

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

А.В. Захаревич, В.И. Максимов, Т.А. Нагорнова

ПРАКТИКУМ ПО ГИДРАВЛИКЕ И ТЕПЛОТЕХНИКЕ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

*Рекомендовано в качестве учебного пособия
Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета*

Издательство
Томского политехнического университета
2011

УДК 521.311.22.0025:621.182.1(075.8)

ББК 31.38:30.123я73

З-38

Захаревич А.В.

- З-38 Практикум по гидравлике и теплотехнике в теплоэнергетике: учебное пособие / А.В. Захаревич, В.И. Максимов, Т.А. Нагорнова; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 172 с.

В пособии представлены основные понятия и законы гидравлики и теплотехники, а также приведены примеры расчетов (с подробными решениями) и задачи, с достаточной полнотой охватывающие основные разделы курсов гидравлики, теплотехники и энергоснабжения. Рассматриваются теоретические основы теплоснабжения и примеры конструктивного расчета гидравлических сетей. Приведены основные теоретические сведения, содержание и порядок выполнения демонстраций и лабораторных работ по гидравлике.

Предназначено для студентов энергетических специальностей технических вузов.

УДК 521.311.22.0025:621.182.1(075.8)

ББК 31.38:30.123я73

Рецензенты

Доктор физико-математических наук, доцент ТГУ

И.К. Жарова

Кандидат технических наук НИИПИММ ТГУ

А.И. Ткачев

© ФГБОУ ВПО НИ ТПУ, 2011

© Захаревич А.В., Максимов В.И.,
Нагорнова Т.А., 2011

© Обложка. Издательство Томского
политехнического университета, 2011

Предисловие

Курсы «Гидравлика», «Теплотехника» и «Энергоснабжение» являются важнейшими общетехническими дисциплинами, которые изучают процессы, сопровождающие получение, передачу и использование тепловой энергии. Вопросы, относящиеся к этим разделам, включены в общеобразовательные или специальные дисциплины, входящие в учебные планы многих технических специальностей.

Пособие состоит из 5 глав. Первые три главы содержат краткие теоретические сведения по гидравлике, теплотехнике и энергоснабжению, содержащие необходимые для расчетов уравнения и формулы. В четвёртой главе рассмотрены примеры с подробными решениями и приведены задачи по гидростатике, гидродинамике, термодинамике и теплопередаче. Отдельные задачи заимствованы из различных задачников и учебников. В пятой главе приведены основные теоретические сведения, содержание и порядок выполнения лабораторных работ по гидравлике.

Проведение лабораторных работ и выполнение заданий, связанных с техническими расчетами, позволяет будущему специалисту овладеть не только теоретическими знаниями по изучаемым дисциплинам, но и научиться использовать их для решения практических задач.

Материал в пособии доступен изложен и будет полезен как преподавателям для проведения практических занятий, так и студентам для выполнения лабораторных работ и индивидуальных домашних заданий по курсам «Гидравлика», «Теплотехника» и «Энергоснабжение».

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

1.1. Основные физические свойства жидкостей и газов

Основными физическими свойствами жидкостей являются: плотность, объемный (удельный) вес, сжимаемость и вязкость.

Плотностью ρ , кг/м³, называют отношение массы жидкости к ее объему, т. е.

$$\rho = \lim_{\Delta W \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta W},$$

где ΔM , ΔW – изменение массы и объема жидкости.

Объемным (удельным) весом жидкости γ , Н/м³, называется вес единицы объема этой жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{W},$$

где G – вес жидкости, W – объема жидкости.

Удельный вес и плотность жидкости связаны следующим соотношением:

$$\gamma = \frac{G}{W} = \frac{Mg}{W} = \rho g,$$

где g – ускорение свободного падения.

Свойство жидкости, обуславливающее возникновение в ней при ее движении касательных напряжений («напряжений трения»), называется *вязкостью*.

Величинами, которые могут оценить это свойство, являются коэффициент динамической вязкости μ (Н·с/м²) и коэффициент кинематической вязкости ν (м²/с), связанные между собой соотношением:

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

Сжимаемостью называют свойство жидкости уменьшать объем под действием давления. Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости β_p (1/Па) показывающим относительное изменение объема жидкости W на единицу изменения давления ΔP :

$$\beta_p = \frac{1}{\Delta P} \left(\frac{\Delta W}{W} \right).$$

Тепловое расширение – свойство жидкости изменять объем при нагревании, которое характеризуется коэффициентом теплового расширения β_T ($^{\circ}\text{C}^{-1}$), численно равным относительному приращению объема W с повышением температуры T на один градус при постоянном давлении:

$$\beta_T = \frac{1}{\Delta T} \left(\frac{\Delta W}{W} \right).$$

1.2. Гидростатическое давление

Основным понятием гидростатики является понятие гидростатического давления.

Гидростатическим давлением называется сила, действующая на единицу площадки по нормали к поверхности, которая ограничивает бесконечно малый объем внутри покоящейся жидкости.

$$p = \frac{\Delta P}{\Delta F},$$

где ΔP – сила воздействия, N ; ΔF – площадь, м^2 .

Если площадь ΔF стремится к нулю, то отношение $\Delta P/\Delta F$ будет стремиться к пределу, который называется гидростатическим давлением в точке

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F}.$$

Гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к площадке, на которой это давление действует. Величина гидростатического давления в любой точке жидкости по всем направлениям одинакова. Гидростатическое давление зависит от положения рассматриваемой точки внутри жидкости и от внешнего давления, действующего на свободной поверхности жидкости. Гидростатическое давление имеет размерность напряжения, т.е. сила/площадь.

Измеряют давление в $\text{Н}/\text{м}^2$ (Паскаль). Атмосферное давление измеряют технической атмосферой равной 98100 Па или физической, равной 101325 Па, иногда используется единица бар ($1\text{бар}=10^5\text{Па}$). Различают давление абсолютное (иногда употребляют термин «полное») и избыточное. *Абсолютным* называется давление, определённое с учетом атмосферного давления. Избыточное давление это давление сверх атмосферного, определенное без учета атмосферного

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{изб}};$$

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

Поверхности равного давления представляют собой семейство горизонтальных плоскостей, во всех точках которых давление одинаково. *Свободная поверхность* жидкости для ограниченного объема, т.е. поверхность на границе жидкой и газообразной сред, в данном случае – одна из плоскостей равного давления, на которую приложено постоянное давление, равное атмосферному.

1.3. Основное уравнение гидростатики

Гидростатическое давление в любой точке жидкости p складывается из давления на ее свободную поверхность p_0 и давления столба жидкости, высота которого равна расстоянию h от этой точки до свободной поверхности:

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (1.1)$$

где p – гидростатическое давление, Па; p_0 – давление на свободную поверхность жидкости, Па; h – высота столба жидкости над данной точкой, м.

Выражение (1.1) называется *основным уравнением гидростатики*. Из этого уравнения следует, что внешнее давление p_0 на свободную поверхность жидкости передаются в любую точку жидкости равномерно (закон Паскаля) и позволяет определить давление в любой точке.

Полная сила, действующая на плоскую стенку, равна произведению величины смоченной площади стенки $F_{\text{см}}$ на гидростатическое давление в ее центре тяжести:

$$p = (p_0 + \rho gh) F_{\text{см}}. \quad (1.2)$$

В открытом сосуде при $p_0 = 0$ полная сила давления

$$p = \rho gh_{\text{ц.т.}} F_{\text{см}},$$

где $h_{\text{ц.т.}}$ – глубина погружения центра тяжести площади, м.

Точка приложения силы P называется центром давления. Центр давления обычно лежит ниже центра тяжести стенки. Для прямоугольной стенки, например, центр тяжести находится на расстоянии половины высоты от основания, а центр давления – на расстоянии одной трети высоты.

1.4. Сила давления жидкости на криволинейную поверхность

На рис. 1.1 представлена криволинейная поверхность в виде одной четвертой части поверхности цилиндра, окруженной жидкостью только с одной стороны. Для определения результирующей силы давления на

эту поверхность. сначала рассчитывают горизонтальную составляющую P_x , затем вертикальную составляющую P_z и вычисляют их геометрическую сумму P :

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}. \quad (1.3)$$

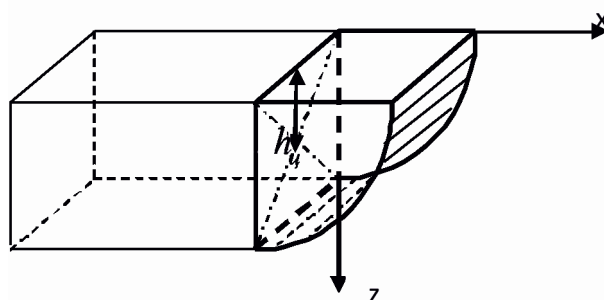


Рис. 1.1

Для того чтобы определить горизонтальную составляющую силы давления, необходимо спроецировать криволинейную поверхность на вертикальную плоскость и определить ее как силу, действующую на плоскую стенку:

$$P_x = (p_0 + \rho g h_{ц}) F_{пр},$$

где p_0 – давление воздуха на свободную поверхность жидкости, $h_{ц}$ – расстояние от свободной поверхности до центра тяжести вертикальной плоскости, $F_{пр}$ – площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость. Вертикальная составляющая определяется по формуле:

$$P_z = \rho g W_{т.д.},$$

где $W_{т.д.}$ – объем тела давления (на рис. 1.1 тело давления выделено более темным цветом). Тело давления строится проецированием криволинейной поверхности на свободную поверхность или ее продолжение, а затем рассчитывается его объем.

При решении задач в гидравлике применяют основные законы и методы механики и, учитывая общие свойства жидкостей, получают решение, позволяющее определить скорость и давление в любой точке занятого жидкостью пространства. Это даёт возможность рассчитать, в частности, и силы взаимодействия между жидкостью и твёрдым телом. Основным объектом гидравлики является поток жидкости, т.е. движение массы жидкости между ограничивающими поверхностями (стенки труб, каналов).

Поток жидкости имеет следующие основные характеристики:

$F_{\text{ж.с.}}$ – площадь живого сечения, м^2 ;

S_c – смоченный периметр или периметр живого сечения, соприкасающийся со стенками, ограничивающими поток, м ;

r_{Γ} – гидравлический радиус, м , определяемый в виде

$$r_{\Gamma} = \frac{F_{\text{ж.с.}}}{S_c}.$$

1.5. Уравнение неразрывности для установившегося потока жидкости

(уравнение постоянства расхода)

Расходом жидкости называется количество жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока.

Различают объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_t = \frac{V}{t},$$

и массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$:

$$m_t = \frac{m}{t}.$$

Скорость потока также может быть объемной или массовой.

Объемная скорость потока определяется как объемный расход вещества через единицу площади живого сечения потока:

$$v = \frac{V_t}{F_{\text{ж.с.}}}.$$

Массовая скорость потока определяется как массовый расход вещества через единицу площади живого сечения потока:

$$v_m = \frac{m_t}{F_{\text{ж.с.}}} = \rho v.$$

При установившемся движении через любое поперечное сечение потока в единицу времени проходит одно и то же количество жидкости (уравнение неразрывности потока (1.4))

$$m_{f1} = m_{f2} = m_{f3} = \text{const}, \quad (1.4)$$

$$V_{f1} = V_{f2} = V_{f3} = \text{const}. \quad (1.5)$$

Используя, понятие объемной скорости, уравнение постоянства расхода можно записать следующим образом:

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = v_3 F_3 = \text{const} . \quad (1.6)$$

Из уравнения неразрывности следует, что средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1} . \quad (1.7)$$

1.6. Режимы движения жидкости

Различают два режима движения жидкости: ламинарный, при котором частицы жидкости движутся, не перемешиваясь, и турбулентный, при котором частицы жидкости движутся неупорядоченно, хаотически.

Режим движения в трубе определяется значением безразмерного соотношения, называемого числом Рейнольдса, которая учитывает влияние скорости V , диаметра (характерного размера) $d(l)$, плотности ρ , а также динамической вязкости μ :

$$\text{Re} = \frac{Vd\rho}{\mu} \text{ или } \text{Re} = \frac{Vd}{\nu} .$$

Согласно опытным данным, при $\text{Re} \leq 2300$ течение является ламинарным, в этом случае возмущения, вносимые в поток жидкости, затухают из-за действия вязкого трения. При больших значениях числа Рейнольдса вносимые в поток возмущения приводят к потере его устойчивости, наблюдается турбулизация потока. Значение $\text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ называют критическим числом Рейнольдса.

Критерий Рейнольдса является мерой отношения кинематической энергии жидкости к работе сил вязкого трения. От критерия Рейнольдса в общем случае зависят все безразмерные коэффициенты, входящие в расчётные зависимости, которые применяются в практике гидравлических расчётов.

1.7. Уравнение Бернулли для элементарной струйки

идеальной жидкости

Основным уравнением гидравлики, определяющим связь между давлением и скоростью в движущемся потоке жидкости, является уравнение Бернулли. Для двух произвольных поперечных сечений элементарной струйки жидкости можно записать следующее уравнение энергетического баланса

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \Delta e_w, \text{ [Дж/кг]}. \quad (1.8)$$

Уравнение Бернулли, записанное в форме (1.8), представляет собой закон сохранения механической энергии, отнесенной к единице массы, поэтому каждое слагаемое несет следующий смысл:

gz – удельная потенциальная энергия положения, [Дж/кг];

P / ρ – удельная потенциальная энергия давления, [Дж/кг];

$u^2 / 2$ – удельная кинетическая энергия;

$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2}$ – удельная полная механическая энергия;

Δe_w – потери удельной механической энергии.

Разделив уравнение (1.8) на g , получим уравнение Бернулли в единицах напора

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \Delta h_w, \text{ [м]}. \quad (1.9)$$

Уравнение Бернулли, записанное в форме (1.9), представляет собой закон сохранения полного давления, где $P_{ст} = \rho gz + P$ – статическое давление, $P_{дин} = \rho u^2 / 2$ – динамическое давление, $P_{ст} + P_{дин} = P_{пол}$ – полное гидростатическое давление.

Если умножим уравнение (1.9) на ρg , получим уравнение Бернулли в единицах давления

$$\rho g z_1 + P_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = \rho g z_2 + P_2 + \frac{\rho u_2^2}{2} + \Delta P_w, \text{ [Па]}, \quad (1.10)$$

где Δe_w , Δh_w , ΔP_w соответственно потери удельной энергии, напора и давления на преодоление гидравлических сопротивлений.

Геометрический смысл слагаемых уравнения Бернулли:

z – нивелирная (геометрическая) высота;

$P / \rho g$ – пьезометрическая высота;

$z + \frac{P}{\rho g}$ – пьезометрический напор;

$u^2 / 2g$ – скоростной (динамический) напор;

$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$ – полный гидродинамический напор [м];

h_{1-2} – потери напора на участке.

Уравнение Бернулли, записанное в форме (1.9), представляет собой закон сохранения полного гидродинамического напора. В геометрической трактовке теорема Бернулли формулируется так: при стационарном движении тяжелой идеальной несжимаемой жидкости гидравлическая высота, равная сумме скоростной, пьезометрической и геометрической высот, сохраняет постоянное значение вдоль любой линии тока (траектории) или вихревой линии.

1.8. Уравнение Бернулли для всего потока

Уравнение Бернулли для всего потока можно получить путем суммирования энергий всех струек.

Формы уравнения Бернулли для всего потока реальной жидкости:

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{\alpha V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{\alpha V_2^2}{2} + \Delta e_w, \text{ [Дж/кг]}; \quad (1.11)$$

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_w, \text{ [м]}; \quad (1.12)$$

$$\rho g z_1 + P_1 + \frac{\alpha \rho V_1^2}{2} = \rho g z_2 + P_2 + \frac{\rho \alpha V_2^2}{2} + \Delta P_w, \text{ [Па]}. \quad (1.13)$$

Для ламинарного режима движения жидкости в круглых трубах $\alpha = 2$, для турбулентного $\alpha = 1,04 \div 1,13$. В реальных условиях необходимо учитывать также потери напора на участке от первого до второго исследуемого сечения потока.

Общие гидравлические потери получают путем суммирования всех имеющихся сопротивлений. Тогда

$$\Delta e_w = \Delta e_{\text{тр}} + \Delta e_{\text{м}};$$

$$\Delta P_w = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}};$$

$$\Delta h_w = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{м}}.$$

1. Гидравлические сопротивления, которые возникают за счет трения по всей длине канала ($h_{\text{тр}}$);

2. Гидравлические сопротивления, которые возникают внезапно при изменении диаметра трубопровода, наличии поворота, колена, клапана, задвижки и т. д. Их называют местными сопротивлениями ($h_{\text{м}}$).

Линейное сопротивление (или сопротивление трения) $h_{\text{тр}}$ определяются по формуле Дарси (1.14):

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l v^2}{d 2g}, \quad (1.14)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения по длине; l – длина трубы, м; d – диаметр трубы, м; v – скорость движения в выходном сечении трубы, м/с.

Для ламинарного движения жидкости коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Пуазейля (1.15)

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (1.15)$$

При турбулентном движении в трубах с гладкими стенками $h_{\text{тр}}$ рассчитывается по формуле Блаузиуса, если $\text{Re}=10^4 \div 10^5$:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (1.16)$$

При значениях $\text{Re} > 10^5$ коэффициент сопротивления $h_{\text{тр}}$ определяется по формуле Никурадзе (1-17)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}. \quad (1.17)$$

При движении жидкости по шероховатым трубам, когда $2300 < \text{Re} < \text{Re}_{\text{пред}}$ (переходная область), $h_{\text{тр}}$ определяется по формуле Альтшуля (1.18)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}; \quad (1.18)$$

$$\text{Re}_{\text{пред}} = 568 \frac{d}{\Delta},$$

где Δ – абсолютная шероховатость труб, м.

Для шероховатых труб в квадратичной зоне применяется формула Шифринсона (1.19)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (1.19)$$

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле (1.20)

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.20)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

1.9. Гидравлический расчет истечения жидкостей

Истечение жидкостей из отверстий и насадков имеет большое практическое значение, поскольку они применяются при решении многих технических задач. Например, в различных двигателях внутреннего сгорания при подаче топлива, при конструировании сопел и форсунок, где необходима строгая дозировка и расход жидкости, а также в гидромониторных и в эжекторных установках, разрабатывающих грунты, гидротехнических сооружениях, содержащих затворы или отверстия для сброса воды.

Истечение жидкости может происходить при постоянном и переменном напорах, через малое или большое отверстие, через насадки различной конструкции. Кроме того, истечение может быть свободным в атмосферу или вакуум и под уровень (затопленное истечение).

При выходе струи из отверстия струя претерпевает сжатие. Сжатое сечение струи находится примерно на расстоянии $0,5d$ от стенки резервуара.

Отношение площади струи в сжатом сечении к площади всего отверстия называется *коэффициентом сжатия струи*:

$$\varepsilon = \frac{F_c}{F}.$$

Значение коэффициента сжатия струи зависит от характера деформации потока.

Пример истечения жидкости из круглого отверстия диаметром d_0 в вертикальной тонкой стенке сосуда представлен на рис. 1.2.

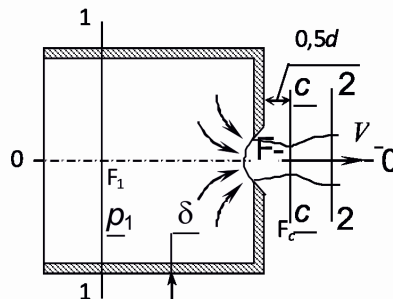


Рис. 1.2.

Стенка считается тонкой, если её толщина $\delta < 0,2d_0$ и не влияет на условия истечения. Основной задачей расчета характеристик истечения является определение скорости истечения и расхода жидкости.

Для определения скорости истечения используется уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2, учитывая, что плоскость сравнения проходит через центр тяжести отверстия, т.е. $z_1 = z_2 = 0$:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{V_c^2}{2g} + \Delta h_{\text{вх}}.$$

Потери напора между сечениями 1–1 и 2–2 определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{V_c^2}{2g},$$

где $\xi_{\text{вх}}$ – коэффициент сопротивления отверстия.

Введём обозначение для коэффициента скорости истечения, учитывающего потери скорости на местном сопротивлении (на острой кромке входного отверстия);

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}} - n^2 \varepsilon^2}},$$

где $\varepsilon = F_c / F_0$ – коэффициент сжатия струи для круглых отверстий, равный 0,64; $n = F_0 / F_1$ – коэффициент, учитывающий влияние скорости потока перед входным отверстием на коэффициент скорости (при истечении из малых отверстий $n \rightarrow 0$).

При истечении холодной воды через малое отверстие обычно принимают $\varphi \approx 0,97 - 0,98$; $\xi_{\text{вх}} \approx 0,06$.

По коэффициенту скорости можно определить коэффициент сопротивления $\xi_{\text{вх}}$:

$$\xi_{\text{вх}} = 1 / \varphi^2 - 1.$$

Эти коэффициенты зависят от напора H и, следовательно, от скорости истечения, вязкости жидкости, формы и размеров отверстия, а поэтому и от числа Рейнольдса. Обычно принимают $\varphi = f(\text{Re})$.

Коэффициент скорости вычисляется по формуле:

$$\varphi = \frac{l}{2\sqrt{\Delta z H}}. \quad (1.21)$$

Введём обозначение

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}^{\varepsilon} - \varepsilon^2 n^2}} = \varphi \varepsilon, \quad (1.22)$$

где μ – коэффициент расхода.

Так как для малых отверстий коэффициент сжатия $\varepsilon = 0,64$, а коэффициент скорости $\varphi = 0,97$, то, в соответствии с формулой (1.22),

$$\mu = \varphi \varepsilon = 0,64 \cdot 0,97 = 0,62.$$

Учитывая зависимость ε от $n = F_0 / F_1$, можно найти также зависимость $\mu = f(n, \xi_{\text{вх}})$.

При истечении из малых отверстий $n \rightarrow 0$ из формулы (1.22), находим

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}^{\varepsilon}}}. \quad (1.23)$$

В случае истечения из сосудов со свободной поверхностью:

$$V = \varphi \sqrt{2gH}; \quad (1.24)$$

$$Q = \mu F \sqrt{2gH}, \quad (1.25)$$

где $H = (p_1 - p_2) / \rho g$ – высота уровня жидкости над центральным отверстием (при диаметре отверстия $d \leq H$ (см. рис. 1.3))

Опытами установлено, что коэффициент μ существенным образом изменяется в зависимости от формы, размеров отверстия и от напора. Причём, с увеличением размеров отверстия коэффициент расхода уменьшается, а с увеличением напора уменьшается влияние размеров отверстия на коэффициент μ .

При неполном сжатии коэффициент расхода определяется по формулам:

$$\mu = \mu_0 \left(1 + 0,152 \frac{n}{p} \right) \text{ – для круглых отверстий};$$

$$\mu = \mu_0 \left(1 + 0,128 \frac{n}{p} \right) \text{ – для прямоугольных отверстий}.$$

Здесь μ_0 – коэффициент расхода для аналогичного отверстия при полном сжатии; n – часть периметра отверстия, где отсутствует сжатие; p – часть периметра отверстия, где отсутствует сжатие.

