных местных сопротивлений

<table>
<tr><th>№ п/п</th><th>Вид местного сопротивления</th><th colspan="8">Расчетные формулы</th></tr>
<tr><td>1</td><td>Внезапное сужение трубопровода
</td><td colspan="8">$$\xi_{В.С.} = 0{,}5\left(1-\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)$$</td></tr>
<tr><td>2</td><td>Внезапное расширение трубопровода (теорема Борда-Карно)
</td><td colspan="8">$$\xi_{В.Р.} = \left(1-\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2$$</td></tr>
<tr><td rowspan="2">3</td><td rowspan="2">Резкий поворот (колено без закругления)
</td><td>β,°</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td><td>80</td><td>90</td></tr>
<tr><td>ξ</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,7</td><td>0,9</td><td>1,1</td></tr>
<tr><td>4</td><td>Плавный поворот (отвод)
</td><td colspan="8">при β = 90°; R/d >>1;
ξ’ = 0,051 + 0,19 d/R;

при β = 70° ξ = 0,9 ξ’·sin β;
при β = 100° $\xi = \left(\frac{10{,}7\beta}{90\cdot 0{,}35}\right)\xi'$</td></tr>
<tr><td>5</td><td>Вход в трубу из резервуара
</td><td colspan="8">$$\xi_{ВХ} = 0{,}5$$</td></tr>
<tr><td>6</td><td>Задвижка в трубе в зависимости от степени закрытия</td><td>h/D</td><td>0</td><td>2/8</td><td>3/8</td><td>4/8</td><td>5/8</td><td>6/8</td><td>7/8</td></tr>
</table>

<table>
<tr><th>№ п/п</th><th>Вид местного сопротивления</th><th>Расчетные формулы</th></tr>
<tr><td></td><td></td><td><table><tr><td>ξ</td><td>0,12</td><td>0,26</td><td>0,81</td><td>2,06</td><td>5,52</td><td>17,0</td><td>47,8</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>7</td><td>Обратный клапан с сеткой
</td><td>$$\xi = 2{,}2/\sqrt{d}$$</td></tr>
<tr><td>8</td><td>Пробковый кран
</td><td><table><tr><td>$\varphi,^{\circ}$</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>65</td></tr><tr><td>ξ</td><td>0,52</td><td>1,54</td><td>3,91</td><td>10,8</td><td>18,7</td><td>118</td><td>256</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>9</td><td>Диафрагма в трубе
</td><td>$$\xi = \left(1 + \frac{0{,}707}{1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2$$</td></tr>
<tr><td>10</td><td>Выход из трубы в резервуар
</td><td>$$\xi_{\text{вых}} = 1$$</td></tr>
<tr><td>11</td><td>Диффузор
</td><td>$$\xi = k \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2$$<table><tr><td>$\varphi,^{\circ}$</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td></tr><tr><td>k</td><td>0,17</td><td>0,41</td><td>0,71</td><td>0,9</td><td>1,03</td><td>1,12</td><td>1,13</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>12</td><td>Конфузор
</td><td>$$\xi = k\xi_{\text{В.С.}}$$<table><tr><td>$\varphi,^{\circ}$</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td></tr><tr><td>k</td><td>0,4</td><td>0,21</td><td>0,19</td><td>0,17</td><td>0,18</td><td>0,2</td></tr><tr><td>$\varphi,^{\circ}$</td><td>70</td><td>80</td><td>90</td><td>100</td><td>120</td><td>140</td></tr><tr><td>k</td><td>0,22</td><td>0,24</td><td>0,38</td><td>0,39</td><td>0,48</td><td>0,6</td></tr></table></td></tr>
</table>

№ п/п	Вид местного сопротивления	Расчетные формулы							
13	Вентиль нормальный (полностью открытый) 	d, мм	13	20	40	80	100	150	200
		ξ	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7

Приложение 16

Значения сопротивления S_p одного стандартного пожарного рукава длиной 20 м

Диаметр d, мм	**Сопротивление рукава,** $\left(\frac{с}{л}\right)^2 \cdot м$	
	непрорезиненные	**прорезиненные**
51	0,24	0,13
66	0,077	0,034
77	0,030	0,015
89	-	0,00385
110	-	0,00220
150	-	0,00045