1.10. Метод расчета простых трубопроводов

Гидравлический расчет трубопроводов основан на следующих уравнениях, формулах и зависимостях:

– уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} + \Delta h_w = H = \text{const}; \quad (1.26)$$

– уравнение неразрывности для установившегося потока жидкости (уравнение постоянства расхода):

$$Q = VF = \text{const}; \quad (1.27)$$

– формула Дарси-Вейсбаха для учета потерь на трение (по длине трубопровода):

$$\Delta h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}; \quad (1.28)$$

– формула для учета местных потерь:

$$\Delta h_m = \xi_m \frac{V^2}{2g}; \quad (1.29)$$

– формула Шези при расчете длинных трубопроводов:

$$V = c\sqrt{iR} \quad \text{или} \quad Q = Fc\sqrt{iR}, \quad (1.30)$$

где $c = \frac{1}{n} R^y$ – коэффициент Шези, n – коэффициент шероховатости,

R – гидравлический радиус, y – показатель степени, $y = f(n, R)$.

$$Q = K\sqrt{i},$$

где $K = Fc\sqrt{R}$ – расходная характеристика (модуль расхода), представляющая собой расход при гидравлическом уклоне, равном единице.

$$Q = K\sqrt{\frac{\Delta h_l}{l}} = \frac{K}{\sqrt{l}}\sqrt{\Delta h_l}.$$

Общая задача гидравлического расчета трубопроводов заключается в определении диаметров труб для пропускания заданного расхода воды и напора, необходимого для подачи воды ко всем точкам водоразбора при оптимальных затратах.

При расчете простого трубопровода находится расчетная зависимость из уравнения Бернулли и уравнения расхода, а также из формулы для учета потерь по длине и на местных сопротивлениях.

Рассмотрим схему истечения в атмосферу показана на рис. 1.3.

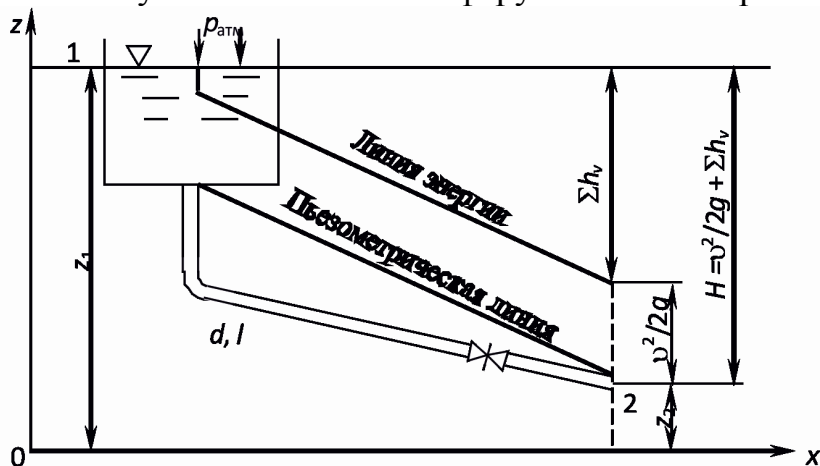


Рис. 1.3.

Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \sum \Delta h_{1-2}, \quad (1.31)$$

$$H = z_1 - z_2; \quad \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g}; \quad \alpha_1 \approx \alpha_2 \approx 1; \quad \frac{V_1^2}{2g} \approx 0.$$

$$H = \frac{V_2^2}{2g} + \sum \Delta h_{1-2}, \quad (1.32)$$

где $\sum \Delta h_{1-2} = \frac{V_2^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_1^n \xi_i \right)$ – сумма потерь по длине и местных сопротивлений.

$$H = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^n \xi_i \right). \quad (1.33)$$

При расчете простого трубопровода решаются следующие основные задачи:

Замечание 1. Для длинных трубопроводов, когда потерями на местных сопротивлениях можно пренебречь, все три основные задачи решаются на основе использования формулы

$$H = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{8Q^2 l}{g \pi^2 d^5}. \quad (1.34)$$

Замечание 2. При квадратичном законе сопротивления, т.е. когда λ , а также коэффициент Шези C не зависят от Re , расчёт можно выполнить по формуле

$$H = \frac{Q^2}{K^2} l. \quad (1.35)$$

1.11. Методики расчета сложных трубопроводов

Гидравлический расчет трубопроводов производят по методикам:

- 1) удельных гидравлических сопротивлений;
- 2) удельных потерь напора на трение;
- 3) приведенного коэффициента местного сопротивления на трение;
- 4) приведения местных сопротивлений к линейным.

Пример последовательного соединения трубопроводов разных диаметров приведен на рис. 1.4.

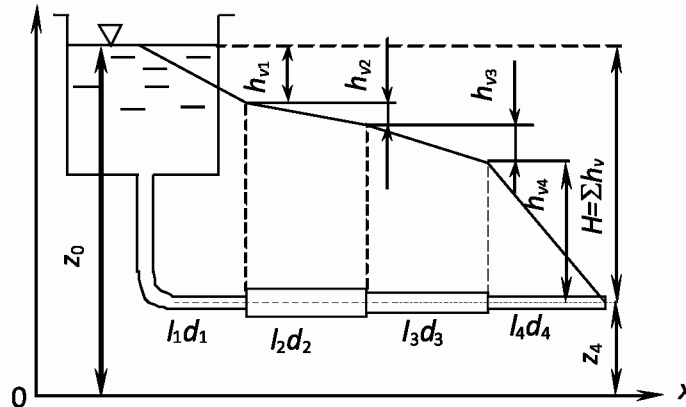


Рис. 1.4

Пренебрегая местными потерями, потери по длине можно определить по формуле:

$$\Delta h_{дл_i} = Q^2 l_i / K_i^2. \quad (1.36)$$

Потери напора в трубопроводе получают путем суммирования потерь напора, определенных на каждом отдельном участке:

$$\sum \Delta h_{дл} = \Delta h_{дл_1} + \Delta h_{дл_2} + \Delta h_{дл_3} + \Delta h_{дл_4}. \quad (1.37)$$

С учетом приведенных формул (1.37), получим

$$\sum \Delta h_{дл} = Q^2 \left(\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \frac{l_3}{K_3^2} + \frac{l_4}{K_4^2} \right). \quad (1.38)$$

Таким образом, систему с последовательным соединением трубопроводов можно рассматривать как один простой трубопровод, сопротивление которого равно сумме сопротивлений отдельных, последовательно соединенных трубопроводов разного диаметра.

Пропускная способность всей системы по формуле

$$Q = \sqrt{\frac{H}{\sum_1^4 \left(\frac{l}{K^2}\right)}}. \quad (1.39)$$

Из рис. 1.5 изображен вариант параллельного соединения трубопроводов. В узловой точке A поток жидкости в магистрали делится на четыре потока в ветвях 1 – 4, которые объединяются в точке B , образуя далее продолжение магистрального трубопровода.

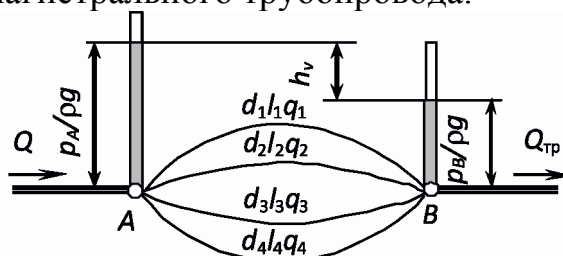


Рис. 1.5

Основной задачей является определение расхода каждой ветки $q_1 \dots q_4$ и потеряннного напора $\Delta h_{\text{дл}}$ на пути от точки A до точки B .

Решение задачи основано на том, что напоры H_A и H_B в узловых точках являются общими для каждой из веток, а их разность

$$\Delta H = H_A - H_B$$

представляет одну и ту же потерю напора $\Delta h_{\text{дл}}$ одновременно для каждой из веток.

Учитывая, что

$$\Delta H = \frac{Q^2}{K^2} l,$$

можно записать следующее:

$$\Delta H = \frac{Q_1^2}{K_1^2} l_1 = \frac{Q_2^2}{K_2^2} l_2 = \frac{Q_3^2}{K_3^2} l_3 = \frac{Q_4^2}{K_4^2} l_4 \quad (1.40)$$

$$Q_1 = \frac{Q}{\left(1 + \frac{K_2}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} + \frac{K_3}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_3}} + \frac{K_4}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_4}}\right)}; \quad (1.41)$$

$$\Delta H = \frac{Q_1^2}{K_1^2} l_1.$$

В водопроводных сетях потери напора на местные сопротивления, кроме некоторых случаев, незначительны по сравнению с линейными потерями. Поэтому при большом напоре их не принимают во внимание. При расчёте внутренних водопроводов на линейные потери напора вводят поправочный коэффициент K_M , учитывающий местные сопротивления:

$$\Delta h_{\text{дл}} = K_M \sum_1^n \Delta h_l,$$

где $\sum_1^n \Delta h_l$ – сумма линейных потерь напора на всех последовательно (по ходу воды) расположенных участках водопровода от начального до самого удаленного.

Расчёт потерь производится по формуле

$$\sum \Delta h_{\text{дл}} = \Delta h_l + \Delta h_M = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} + \sum_1^n \xi \left(\frac{V^2}{2g} \right) = \left[\left(\frac{\lambda}{d} \right) l + \sum_1^n \xi \right] \frac{V^2}{2g}, \quad (1.42)$$

где $\sum_1^n \xi \left(\frac{V^2}{2g} \right)$ – сумма потерь напора на местных сопротивлениях.

Из уравнения расхода выразив скорость $V = 4Q / \pi d^2$, и, подставив в формулу (1.42), можно получить

$$\Delta h_{\text{дл}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_1^n \xi \right) \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} = BQ^2, \quad (1.43)$$

где $B = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_1^n \xi \right) \frac{8}{2g\pi^2 d^4}$ – характеристический коэффициент или гидравлическая характеристика трубопровода.

Она выражает суммарные сопротивления в трубопроводе длиной l при единичном расходе.

Принимая с некоторой погрешностью $\lambda / d = \text{const}$, независимо от диаметра трубопровода, при одних и тех же значениях Q , $\Sigma\xi$ и l , можно определить отношение B_1 / B для диаметров d / d_1 из формулы (1.43):

$$\frac{B_1}{B} = \frac{d^4}{d_1^4}$$
$$d_1 = d \cdot \sqrt[4]{\frac{H}{H_1}}. \quad (9.48)$$

Из формулы (1.44) следует, что диаметры труб изменяются обратно пропорционально корню четвёртой степени из величины напора или потерь напора.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

2.1. Уравнение состояния

Связь между параметрами p , v , T называется *термическим уравнением состояния*

$$f(p, v, T) = 0.$$

Для *идеального газа* термическое уравнение состояния имеет вид:

$$pv = RT, \quad (2.1)$$

$$pV = MRT, \quad (2.2)$$

В уравнениях (2.1) – (2.2) используются следующие обозначения: p – абсолютное давление, Па; v – удельный объем, м³/кг; T – абсолютная температура, К; M – масса газа, кг; V – объем газа, м³; $R = R_\mu / \mu$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К); $R_\mu = 8314$ Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная.

2.2. Расчет термических параметров газовых смесей

Примерами газовых смесей являются воздух, природный газ, продукты сгорания топлива и т. д. Ниже рассматривается расчет газовых смесей при условии, что газовая смесь – идеальный газ.

В этом случае:

1. Каждый компонент имеет температуру, равную температуре смеси, и занимает весь объем смеси.
2. Сумма парциальных давлений компонентов равна давлению смеси

$$p = \sum_{i=1}^n p_i.$$

3. Сумма парциальных объемов компонентов равна объему смеси

$$V = \sum_{i=1}^n V_i.$$

Парциальное давление компонента – это давление, которое оказывает компонент на стенки сосуда с газовой смесью.

$$p_i V = M_i R_i T$$

Парциальный объем компонента – это объем, который бы занимал компонент, имея давление и температуру смеси.

$$pV_i = M_i R_i T$$

Существует три способа задания газовой смеси:

1. По *массовому* составу.

Масса смеси равна сумме масс компонентов:

$$M = \sum_{i=1}^n M_i, \text{ кг};$$

$$1 = \sum_{i=1}^n (M_i / M) = \sum_{i=1}^n g_i,$$

где $g_i = M_i / M$ – массовая доля компонента.

При массовом задании газовой смеси молярная масса рассчитывается по формуле

$$\mu = 1 / \left[\sum_{i=1}^n (g_i / \mu_i) \right]$$

2. По *объемному* составу.

$$V = \sum_{i=1}^n V_i,$$

$$1 = \sum_{i=1}^n (V_i / V) = \sum_{i=1}^n r_i,$$

где $r_i = V_i / V$ – объемная доля компонента.

При объемном задании газовой смеси молярная масса рассчитывается по формуле

$$\mu = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i.$$

3. По *молярному* составу. Согласно закону сохранения массы число киломолей газовой смеси равно сумме киломолей компонентов, тогда

$$1 = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{n},$$

где n_i / n – молярная доля компонента, численно равная объемной доле r_i ,

$$n_i / n = (n_i / n)(V_{\mu} / V_{\mu}) = V_i / V = r_i.$$

Здесь V_{μ} , м³/кмоль – объем одного киломоля газа при параметрах смеси p и T .

Связь между объемными и массовыми долями характеризуется следующими формулами:

$$g_i = \mu_i \cdot r_i / \mu,$$

$$r_i = \mu \cdot g_i / \mu_i.$$

$$p_i = r_i \cdot p.$$

2.3. Первый закон термодинамики

Вся подводимая к рабочему телу теплота расходуется на изменение внутренней энергии и на совершение работы:

$$Q = U_2 - U_1 + W, \text{ Дж}, \quad (2.3)$$

$$q = u_2 - u_1 + w, \text{ Дж/кг}, \quad (2.4)$$

где $\Delta u = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT$ изменение внутренней энергии.

Внутренняя энергия тела или системы (U , Дж) – это тепловая энергия всех микрочастиц. Она складывается из кинетической энергии микрочастиц (поступательное, вращательное, колебательное движение) и потенциальной энергии (межмолекулярное взаимодействие).

Работа изменения объема (w) является характеристикой закрытых систем.

Для 1 кг газа

$$dw = p dv,$$

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (2-5)$$

При количественном анализе процессов часто используется математическая запись первого закона термодинамики через энтальпию:

$$Q = H_2 - H_1 + L, \text{ Дж}, \quad (2.6)$$

$$q = h_2 - h_1 + l, \text{ Дж / кг}, \quad (2.7)$$

где $\Delta h = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT$ изменение энтальпии.

Для потока рабочего тела (открытая термодинамическая система) рассчитывают *внешнюю* работу с помощью выражений:

$$dl = -vdp,$$

$$l = - \int_{p_1}^{p_2} vdp. \quad (2.8)$$

2.4. Теплоемкость газов

Теплоемкость – это количество теплоты, которое необходимо подвести к единице количества вещества, чтобы нагреть его на 1° .

Различают теплоемкости:

- массовую (c , Дж/кг·К), отнесенную к одному килограмму газа;
- объемную (c' , Дж/м³·К), отнесенную к одному м³ объема при нормальных физических условиях;
- мольную (μc , Дж/кмоль·К), отнесенную к 1 киломолю газа,
 $c = \mu c / \mu$, $c' = \mu c / 22,4$, $c' = c \cdot \rho_n$,

где ρ_n – плотность газа при нормальных физических условиях ($p = 760$ мм рт. ст., $t = 0^\circ \text{C}$).

Согласно определению теплоемкости

$$c = dq / dt, \quad (2.9)$$

$$dq = c dt,$$

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt. \quad (2.10)$$

Для газов, теплоемкость которых зависит от температуры, различают истинную и среднюю теплоемкость. Формула (2.9) определяет теплоемкость при данной температуре – *истинную* теплоемкость.

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt = c_m \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1),$$

где $c_m \Big|_{t_1}^{t_2}$ – средняя теплоемкость газа для интервала температур $t_1 - t_2$, которая может быть вычислена по одной из формул:

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = q / (t_2 - t_1),$$

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \left(c_m \Big|_0^{t_2} t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} t_1 \right) / (t_2 - t_1).$$

Отношение теплоемкостей $c_p/c_v = k$ называется *показателем адиабаты* или *коэффициентом Пуассона*.

Для идеального газа

$$k = c_p / c_v = (c_v + R) / c_v = 1 + R / c_v.$$

$$c_v = R / (k - 1),$$

$$c_p = kR / (k - 1).$$

Теплоемкость газовой смеси рассчитывается по формулам:

$$c = \sum_{i=1}^n g_i c_i, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), \quad (2.11)$$

$$c' = \sum_{i=1}^n r_i c'_i, \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}), \quad (2.12)$$

$$\mu c = \sum_{i=1}^n r_i \mu c_i, \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}). \quad (2.13)$$

Математическое выражение второго закона термодинамики для обратимых процессов имеет вид

$$dq = T ds,$$

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds, \quad (2.14)$$

где q – подводимая (извне) или отводимая от рабочего тела теплота; s – Дж/(кг·К) – удельная энтропия.

В адиабатных процессах и системах ($dq = 0$) энтропия не изменяется ($ds = 0, s = \text{const}$). В изотермических процессах выполняется равенство

$$q = T(s_2 - s_1) = T\Delta s. \quad (2.15)$$

Математическое выражение второго закона термодинамики для необратимых процессов:

$$dq < Tds ,$$

$$q < \int_{s_1}^{s_2} Tds .$$

Термическим коэффициентом полезного действия (КПД) цикла называется отношение работы, произведенной двигателем за цикл, к количеству теплоты, подведенной за этот же цикл:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} . \quad (2.16)$$

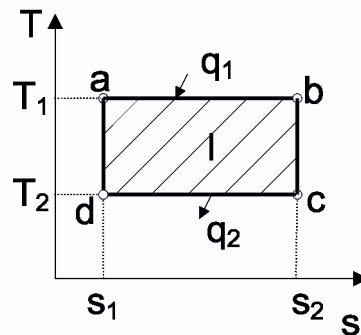


Рис. 2.1

Цикл Карно – это обратимый цикл (рис. 2.1), который имеет максимальный термический КПД среди всех циклов, осуществляемых в данном интервале температур горячего и холодного источников теплоты. Подводимая теплота в цикле

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1) , \quad (2.17)$$

отводимая теплота

$$q_2 = T_2(s_2 - s_1) , \quad (2.18)$$

где T_1 – температура горячего источника; T_2 – температура холодного источника.

Значение КПД находится по формуле

$$\eta_t = 1 - T_2 / T_1 , \quad (2.19)$$

Изменение энтропии (Δs) в произвольном процессе 1-2 можно рассчитать следующим образом:

$$\Delta s = c_{vm} \ln(T_2 / T_1) + R \ln(v_2 / v_1) ,$$

$$\Delta s = c_{pm} \ln(T_2 / T_1) - R \ln(p_2 / p_1) .$$

Приведенные расчетные формулы справедливы для любых процессов (изохорных, изобарных и т. д.), т. к. изменение параметров не зависит от характера процесса.

2.5. Расчет процессов идеального газа

Все процессы можно разделить на следующие группы: изохорные, изобарные, изотермические, адиабатные, политропные.

Для изобарного процесса применимы формулы:

$$p_1 = p_2 = p = \text{const},$$

$$pv_1 = RT_1, \quad pv_2 = RT_2, \quad v_2 / v_1 = T_2 / T_1,$$

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad q = \Delta h + l$$

$$w = p(v_2 - v_1),$$

$$l = 0,$$

$$q = \Delta h.$$

Расчет термодинамических характеристик осуществляется так:

$$p_2 / p_1 = T_2 / T_1 ,$$

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad q = \Delta u + w.$$

$$w = 0, \quad l = v(p_1 - p_2), \quad q = \Delta u .$$

В изотермическом процессе выполняются соотношения

$$T_1 = T_2 = T = \text{const}, \quad (p_1 \cdot v_1 = RT, \quad p_2 \cdot v_2 = RT)$$

$$p_2 / p_1 = v_1 / v_2 ,$$

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds, \quad q = \Delta u + w, \quad q = \Delta h + l .$$

Для идеального газа при $T = \text{const}$

$$\Delta u = 0, \quad \Delta h = 0, \quad q = T(s_2 - s_1),$$

$$q = w = l,$$

$$\Delta s = R \ln(v_2 / v_1) = -R \ln(p_2 / p_1).$$

Для расчета теплоты (работы) изотермического процесса можно использовать формулы

$$q = RT \ln(v_2 / v_1),$$

$$q = RT \ln(p_1 / p_2).$$

Адиабатным называется процесс, который протекает без теплообмена с окружающей средой ($dq = 0$).

В *обратимых* адиабатных процессах энтропия не изменяется ($ds = 0$, $s = \text{const}$), в *необратимых* – энтропия увеличивается ($ds > 0$).

Уравнение обратимого адиабатного процесса имеет вид

$$pv^k = \text{const},$$

$$T / p^{\frac{k-1}{k}} = \text{const},$$

$$Tv^{k-1} = \text{const}.$$

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^k,$$

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}}, \quad T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{k-1}.$$

$$w = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2), \quad w = \frac{1}{k-1} R(T_1 - T_2),$$

$$w = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

$$l = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = kw.$$

В p - v -диаграмме адиабата – несимметричная гипербола располагается круче изотермы, в T - s -диаграмме – изоэнтропа ($s = \text{const}$, $q = 0$).

Необратимые адиабатные процессы (1-2д), протекающие с увеличением энтропии, показаны на рис. 2.2, 2.3.

Работа необратимого адиабатного расширения равна

$$l_{\text{д}} = h_1 - h_{2\text{д}},$$

Напротив, работа необратимого адиабатного сжатия равна

$$l_{\text{д}} = h_{2\text{д}} - h_1.$$

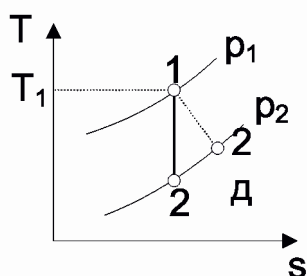


Рис. 2.2

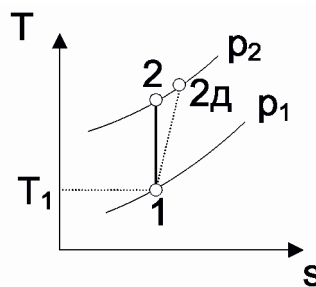


Рис. 2.3

Политропные процессы описываются уравнением

$$pv^n = \text{const},$$

где n – показатель политропы, который не зависит от температуры ($n=\text{const}$) и изменяется в пределах от $-\infty$ до ∞ .

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n,$$

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}, \quad T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1},$$

$$w = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2), \quad w = \frac{1}{n-1} R (T_1 - T_2),$$

$$w = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}} \right],$$

$$l = nw.$$

Теплота политропного процесса рассчитывается по уравнению

$$q = c_n (T_2 - T_1), \quad c_n = c_v \frac{n-k}{n-1},$$

где c_n – теплоемкость политропного процесса.

2.6. Процессы воды и водяного пара

При определении состояния в начальной и конечной точках сравнивают исходные параметры с табличными ($p_s, t_s, v', v'', h', h'', s', s''$). Все величины с индексом «'» соответствуют состоянию жидкости при температуре кипения (кипящая жидкость), а с индексом «''» – состоянию сухого насыщенного пара.

Для *перегретого пара*

при данном p : $t > t_s, v > v'', h > h'', s > s''$;

при данной t : $p < p_s, v > v'', h > h'', s > s''$.

Для *недогретой воды*

при данном p : $t < t_s, v < v', h < h', s < s'$;

при данной t : $p > p_s, v < v', h < h', s < s'$.

Для *мокрого пара*

$t = t_s, p = p_s, v' < v < v'', h' < h < h'', s' < s < s''$.

Для *кипящей жидкости*

$t = t_s, p = p_s, v = v', h = h', s = s'$.

Для *сухого насыщенного пара*

$t = t_s, p = p_s, v = v'', h = h'', s = s''$.

Параметры мокрого пара рассчитываются по формулам для смеси:

$$h = h''x + h'(1-x),$$

$$v = v''x + v'(1-x),$$

$$s = s''x + s'(1-x),$$

где x – степень сухости (массовая доля пара).

Формулы для расчета теплоты и работы в процессах изменения состояния воды и водяного пара приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Процесс	Работа, w	Работа, l	Теплота, q
Изохорный	$w = 0$	$l = v(p_1 - p_2)$	$q = u_2 - u_1$
Изобарный	$w = p(v_2 - v_1)$	$l = 0$	$q = h_2 - h_1$
Изотермический	$w = q - (u_2 - u_1)$	$l = q - (h_2 - h_1)$	$q = T(s_2 - s_1)$
Адиабатный	$w = u_1 - u_2$	$l = h_1 - h_2$	$q = 0$

2.7. Истечение и дросселирование газов и паров

Скорость истечения рабочего тела из сопла

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}. \quad (2.20)$$

Для идеального газа в адиабатном процессе

$$h_1 - h_2 = l = \frac{kRT_1}{k-1} \left[1 - \left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[1 - \left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_1^2} \quad (2.21)$$

Площадь выходного сечения сопла рассчитывается по уравнению неразрывности потока

$$f_2 = Gv_2 / c_2. \quad (2.22)$$

Для минимального сечения сопла Лаваля можно записать аналогичные формулы:

$$c_{кр} = \sqrt{2(h_1 - h_{кр}) + c_1^2}, \quad (2.23)$$

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_1^2}, \quad (2.24)$$

$$f_{мин} = Gv_{кр} / c_{кр}. \quad (2.25)$$

$$c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}, \quad T_{кр} / T = \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}}.$$

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = f(k). \quad (2.26)$$

Давление в минимальном сечении сопла Лавая рассчитывается по формуле

$$p_{кр} = p_1 \beta_{кр}.$$

Определение остальных критических параметров зависит от вида рабочего тела.

Для идеального газа

$$T_{кр} = T_1 \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}}, \quad v_{кр} = RT_{кр} / p_{кр}.$$

Для водяного пара критические параметры можно определить с помощью таблиц воды и водяного пара или по h - s -диаграмме в точке пересечения обратимого адиабатного процесса истечения ($s_1 = \text{const}$) с изобарой $p_{кр}$. Для перегретого пара можно принять $\beta_{кр} = 0,546$.

В реальных условиях, вследствие трения потока о стенки канала, процесс истечения является необратимым (рис. 2.4). За счет теплоты трения энтропия рабочего тела возрастает.

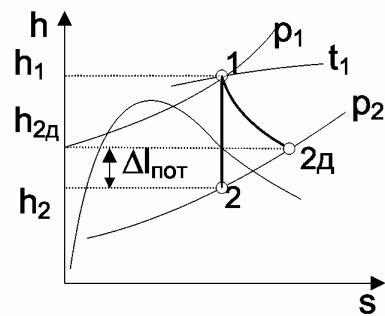


Рис. 2.4

Для обратимого процесса истечения скорость на выходе из сопла равна

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}. \quad (2.27)$$

В действительном процессе

$$c_{2д} = \sqrt{2(h_1 - h_{2д}) + c_1^2}. \quad (2.28)$$

Отношение $c_{2д}/c_2 = \varphi$ называется *скоростным коэффициентом*.

Коэффициент потери энергии и скоростной коэффициент взаимосвязаны.

$$\xi = 1 - \varphi^2 .$$

Площадь выходного сечения сопла рассчитывается по уравнению неразрывности потока

$$f_2 = Gv_{2д} / c_{2д} . \quad (2.29)$$

Для сопел Лавала действительное значение энтальпии в минимальном сечении сопла ($h_{крд}$) и его площадь (f_{min}) рассчитываются по аналогичным формулам:

$$h_{крд} = h_{кр} + (1 - \varphi^2)(h_1 - h_{кр}) , \quad (2.30)$$

$$f_{min} = Gv_{крд} / c_{крд} , \quad (2.31)$$

где $v_{кр.д}$, $c_{кр.д}$ – действительные значения удельного объема и критической скорости в минимальном сечении сопла.

Необратимый процесс расширения рабочего тела при истечении из сопла (1-2д) сопровождается увеличением энтропии (Δs_H) и потерей эксергии ($\Delta ex_{пот}$):

$$\Delta s_H = s_{2д} - s_2 , \quad (2.32)$$

$$\Delta ex_{пот} = T_{oc} \Delta s_H . \quad (2.33)$$

Дросселирование – это эффект падения давления при преодолении потоком рабочего тела сопротивления, например: частично открытого вентиля, задвижки, шиберы, пористой стенки.

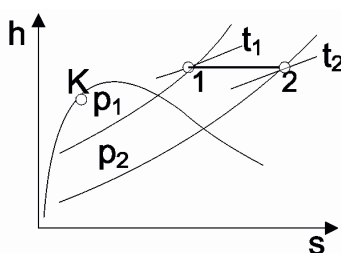


Рис. 2.5

При дросселировании *идеального газа* температура не изменяется ($dT = 0$), т. к. $h = f(T)$.

На рис. 2.5 показан процесс дросселирования перегретого пара в h - s -диаграмме, его температура уменьшается ($t_2 < t_1$).

Дросселирование является необратимым процессом, протекающим с увеличением энтропии.

2.8. Расчет параметров влажного воздуха

Влажный воздух – это смесь сухого воздуха и водяного пара.

Давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха ($p_{с.в.}$) и водяного пара ($p_{п}$)

$$p = p_{св} + p_{п} . \quad (2.34)$$

Абсолютная влажность – это масса пара, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха ($\rho_{п}$, кг/м³). Для ненасыщенного влажного воздуха

$$\rho_{п} = 1/v_{п},$$

где $v_{п}$, м³/кг – удельный объем перегретого пара.

Относительной влажностью называется отношение абсолютной влажности воздуха ($\rho_{п}$) к максимально возможной при данной температуре абсолютной влажности воздуха (ρ''):

$$\varphi = \rho / \rho'' , \varphi = (\rho_{п} / \rho'') \cdot 100 \% .$$

$$\varphi = p_{п} / p_s . \quad (2.35)$$

Влагосодержание – это отношение массы пара, содержащегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха:

$$d = \frac{M_{п}}{M_{св}} = \frac{\rho_{п}}{\rho_{св}} , \frac{\text{кг пара}}{\text{кг с.в.}} . \quad (2.36)$$

$$d = 0,622 \frac{p_{п}}{p - p_{п}} , \quad (2.37)$$

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s} , \quad (2.38)$$

$$\mu = \mu_{св} r_{св} + \mu_{п} r_{п} \quad (2.39)$$

Энтальпия влажного воздуха определяется как энтальпия газовой смеси, состоящей из 1 кг сухого воздуха и d кг водяного пара

$$h = h_{св} + dh_{п} \quad (\text{кДж/кг с.в.}) . \quad (2.40)$$

Энтальпия 1 кг сухого воздуха равна

$$h_{\text{св}} = c_{p_{\text{св}}} \cdot t = 1,004t \text{ (кДж/кг с.в.)}$$

Энтальпия 1 кг пара с достаточной точностью вычисляется по формуле

$$h_{\text{п}} = r + c_{p_{\text{п}}} \cdot t,$$

в которой теплота испарения воды при температуре $t = 0$ °С принята равной 2500 кДж/кг, а теплоемкость пара – равной 1,926 кДж/кг.

Тогда формула для определения энтальпии ненасыщенного влажного воздуха принимает вид

$$h = 1,004 \cdot t + d(2500 + 1,926 \cdot t) \text{ (кДж/кг с.в.)}.$$

Для насыщенного влажного воздуха имеем

$$h_s = 1,004 \cdot t + d_s(2500 + 1,926 \cdot t).$$

2.9. Процессы компрессоров

При *изотермическом* сжатии идеального газа $T = \text{const}$, $\Delta h = 0$.

$$l_k = q_{\text{отв}} = RT_1 \ln(p_2 / p_1).$$

где $q_{\text{отв}}$ – отводимая теплота от рабочего тела в процессе сжатия.

При *адиабатном* сжатии (неохлаждаемые компрессоры, $q_{\text{отв}} = 0$)

$$l_k = h_2 - h_1,$$

или

$$l_k = \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

При *политропном* сжатии газа показатель политропы $1 < n < k$, работа, затрачиваемая на компрессор, может быть вычислена по уравнению по формуле

$$l_k = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Величина отводимой теплоты рассчитывается по уравнению

$$q_{\text{отв}} = c_n(T_1 - T_2) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (2.41)$$

Производительность компрессора – это количество газа, сжимаемого в компрессоре в единицу времени: G – массовая производительность, кг/с; V – объемная производительность, м³/с.

Теоретическая мощность привода компрессора вычисляется по формуле

$$N = G \cdot l_k, \text{ Вт}.$$

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых процесс сжатия осуществляется в нескольких последовательно соединенных цилиндрах (ступенях) с промежуточным охлаждением газа между ступенями.

При многоступенчатом сжатии с числом ступеней z степени повышения давления в ступенях определяются из условия

$$\beta_1 = \beta_2 = \dots \beta_z = \sqrt[z]{\beta}.$$

Теплота, отводимая в компрессоре от 1 кг газа, рассчитывается по формуле

$$q_{\text{отв}} = zq_I + (z - 1)q_{\text{по1}}, \text{ Дж/с}.$$

Теплота, отводимая в компрессоре в единицу времени,

$$Q_{\text{отв}} = Gq_{\text{отв}}, \text{ Дж/с}. \quad (2.42)$$

Расход воды ($G_{\text{в}}$), необходимой для охлаждения газа, рассчитывается из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{отв}} = G_{\text{в}}(h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}) = G_{\text{в}}c_{\text{рв}}(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (2.43)$$

где $h_{\text{вх}}$, $t_{\text{вх}}$, $h_{\text{вых}}$, $t_{\text{вых}}$ – энтальпия и температура воды на входе и на выходе из компрессора; $c_{\text{рв}}$ – теплоемкость воды.

2.10. Циклы газотурбинных двигателей и установок

Газотурбинные двигатели (ГТД) и установки (ГТУ) широко используются в различных областях: на транспорте, в энергетике (для получения электроэнергии), для привода стационарных установок: компрессоров, насосов и др.

Практически во всех газотурбинных двигателях и установках используется цикл со сгоранием топлива при $p = \text{const}$.

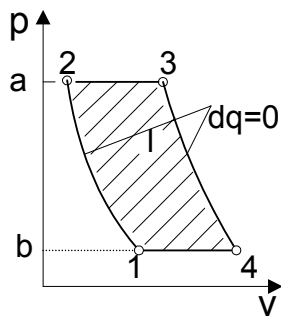


Рис. 2.6

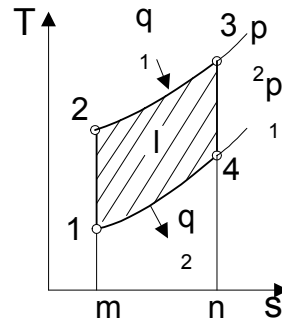


Рис. 2.7

Работа, получаемая в турбине (внешняя работа адиабатного процесса 3-4), изображается в p - v -диаграмме площадкой a -3-4- b и равна

$$l_T = h_3 - h_4.$$

Часть работы турбины затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре (площадь a -2-1- b):

$$l_k = h_2 - h_1.$$

Разность этих работ

$$l_T - l_k = l$$

является полезной работой, передаваемой потребителю (площадь цикла 1-2-3-4).

Подводимая теплота в цикле – теплота изобарного процесса 2-3 (в T - s - диаграмме – площадь m -2-3- n)

$$q_1 = h_3 - h_2.$$

Отводимая теплота представляет собой теплоту изобарного процесса 4-1 (площадь m -1-4- n)

$$q_2 = h_4 - h_1.$$

Разность этих теплот равна работе цикла

$$q_1 - q_2 = l.$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}. \quad (2.44)$$

Одной из основных характеристик цикла газотурбинного двигателя является степень повышения давления в компрессоре $\beta = p_2/p_1$.

Зависимость КПД ГТД от β имеет вид

$$\eta_t = 1 - 1 / \beta^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.45)$$

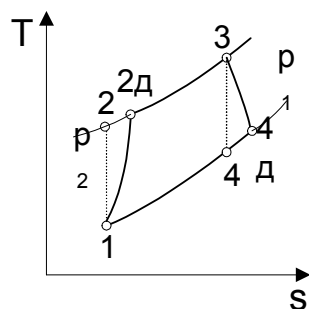


Рис. 2.8

На рис. 2.8 в T - s -диаграмме представлен действительный цикл ГТД 1-2д-3-4д.

Затрачиваемая работа в процессе 1-2д (внутренняя работа компрессора) вычисляется по формуле

$$l_i^k = h_{2д} - h_1.$$

Работа расширения в процессе 3-4д (внутренняя работа турбины)

$$l_i^T = h_3 - h_{4д}.$$

Степень необратимости процесса сжатия 1-2д характеризуется внутренним относительным КПД компрессора

$$\eta_{oi}^k = \frac{h_2 - h_1}{h_{2д} - h_1}. \quad (2.46)$$

Степень необратимости процесса расширения 3-4д характеризуется внутренним относительным КПД турбины

$$\eta_{oi}^T = \frac{h_3 - h_{4д}}{h_3 - h_4}. \quad (2.47)$$

2.11. Циклы паротурбинных установок

Современная стационарная теплоэнергетика базируется, в основном, на паротурбинных установках. Рабочим телом таких установок является вода и водяной пар.

На рис. 2.9, 2.10 представлен обратимый цикл в p - v - и T - s -диаграммах (цикл Ренкина).

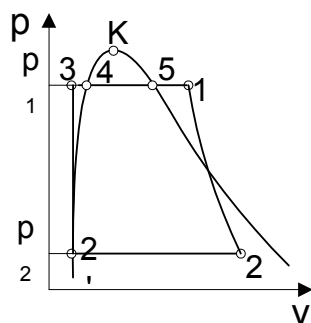


Рис. 2.9

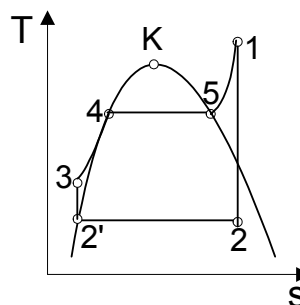


Рис. 2.10

Теплота, подводимая к воде и водяному пару в котле (в процессах: 3-4 – нагрев воды до кипения, 4-5 – испарение воды, 5-1 – перегрев пара),

$$q_1 = h_1 - h_3. \quad (2.48)$$

Теплота от водяного пара в процессе его конденсации (2-2'):

$$q_2 = h_2 - h_2'. \quad (2.49)$$

Работа, получаемая в турбине, является внешней работой адиабатного процесса расширения 1-2:

$$l_T = h_1 - h_2. \quad (2.50)$$

Работа, затрачиваемая на сжатие конденсата в насосе, с учетом того, что процесс сжатия является адиабатным ($dq = 0$) и одновременно изохорным ($v = \text{const}$) вследствие несжимаемости жидкости,

$$l_H = h_3 - h_2', \quad l_H = v_2' (p_1 - p_2).$$

Полезная работа обратимого цикла (площадь цикла в p - v - и T - s - диаграммах)

$$l = q_1 - q_2, \quad l = l_T - l_H.$$

Термический КПД обратимого цикла Ренкина вычисляется по формулам

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_{2'})}{h_1 - h_3}, \quad (2.51)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_2 - h_{2'}}{h_1 - h_3}.$$

Для обратимого цикла с промежуточным перегревом (рис. 2.11) имеем

$$q_1 = h_1 - h_3 + (h_{1'} - h_a), \quad q_2 = h_2 - h_{2'},$$

$$l = (h_1 - h_a) + (h_{1'} - h_2) - (h_3 - h_{2'}), \quad \eta_t = 1 - q_2 / q_1 = l / q_1.$$

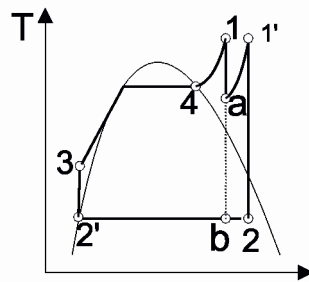


Рис. 2.11

Регенерация в паротурбинных установках – это подогрев конденсата перед подачей его в паровой котел за счет теплоты отборов пара из турбины. Применяются подогреватели двух типов: смешивающего и поверхностного.

На рис. 2.12 и 2.13 представлены схема и регенеративный цикл ПТУ с двумя подогревателями смешивающего типа.

Обозначения: ПК – паровой котел; П – пароперегреватель; Т – турбина; ПВД, ПНД – подогреватели высокого и низкого давлений; К – конденсатор; ЭГ – электрогенератор; Н – насосы. Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла (рис. 2.13). Через $\alpha_1 = G_1/G$, $\alpha_2 = G_2/G$ обозначены массовые доли пара, направляемые в отборы; G_1 , G_2 – соответствующие расходы пара; G – полный расход пара, проходящий через турбину.

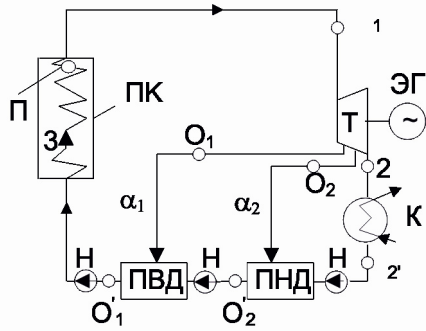


Рис. 2.12

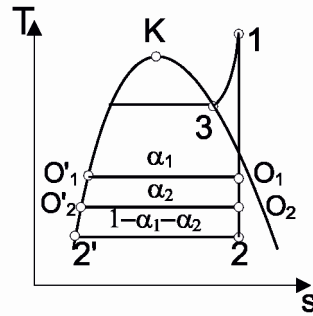


Рис. 2.13

Пар, поступающий в подогреватели, конденсируется (процессы $O_1 - O'_1$, $O_2 - O'_2$) и при смешении с водой подогревает ее (процессы $2' - O'_2$, $O'_2 - O'_1$).

Для обратимого цикла (см. рис. 2.13), без учета работы насосов, подводимая и отводимая теплота, работа цикла и термический КПД рассчитываются по формулам

$$q_1 = h_1 - h_{O'_1}, \quad q_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_2 - h_{2'}),$$

$$l = (h_1 - h_{O_1}) + (1 - \alpha_1)(h_{O_1} - h_{O_2}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{O_2} - h_2),$$

$$\eta_t = 1 - \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Массовые доли пара α_1 и α_2 находятся из уравнений теплового баланса для подогревателей.

Для ПВД

$$\alpha_1(h_{O_1} - h_{O'_1}) = (1 - \alpha_1)(h_{O'_1} - h_{O_2}),$$

для ПНД

$$\alpha_2(h_{O_2} - h_{O'_2}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{O'_2} - h_{2'}).$$

2.12. Способы переноса теплоты

Различают три способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение.

Теплопроводность – передача теплоты при контакте между телами и частицами тела. Теплопроводностью теплота передается по твердым телам, в жидкостях и газах.

Конвекция – перемещение массы жидкости или газа из среды с одной температурой в среду с другой температурой. Если движение вы-

звано разностью плотностей нагретых и холодных частиц – это *естественная конвекция*, если разностью давлений – *вынужденная конвекция*. Конвекцией теплота передается в жидкостях и газах.

Тепловое излучение – процесс распространения теплоты от излучающего тела с помощью электромагнитных волн. Он обусловлен температурой и оптическими свойствами излучающего тела (твердых тел, трех- и многоатомных газов).

В твердых телах теплота передается за счет теплопроводности. Только излучением теплота передается между телами, расположенными в вакууме. Конвекцию невозможно отделить от теплопроводности.

Совместный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется *конвективным теплообменом*.

Конвективный теплообмен между поверхностью и омывающей ее средой называется *теплоотдачей*.

Передача теплоты одновременно двумя или тремя способами называется *сложным теплообменом*.

Передача теплоты от одной среды к другой через разделяющую их стенку называется *теплопередачей*.

2.13. Законы переноса теплоты

Теплота, передаваемая *теплопроводностью*, описывается *законом Фурье*, согласно которому вектор плотности теплового потока пропорционален температурному градиенту

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (2.52)$$

Тепловой поток, количество теплоты и плотность теплового потока связаны соотношениями:

$$Q = q F, \text{ Вт}, \quad (2.53)$$

$$Q_{\tau} = q F \Delta \tau, \text{ Дж}, \quad (2.54)$$

где $F, \text{ м}^2$ – площадь изотермической поверхности; $\Delta \tau, \text{ с}$ – промежуток времени.

Коэффициент пропорциональности в уравнении (2.52) $\lambda, \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ называется *коэффициентом теплопроводности* и характеризует способность тел передавать теплоту.

Конвективную теплоотдачу между поверхностью с температурой t_c и омывающей ее средой с температурой $t_{\text{ж}}$ описывает *закон Ньютона-Рихмана*, согласно которому плотность теплового потока q пропорциональна разности температур стенки и среды:

$$q = \alpha(t_c - t_{жс}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (2.55)$$

Коэффициент пропорциональности в уравнении (2.55) α , Вт/(м²·К) называется *коэффициентом теплоотдачи* и характеризует интенсивность процесса конвективного теплообмена между поверхностью и омывающей ее средой.

Интегральная плотность теплового потока при переносе теплоты *излучением* рассчитывается по формуле

$$q = \varepsilon q_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (2.56)$$

В уравнении (2.56) коэффициентом пропорциональности является степень черноты излучающего тела (ε), которая характеризует его способность излучать и поглощать энергию. Для твердых тел значения ε приводятся в справочниках, для излучающих газов – рассчитываются с помощью номограмм.

Выражение

$$q_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (2.57)$$

известно как *закон Стефана – Больцмана*, описывающий связь плотности теплового потока и температуры абсолютно черного тела. Коэффициент излучения абсолютно черного тела $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$.

2.14. Теплопроводность и теплопередача при стационарном режиме

Теплопроводность плоской стенки при граничных условиях первого рода

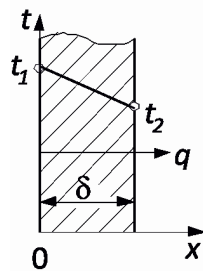


Рис. 2.14

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} x, \quad (2.58)$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2), \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (2.59)$$

Поток теплоты, передаваемый через поверхность стенки площадью F , вычисляется по формуле

$$Q = \frac{\lambda F}{\delta}(t_1 - t_2), \quad \text{Вт}. \quad (2.60)$$

Уравнение температурного поля цилиндрической стенки (рис. 2.15) при граничных условиях первого рода имеет вид:

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln \frac{r}{r_1}, \quad (2.61)$$

где $r_1 \leq r \leq r_2$ – текущий радиус.

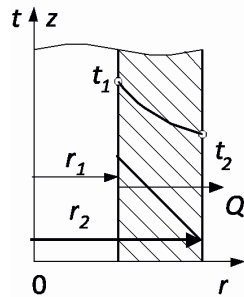


Рис. 2.15

Расчетная формула для теплового потока через цилиндрическую стенку

$$Q = \frac{2\pi l \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad \text{Вт}. \quad (2.62)$$

В технических расчетах часто тепловой поток вычисляется для 1 м длины трубы:

$$Q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2\pi \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \quad (2.63)$$

и называется *линейной плотностью теплового потока*.

Для многослойной цилиндрической стенки, состоящей из n слоев, можно записать

$$Q = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi l \lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}. \quad (2.64)$$

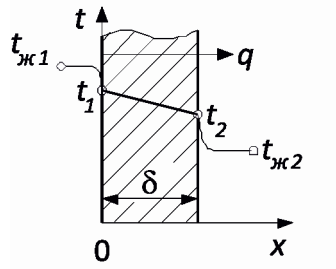


Рис. 2.16

Формулу для расчета теплопередачи (q , Вт/м²) через плоскую стенку при граничных условиях третьего рода (рис. 2.16) имеет вид:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.65)$$

$$q = \kappa (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где $\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коэффициент теплопередачи плоской

стенки, характеризует интенсивность процесса теплопередачи.