Приложение 17

Значения коэффициентов сжатия, скорости, расхода и местного сопротивления для различных типов отверстий и насадков

№	Вид отверстия или насадка	ε	φ	μ	ξ
1	Круглое отверстие с острой кромкой	0,64	0,97	0,62	0,06
2	Внешний цилиндрический насадок	1	0,82	0,82	0,49
3	Внутренний цилиндрический насадок	1	0,71	0,71	1
4	Конически сходящийся насадок	0,98	0,96	0,94	0,09
5	Конически расходящийся насадок	1	0,475	0,475	3,45
6	Коноидальный насадок	1	0,97	0,97	0,06

Приложение 18

Значение сопротивлений $S_н$ и проводимостей p насадков
(для Q, л/с)

Диаметр насадка, мм	**Sн**	**p**	**Диаметр насадка, мм**	**Sн**	**p**
10	8,26	0,348	27	0,156	2,54
11	5,64	0,421	28	0,134	2,73
12	3,98	0,501	29	0,117	2,93
13	2,89	0,588	30	0,102	3,13
14	2,40	0,682	31	0,088	3,37
15	1,63	0,783	32	0,079	3,56
16	1,26	0,891	33	0,070	3,80
17	0,99	1,01	34	0,062	4,02
18	0,787	1,13	35	0,055	4,26
19	0,634	1,26	36	0,049	4,51
20	0,516	1,39	38	0,040	5,02
21	0,425	1,53	40	0,032	5,57
22	0,353	1,68	42	0,026	6,14
23	0,295	1,84	44	0,022	6,74
24	0,249	2,00	46	0,018	7,35
25	0,212	2,17	48	0,016	8,02
26	0,181	2,35	50	0,0132	8,70
			65	0,0053	13,74

Приложение 19

Значение коэффициента φ для различных диаметров насадков

d мм	**φ**	**d мм**	**φ**
10	0,0228	32	0,0039
13	0,0165	38	0,0028
16	0,0124	45	0,0018
19	0,0097	50	0,0014
22	0,0077	65	0,00074
25	0,0061	76	0,00049
28	0,0050	89	0,00032

Приложение 20

Значение коэффициента α

Нк, м	**8**	**10**	**12**	**14**	**16**	**18**	**20**	**22**	**24**	**26**	**28**	**30**
α	1,19	1,20	1,21	1,22	1,24	1,27	1,32	1,38	1,45	1,55	1,67	1,84
Нв, м	9,5	12	14,5	17,2	20	23	26,5	30,5	35	40	47	55

Приложение 21

Значение коэффициента β

Θ, град	**0**	**15**	**30**	**45**	**60**	**75**	**90**
β	1,40	1,30	1,20	1,12	1,07	1,03	1,00

Приложение 22

Модуль упругости Е твердых тел

Материал	**Железо (сталь)**	**Чугун**
Е·10-10, Па	21,2	11,5

Приложение 23

Значения скорости распространения ударной волны в воде

Материал	**Скорость распространения ударной волны, м/с**
Стальные трубы	1200
Чугунные трубы	1000
Асбоцемент	700
Новые льняные рукава	80
Льняные рукава б/у	120
Прорезиненные рукава	300

Приложение 24

Модуль упругости К жидких тел

Материал	**Модуль упругости К·10-9, Па**
Вода	2,06
Нефть	1,28
Бензин	1,06
Керосин	1,37
Спирт	0,98
Масло турбинное 30	1,72
Глицерин	4,08
Ртуть	24,6

БУБНОВ Владимир Борисович
РЕПИН Денис Сергеевич
ЕЛИН Николай Николаевич

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА. ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ

Учебное пособие для всех форм обучения по направлению подготовки 20.03.01 «техносферная безопасность»

Подготовлено к изданию 08.06.2017 г.
Формат 60×84 1/16. Усл. печ. л. 8,9. Уч.-изд. л. 8,3. Заказ № 61
Отделение организации научных исследований
экспертно-консалтингового отдела
Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России
153040, г. Иваново, пр. Строителей, 33