Теплопередача через многослойную плоскую стенку рассчитывается по формуле

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

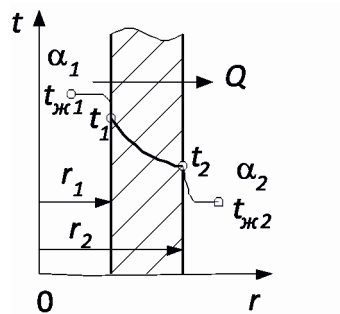


Рис. 2.17

Для цилиндрической стенки (рис. 2.17), по аналогии с плоской стенкой, можно записать следующую систему уравнений:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_{ж_1} - t_1),$$

$$Q = \frac{2 \pi l \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}},$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_2 - t_{ж_2}),$$

где $F_1 = \pi d_1 l$, $F_2 = \pi d_2 l$ – площади внутренней и наружной поверхностей трубы.

Формула для расчета теплопередачи (Q , Вт) через цилиндрическую стенку имеет вид:

$$Q = \frac{t_{ж_1} - t_{ж_2}}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{1}{2 \pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}. \quad (2.66)$$

Формулу (2.66) также можно представить в виде

$$Q = k (t_{ж_1} - t_{ж_2}),$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{1}{2 \pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

где k – коэффициент теплопередачи цилиндрической стенки.

Теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{t_{ж_1} - t_{ж_2}}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \pi l \lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}},$$

где F_1 и F_2 – площади внутренней и наружной поверхностей многослойной цилиндрической стенки.

2.15. Теплопроводность тел с внутренними источниками теплоты при стационарном режиме

Примеры процессов с внутренним тепловыделением: выделение джоулевой теплоты при прохождении электрического тока по проводникам; объемное выделение теплоты в тепловыделяющих элементах ядерных реакторов; выделение теплоты при протекании ряда химических реакций и т.д.

Важной исходной величиной для расчета теплопроводности в телах с внутренними источниками теплоты является *плотность объемного тепловыделения*

$$q_v = \frac{Q}{V}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}, \quad (2.67)$$

где Q , Вт – теплота, выделяемая за 1с; V , м^3 – тепловыделяющий объем.

Для проводников электрического тока выделяемая джоулевая теплота равна электрической мощности ($Q=N$), а плотность объемного тепловыделения

$$q_v = \frac{N}{V}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}.$$

На рис. 2.18 показано распределение температур в однородной пластине при граничных условиях третьего рода

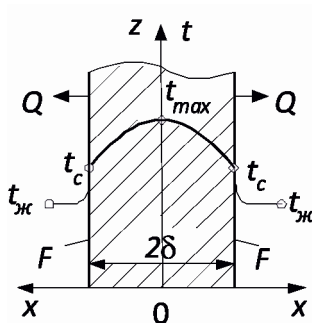


Рис. 2.18

Уравнение температурного поля $t=f(x)$ в данном случае имеет вид:

$$t = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \delta}{\alpha} + \frac{q_v \delta^2}{2\lambda} \left[1 - \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \right], \quad (2.68)$$

где x – текущая координата.

$$t_{\max} = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \delta}{\alpha} + \frac{q_v \delta^2}{2\lambda},$$

$$t_c = t_{\text{ж}} + \frac{q_v \delta}{\alpha}.$$

Если в уравнение (2.68) подставить значение t_c , то уравнение температурного поля пластины $t=f(x)$ при граничных условиях первого рода будет иметь вид

$$t = t_c + \frac{q_v \delta}{2\lambda} \left[1 - \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \right]. \quad (2.69)$$

Тепловой поток, рассеиваемый поверхностью F , рассчитывается по формулам:

$$Q = \alpha (t_c - t_{\text{ж}}) F, \text{ Вт}, \quad (2.70)$$

$$Q = q_v \cdot \frac{V}{2}, \text{ Вт},$$

где $V, \text{ м}^3$ – объем пластины.

Суммарный тепловой поток, рассеиваемый двумя боковыми поверхностями, вдвое больше, т.к. площадь поверхности охлаждения $F_{\text{охл}}=2F$, тепловыделяющий объем – $V, \text{ м}^3$.

Температурное поле цилиндрического стержня (рис. 2.19) описывается дифференциальным уравнением теплопроводности в цилиндрических координатах.

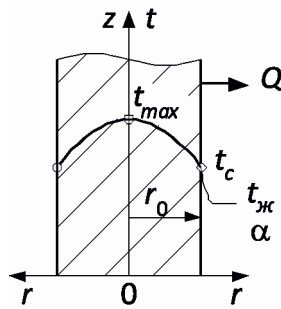


Рис. 2.19

Уравнение температурного поля цилиндрического стержня $t=f(r)$ имеет вид

$$t = t_{\text{ж}} + \frac{q_v r_0}{2\alpha} + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right], \quad (2.71)$$

где r – текущий радиус.

$$t_{\max} = t_{\text{ж}} + \frac{q_v r_0}{2\alpha} + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda},$$

$$t_c = t_{\text{ж}} + \frac{q_v r_0}{2\alpha}.$$

Уравнение температурного поля цилиндрического стержня при граничных условиях первого рода

$$t = t_c + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right]. \quad (2.72)$$

Тепловой поток, рассеиваемый боковой цилиндрической поверхностью, можно определить двумя способами:

$$Q = \alpha (t_c - t_{\text{ж}}) F, \text{ Вт},$$

$$Q = q_v V, \text{ Вт},$$

где $F = 2\pi r_0 l$, м² – площадь боковой цилиндрической поверхности стержня; $V = \pi r_0^2 l$, м³ – объем стержня; l , м – длина стержня.

На рис. 2.20 изображен разрез цилиндрической стенки с внутренним тепловыделением и распределение температуры при граничных условиях третьего рода.

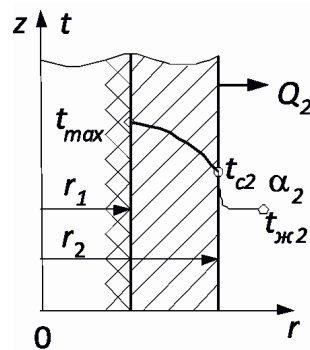


Рис. 2.20

Температурное поле такой стенки описывается уравнением

$$t = t_{\text{ж}2} + \frac{q_v r_2}{2\alpha_2} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 2 \ln \frac{r}{r_2} - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right], \quad (2.73)$$

где r – текущий радиус.

Тепловой поток, рассеиваемый наружной поверхностью стенки,

$$Q_2 = q_v \cdot V, \text{ Вт},$$

где $V = \pi(r_2^2 - r_1^2) l$, м³ – тепловыделяющий объем.

2.16. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными диатермичной средой

Диатермичной называется среда, которая сама не излучает и не поглощает энергию излучения, но пропускает все лучи (прозрачна). Диатермичными являются одно- и двухатомные газы. Трех- и многоатомные газы излучают и поглощают энергию. Так как в воздухе содержание таких газов пренебрежимо мало (состав воздуха: $\approx 21\%$ O₂ и $\approx 79\%$ N₂), то его считают диатермичной средой.

Тепловое излучение – это процесс распространения внутренней энергии тела путем электромагнитных волн. Количество энергии излучения, переносимой за 1 с через произвольную поверхность F , называется *поток излучения* и обозначается Q , Вт.

Поток излучения, соответствующий всему спектру излучения, называется *интегральным*.

Поверхностная *плотность потока* интегрального излучения обозначается $q = Q/F$, Вт/м².

Поток излучения абсолютно черного тела с поверхности площади F вычисляется по формуле

$$Q_0 = c_0 F \left(\frac{T}{100} \right)^4, \text{ Вт}. \quad (2.74)$$

Собственное излучение серых тел рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{соб}} = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 F. \quad (2.75)$$

Степень черноты изменяется в пределах $0 \leq \varepsilon \leq 1$ и зависит от температуры тела и его физических свойств. Значения ε для различных материалов приводятся в справочниках и задачниках.

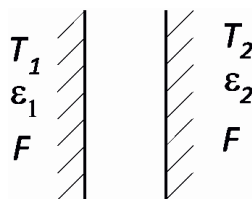


Рис. 2.21

Для двух параллельных неограниченных пластин площадью F , с температурами T_1 и T_2 и степенями черноты (ε_1 и ε_2) (рис. 2.21) справедлива формула:

$$Q = c_0 \varepsilon_{\text{пр}} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}, \quad (2.76)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (2.77)$$

Эффективным способом уменьшения теплообмена излучением между поверхностями является постановка между ними экранов (тонких пластин типа фольги с высокой отражательной способностью), рис. 2.22.

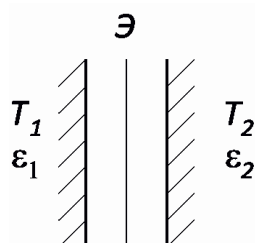


Рис. 2.22

При наличии между пластинами n экранов со степенями черноты $\varepsilon_{\varepsilon 1}, \varepsilon_{\varepsilon 2}, \dots, \varepsilon_{\varepsilon n}$ передаваемый от одной пластины к другой поток излучения рассчитывается по формуле (2.76), а приведенная степень черноты по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{пр}1-2}} + \left(\sum_{i=1}^n \frac{2}{\varepsilon_{\varepsilon i}} - 1 \right)}.$$

2.17. Теплопередача через плоскую стенку со сложным теплообменом

Сложный теплообмен – это одновременная передача теплоты двумя или тремя способами (конвекцией, теплопроводностью, излучением).

Пусть теплота передается от горячей воды с температурой $t_{ж_1}$ через плоскую стенку толщиной δ к окружающему спокойному воздуху с температурой $t_{ж_2}$ (рис. 2.23).

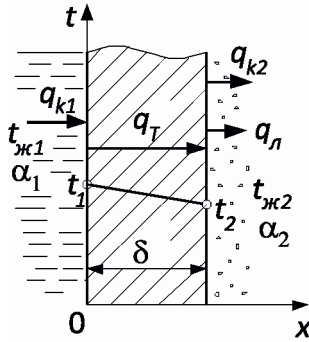


Рис. 2.23

От воды к поверхности теплота передается путем конвективного теплообмена ($q_{к1}$), через стенку – теплопроводностью (q_T), от стенки к воздуху – конвекцией ($q_{к2}$) и излучением ($q_{л}$).

Таким образом,

$$q = q_{к1} = q_T = q_{к2} + q_{л},$$

$$q_{к1} = \alpha_1 (t_{ж1} - t_1),$$

$$q_T = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2),$$

$$q_{к2} = \alpha_2 (t_2 - t_{ж2}),$$

$$q_{л} = \varepsilon_c c_0 \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ж2}}{100} \right)^4 \right].$$

При расчетах теплопередачи со сложным теплообменом на поверхностях суммарную теплоотдачу заменяют *эквивалентным тепловым потоком*, например конвективным:

$$q_{к2} + q_{л} = q_{эКВ} = \alpha_{эКВ} (t_2 - t_{ж2}).$$

$$\alpha_{эКВ} = \alpha_2 + \frac{q_{л}}{t_2 - t_{ж2}} = \alpha_2 + \alpha_{л}. \quad (2.78)$$

Расчетная формула для плотности теплового потока

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{эКВ}}} \quad (2.79)$$

На рис. 2.24 представлен пример передачи теплоты через стенку трубы от газа со средней температурой $t_{ж1}$, омывающего наружную поверхность трубы, к воде со средней температурой $t_{ж2}$, движущейся по трубе.

$$Q = Q_{к1} + Q_{л} = Q_{т} = Q_{к2},$$

$$Q_{к1} = \alpha_1 F_{н} (t_{ж1} - t_1),$$

$$Q_{л} = \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1)c_0 F_{н} \left[\varepsilon \left(\frac{T_{ж1}}{100} \right)^4 - A \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right],$$

$$Q_{т} = \frac{2\pi l \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}},$$

$$Q_{к2} = \alpha_2 F_{в} (t_2 - t_{ж2}),$$

где $F_{н} = \pi d_2 l$, $F_{в} = \pi d_1 l$ - площади наружной и внутренней поверхностей трубы; ε , A - степень черноты и коэффициент поглощения.

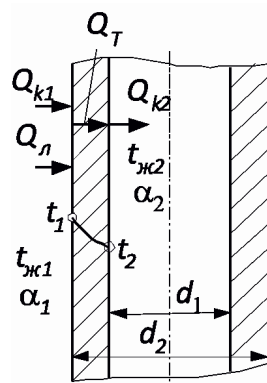


Рис. 2.24

$$Q_{к1} + Q_{л} = Q_{экв} = \alpha_{экв} F_{н} (t_{ж1} - t_1),$$

$$\alpha_{экв} = \alpha_1 + \frac{q_{л}}{t_{ж1} - t_1},$$

где $q_{л} = Q_{л} / F_{н}$, Вт/м² - плотность потока излучения.

Таким образом, приходим к системе трех уравнений:

$$Q = \alpha_{\text{экв}} F_{\text{н}} (t_{\text{ж}_1} - t_1),$$

$$Q = \frac{2\pi l \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}},$$

$$Q = \alpha_2 F_{\text{в}} (t_2 - t_{\text{ж}_2}),$$

совместное решение которых дает расчетную формулу для теплового потока

$$Q = \frac{t_{\text{ж}_1} - t_{\text{ж}_2}}{\frac{1}{\alpha_{\text{экв}} F_{\text{н}}} + \frac{1}{2\pi l \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_{\text{в}}}}. \quad (2.80)$$

2.18. Основы теории подобия

Теория подобия – учение о подобных явлениях. Она позволяет на основе дифференциальных уравнений и условий однозначности создать теоретическую базу для постановки опытов и обработки их результатов.

Приведение к безразмерному виду системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена позволяет получить безразмерные комплексы, называемые *числами подобия*:

$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}$ – *число Нуссельта*, характеризует интенсивность конвективного теплообмена;

l , м – геометрический размер;

$\text{Re} = \frac{wl}{\nu}$ – *число Рейнольдса*, характеризует отношение сил инерции к силам вязкости;

$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$ – *число Прандтля*, характеризует теплофизические свойства жидкости;

$\text{Gr} = \frac{g \beta \Delta t l^3}{\nu^2}$ – *число Грасгофа*,

где β – температурный коэффициент объемного расширения, $\mathcal{G}_c = t_c - t_{\text{ж}}$. Для *капельных жидкостей* значения $\beta=f(t)$ приводятся в справочной литературе, для газов – рассчитываются по формуле

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{г}}}, \frac{1}{\text{К}},$$

Число Грасгофа характеризует отношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости благодаря перепаду температур Δt , к силам вязкости.

Число Нуссельта (Nu) является *определяемым* числом в задачах конвективного теплообмена, т.к. содержит искомую величину – коэффициент теплоотдачи α . Остальные числа подобия (Re, Pr, Gr, Fr...) называются *определяющими* и включают в себя величины, от которых зависит коэффициент теплоотдачи.

Таким образом,

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, Fr \dots)$$

Факторы, влияющие на теплоотдачу:

1. *Природа возникновения движения* (свободное или вынужденное).
2. *Режим течения жидкости* (ламинарный, турбулентный, переходный).

2.19. Теплоотдача при свободном движении жидкости

Характерная картина свободного движения жидкости вдоль горячей вертикальной поверхности показана на рис. 2.25.

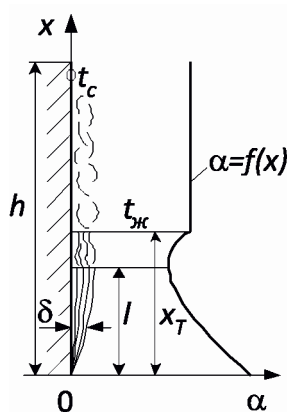


Рис. 2.25

На основе математического описания процесса конвективного теплообмена при естественной конвекции выявлена структура уравнения подобия

$$Nu = f(Gr, Pr),$$

В результате экспериментального исследования теплоотдачи установлено, что при $10^3 < (Gr_{жх} \cdot Pr_{ж}) \leq 10^9$ – *ламинарный* режим течения жидкости в пограничном слое;

$$(Gr_{жх} \cdot Pr_{ж}) \geq 6 \cdot 10^{10} \text{ – турбулентный режим};$$

$$10^9 < (Gr_{жх} \cdot Pr_{ж}) \leq 10^{10} \text{ – переходный режим.}$$

При расчетах произведения $(Gr_{жх} \cdot Pr_{ж})$ *определяющей температурой* является температура жидкости ($t_{ж}$), *определяющим размером* – координата x .

Для расчета коэффициентов теплоотдачи рекомендуются следующие уравнения:

При ламинарном режиме, $10^3 < (Gr_{жх} \cdot Pr_{ж}) \leq 10^9$,

локальные коэффициенты теплоотдачи (α), описываемые кривой $\alpha=f(x)$, рис.2.25, в ламинарной области пограничного слоя, рассчитываются по уравнению

$$Nu_{жх} = 0,6 (Gr_{жх} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (2.81)$$

средние коэффициенты теплоотдачи ($\bar{\alpha}$) на участке поверхности высотой l с ламинарным течением в пограничном слое – по уравнению

$$\bar{Nu}_{жl} = 0,75 (Gr_{жl} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.82)$$

При турбулентном режиме, $(Gr_{жх} \cdot Pr_{ж}) > 6 \cdot 10^{10}$, коэффициенты теплоотдачи рассчитываются по уравнению

$$Nu_{жх} = 0,15 (Gr_{жх} Pr_{ж})^{1/3} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.83)$$

Приведенные выше формулы применимы и для горизонтальных плит, но в этом случае вычисленный коэффициент теплоотдачи надо увеличить на 30%, если теплоотдающая поверхность плиты обращена вверх, и уменьшить на 30%, если теплоотдающая поверхность обращена вниз. В качестве определяющего размера берется меньшая сторона плиты.

Для горизонтальных труб, если $10^3 < (Gr_{жд} \cdot Pr_{ж}) \leq 10^9$, для расчета средних коэффициентов теплоотдачи рекомендуется следующее уравнение:

$$\bar{Nu}_{жд} = 0,5 (Gr_{жд} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.84)$$

2.20. Теплоотдача при продольном омывании поверхности вынужденным потоком жидкости

Вынужденное течение жидкости (вынужденная конвекция) возникает под действием разности давлений, которая в совокупности с теплофизическими свойствами определяет скорость движения жидкости w_0 .

$$Nu = f(Re, Pr).$$

В некоторых случаях при малых скоростях и больших температурных напорах ($t_c - t_{жс}$) на вынужденное течение жидкости могут накладываться токи естественной конвекции, и тогда

$$Nu = f(Re, Gr, Pr).$$

Режим течения в гидродинамическом пограничном слое определяется числом Рейнольдса $Re_{жх} = w_0 x / \nu$.

При $Re_{жх} < 10^4$ – ламинарный режим;

при $10^4 < Re_{жх} < 4 \cdot 10^6$ – переходный;

при $Re_{жх} > 4 \cdot 10^6$ – турбулентный.

Для переходного режима из-за неустойчивого течения, характеризуемого частой сменой во времени ламинарного и турбулентного режимов, отсутствует методика расчета коэффициентов теплоотдачи, поэтому его исключают и в инженерных методиках считают, что

при $Re_{жх} \leq 5 \cdot 10^5$ – ламинарный режим в пограничном слое;

при $Re_{жх} > 5 \cdot 10^5$ – турбулентный режим.

Ниже приведены расчетные уравнения для коэффициентов теплоотдачи, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Для расчета *локальных* коэффициентов теплоотдачи:

– при *ламинарном* режиме течения жидкости в пограничном слое

$$Nu_x = 0,33 Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (2.85)$$

– при *турбулентном* режиме

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,43}. \quad (2.86)$$

Уравнения для расчета *средних* коэффициентов теплоотдачи для участка поверхности длиной l при наличии *ламинарного пограничного слоя* ($Re_{жl} \leq 5 \cdot 10^5$):

$$\overline{Nu}_{жl} = 0,66 Re_{жl}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.87)$$

турбулентного пограничного слоя ($Re_{жl} > 5 \cdot 10^5$):

$$\overline{Nu}_{жl} = 0,037 Re_{жl}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.88)$$

2.21. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах и каналах

Уравнение теплового баланса для отрезка трубы длиной l при *нагреве* жидкости

$$Q = G c_p (t_{ж2} - t_{ж1}) = \alpha (t_c - \bar{t}_ж) F, \text{ Вт}, \quad (2.89)$$

при *охлаждении* жидкости

$$Q = G c_p (t_{ж1} - t_{ж2}) = \alpha (\bar{t}_ж - t_c) F. \quad (2.90)$$

Здесь $G = \bar{w} \rho f$, кг/с – расход жидкости; \bar{w} , м/с – средняя по сечению трубы скорость; ρ , кг/м³.

Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах зависит от режима течения (ламинарного, турбулентного, переходного), который определяется числом Рейнольдса, $Re_{жд} = wd/\nu$, где d – внутренний диаметр трубы, определяющая температура – $t_{ж}$.

При $Re_{жд} < 2300$ режим течения *ламинарный*, при $Re_{жд} > 10^4$ устанавливается устойчивый *турбулентный* режим. В области $2300 < Re_{жд} < 10^4$ – *переходный* режим, когда могут сосуществовать ламинарный и турбулентный режимы.

При *ламинарном неизотермическом течении* ($Re_{жд} < 2300$) жидкости в трубе различают два режима: вязкостный и вязкостно-гравитационный.

Вязкостный режим характерен для течения вязких жидкостей (маслоохладителей, подогревателей мазута и т.д.) в трубах малого диаметра с высокой скоростью при небольших температурных напорах ($t_c - t_{ж}$).

Расчет *средних коэффициентов теплоотдачи* при вязкостном режиме производят по уравнению

$$\bar{Nu}_d = 1,55 \left(Pe_d \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^{-0,14} \varepsilon_l. \quad (2.91)$$

Здесь: $Pe = Re \cdot Pr = wa/\nu$ – число Пекле; α , м²/с, – коэффициент температуропроводности; μ , Па·с – коэффициент динамической вязкости; d , l – внутренний диаметр и длина трубы; ε_l – поправка на начальный гидродинамический участок. При $(l/d)/Re < 0,1$ поправочный коэффициент рассчитывается по уравнению

$$\varepsilon_l = 0,1 \left(\frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{-1/7} / \left(1 + 2,5 \frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right),$$

при $(l/d)/Re \geq 0,1$ поправочный коэффициент не учитывается ($\varepsilon_l = 1$).

Структура уравнения подобия в этом случае при *вязкостно-гравитационном режиме*:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr).$$

Влияние естественной конвекции сказывается при $(Gr_{жд} \cdot Pr_{ж}) \geq 8 \cdot 10^5$ и для ориентировочных расчетов *средних коэффициентов теплоотдачи* при вязкостно-гравитационном режиме ($Re_{жд} < 2300$, $(Gr_{жд} \cdot Pr_{ж}) \geq 8 \cdot 10^5$) рекомендуется формула

$$Nu_{жд} = 0,15 Re_{жд}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} Gr_{жд}^{0,1} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \varepsilon_l. \quad (2.92)$$

Определяющей температурой является средняя температура жидкости в трубе ($\bar{t}_ж$). Коэффициент ε_l учитывает влияние участка тепловой стабилизации. При $l/d \geq 50$ – $\varepsilon_l = 1$.

При $Re_{жд} < 2300$ и $(Gr_{жд} \cdot Pr_{ж}) < 5 \cdot 10^8$ режим течения жидкости в трубе является *вязкостным*.

При $Re_{жд} > 10^4$ наступает стабилизированное *турбулентное* течение жидкости.

Для расчета *среднего* по длине трубы коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении жидкости рекомендуется уравнение

$$Nu_{жд} = 0,021 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_l. \quad (2.93)$$

Поправочный коэффициент ε_l для коротких труб ($l/d < 50$) выбирается из табл.2.2.

Таблица 2.2

$Re_{жд}$	l/d						
	1	2	5	10	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,5	1,34	1,23	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,4	1,27	1,18	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,08	1,04	1,02
$10 \cdot 10^4$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,06	1,03	1,02
$100 \cdot 10^4$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,02	1,02	1,02

Для *переходного режима* ($2300 < Re_{жд} < 10^4$) течения жидкости в трубах ориентировочные значения *среднего* коэффициента теплоотдачи можно определить по формуле (2.93), если ввести в нее поправочный коэффициент $\varepsilon_{пер} < 1$.

2.22. Теплоотдача при фазовых превращениях

Кипение – это процесс образования пара при подводе теплоты к кипящей жидкости.

Тепловой поток, подведенный к кипящей жидкости, расходуется на процесс парообразования

$$Q = \alpha F (T_c - T_s) = G \cdot r, \text{ Вт}, \quad (2.94)$$

где $F, \text{ м}^2$ – площадь поверхности нагрева; T_c – температура поверхности; T_s – температура насыщения; $G, \text{ кг/с}$ – количество образовавшегося пара за 1с (расход пара); r – Дж/кг – теплота парообразования.

Уравнение (2.93) является уравнением теплового баланса процесса кипения.

Кипение может быть *пузырьковым* или *пленочным*.

При кипении жидкостей на горизонтальной плоской поверхности в условиях естественной конвекции первая критическая плотность теплового потока рассчитывается по формуле

$$q_{кр1} = 0,14r \sqrt{\rho_{п}} \sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (2.95)$$

где $\rho_{п}$, $\rho_{ж}$ – плотности паровой и жидкой фаз при температуре насыщения t_s ; σ , Н/м – коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Конденсация – это переход пара в жидкое состояние. В процессах конденсации пара выделяется теплота.

$$Q = G r = \alpha F (t_s - t_c). \quad (2.96)$$

Различают два вида конденсации: *капельную* и *плёночную*.

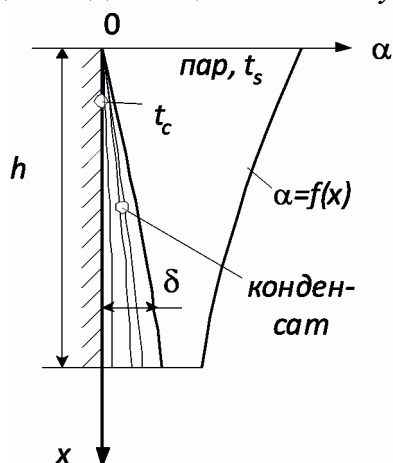


Рис. 2.26

На рис. 2.26 показана схема *плёночной конденсации* сухого насыщенного пара на *вертикальной поверхности* высотой h с температурой $t_c < t_s$. Толщина стекающей пленки конденсата обозначена δ . Количество стекающего по поверхности конденсата постепенно увеличивается, вследствие чего толщина пленки растёт.

При *ламинарном* течении пленки конденсата и допущении, что температура на поверхности стекающей пленки равна температуре насыщения (t_s), справедливо уравнение теплового баланса

$$q = \frac{\lambda_{ж}}{\delta} (t_s - t_c) = \alpha (t_s - t_c), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (2.97)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_{ж}}{\delta},$$

При *плёночной* конденсации на практике чаще всего реализуется *ламинарно-волновое* течение, для которого рекомендуется следующая формула для расчета среднего коэффициента теплоотдачи ($\bar{\alpha}$):

$$\overline{Re}_s = 0,95 Z_s^{0,78} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{жс}} \right)^{0,25}, \quad (2.98)$$

где $\overline{Re}_s = \frac{\bar{\alpha} \Delta t h}{r \rho_{ж} v_{ж}}$ – число Рейнольдса; $\Delta t = t_s - t_c$, h , м – высота поверхности конденсации; $Pr_{жс}$, $\rho_{ж}$, $v_{ж}$, $\lambda_{ж}$ – число Прандтля, плотность, кинематическая вязкость, теплопроводность конденсата при t_s ; $Pr_{жс}$ – число Прандтля конденсата при t_c , $Z_s = \left(\frac{g h^3}{v_{ж}^2} \right)^{1/3} \frac{\lambda_{ж} \Delta t}{r \rho_{ж} v_{ж}}$ – приведенная высота вертикальной поверхности.

Формула (2.98) справедлива при $Z_s \leq 2300$. При значениях $Z_s > 2300$ ламинарно-волновое течение пленки сменяется турбулентным, так что на вертикальной поверхности в верхней части течение ламинарно-волновое, в нижней – турбулентное (*смешанный режим*). Расчетная формула в этом случае имеет вид

$$\overline{Re}_s = \left[89 + 0,024 \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{жс}} \right)^{0,25} Pr_{жс}^{0,5} (Z_s - 2300) \right]^{4/3}. \quad (2.99)$$

При конденсации пара на *наклонных* поверхностях коэффициент теплоотдачи меньше, чем на вертикальных за счет увеличения толщины пленки конденсата и может быть вычислен по формуле

$$\alpha_{накл} = \alpha_{верт} \sqrt[4]{\cos \psi}, \quad (2.100)$$

где ψ – угол между поверхностью конденсации и вертикальной поверхностью.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

3.1. Общие положения

В системах централизованного теплоснабжения теплота расходуется на отопление зданий, нагревание приточного воздуха в установках вентиляции и кондиционирования, на горячее водоснабжение, а также на технологические процессы промышленных предприятий.

В системах отопления и вентиляции теплота расходуется не непрерывно в течение года, а только при сравнительно низких температурах наружного воздуха. Таких потребителей тепловой энергии принято называть сезонными, а их тепловые нагрузки – сезонными тепловыми нагрузками.

Тепловая энергия в системах горячего водоснабжения и в технологических процессах промышленных предприятий расходуется непрерывно в течение года и мало зависит от температуры наружного воздуха.

Тепловые нагрузки на горячее водоснабжение и технологические нужды считаются круглогодичными тепловыми нагрузками.

При проектировании систем теплоснабжения для существующих городов и поселков расчетные данные о сезонных тепловых нагрузках следует принимать из проектов отопления и вентиляции. При перспективном строительстве расчетные расходы теплоты рекомендуется принимать из типовых проектов с соответствующей корректировкой по климатическим условиям района строительства.

При отсутствии проектных данных отопительные тепловые нагрузки зданий определяются одним из следующих методов:

- 1) расчетом теплотерь через элементы ограждающих конструкций и добавления потерь на нагрев инфильтрационного воздуха;
- 2) расчетом теплотерь по укрупненным показателям;
- 3) определением теплообмена установленного в здании отопительно-вентиляционного оборудования.

Расчет теплотерь через ограждающие конструкции выполняется при необходимости более точного определения тепловых потерь, например, при расчетах, требующих составления теплового баланса здания и отдельных его помещений.

Конечной целью расчетов теплового потребления является определение тепловых нагрузок (максимальных, текущих) объектов системы теплоснабжения на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение,

расчет и построение графиков тепловых нагрузок (суточных, годовых и по продолжительности), и температур сетевой воды для заданного района теплоснабжения.

3.2. Расчет сезонных тепловых нагрузок

Величина и характер изменения сезонной нагрузки зависят главным образом от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечного излучения, влажности воздуха и др. Основное влияние на величину тепловой нагрузки оказывает наружная температура. Сезонная нагрузка имеет сравнительно постоянный суточный график и переменный годовой график нагрузки. К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.

Расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение предшествует тепловому расчету источников систем теплоснабжения и гидравлическому расчету тепловых сетей. Расчет тепловых нагрузок может проводиться как по укрупненным показателям, так и на основании расчета теплотерь отапливаемых помещений. Точность расчета тепловых нагрузок будет определять достоверность результатов расчета системы теплоснабжения в целом.

3.3. Тепловая нагрузка на отопление

Основная задача отопления заключается в поддержании внутренней температуры помещений на заданном уровне. Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком. Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q_{oc} = Q_T + Q_{и} = Q_O + Q_{ТВ}, \text{ МВт}, \quad (3.1)$$

где Q_{oc} – суммарные тепловые потери здания; Q_T – теплотери теплопередачей через наружные ограждения; $Q_{и}$ – теплотери инфильтрацией из-за поступления в помещение через неплотности наружных ограждений холодного воздуха; Q_O – подвод теплоты в здание через отопительную систему; $Q_{ТВ}$ – внутренние тепловыделения.

Теплотери Q_T через наружные ограждения при отсутствии проектных данных определяются по укрупненным показателям: общей площади « F » или наружному объему здания « V ». Максимальный тепловой поток на отопление жилых и общественных зданий без учета инфильтрации

$$Q_{OF}^P = q_{OF} F (1 + K_1) 10^{-6}, \text{ МВт}, \quad (3.2)$$

$$Q_{OV}^P = \beta q_{OV} V_H (t_B - t_{HO}) 10^{-6}, \text{ МВт}, \quad (3.3)$$

где q_{OF} , q_{OV} – соответственно удельный тепловой поток Вт/ м² на отопление 1 м² общей площади, удельная отопительная характеристика, Вт/(м³·К) (ккал/(м³·ч·°С)); F – общая площадь жилых зданий, м²;

K_1 – коэффициент, учитывающий тепловой поток на отопление общественных зданий, при отсутствии данных принимается равным 0,25;

β – поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района;

V_H – наружный объем здания, м³;

t_B – расчетная температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий, °С;

t_{HO} – расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С;

Средний тепловой поток на отопление для средней t_{HCP} за отопительный сезон температуры наружного воздуха

$$Q_O = Q_O^P \frac{(t_B - t_{HCP})}{(t_B - t_{HO})}, \text{ МВт}, \quad (3.4)$$

где t_{HCP} – средняя температура наружного воздуха за отопительный период °С.

Формулой (3.4) можно воспользоваться для определения сезонной тепловой нагрузки при температуре наружного воздуха $t_{HO}^P \leq t_{HB} \leq 8$ °С.

Расход теплоты на вентиляцию жилых зданий, не имеющих, как правило, специальной приточной системы невелик. Он обычно не превышает 5 – 10 % расхода теплоты на отопление и учитывается величиной удельной теплопотери q_O .

Расход теплоты на вентиляцию производственных и коммунальных предприятий, а также общественных и культурных учреждений составляет значительную долю от суммарного теплопотребления объекта. В производственных предприятиях расход теплоты на вентиляцию часто превышает расход на отопление.

Ориентировочно максимальный тепловой поток на вентиляцию общественных зданий определяется по укрупненным показателям: общей площади « F » или наружному объему здания « V ».– по формулам (3.5) и (3.6)

$$Q_B^P = K_2 K_1 q_O F 10^{-6}, \text{ МВт}, \quad (3.5)$$

$$Q_B^p = \beta q_B V_H (t_B - t_{HВ}) 10^{-6}, \text{ МВт}, \quad (3.6)$$

где K_2 – коэффициент, учитывающий тепловой поток на вентиляцию общественных зданий, принимается для построек до 1985 г. – 0,4, после 1985 г. – 0,6; q_B – удельная вентиляционная характеристика Вт/(м³·К); $t_{HВ}$ – расчетная температура наружного воздуха для вентиляции °С.

Средний тепловой поток на вентиляцию для средней температуры воздуха за отопительный сезон

$$Q_B = Q_B^p \frac{(t_B - t_{HCP})}{(t_B - t_{HO})}, \text{ МВт}. \quad (3.7)$$

3.4. Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение

Тепловое потребление для целей горячего водоснабжения в течение отопительного периода изменяется сравнительно мало, но отличается большой неравномерностью по часам суток. Летом расход теплоты в системах горячего водоснабжения жилых зданий по сравнению с зимой уменьшается на 30 – 35 %. Это объясняется тем, что в летнее время температура воды в холодном водопроводе на 10 – 12 °С выше, чем в зимний период. Кроме того, значительная часть городского населения летом в субботние и воскресные дни выезжает в загородные зоны, т. е. в те дни, когда в жилом секторе зимой наблюдаются максимальные разборы горячей воды.

По своему значению во многих жилых районах крупных городов нагрузка на ГВС делается сопоставимой отопительной нагрузке. В ряде районов годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение достигает 40 % суммарного отпуска тепла по жилому району.

Средний тепловой поток на горячее водоснабжение (ГВС) жилых и общественных зданий, МВт

$$Q_{ГВС}^{CP} = \frac{1,2 \ m \ (a + b)(55 - t_X) \ c}{24 \cdot 3,6} \cdot 10^{-6} \quad (3.8)$$

или

$$Q_{ГВС}^{CP} = q_{ГВС} m, \quad (3.9)$$

где m – расчетное число потребителей горячей воды; a – норма расхода воды на ГВС при температуре 55 °С на одного человека в сутки, проживающего в здании с горячим водоснабжением, принимаемая в зависимости от степени комфортности, л; b – норма расхода воды на ГВС, потребляемой в общественных зданиях при температуре 55 °С, принимае-

мая в размере 25 л/с на 1 чел; c – удельная теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг⁰С); t_x – температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период (при отсутствии других данных принимается равной 5⁰С),⁰С; $q_{ГВС}$ – укрупненный показатель среднего теплового потока на горячее водоснабжение на одного человека, Вт.

Максимальный тепловой поток на ГВС жилых и общественных зданий

$$Q_{ГВС}^{MAX} = 2,4Q_{ГВС}^{CP} 10^{-6}, \text{ МВт.} \quad (3.10)$$

Средний тепловой поток на ГВС в неотапительный (летний) период

$$Q_{ГВС.Л}^{CP} = Q_{ГВС}^{CP} \frac{(55 - t_{Л})}{(55 - t_3)} \beta_G, \text{ МВт,} \quad (3.11)$$

где t_3 , $t_{Л}$ – соответственно температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период (при отсутствии данных принимается равной 5⁰С) и неотапительный (летний) период (принимается равной 15⁰С);

β_G – коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотапительный период по отношению к отопительному периоду, принимаемый при отсутствии данных для жилищно-коммунального сектора равным 0,8 (для курортных и южных городов $\beta_G = 1,5$), для предприятий – 1,0.

3.5. Расчетная часовая нагрузка района теплоснабжения

Расчетная тепловая нагрузка микрорайона определяется как сумма отдельных видов нагрузок для всех теплопотребителей района:

$$Q_{МКР}^P = \sum_1^k Q_O^P + \sum_1^l Q_B^P + \sum_1^m Q_{ГВС}^{MAX}, \text{ МВт,} \quad (3.12)$$

где k , l , m – соответственно количество потребителей имеющих отопительную, вентиляционную и нагрузку горячего водоснабжения.

Расчетная нагрузка района теплоснабжения получается суммированием нагрузок отдельных микрорайонов:

$$Q^P = \sum_1^n Q_{МКР}^P, \text{ МВт,} \quad (3.13)$$

где n – количество микрорайонов, образующих район теплоснабжения.

Расчетная тепловая мощность ТЭЦ определяется с учетом расчетной нагрузки района теплоснабжения и потерь тепла в тепловых сетях:

$$Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{P}} = Q^{\text{P}} + Q_{\text{ТС}}^{\text{ПОТ}}, \text{ МВт}, \quad (3.14)$$

где $Q_{\text{ТС}}^{\text{ПОТ}}$ – потери тепла в тепловых сетях, принимаются в городских тепловых сетях 3 – 5% от максимальной тепловой нагрузки.

Для определения расхода топлива, разработки режимов использования оборудования и графиков его ремонта, загрузки и графика отпусков обслуживающего персонала необходимо знать годовой расход тепла на теплоснабжение, а также его распределение по сезонам (зима, лето) или по отдельным месяцам.

3.6. Определение расходов сетевой воды у потребителей систем отопления и вентиляции

Расчетный часовой расход сетевой воды (максимальный при расчетной температуре наружного воздуха на отопление t_0^{P}) для определения диаметров труб в водяных тепловых сетях при качественном регулировании отпуска теплоты определяется отдельно для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Расчетный расход воды на отопление

$$G_0^{\text{P}} = \frac{Q_0^{\text{P}}}{c(t_1 - t_2)}, \text{ кг/ч}, \quad (3.15)$$

где t_1, t_2 – соответственно температура воды в подающем и обратном трубопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха на отопление t_0^{P} .

Расчетный расход воды на вентиляцию

$$G_{\text{В}}^{\text{P}} = \frac{Q_{\text{В}}^{\text{P}}}{c(t_1 - t_2)}, \text{ кг/ч}. \quad (3.16)$$

3.7. Расход воды на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения

В открытых системах теплоснабжения разбор воды на горячее водоснабжение осуществляется в зависимости от температуры воды в сети. При температуре воды в подающем трубопроводе, равной 60°C , водоразбор ведется только из подающей линии. С повышением температуры сетевой воды ($t_1 > 60^{\circ}\text{C}$) водоразбор осуществляется одновременно из обоих трубопроводов в таком соотношении, чтобы температура воды, поступающей на горячее водоснабжение, была равна 60°C . В хо-

лодный период отопительного сезона при $t_2 \geq 60 \text{ }^\circ\text{C}$ разбор воды происходит только из обратной магистрали. Температура горячей воды в системах горячего водоснабжения у потребителей для открытых систем должна быть не менее $60 \text{ }^\circ\text{C}$, для закрытых – не менее $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Средний расход воды на горячее водоснабжение

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{CP}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{CP}}}{c (t_{\text{Г}} - t_{\text{ХЗ}})}, \text{ кг/ч.} \quad (3.17)$$

Максимальный расход воды на горячее водоснабжение

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{MAX}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{MAX}}}{c (t_{\text{Г}} - t_{\text{ХЗ}})}, \text{ кг/ч.} \quad (3.18)$$

3.8. Расход воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения

Максимальный расход воды на горячее водоснабжение в закрытых тепловых сетях определяется в зависимости от схемы включения подогревателей горячего водоснабжения.

Средний расход воды при параллельной схеме включения подогревателей

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{CP}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{CP}}}{c (t_{1\text{И}} - t_{3\text{И}})}, \text{ кг/ч,} \quad (3.19)$$

где $t_{1\text{И}}$, $t_{3\text{И}}$ – соответственно температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур воды и после параллельно включенного подогревателя горячего водоснабжения в точке излома графика температур (при отсутствии данных $t_{3\text{И}}$ принимается равной $30 \text{ }^\circ\text{C}$).

Максимальный расход воды при параллельной схеме

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{MAX}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{MAX}}}{c (t_{1\text{И}} - t_{3\text{И}})}, \text{ кг/ч.} \quad (3.20)$$

Средний расход воды на горячее водоснабжение при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей:

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{CP}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{CP}}}{c (t_{1\text{И}} - t_{2\text{И}})} \left(\frac{(55 - t_{1\text{СТ}})}{(55 - t_{\text{ХЗ}})} + 0,2 \right), \text{ кг/ч,} \quad (3.21)$$

где $t_{2\text{И}}$ – температуры воды в обратном трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур, $^\circ\text{C}$; $t_{1\text{СТ}}$ – температура сетевой воды после первой ступени подогрева при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей, $^\circ\text{C}$.

Максимальный расход воды на горячее водоснабжение при двух-ступенчатых схемах присоединения водоподогревателей

$$G_{ГВС}^{MAX} = \frac{0.55 Q_{ГВС}^{MAX}}{c (t_{1и} - t_{2и})}, \text{ кг/ч.} \quad (3.22)$$

Суммарные расчетные расходы сетевой воды в двухтрубных тепловых сетях в открытых и закрытых системах при качественном регулировании

$$G_C^P = G_O^P + G_B^P + K_3 G_{ГВС}^{CP}, \text{ кг/ч} \quad (3.23)$$

где K_3 – коэффициент, учитывающий долю среднего расхода воды на горячее водоснабжение при регулировании по нагрузке отопления, следует принимать по табл. 3.1.

Для закрытых систем теплоснабжения при регулировании по нагрузке отопления и тепловом потоке менее 100 МВт при наличии баков-аккумуляторов у потребителей коэффициент $K_3=1$. При регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения $K_3=0$.

Таблица 3.1

Системы теплоснабжения	Тепловой поток	Значение коэффициента K_3
Открытая	100 и более	0,6
	менее 100	0,8
Закрытая	100 и более	1,0
	менее 100	1,2

Для потребителей при $Q_{ГВС}^{MAX}/Q_O^P > 1.0$ в случаях отсутствия баков-аккумуляторов, а также с тепловым потоком ≤ 10 МВт суммарный расчетный расход воды

$$G_C^P = G_O^P + G_B^P + G_{ГВС}^{MAX}, \text{ кг/ч.} \quad (3.24)$$

Расчетный расход сетевой воды в двухтрубных тепловых сетях в неотапительный период

$$G_{СЛ}^P = \beta G_{ГВС}^{MAX} + G_B^P + K_3 G_{ГВС}^{CP}, \text{ кг/ч.} \quad (3.25)$$

При этом максимальный расход воды на горячее водоснабжение определяется для открытых систем теплоснабжения по формуле (3.18) при температуре холодной воды в неотапительный период, а для закры-

тых систем – при всех схемах присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения по формуле (3.20).

Расход воды в обратном трубопроводе двухтрубных водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения принимается в размере 10 % от расчетного расхода воды, определенного по формуле (3.25).

3.9. Поверочный гидравлический расчет тепловой сети

Выполнить поверочный гидравлический расчет двухтрубной тепловой сети.

Цель поверочного расчета – определение потерь давления на участках трубопроводов двухтрубной водяной сети и располагаемых напоров на тепловых вводах потребителей. Методика предназначена для действующей сети.

Перед гидравлическим расчетом составляется расчетная схема тепловой сети с нанесением на ней длин и диаметров трубопроводов, местных сопротивлений и расчетных расходов теплоносителей по всем участкам сети.

Расчет производится, начиная от конечных участков (то есть участков без предшественников). Далее рассчитывается расход для тех участков, которые являются предшествующими для конечных участков. Если участок не содержит тепловых вводов, тогда расход воды для этого участка определяется как сумма расходов воды предыдущих участков.

Падение давления в трубопроводе может быть представлено как сумма двух слагаемых: линейного падения и падения в местных сопротивлениях.

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}}, \quad (3.26)$$

где $\Delta P_{\text{л}}$ – падение давления вследствие трения на участках трубопровода, Па; $\Delta P_{\text{м}}$ – падение давления в арматуре (вентильях, задвижках, кранах и т.д.) и других элементах оборудования, (коленах, шайбах, переходах и т.п.).

Формулы для гидравлического расчета трубопроводов водяных тепловых сетей приводятся ниже.

Суммарные потери давления в трубопроводах на трение и в местных сопротивлениях

$$\Delta P = R \cdot l_{\text{пр}}, \text{ Па}, \quad (3.27)$$

где $l_{\text{пр}}$ – приведенная длина трубопровода, м;

$$l_{\text{пр}} = l + l_{\text{э}}, \quad (3.28)$$

здесь l – длина участка трубопровода по плану, м;

Эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{\text{э}}$, м,

$$l_{\text{э}} = \sum \xi \frac{D_i}{\lambda}, \quad (3.29)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

D_i – внутренний диаметр, м;

λ – коэффициент гидравлического трения.

Удельные потери давления на трение

$$R = 6.27 \cdot 10^{-8} \lambda \frac{G_d^2}{D_i^5 \rho}, \text{ Па/м}, \quad (3.30)$$

где G_d – суммарный расчетный расход сетевой воды в двухтрубных тепловых сетях открытых и закрытых систем теплоснабжения, кг/ч; ρ – средняя плотность теплоносителя на рассчитываемом участке, кг/м³.

Внутренний диаметр труб

$$D_i = \sqrt[5]{\frac{6.27 \cdot 10^{-8} \lambda G_d^2}{R \rho}}, \text{ м}. \quad (3.31)$$

Коэффициент гидравлического трения:

для области квадратичного закона (при $Re \geq Re_{\text{пр}}$)

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 + 2 \lg \frac{D_i}{k_{\text{э}}}\right)} \quad (3.32)$$

для любых значений числа Рейнольдса (приближенно)

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{D_i} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (3.33)$$

где $k_{\text{э}}$ – коэффициент эквивалентной шероховатости, м.

Предельное число Рейнольдса, характеризующее границы переходной области и области квадратичного закона

$$Re_{\text{пр}} = 560 \frac{D_i}{k_{\text{э}}} \quad (3.34)$$

Предельная скорость, т.е. скорость потока, при которой (и выше) имеет место квадратичная зависимость падения давления от расхода.

$$w_{\text{пр}} = 568 \frac{V_i}{k_{\text{э}}}, \text{ м/с}. \quad (3.35)$$

Потери напора на i -ом участке трубопровода определяются так:

$$\Delta H_i = \beta \Delta h_{\text{ТР}(i)} L 10^{-3} + \Delta h_M, \text{ м.} \quad (3.36)$$

где β – поправочный коэффициент, применяемый при коэффициенте эквивалентной шероховатости отличном от $k_{\text{Э}} = 0.5$ мм; L – длина трубопровода на i -ом участке, м; $\Delta h_{\text{ТР}}$ – удельные линейные потери напора на трение, мм/м:

$$\Delta h_{\text{ТР}} = \frac{0.102 \lambda w^2 \rho}{(2 d_{\text{ВН}})}, \text{ мм/м,} \quad (3.37)$$

где $d_{\text{ВН}}$ – внутренний диаметр трубопровода, м.

Скорость теплоносителя находится из уравнения неразрывности:

$$w = 4 G_d / (3.6 \pi D_i^2 \rho), \text{ м/с.} \quad (3.38)$$

Потери напора Δh_M в местных сопротивлениях

$$\Delta h_M = \sum \zeta w^2 \rho / (2). \quad (3.39)$$

Потери напора на участке из двух трубопроводов (закрытые системы)

$$\Delta H_i = 2 \cdot \Delta H_{i_1}. \quad (3.40)$$

Потери напора от источника теплоты на i -ом участке

$$\Delta H_{\text{И}} = \sum_1^{i-1} \Delta H_i + \Delta H_i. \quad (3.41)$$

Располагаемый напор в конце участка

$$\Delta H_{\text{К}(i)}^{\text{P}} = \Delta H_{\text{Н}(i)}^{\text{P}} - \Delta H_{2(i)}. \quad (3.42)$$

где $\Delta H_{\text{К}(i)}^{\text{P}}$ – располагаемый напор в конце участка, м; $\Delta H_{\text{Н}(i)}^{\text{P}}$ – располагаемый напор в начале участка, м; $\Delta H_{2(i)}$ – потери напора в 2-х трубопроводах в (подающем и обратном) на данном участке.

3.10. Конструктивный гидравлический расчет двухтрубной водяной сети

Конструктивный гидравлический расчет тепловой сети рекомендуется проводить по принятой величине удельной линейной потери давления.

В задачу расчета входит определение диаметров трубопроводов участков сети, потерь напора по участкам и напора сетевых насосов. Расчет ведется по таблицам или номограммам гидравлического расчета.

Рекомендуется при расчете величину удельной линейной потери давления принимать:

- для магистральных сетей $\Delta P \leq 80$ Па/м;
- для распределительной сети и ответвления к зданиям $\Delta P = 150 \div 300$ Па/м.

Гидравлический расчет проводится в следующей последовательности:

1. Вычерчивается расчетная схема тепловой сети, нумеруются участки сети, на расчетные участки сети наносятся длины и расчетные расходы воды.

2. Выбирается главная (расчетная) магистраль (наиболее удаленная от источника теплоты).

3. По суммарному расчетному расходу сетевой воды на участке по номограмме или таблице определяется стандартный диаметр трубопровода, соответствующий допустимым значениям удельной линейной потери давления или напора. Фиксируется значение $\Delta P_{\text{л}} (\Delta h_{\text{л}})$, соответствующее выбранному стандартному диаметру трубопровода.

4. Гидравлический расчет рекомендуется начинать с последнего участка. По известному диаметру трубопровода на участке и приняв тип прокладки сети (подземная в непроходных каналах или надземная) выбирается тип компенсатора: сальниковый или П-образный. Принимая расстояние между неподвижными или подвижными опорами, определяется количество компенсаторов.

5. Определяется эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{\text{э}}$, в зависимости от характера сопротивления и диаметра трубопровода по таблице.

6. Определяется потеря давления или напора на расчетном участке по формуле:

$$\Delta P_{\text{уч}} = \Delta P_{\text{л}} \cdot (l + l_{\text{э}}) = \Delta P_{\text{л}} \cdot l_{\text{пр}}, \text{ Па/м} \quad (3-43)$$

или

$$\Delta h_{\text{уч}} = \Delta h_{\text{л}} \cdot (l + l_{\text{э}}) = \Delta h_{\text{л}} \cdot l_{\text{пр}}, \text{ м в. ст.}, \quad (3-44)$$

где $l_{\text{пр}}$ – приведенная длина участка трубопровода.

В расчетах двухтрубных закрытых тепловых сетей принимается, что потери давления (напора) в подающем трубопроводе равны потерям давления (напора) в обратном трубопроводе.

1. По окончании расчета участков тепловой сети определяется суммарная потеря давления (напора) в главной (расчетной) магистрали тепловой сети:

$$\Delta P_C^P = \sum_1^n \Delta P_{уч}, \text{ Па} \quad (3.45)$$

или

$$\Delta H_C^P = \sum_1^n \Delta h_{уч}, \text{ м в.ст.} \quad (3.46)$$

Результаты гидравлического расчета заносятся в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Расходводы	Длина участка, м			Диаметр	Скорость воды	Потеря удельн	Потери на уч-ке	Примечание
	По плану	Эквивалентная.	Приведенная					
G	l	$l_{\text{э}}$	$l_{\text{пр}}$	d	w	$\Delta P_{\text{л}}$	ΔP	Δh
т/ч	м	м	м	м	м/с	Па/м	Па	м в.ст
Главная расчетная магистраль								
							$\Sigma \Delta P_{\text{отв}}$	$\Sigma \Delta h_{\text{отв}}$

2. Находится необходимый располагаемый напор сетевых насосов:

$$\Delta H_{\text{сн}} = \Delta H_{\text{тпу}} + \Delta H_C^P + \Delta H_{\text{цтп}}, \text{ м в.ст.}, \quad (3.47)$$

где $\Delta H_{\text{тпу}}$ – потери напора в подогревателях сетевой воды ТЭУ, принимается $\Delta H_{\text{тпу}} = 15 \div 20$ м в. ст.; $\Delta H_{\text{цтп}}$ – располагаемый напор на ЦТП, принимается $\Delta H_{\text{цтп}} = 20 \div 25$ м в.ст.

При расчете ответвлений на ЦТП необходимо соблюдать условие:

$$\Delta H_{\text{отв}} \geq \Delta H_{\text{отв}}^{\text{пот}} \div \Delta H_{\text{цтп}}, \text{ м в. ст.}$$

$\Delta H_{\text{отв}}^{\text{пот}}$ – потери напора в ответвлении, м;

$\Delta H_{\text{цтп}}$ – располагаемый напор в магистрали в точке присоединения ответвления определяется из пьезометрического графика главной магистрали.

3.11. Построение пьезометрического графика

Вид пьезометрического графика показан на рис. 3.1. Пьезометрический график строится в масштабе по результатам гидравлического расчета с привязкой к рельефу местности в следующей последовательности.

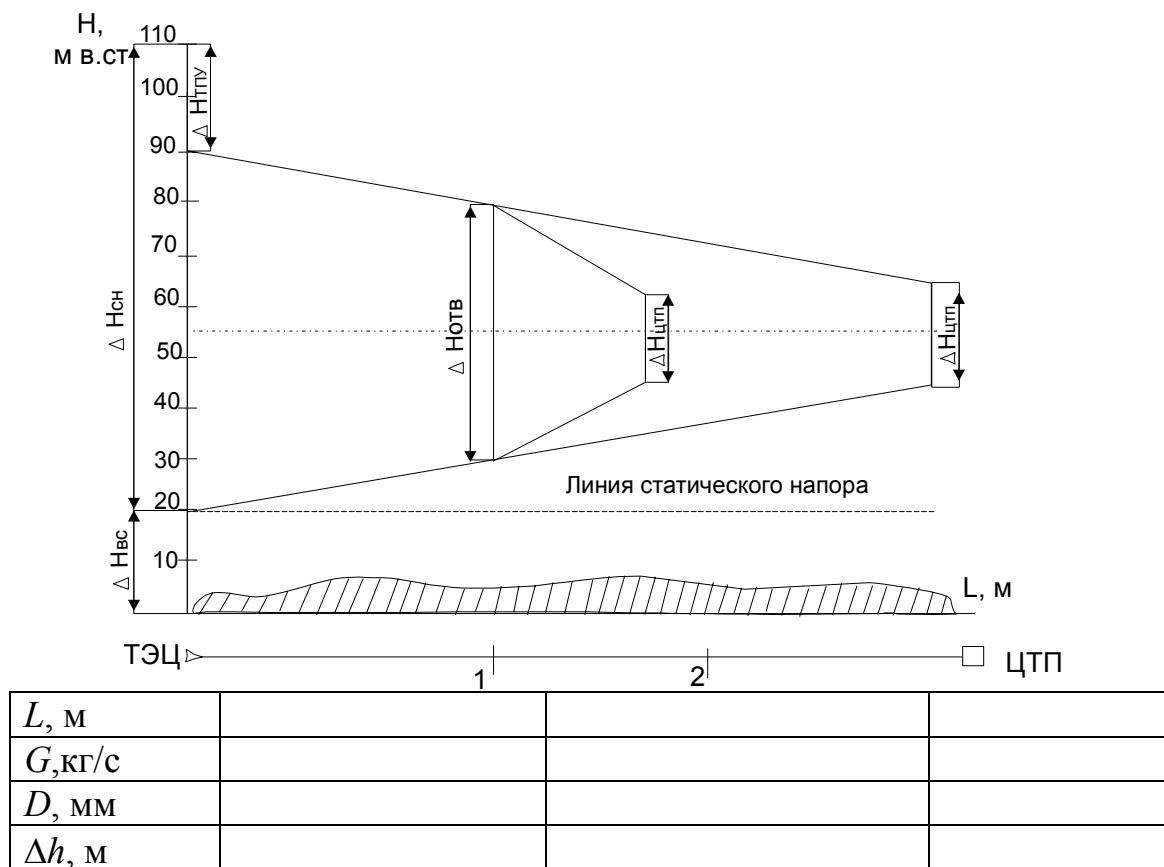


Рис. 3.1. Пьезометрический график главной магистрали и одного ответвления

1. Вычерчивается схема тепловой сети однолинейная в масштабе.
2. От условной линии отсчета наносится рельеф местности. Для этого откладываются геодезические отметки местности Z , которые нанесены на схему тепловой сети. При этом минимальная отметка Z принимается за относительный ноль.

Принимается, что ось трубопровода сети совпадает с рельефом местности.

3. Откладывается высота всасывания $H_{\text{вс}}$ сетевых насосов от оси трубопровода. Высота всасывания эквивалентна напору в обратном трубопроводе на всасывании сетевых насосов и может быть принята в пределах 15–30 м.в.ст.

4. Откладывается напор сетевых насосов ΔH_{CH} и фиксируется располагаемый напор на коллекторах ТЭЦ

$$\Delta H_{\text{ТЭЦ}} = \Delta H_{\text{CH}} - \Delta H_{\text{ТПУ}}, \text{ м в.ст.}, \quad (3.48)$$

5. Строятся линии напоров в подающем и обратном трубопроводах подающей и обратном трубопроводах главной магистрали.

На графике показываются значения располагаемых напоров (перепадов давления) на ЦТП и в точках присоединения ответвлений – $\Delta H_{\text{ЦТП}}, \Delta H_{\text{ОТВ}}$.

6. Выбирается величина статического давления и на пьезометрическом графике наносится линия статического напора.

4. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

4.1. Термические параметры. Уравнение состояния идеального газа

1. Слиток свинца, имеющего плотность $\rho = 11,3 \text{ г/см}^3$, объемом $V = 1 \text{ дм}^3$ взвешен при помощи пружинных весов на полюсе, где ускорение свободного падения $g_{90^\circ} = 9,8324 \text{ м/с}^2$.

Каков вес свинца, выраженный в ньютонах и в килограмм-силах? Что покажут пружинные весы на экваторе, где $g_0 = 9,78 \text{ м/с}^2$?

Решение. Согласно второму закону Ньютона вес, т.е. сила притяжения тела к Земле, равна

$$P = mg.$$

Вычисляя его в единицах СИ и учитывая, что

$$m = \rho V,$$

получаем:

$$P_{90^\circ} = \rho V g_{90^\circ} = 11300 \cdot 0,001 \cdot 9,8324 = 111,11 \text{ Н}.$$

Прежде чем подсчитать вес в килограмм-силах, необходимо вспомнить, что эта единица была установлена в системе единиц МКГСС (метр—килограмм-сила—секунда) на основании того же второго закона Ньютона. За 1 кгс была принята сила, с которой тело, имеющее массу, равную массе международного прототипа килограмма, притягивается к Земле при так называемом «нормальном» ускорении свободного падения $g_H = 9,80665 \text{ м/с}^2$. При этом единица массы получила сложную размерность: килограмм-сила — секунда в квадрате на метр ($\text{кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$). Эту единицу называют «технической единицей массы» (т.е.м.). Следовательно,

$$1 \text{ т.е.м.} = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}.$$

Таким образом 1 кгс эквивалентен $9,80665 \text{ кг} \cdot \text{м/с} = 9,80665 \text{ Н}$, а 1 т.е.м. = $1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$ эквивалентна $9,80665 \text{ кг}$. Следовательно, для того, чтобы найти вес P в кгс, нужно вес в ньютонах разделить на величину $9,80665 \text{ Н/кгс}$, которая численно равна нормальному ускорению свободного падения, а по своему существу оказывается всего лишь переводным коэффициентом для перехода из одной системы единиц в другую. Так же обстоит дело и с единицами массы. Вес свинца, выраженный в системе МКГСС, определяется следующим образом:

$$P_{90^\circ} = \frac{111,11 \text{ Н}}{9,80665 \text{ Н/кгс}} = 11,33 \text{ кгс}.$$

При измерении веса на экваторе соответственно получим $P_0 = 110,52 \text{ Н}$ или $11,36 \text{ кгс}$.

Из примера видно, что вес вещества зависит от ускорения свободного падения, различного в разных точках земной поверхности и на разных высотах от уровня океана.

Ясным становится и то, что величина, называемая «удельным весом» (γ , Н/м^3 или кгс/м^3), по той же причине не может служить табличной величиной. В таблицах физических свойств веществ значения γ всегда приведены к нормальному ускорению свободного падения, если взвешивание в опытах производилось при помощи пружинных динамометров той или иной конструкции. При этом удельный вес вещества γ численно становится равным его плотности ρ . При взвешивании же на чашечных весах (что бывает гораздо чаще) непосредственно определяется масса, а не вес вещества. В Международной системе единиц применяется величина ρ , кг/м^3 , и обратная ей — удельный объем (объем единицы массы) $v = 1/\rho$, $\text{м}^3/\text{кг}$.

2. Манометр, установленный в открытой кабине самолета, находящегося на земле, и измеряющий давление масла, показывает 6 кг/см^2 при показании барометра 752 мм рт. ст.

1) Каково абсолютное давление масла, выраженное в ньютонах на квадратный метр, мегапаскалях, килограмм-силах на квадратный метр, килограмм-силах на квадратный сантиметр, миллиметрах ртутного столба, миллиметрах водяного столба?

2) Каковы будут показания манометра в этих единицах после подъема самолета на некоторую высоту, где атмосферное давление $B = 442,5 \text{ мм рт. ст.}$, если абсолютное давление остается неизменным?

Ускорение свободного падения считать нормальным ($g_H = 9,8055 \text{ м/с}^2$) и не зависящим от высоты подъема самолета. Плотность ртути и воды принимать соответственно при 0 и $4 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\text{Ответ: 1) } p = 6,89 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,689 \text{ МПа} = 70223 \text{ кгс/м}^2 =$$

$$= 7,02 \text{ кгс/см}^2 = 5165 \text{ мм рт. ст.} = 70\,223 \text{ мм вод. ст.}$$

$$2) p_{\text{изб}} = 6,297 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,6297 \text{ МПа} = 6,421 \cdot 10^4 \text{ кгс/м}^2 =$$
$$= 6,421 \text{ кгс/см}^2 = 4723 \text{ мм рт. ст.} = 6,421 \cdot 10^4 \text{ мм вод. ст.}$$

3. В конденсаторе паровой турбины поддерживается абсолютное давление $p = 0,004 \text{ МПа}$.

Каковы показания вакуумметров, проградуированных в килоньютонах на квадратный метр и миллиметрах ртутного столба, если в одном случае показания барометра составляют 735 мм рт. ст. , а в другом — 764 мм рт. ст. ?

Ответ: 1) $p_{\text{вак}} = 94,0 \text{ кН/м}^2 = 705 \text{ мм рт. ст.}$
2) $p_{\text{вак}} = 97,93 \text{ кН/м}^2 = 735 \text{ мм рт. ст.}$

4. В машинном зале электростанции работают три турбины, в конденсаторах которых поддерживаются абсолютные давления $p_1 = 2,94 \text{ кПа}$, $p_2 = 3,923 \text{ кН/м}^2$.

Определите величины вакуумов в процентах барометрического давления. Показание барометра в машинном зале $B = 753 \text{ мм рт. ст.}$

Ответ: $\omega_1 = 97,1 \%$; $\omega_2 = 96,1 \%$.

5. После погружения металлической трубки в резервуар с водой оказалось, что уровень воды в трубке поднялся на высоту $0,75 \text{ м}$ при длине трубки $0,95 \text{ м}$.

Определите глубину погружения трубки в резервуар H , если барометрическое давление $B = 750 \text{ мм рт. ст.}$

Ответ: $H = 38,24 \text{ м}$.

6. Определите удельный объем кислорода при давлении $2,3 \text{ МПа}$ и температуре $280 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ: $v = 0,0625 \text{ м}^3/\text{кг}$.

7. Определите массу воздуха, находящегося в комнате площадью 25 м^2 и высотой $3,2 \text{ м}$. Принять, что температура воздуха в комнате $t = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, а барометрическое давление $B = 986,5 \text{ гПа}$.

Ответ: $m = 93,2 \text{ кг}$.

8. Определите плотности азота при давлениях 1 и 6 МПа . Температура азота $t = 400 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ: $\rho_1 = 5,01 \text{ кг/м}^3$; $\rho_2 = 30,1 \text{ кг/м}^3$.

9. Чему равна плотность воздуха при параметрах $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p = 1,5 \text{ МПа}$?

Ответ: $\rho = 17,82 \text{ кг/м}^3$.

10. Абсолютное давление азота в сосуде при комнатной температуре ($t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) $p = 2,2 \text{ МПа}$. В сосуде азот нагревают, причем известно, что предельное избыточное давление, при котором возможна безопасная работа, $p_{\text{изб}} = 6 \text{ МПа}$.

Определите температуру, до которой возможно нагревание азота. Барометрическое давление $B = 1000 \text{ гПа}$.

Ответ: $t = 539 \text{ }^\circ\text{C}$.

11. Определите плотность воздуха и водорода при нормальных условиях.

Ответ: $\rho_{\text{возд}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{H}_2} = 0,0899 \text{ кг/м}^3$.

4.2. Первый закон термодинамики

12. Сколько килограммов свинца можно нагреть от температуры 15°C до температуры его плавления $t_{\text{пл}} = 327^\circ\text{C}$ посредством удара молота массой 200 кг при падении его с высоты 2 м ?

Предполагается, что вся энергия падения молота превращается в теплоту, целиком поглощаемую свинцом.

Теплоемкость свинца $c_p = 0,1256 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Ответ: $m = 0,0969 \text{ кг}$.

13. Найти изменение внутренней энергии 2 м^3 воздуха, если температура его понижается от $t_1 = 250^\circ\text{C}$ до $t_2 = 70^\circ\text{C}$. Зависимость теплоемкости от температуры принять линейной. Начальное давление воздуха $p_1 = 6 \text{ бар}$. Ответ дать в ккал.

Ответ: $\Delta U = -253,8 \text{ ккал}$.

14. Свинцовый шар падает с высоты 80 м на твердую поверхность. При этом кинетическая энергия шара переходит в теплоту, 80% которой им усваивается.

На сколько градусов нагреется при падении шар?

Теплоемкость свинца $c_p = 0,1256 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Ответ: $\Delta T = 5\text{K}$.

15. К газу, заключенному в цилиндре с подвижным поршнем, подводится извне 100 кДж тепла. Величина произведенной работы при этом составляет 115 кДж . Определить изменение внутренней энергии газа, если количество его равно $0,8 \text{ кг}$.

Ответ: $\Delta U = -18,2 \text{ кДж}$.

16. Работа расширения $0,1 \text{ кмоль}$ воздуха равна 17 кДж . Определите изменение внутренней энергии системы в кДж/кг , если в процессе расширения отводится 15 ккал теплоты.

Решение.

$$q = u_2 - u_1 + l;$$

$$u_2 - u_1 = q - l = \frac{1}{m}(Q - L) = \frac{1}{0,1 \cdot 28,9}(-4,19 \cdot 15 - 17)$$

$$= -27,6 \text{ кДж/кг.}$$

В уравнение первого закона термодинамики количество теплоты подставляется со знаком минус, так как в процессе расширения теплота отводится.

17. Испытание двигателя ведется при помощи присоединенного к нему генератора. Напряжение на клеммах генератора постоянного тока $U = 220$ В, сила тока $I = 50$ А, КПД генератора $\eta_g = 0,98$.

Определите мощность двигателя на валу.

Ответ: $N = 11,2$ кВт.

18. Определите КПД двигателя автомобиля мощностью $44,0$ кВт при расходе топлива $7,4$ кг/ч.

Теплоту сгорания топлива Q_n^p принять равной 40 МДж/кг.

Ответ: $\eta = 0,538$.

19. Паровая турбина расходует $0,0011$ кг пара на получение 1 кДж электроэнергии. На производство 1 кг пара необходимых параметров затрачивается 3300 кДж.

Определите КПД паротурбинной установки.

Ответ: $\eta = 27,6\%$.

20. Паротурбинная установка мощностью 100 МВт расходует $0,37$ кг топлива на 1 кВт·ч.

Какова должна быть суммарная массовая производительность вентиляторов, подающих воздух в топку котла, если для сжигания 1 кг топлива требуется 15 м³ воздуха при нормальных условиях?

Ответ: $m = 717,2$ т/ч.

4.3. Теплоемкость, энтальпия и внутренняя энергия идеальных газов

21. Какое количество теплоты необходимо подвести к воздуху, заключенному в сосуде вместимостью 20 дм³ при $p = 1$ МПа и $t = 20$ °С, чтобы поднять его температуру до $t_2 = 600$ °С?

Ответ: $Q = 105,5$ кДж.

22. Определите изменение внутренней энергии $0,4$ кг азота при расширении его в цилиндре с подвижным поршнем, если в результате процесса температура азота повышается от 150 до 500 °С. Решите задачу, пользуясь таблицами. Определите относительную ошибку, получаемую в случае, если считать внутреннюю энергию по молекулярно-кинетической теории.

Ответ: $\Delta U = 109,16$ кДж; $\delta = 5\%$.

23. Определите значение энтальпии воздуха, отсчитанное от 0 °С, при $t_1 = 287$ °С и $t_2 = 560$ °С, если известна интерполяционная формула для истинной теплоемкости воздуха:

$$\bar{c}_p = (6,9 + 14,8 \cdot 10^{-4} t - 20,1 \cdot 10^{-8} t^2) \cdot 4,1868 \quad \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Решение. Известно, что $dh = \int_{t_0}^t c_p dt$.

Вследствие того, что $h_0 = 0$ при $t_0 = 0$ °С,

$$\begin{aligned} dh_{287} &= \int_0^{287} (6,90 + 14,8 \cdot 10^{-4} t - 20,1 \cdot 10^{-8} t^2) \cdot 4,1868 dt = \\ &= (6,90 \cdot 287 + 7,4 \cdot 10^{-4} \cdot 287^2 - 6,7 \cdot 10^{-8} \cdot 287^3) \cdot 4,1868 = \\ &= 8540 \text{ кДж}/\text{кмоль}. \end{aligned}$$

Аналогично

$$\begin{aligned} dh_{560} &= (6,90 \cdot 560 + 7,4 \cdot 10^{-4} \cdot 560^2 - 6,7 \cdot 10^{-8} \cdot 560^3) \cdot 4,1868 = \\ &= 17100 \text{ кДж}/\text{кмоль}. \end{aligned}$$

24. В компрессоре газовой турбины сжимается воздух. Начальная температура воздуха $t_1 = 30$ °С, температура после сжатия $t_2 = 150$ °С.

Определите изменение энтальпии и внутренней энергии воздуха в процессе сжатия, пользуясь таблицами.

Ответ: $\Delta h = 121$ кДж/кг; $\Delta u = 86,7$ кДж/кг.

25. В регенеративном подогревателе газовой турбины воздух нагревается при постоянном давлении от $t_1 = 130$ °С до $t_2 = 500$ °С.

Определите количество теплоты, сообщенной воздуху в единицу времени, если расход его составляет 250 кг/ч. Ответ дать в килоджоулях в секунду и в киловаттах. Для решения воспользоваться таблицами.

Ответ: $Q = 27$ кДж/с = 27 кВт.

26. Воздух выходит из компрессора при $p_1 = 0,7$ МПа и $t = 160$ °С и поступает в холодильник. На выходе из холодильника температура воздуха равна 25 °С.

Определите количество теплоты, отданной охлаждающей воде в течение часа, если производительность компрессора $V_\tau = 6$ м³/мин.

Ответ: $Q = 276\,277$ кДж/ч.

4.4. Смеси идеальных газов.

27. В сосуде находится смесь, состоящая из одного киломоля кислорода и двух киломолей азота при $t_1 = 30\text{ }^\circ\text{C}$. Эта смесь охлаждается при постоянном объеме до температуры $t_2 = 10\text{ }^\circ\text{C}$.

Определите изменение внутренней энергии смеси.

Ответ: $\Delta u_{\text{см}} = 14,2\text{ кДж/кг}$.

28. Воздух, если считать, что он является смесью только азота и кислорода, имеет следующий объемный состав: $\varphi_{\text{N}_2} = 79,0\%$; $\varphi_{\text{O}_2} = 21,0\%$.

Определите массовые доли азота и кислорода в воздухе. Вычислите газовую постоянную воздуха.

Ответ: $R_{\text{см}} = 0,288\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $\omega_{\text{N}_2} = 0,773$; $\omega_{\text{O}_2} = 0,227$.

29. Воздух объемом $0,3\text{ м}^3$ смешивается с $0,5\text{ кг}$ углекислого газа. Оба газа до смешения имели параметры $p = 0,6\text{ МПа}$ и $t = 45\text{ }^\circ\text{C}$.

Определите парциальное давление углекислого газа после смешения.

Ответ: $p_{\text{CO}_2} = 85,5\text{ кПа}$.

30. Дымовые газы имеют следующий массовый состав:

$\omega_{\text{CO}_2} = 16,1\%$; $\omega_{\text{O}_2} = 7,5\%$; $\omega_{\text{N}_2} = 76,4\%$.

Рассчитайте энтальпию $h_{\text{см}}$ этих газов, отнесенную к 1 кг смеси при $t = 800\text{ }^\circ\text{C}$ и отсчитанную от $0\text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ: $h_{\text{см}} = 872\text{ кДж/кг}$.

31. Определите удельный объем и удельную теплоемкость пара натрия при $p = 1\text{ МПа}$ и $t = 927\text{ }^\circ\text{C}$, если известно, что при этих параметрах пар натрия является смесью одно- и двухатомных молекул состава: $\varphi_{\text{Na}} = 0,8628$ и $\varphi_{\text{Na}_2} = 0,1372$.

Найдите парциальные давления одно- и двухатомных паров натрия.

Вычислите, как велика была бы ошибка в значении удельного объема, если бы пар натрия считался одноатомным газом.

Теплоемкости газов, составляющих смесь, рассчитайте по молекулярно-кинетической теории. Молярная масса $M_{\text{Na}} = 23\text{ кг/кмоль}$.

Ответ: $\nu_{\text{см}} = 0,381\text{ м}^3/\text{кг}$; $c_p = 0,837\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $p_{\text{Na}_2} = 0,1372\text{ МПа}$; $p_{\text{Na}} = 0,8628\text{ МПа}$; $\Delta\nu = 13,7\%$.

32. Энергетические установки, работающие по парогазовому циклу, в качестве рабочего тела используют смесь водяного пара и горячих продуктов сгорания топлива. Массовая доля продуктов сгорания топлива $\omega = 0,7$. Принять, что продукты сгорания обладают свойствами воздуха.

Определите теплоемкость c_p смеси при температурах 500 и 800 °С, а также удельный объем смеси при $p = 0,1$ МПа и $t = 500$ °С.

Ответ: $c_{p500} = 1,404$ кДж/(кг·К); $c_{p800} = 1,511$ кДж/(кг·К); $\nu_{см} = 0,262$ м³/кг.

33. Влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара. Известно, что на каждый килограмм сухого воздуха во влажном воздухе содержится d_r водяного пара.

Определите массовые и объемные доли сухого воздуха и водяного пара, плотность при нормальных условиях, удельную газовую постоянную и молярную массу смеси, если $d = 10$ г/кг сухого воздуха.

Ответ: $\omega_{с.в.} = 0,9901$; $\omega_{в.п.} = 0,0099$; $\varphi_{с.в.} = 0,9842$; $\varphi_{в.п.} = 0,0158$;

$\rho_{н.см} = 1,285$ кг/м³; $R_{см} = 289$ Дж/(кг·К); $M_{см} = 28,786$ кг/кмоль.

4.5. Процессы с идеальными газами.

34. В газгольдере объемом 15 м³ находится метан при $p_1 = 0,8$ МПа и $t = 10$ °С. Благодаря солнечной радиации температура газа в течение дня повысилась на $\Delta t = 15$ К.

Как возросло давление газа в газгольдере и какое количество теплоты воспринял газ?

Теплоемкость метана считать не зависящей от температуры.

Ответ: $p_2 = 0,8$ МПа; $Q_v = 1921,7$ кДж.

35. В цилиндре карбюраторного двигателя внутреннего сгорания после сжатия горючей смеси давление $p_1 = 1,5$ МПа и температура $t_1 = 365$ °С. В этот момент смесь поджигается при помощи электрической свечи, после чего происходит очень быстрый процесс горения, протекающий практически при постоянном объеме.

Определите давление и температуру в конце процесса, условно заменяя процесс горения смеси обратимым изохорным процессом, в котором к рабочему телу подводится теплота $q_v = 480,0$ кДж/кг. Рабочее тело при этом считать обладающим свойствами воздуха, а теплоемкость c_v зависящей от температуры.

Ответ: $p_2 = 2,85$ МПа; $t_2 = 939$ °С.

36. В закрытом сосуде, вместимостью 6 м^3 , находится водород при давлении $p_1 = 0,2 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 37 \text{ }^\circ\text{С}$. При нагреве газа давление становится равным $0,9 \text{ МПа}$.

Определите параметры газа в конце процесса и количество подведенной теплоты.

Ответ: $\nu_2 = 6,447 \text{ м}^3/\text{кг}$; $T = 1395,7 \text{ К}$; $Q_\nu = 13826 \text{ кДж}$.

37. Азот в количестве 10 м^3 (приведенный к нормальным условиям) заключили в герметически закрытый сосуд и нагрели до температуры $t_1 = 1450 \text{ }^\circ\text{С}$. Давление p_1 при этом стало равным $3,8 \text{ МПа}$. Затем газ охладили до температуры $t_2 = 47 \text{ }^\circ\text{С}$.

Каким стало давление после охлаждения и сколько теплоты отведено?

Решите задачу, считая теплоемкость не зависящей от температуры.

Ответ: $p_2 = 0,706 \text{ МПа}$; $Q_\nu = -13 \text{ МДж}$.

38. В цилиндре, площадь поперечного сечения которого равна 1 дм^2 , под поршнем находится $1/2 \text{ кмоль}$ азота при $t_1 = 63 \text{ }^\circ\text{С}$. Поршень находится под постоянной внешней нагрузкой $F = 2 \text{ кН}$. Газу извне сообщается теплота $Q = 6300 \text{ кДж}$, вследствие чего он расширяется, отодвигая поршень. Атмосферное давление $B = 0,1 \text{ МПа}$.

Определите параметры p , ν , t в конце процесса, изменение внутренней энергии ΔU , изменение энтальпии ΔH и работу расширения W , совершенную газом.

Ответ: $p_2 = p_1 = 0,2 \text{ МПа}$; $\nu_2 = 1,123 \text{ м}^3/\text{кг}$; $t_2 = 484 \text{ }^\circ\text{С}$; $\Delta U = 4549 \text{ кДж}$; $\Delta H = 6300 \text{ кДж}$; $W = 1751 \text{ кДж}$.

39. Воздух в количестве $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ при $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{С}$ и $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ поступает в компрессор, где сжимается адиабатически, а затем протекает между трубами холодильника, в которых движется охлаждающая вода.

Определите расход воды, если на выходе из компрессора воздух имеет давление $p_2 = 0,48 \text{ МПа}$. Температура воздуха за холодильником $t_3 = 40 \text{ }^\circ\text{С}$. Вода нагревается на $\Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{С}$.

Потерями теплоты и сопротивлением трения пренебречь.

Ответ: $m_\tau = 801 \text{ кг/ч}$.

40. Азот из баллона емкостью $0,05 \text{ м}^3$ выпускается в атмосферу настолько быстро, что теплообмен между ней и азотом в баллоне не успевает совершиться. До выпуска давление в баллоне было $p_1 = 1,2 \text{ МПа}$ и температура $t = 27,0 \text{ }^\circ\text{С}$. После закрытия вентиля температура в баллоне стала $t_2 = 0,0 \text{ }^\circ\text{С}$.

Какова масса выпущенного азота и каким стало давление в баллоне после выпуска?

Ответ: $\Delta m = 0,142$ кг; $p_2 = 0,863$ МПа.

4.6. Второй закон термодинамики.

41. Определите изменение энтропии 3 кг азота в политропном процессе при изменении температуры от $t_1 = 100$ °С до $t_2 = 300$ °С. Показатель политропы $n = 1,2$. Теплоемкости принять по молекулярно-кинетической теории. Изобразите процесс в p, ν и T, s -диаграммах.

Ответ: $\Delta S = -0,956$ кДж/К.

42. Определите изменение энтропии 1 кг диоксида углерода в процессе сжатия. Начальные параметры углекислоты: $t_1 = 40$ °С, $p_1 = 0,2$ МПа, конечные: $t_2 = 253$ °С, $p_2 = 4,5$ МПа. Расчет сделайте в двух вариантах: 1) при расчете теплоемкости углекислого газа использовать молекулярно-кинетическую теорию; 2) применить при расчете табличные данные с учетом зависимости теплоемкости от температуры.

Решение.

1) Принимая теплоемкость диоксида углерода по молекулярно-кинетической теории и учитывая, что молекула CO_2 имеет линейную структуру, получаем:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = \\ &= \frac{8,314 \cdot 7}{2 \cdot 44,01} \ln \frac{526,15}{313,15} - \frac{8,314}{44,01} \ln \frac{4,5}{0,2} = \\ &= 0,3435 - 0,5883 = -0,2448 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

2) С применением таблиц изменения энтропии рассчитывается следующим образом:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= s_2^0 - s_1^0 - R \ln \frac{p_2}{p_1} = \\ &= 5,3859 - 4,8963 - \frac{8,314}{44,01} \ln \frac{4,5}{0,2} = \\ &= 0,4896 - 0,5883 = -0,0987 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

В этой формуле $s_1^0 - s_2^0$ — табличные значения температурной функции энтропии для углекислого газа.

Результаты расчетов по этим двум вариантам сильно отличаются друг от друга, потому что результат вычисления теплоемкости при помощи молекулярно-кинетической теории для углекислого газа оказывается очень неточным.

43. Сжимаются изотермически при $t = 15$ С от 0,1 до 1 МПа 1 кг азота и 1 кг водорода.

Для какого газа изменение энтропии будет больше и во сколько раз (по отношению к изменению энтропии другого газа)?

Ответ: $\Delta s_{H_2} / \Delta s_{N_2} = 13,9$.

44. Постройте в T, s – координатах изобары воздуха в пределах от 0 до 1500 °С, соответствующие 0,01; 0,1 и 1 МПа, приняв значение энтропии воздуха равным нулю при $t = 0$ °С и $p = 0,1$ МПа. Построение произвести по точкам, отстоящим на 300 °С друг от друга.

45. Определите изменение энтропии в процессе испарения 1 кг воды при температуре, равной 100 °С, если известно, что теплота парообразования $r = 2257$ кДж/кг.

Ответ: $\Delta s = 6,05$ кДж/(кг·К).

46. Определите эксергию (максимальную полезную работоспособность) воздуха, находящегося в баллоне. Давление воздуха в баллоне 15 МПа, температура равна температуре среды. Параметры окружающей среды (воздуха): $p_{oc} = 0,1$ МПа, $t_{oc} = 20$ °С. Объем баллона 40 дм³. Воздух считать идеальным газом.

Ответ: $E_v = 2411$ кДж.

47. Определите минимальную теоретическую работу разделения 1 кг воздуха на кислород и азот. Считать, что воздух состоит из 21 объемной части кислорода и 79 объемных частей азота. Температура воздуха 15 °С. Температура среды 0 °С. Газы считать идеальными.

Ответ: $l = 42,65$ кДж/кг.

4.7. Свойства воды и водяного пара

48. Состояние воды определяется параметрами:

- 1) $p = 6,0$ МПа, $t = 320$ °С;
- 2) $p = 0,4$ МПа, $\nu = 0,015$ м³/кг;
- 3) $t = 170$ °С, $\nu = 0,00105$ м³/кг;
- 4) $p = 18,2$ МПа, $t = 357,90$ °С.

Каковы качественно эти состояния (жидкость, кипящая жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар)?

Ответ: 1) перегретый пар; 2) влажный пар; 3) жидкость; 4) состояние неопределенно: кипящая жидкость, влажный пар с любой степенью сухости или сухой насыщенный пар.

49. Состояние водяного пара задано следующими параметрами:

$$p = 8,5 \text{ МПа и } \rho = 0,120 \text{ г/см}^3.$$

Определите температуру, внутреннюю энергию, энтальпию и энтропию 1 кг пара.

$$\text{Ответ: } t = 299,24 \text{ }^\circ\text{C}; u = 1746 \text{ кДж/кг};$$

$$h = 1817 \text{ кДж/кг}; s = 4,080 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

50. В сосуде вместимостью $V = 0,035 \text{ м}^3$ содержится 0,1 кг водяного пара при $p = 0,6 \text{ МПа}$.

Определите внутреннюю энергию пара.

$$\text{Ответ: } U = 263 \text{ кДж}.$$

51. В барабане котельного агрегата находится кипящая вода и над ней водяной пар под давлением $p = 9 \text{ МПа}$. Масса влажного пара $m = 5000 \text{ кг}$. Объем барабана $V = 8 \text{ м}^3$.

Какова масса пара, находящегося над зеркалом испарения, если пар считать сухим насыщенным?

$$\text{Ответ: } m_{\text{п}} = 48,2 \text{ кг}.$$

52. В сосуде находится влажный пар. Его масса $m = 100 \text{ кг}$ и параметры $t_1 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 0,64$. Из него отсепарировано и удалено 20 кг воды, причем давление все время поддерживалось постоянным.

Определите параметры (p , v , h , s) оставшегося в сосуде пара.

$$\text{Ответ: } p = 2,32 \text{ МПа}; v = 0,0691 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$h = 2430,3 \text{ кДж/кг}; s = 5,5315 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

53. В резервуаре объемом 5 м^3 находится влажный пар со степенью сухости $x = 0,3$.

Определите массу влажного пара, объем, занимаемый водой, и объем, занимаемый сухим насыщенным паром. Давление в резервуаре $p = 19,0 \text{ МПа}$.

$$\text{Ответ: } m = 1492,7 \text{ кг}; V_{\text{п}} = 2,988 \text{ м}^3; V_{\text{в}} = 2,012 \text{ м}^3.$$

54. Водяной пар массой 1 кг с параметрами $p_1 = 13$ МПа и $t = 560$ °С изоэнтропно расширяется до давления $p_2 = 0,004$ МПа.

Рассчитайте процесс, т.е. найдите «недостающие» параметры (r , v , h , s , x) в начале и конце процесса. Определите работу расширения и изменение внутренней энергии.

Расчет сделайте, пользуясь только таблицами, и проверьте его при помощи h , s – диаграммы.

Ответ: $v_1 = 0,02728$ м³/кг; $h_1 = 3493$ кДж/кг; $s_1 = s_2 = 6,638$ кДж/(кг·К); $v_2 = 26,87$ м³/кг; $t_2 = 29,0$ °С; $x_2 = 0,772$; $h_2 = 1999$ кДж/кг; $l = -(u_2 - u_1) = -1247$ кДж/кг.

55. Водяной пар массой 1 кг, имеющий начальные его параметры $p_1 = 3,0$ МПа и $t_1 = 360$ °С, сжимается изотермически. Конечные параметры соответствуют состоянию кипящей жидкости.

Определите параметры в конце процесса и количество отведенной теплоты.

Ответ: $p_2 = 18,67$ МПа; $v_2'' = 0,001894$ м³/кг; $h_2'' = 1762$ кДж/кг;
 $s_2'' = 3,9162$ кДж/(кг·К); $q = -1809$ кДж/кг.

4.8. Влажный воздух

56. При определении состояния влажного воздуха с помощью психрометра зафиксировано, что «сухой» термометр показывает 20 °С, а «мокрый» 15 °С.

Найдите влагосодержание d , относительную влажность φ , энтальпию h , а также температуру точки росы для этого воздуха.

Ответ: $d = 9,2$ г/кг с. в.; $\varphi = 62\%$; $h = 43$ кДж/кг с. в.; $t_p = 12,6$ °С.

57. Состояние влажного воздуха при температуре 20 °С определяется с помощью гигрометра, которым измерена точка росы, равная 10 °С.

Определите относительную влажность φ , влагосодержание d и энтальпию h влажного воздуха.

Ответ: $\varphi = 52\%$; $d = 7,8$ г/кг с.в.; $h = 40$ кДж/кг с. в.

58. Начальное состояние воздуха задано параметрами: $t = 20$ °С, $d = 8$ г/кг с.в., $p = 993,3$ гПа. Воздух сжимается адиабатически до давления 6 бар и затем охлаждается.

Определите, при какой температуре начнется выделение влаги из этого воздуха. Для решения задачи воспользоваться таблицами водяного пара.

Решение. По h , d – диаграмме находим, что относительная влажность $\varphi = 54\%$. Следовательно, парциальное давление водяных паров p

$= \varphi p_s = 0,54 \cdot 0,023368 = 0,01262$ бар; здесь значение давления насыщения взято из таблиц водяного пара. Так как парциальное давление водяных паров будет увеличиваться пропорционально общему давлению влажного воздуха, то парциальное давление водяного пара при $p = 6$ бар составит:

$$p = \frac{0,01262 \cdot 6}{0,9933} = 0,0762 \text{ бар.}$$

Это давление водяного пара соответствует температуре насыщения $40,6$ °С, при которой и начинается выпадение воды из воздуха.

59. Начальное состояние влажного воздуха при атмосферном давлении задано параметрами: $t = 25$ °С, $\varphi = 70$ %. Воздух охлаждается до температуры 15 °С.

Определите, сколько влаги выпадает из каждого килограмма воздуха.

Ответ: $\Delta d = 3,4$ г/кг с. в.

60. Определите энтальпию влажного воздуха при параметрах: $p = 0,4$ МПа, $t = 70$ °С, $d = 20$ г/кгс. в.

Ответ: $h = 121$ кДж/кг.

61. Влажный воздух при начальных параметрах $p_1 = 6$ кгс/см, $t_1 = 55$ °С и $d_1 = 10$ г/кг с. в. течет в трубопроводе к потребителю, постоянно охлаждаясь по мере движения.

Определите, при какой температуре t_2 начнет выпадать вода из воздуха, если при расчете пренебречь снижением давления вследствие гидравлических сопротивлений.

Какова будет температура t_2' в начале выпадения воды, если этот воздух пройдет через дроссельный вентиль, и манометр, измеряющий давление воздуха после дросселя, покажет $p_{изб} = 2$ кгс/см² ?

Ответ: $t_2 = 44$ °С; $t_2' = 32$ °С.

4.9. Истечение и дросселирование газов и паров

62. Для охлаждения цилиндров двигателя их обдувают при помощи воздуходувки потоком воздуха, который вытекает из суживающихся сопел с выходным сечением общей площадью $f = 20$ см². Параметры воздуха перед соплом $p_0 = 1$ МПа, $t_0 = 60$ °С. Давление среды $p_2 = 0,1$ МПа.

Определите теоретическую мощность N воздуходувки, обеспечивающую требуемый расход воздуха.

Ответ: $N = 39$ кВт.

63. Определите мощность, необходимую на создание в аэродинамической трубе диаметром 12 см скорости потока, равной скорости звука при $10\text{ }^\circ\text{C}$ и давлении 0,7 МПа, считая КПД винтомоторного агрегата равным 45 %.

Ответ: $N = 408\text{ кВт}$.

64. Определите размеры минимального и выходного сечений сопла Лавалля, если давление воздуха на входе в сопло $p_0 = 0,7\text{ МПа}$, температура $t_0 = 27\text{ }^\circ\text{C}$. Наружное давление $p_2 = 0,1\text{ МПа}$. Расход воздуха $m_t = 7200\text{ кг/ч}$.

Как изменяется скорость и расход, если температура воздуха на входе в сопло станет равной $177\text{ }^\circ\text{C}$? Как нужно изменить сопло, чтобы расход оставался прежним?

Ответ: $f_{\min} = 12,24\text{ см}^2$; $f_2 = 19,70\text{ см}^2$. При $t_0 = 177\text{ }^\circ\text{C}$ скорость увеличится, а расход уменьшится до 5850 кг/ч . Чтобы сохранить его прежним, следует минимальное сечение увеличить до $f_{\min} = 15,10\text{ см}^2$.

65. Расход воздуха при истечении его из суживающегося сопла составляет 425 кг/ч . Начальное давление $p_0 = 1,0\text{ МПа}$, температура $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Воздух вытекает в среду с давлением 100 кПа .

Принимая скоростной коэффициент сопла φ равным 0,93, определите площадь выходного сечения и скорость потока.

Ответ: $f = 55\text{ мм}^2$; $w_{2д} = 291\text{ м/с}$.

66. Сжатый воздух вытекает из суживающегося сопла в среду с давлением $p_2 = 0,09\text{ МПа}$. Начальное давление воздуха $p_0 = 2,5\text{ МПа}$, температура $t_0 = 27\text{ }^\circ\text{C}$. расход воздуха составляет $0,5\text{ кг/с}$, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,9$.

Определите площадь выходного сечения и скорость истечения.

Ответ: $f = 97\text{ мм}^2$; $w_{2д} = 283\text{ м/с}$.

67. Определите скорость струи пара на выходе из сопла Лавалля и потерю кинетической энергии вследствие трения, если состояние пара на входе в сопло определяется давлением $p_1 = 6,0\text{ МПа}$ и температурой $t_1 = 450\text{ }^\circ\text{C}$; давление на выходе из сопла $p_2 = 1,2\text{ МПа}$, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$, начальная скорость $w_1 = 200\text{ м/с}$.

Ответ: $w_2 = 880\text{ м/с}$; $\Delta h_{\text{тр}} = 51,5\text{ кДж/кг}$.

68. Определите эксергию потока водяного пара при $p = 10,0\text{ МПа}$ и $t = 500\text{ }^\circ\text{C}$, если температура среды $t_{\text{oc}} = 20\text{ }^\circ\text{C}$, а $p_{\text{oc}} = 0,1\text{ МПа}$.

Ответ: $ex = 1438\text{ кДж/кг}$.

69. Водяной пар расширяется изоэнтропно в потоке при $t_1 = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ от $p_1 = 8,0 \text{ МПа}$ до $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$, причем техническая работа, произведенная в процессе, отводится потребителю. Определите уменьшение эксергии 1 кг пара.

Ответ: $\Delta ex = ex_1 - ex_2 = 1449 \text{ кДж/кг}$.

4.10. Компрессоры и циклы двигателей внутреннего сгорания

70. Идеальный поршневой компрессор сжимает $450 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха с температурой $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ от $p_1 = 0,10 \text{ МПа}$ и до $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$.

Определите мощность, затрачиваемую на привод компрессора, если сжатие происходит адиабатно, и температуру газа на выходе из компрессора.

Ответ: $N = 28,7 \text{ кВт}$; $t_2 = 207 \text{ }^\circ\text{C}$.

71. Компрессор сжимает $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха с температурой $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ от давления $p_1 = 0,098 \text{ МПа}$ до $p_2 = 0,6 \text{ МПа}$.

Определите мощность, необходимую на привод компрессора, если сжатие происходит: 1) адиабатно; 2) политропно с показателем $n = 1,3$; 3) изотермически.

Ответ: 1) $N_{\text{ад}} = 38,9 \text{ кВт}$; 2) $N_{\text{пол}} = 36,8 \text{ кВт}$; 3) $N_{\text{изот}} = 29,6 \text{ кВт}$.

72. Двухступенчатый компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 0,0981 \text{ МПа}$ до давления $p_2 = 5,88 \text{ МПа}$. Сжатие политропическое с показателем $n = 1,25$.

Начальная температура воздуха $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, производительность компрессора $500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определите расход воды на охлаждение цилиндров и промежуточного холодильника, если ее температура возрастает от 10 до $30 \text{ }^\circ\text{C}$, а также мощность двигателя на привод компрессора, если $\eta_k = 0,65$. Компрессор без вредного объема.

Ответ: $m_t = 1921 \text{ кг/ч}$; $N = 106,1 \text{ кВт}$.

73. В двухступенчатом компрессоре без вредного объема воздух адиабатически сжимается от $0,098$ до $4,9 \text{ МПа}$.

Определите производительность компрессора, если мощность его двигателя 60 кВт , КПД компрессора $\eta_k = 0,65$. Начальная температура воздуха $27 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ: $V_t = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$.

74. В изотермическом компрессоре воздух сжимается от 0,098 до 0,981 МПа. Как изменится мощность двигателя для привода компрессора, если сжатие будет производиться изотермически до 98,1 МПа.

Ответ: в 3 раза.

75. Определите объемную часовую производительность компрессора, сжимающего воздух от $p_1 = 0,098$ МПа и $t_1 = 15$ °С до $p_2 = 0,784$ МПа. Сжатие изотермическое, мощность двигателя 40 кВт.

Ответ: $V_\tau = 85,4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

76. Турбокомпрессор адиабатно сжимает $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха от $p_1 = 0,1$ МПа и $t_1 = 20$ °С до $p_2 = 0,4$ МПа. Адиабатный КПД компрессора $\eta_{\text{ад}} = 0,85$. Определите конечную температуру сжатия и мощность турбокомпрессора.

Ответ: $T_2 = 461,8 \text{ К}$; $N = 27,7 \text{ кВт}$.

77. Компрессор сжимает кислород от $p_1 = 0,098$ МПа и $t_1 = 17$ °С до давления 0,4 МПа. Производительность компрессора равна $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ сжатого газа. Определите необходимую мощность двигателя, если адиабатный КПД установки $\eta_{\text{ад}} = 0,83$.

Ответ: $N = 31 \text{ кВт}$.

78. Определите экономию в работе, полученную за счет перехода от одноступенчатого к двухступенчатому адиабатному сжатию воздуха в поршневом компрессоре без вредного объема.

Начальное давление $p_1 = 0,098$ МПа, температура $t_1 = 17$ °С. Конечное давление $p_2 = 0,981$ МПа.

Ответ: $100 \frac{l_1 - l_2}{l_1} = 16,5 \%$.

79. Определите предельное давление (в долях от начального), при котором производительность одноступенчатого компрессора, сжимающего воздух, становится равной нулю. Объем вредного пространства составляет 2, 4 и 6 % части объема цилиндра, соответствующей ходу поршня. Сжатие — адиабатное.

Ответ: 1) $245 p_1$; 2) $95,6 p_1$; 3) $55,7 p_1$.

80. Двигатель работает по циклу с подводом теплоты в процессе $v = \text{const}$. Начальная температура рабочего тела, обладающего свойствами воздуха, $t_1 = 20$ °С. Степень сжатия $\varepsilon = 4,6$.

При сгорании топлива выделяется энергия в количестве 900 кДж/кг. Определите термический КПД цикла, учитывая зависимость теплоемкости от температуры.

Ответ: $\eta_t = 0,405$.

81. Мощность четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты в процессе $p = \text{const}$ составляет 14,7 кВт. Диаметр цилиндра $d = 240$ мм, ход поршня $h = 340$ мм; частота вращения $n = 200$ об/мин.

Определите среднее индикаторное давление.

Ответ: $p_i = 0,573$ МПа.

82. Для цикла с подводом теплоты в процессе $p = \text{const}$ определите полезную работу, Отнесенную к 1 кг рабочего тела, и термический коэффициент полезного действия, если $p_1 = 0,098$ МПа; $t_1 = 50$ °С; $\varepsilon = 14$; $k = 1,4$; степень предварительного расширения $\rho = 1,67$.

Ответ: $l = 380$ кДж/кг; $\eta_t = 0,71$.

4.11. Циклы газотурбинных установок и реактивных двигателей

83. Рассчитайте термический КПД простейшей газотурбинной установки, работающей по циклу с подводом теплоты при $p = \text{const}$ и при следующих степенях повышения давления: 1) $\beta_1 = 5$; 2) $\beta_2 = 10$; 3) $\beta_3 = 20$.

Считайте, что рабочее тело обладает свойствами воздуха. Показатель адиабаты принять равным $k = 1,4$.

Ответ: $\eta_{t,1} = 0,369$; $\eta_{t,2} = 0,482$; $\eta_{t,3} = 0,575$.

84. Газотурбинная установка (ГТУ) работает по циклу с подводом теплоты при $p = \text{const}$. Степень повышения давления $\beta = 12$.

Рассчитайте термический КПД ГТУ для двух случаев: 1) рабочим телом является воздух; 2) рабочим телом является гелий.

Ответ: 1) $\eta_t = 0,508$; 2) $\eta_t = 0,630$.

85. Компрессор газотурбинной установки сжимает воздух с начальными параметрами $p_1 = 0,1$ МПа и $t_1 = 5$ °С до давления $p_2 = 0,8$ МПа. Внутренний относительный КПД компрессора равен 0,84.

Определите температуру воздуха на выходе из компрессора, а также мощность привода компрессора N_k , если известно, что компрессор должен подавать $1 \cdot 10^5$ кг/ч воздуха.

Ответ: $t_2 = 274$ °С; $N_k = 1,5$ МВт.

86. В турбину газотурбинной установки входит гелий с параметрами $p_3 = 1,0$ МПа; $t_3 = 700$ °С. Внутренний относительный КПД турбины равен 0,86, давление за турбиной $p_4 = 0,1$ МПа.

Определите температуру гелия на выходе из турбины. Рассчитайте также массовый часовой расход гелия, если действительная мощность турбины $N_T = 40$ МВт.

Ответ: $t = 196$ °С; $m_\tau = 55,1 \cdot 10^3$ кг/ч.

4.12. Циклы паротурбинных установок

87. Рассчитайте цикл Карно, который осуществляется насыщенным водяным паром. Сухой насыщенный пар при давлении $p_1 = 2$ МПа поступает в цилиндр паровой машины, где изоэнтропно расширяется до 0,1 МПа, после чего поступает в теплообменник (рис. 4.1). Там влажный пар частично конденсируется до тех пор, пока его энтропия не становится равной энтропии жидкости в состоянии насыщения при $p_x = 2$ МПа. Пароводяная смесь изоэнтропно сжимается компрессором до $p_4 = p_1$, и кипящая вода подается в котел, где она превращается снова в сухой насыщенный пар.

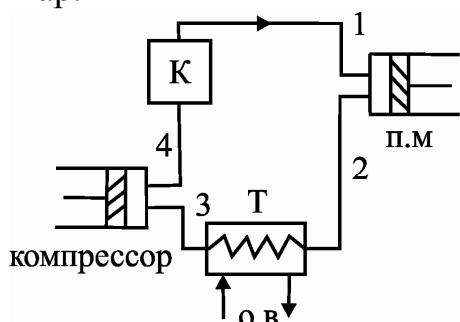


Рис. 4.1

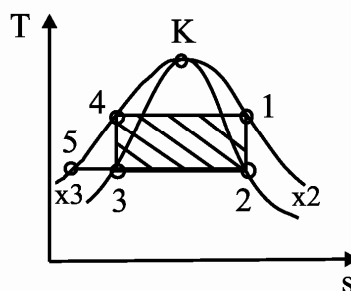


Рис. 4.2

Определите параметры во всех точках цикла (рис. 4.2), термический КПД цикла, работу цикла, теплоту q_1 подведенную в цикле, и q_2 , отведенную к нижнему источнику.

Ответ: $\eta_t = 0,232$; $l_{\text{ц}}^{\text{обп}} = 439$ кДж/кг; $q_1 = 1890$ кДж/кг; $q_2 = 1451$ кДж/кг.

88. Паротурбинная установка (рис. 4.3) работает по циклу Ренкина (рис. 4.4) при следующих параметрах пара: перед турбиной $p_1 = 9$ МПа и $t_1 = 535$ °С, давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Определите работу турбины и питательного насоса, а также термический КПД цикла с учетом и без учета работы насоса и относительную разность этих КПД.

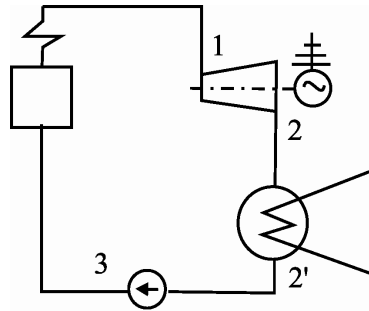


Рис. 4.3

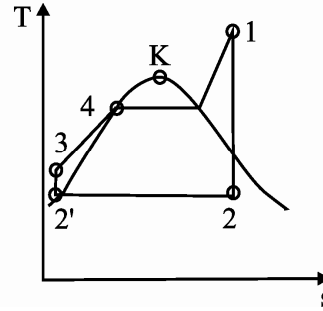


Рис. 4.4

Ответ: $l_T = 1435$ кДж/кг; $l_{\text{нас}} = 9,2$ кДж/кг; $\eta_i = 0,427$; без учета работы насоса $\eta_i = 0,428$; $\Delta\eta/\eta_i = 0,4$ %. Следует отметить, что в действительности насос затрачивает несколько большую работу, так как сжимает воду до давления, превосходящего давление пара в котле.

89. Паротурбинная установка работает по циклу Ренкина (рис. 4.3) с начальными параметрами $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = 530$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа.

Определите термический КПД цикла Ренкина и сравните его с термическим КПД цикла Карно в том же интервале температур.

Ответ: $\eta_{t,p} = 0,429$; $\eta_{t,k} = 0,624$.

90. Определите суточную экономию топлива, получающуюся в результате замены турбинной установки, работающей при параметрах пара $p_1 = 3,5$ МПа и $t_1 = 450$ °С на установку с начальными параметрами пара $p_1 = 30$ МПа и $t_1 = 650$ °С.

Давление в конденсаторах одинаковое, $p_2 = 40$ гПа, мощность установки $N = 50$ МВт, теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^p = 30$ МДж/кг, а КПД парогенераторов $\eta_{\text{пг}} = 0,80$ в старой и $0,90$ в новой установке. Потери во всех остальных частях (кроме парогенератора) пренебречь.

Ответ: 135 т/сут.

91. Паровая турбина мощностью 25 МВт работает при начальных параметрах $p_1 = 10,0$ МПа и $t_1 = 510$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^p = 30$ МДж/кг.

Определите мощность парогенератора и часовой расход топлива, если $\eta_{\text{пг}} = 0,85$, а температура питательной воды $t_{\text{нв}} = 90$ °С.

Ответ: $N_{\text{пг}} = 54,2$ МВт; $B = 7656$ кг/ч.

92. Отработавший в части высокого давления (ч. в. д.) турбины пар давлением $p_1=1,5$ МПа направляется в промежуточный перегреватель.

До какой температуры нужно перегреть пар в промежуточном пароперегревателе, чтобы при дальнейшем изоэнтропном расширении в ч. н. д. пар при конечном давлении $p_2=40$ гПа имел бы сухость $x=0,90\%$?

Ответ: до $t=536$ °С.

93. Воздушная холодильная машина производит лед при температуре -3 °С из воды с температурой 10 °С. Всасываемый в компрессор воздух имеет температуру $t_1 = -10$ °С, давление $p_1=0,098$ МПа и сжимается до давления $p_2 = 0,4$ МПа. Затем воздух поступает в холодильник и там охлаждается до $t_3 = 20$ °С. Расход воздуха равен 1000 м³/ч при нормальных условиях. Определите холодильный коэффициент ε , мощность, потребную для привода компрессора.

Ответ: $\varepsilon = 2,02$; $N = 11,95$ кВт.

4.13. Расчет стационарной теплопроводности и теплопередачи

94. Вычислить плотность теплового потока через плоскую однородную стенку, толщина которой значительно меньше ширины и высоты, если стенка выполнена из: а) стали ($\lambda = 40$ Вт/(м·°С)); б) бетона ($\lambda = 1,1$ Вт/(м·°С)); в) диатомитового кирпича ($\lambda = 0,11$ Вт/(м·°С)). Во всех вариантах толщина стенки 50 мм. Температуры на поверхностях стенки поддерживаются постоянными: $t_{c1} = 100$ °С и $t_{c2} = 90$ °С.

Ответ: а) $q = 8000$ Вт/м²; б) $q = 220$ Вт/м²; в) $q = 22$ Вт/м².

95. Определить потерю теплоты Q , Вт, через стенку из красного кирпича длиной $l = 5$ м, высотой $h = 4$ м и толщиной $\delta = 0,250$ м, если температуры на поверхностях стенки поддерживаются $t_{c1}=110$ °С и $t_{c2}=40$ °С. Теплопроводность красного кирпича $\lambda = 0,70$ Вт/(м·°С).

Ответ: $Q = 3920$ Вт.

96. Через кирпичную стену передается теплота. Известны постоянные температуры на поверхностях стены $t_1 = 20$ °С и $t_2 = -10$ °С, коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda = 0,14$ Вт/(м·°С), толщина стены $\delta = 40$ см, площадь изотермической поверхности $F = 15$ м². Рассчитать: плотность теплового потока q , теплоту, переданную через стену за сутки Q .

Ответ: $q=0,105$ Вт/м², $Q=136,08$ кДж.

97. Стены сушильной камеры выполнены из слоя красного кирпича толщиной $\delta = 250$ мм и слоя строительного войлока. Температуры на внешней поверхности кирпичного слоя $t_{c1} = 110$ °С и на внешней поверхности войлочного слоя $t_{c3} = 25$ °С. Коэффициенты теплопроводности красного кирпича $\lambda_1 = 0,7$ Вт/(м·°С) и строительного войлока $\lambda_2 = 0,0465$ Вт/(м·°С). Вычислить температуру в плоскости соприкосновения слоев и толщину войлочного слоя при условии, чтобы тепловые потери через 1 м² стенки камеры не превышали $q = 110$ Вт/м².

Ответ: $t_{c2} = 70,7$ °С, $\delta \approx 19$ мм.

98. Стальной трубопровод с диаметрами $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 110$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К) покрыт изоляцией в два слоя одинаковой толщины $\delta_2 = \delta_3 = 50$ мм. Температура внутренней поверхности трубы $t_{c1} = 250$ °С и наружной поверхности изоляции $t_{c4} = 50$ °С. Определить потери тепла через изоляцию с 1 м трубопровода и температуру на границе соприкосновения слоев изоляции, если первый слой изоляции, накладываемый на поверхность трубы, выполнен из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2 = 0,06$ Вт/(м·°С), а второй слой – из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3 = 0,12$ Вт/(м·К).

Ответ: $q_l = 89,5$ Вт/м; $t_{c3} = 97$ °С.

99. Паропровод с диаметрами $d_1 = 150$ мм и $d_2 = 160$ мм покрыт слоем тепловой изоляции толщиной $\delta_{из} = 100$ мм, коэффициенты теплопроводности стенки трубы $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К) и изоляции $\lambda_2 = 0,08$ Вт/(м·К). Температура на внутренней поверхности паропровода $t_{c1} = 400$ °С и на наружной поверхности изоляции $t_{c3} = 50$ °С. Найти тепловые потери с 1 м паропровода и температуру на границе соприкосновения паропровода и изоляции.

Ответ: $q_l = 216$ Вт/м; $t_{c2} \approx 400$ °С.

100. Теплота передается через плоскую стальную стенку с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c = 50$ Вт/м·К от дымовых газов к кипящей воде. Толщина стенки $\delta_c = 12$ мм, температура дымовых газов $t_{ж1} = 1000$ °С, температура воды $t_{ж2} = 200$ °С, коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 100$ Вт/м²·К и от стенки к воде $\alpha_2 = 5000$ Вт/м²·К. Определить плотность теплового потока, передаваемого через стенку q , температуры на поверхностях стенки со стороны газов t_1 и со стороны воды t_2 .

Ответ: $q = 76500$ Вт/м², $t_{c1} = 235$ °С, $t_{c2} = 215$ °С.

101. Найти поверхность нагрева секционного водо-водяного подогревателя производительностью $Q = 1500$ кВт при условии, что средняя температура греющей воды $t_{ж1} = 115$ °С, а средняя температура нагреваемой воды $t_{ж2} = 77$ °С. Поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром $d_1 = 14$ мм и $d_2 = 16$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c = 120$ Вт/(м·К). На внутренней поверхности трубок имеется слой накипи $\delta_n = 0,2$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_n = 2$ Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи со стороны греющей воды к трубе $\alpha_1 = 10000$ Вт/(м²·К) и от трубы к нагреваемой воде трубы $\alpha_2 = 4000$ Вт/(м²·К). Так как отношение диаметров $d_2/d_1 < 1,8$, то расчет произвести по формуле для плоской стенки.

Ответ: $F = 18,1$ м².

102. Теплота передается через стенку стальной трубы толщиной $\delta_c = 3$ мм ($\lambda_c = 50$ Вт/м·К) от дымовых газов к кипящей воде. Известны внутренний диаметр трубы $d_1 = 0,05$ м, температура дымовых газов $t_{ж1} = 1200$ °С, температура кипящей воды $t_{ж2} = 180$ °С, коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к наружной поверхности трубы $\alpha_1 = 70$ Вт/м²·К, коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к воде $\alpha_2 = 4000$ Вт/м²·К. Рассчитать линейную плотность теплового потока q_l , температуры на внутренней поверхности трубы t_1 и на наружной поверхности t_2 .

4.14. Расчет теплоотдачи при естественной конвекции жидкости

103. Рассчитать коэффициент теплоотдачи от нагретой вертикальной поверхности высотой $l = 3$ м с температурой $t_c = 60$ °С в окружающую среду (к спокойному воздуху) с $t_{ж} = 20$ °С.

Решение задачи сводится к расчету среднего коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции воздуха около вертикальной поверхности.

Из таблицы физических свойств сухого воздуха выбирают необходимые для расчета величины при $t_{ж} = 20$ °С $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К), $Pr_{ж} = 0,703$, при $t_c = 60$ °С $Pr_c = 0,696$:

$$(Gr_{жl} \cdot Pr_{ж}) = \frac{g\beta(t_c - t_{ж})l^3}{\nu^2} \cdot Pr_{ж} = \frac{9,8 \cdot (60 - 20) \cdot 3^3}{293 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 1,12 \cdot 10^{11}.$$

Так как $(Gr_{жl} \cdot Pr_{ж}) > 6 \cdot 10^{10}$, средний коэффициент теплоотдачи α рассчитывается по формуле

$$\text{Nu}_{\text{ж}l} = 0,15(\text{Gr}_{\text{ж}l} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{1/3} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}}\right)^{0,25} = 0,15 \cdot (1,12 \cdot 10^{11})^{1/3} \cdot \left(\frac{0,703}{0,696}\right)^{0,25} = 724,9,$$

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l} = \frac{724,9 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{3} = 6,26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

104. Горячий горизонтальный трубопровод находится на открытом воздухе. Рассчитать линейную плотность теплового потока q_l , Вт/м, передаваемого с поверхности трубы к спокойному воздуху. Учесть теплоотдачу излучением. Степень черноты поверхности принять $\varepsilon_{\text{с}} = 0,95$. Наружный диаметр трубы $d = 160$ мм, температура наружной поверхности $t_{\text{с}} = 80$ °С и температура воздуха $t_{\text{ж}} = 20$ °С.

105. Электропроводящая шина прямоугольного сечения 100×3 мм, расположенная на ребре, охлаждается свободным потоком воздуха с температурой 25 °С. В условиях длительной нагрузки температура шины не должна превышать 70 °С. Вычислить коэффициент теплоотдачи α на поверхности шины и допустимую силу тока в шине для указанных условий. Удельное электросопротивление материала шины $\rho = 0,13$ Ом \cdot мм²/м.

Ответ: $\alpha = 9,84$ Вт/м²·К; $I = 450$ А.

106. Рассчитать тепловой поток Q , передаваемый от нагретой вертикальной трубы к спокойному окружающему воздуху с температурой $t_{\text{ж}} = 10$ °С. Наружный диаметр трубы $d = 160$ мм, температура поверхности трубы $t_{\text{с}} = 90$ °С. Длина трубы $l = 0,3$ м. Учесть теплоотдачу излучением от наружной поверхности трубы. Степень черноты поверхности принять $\varepsilon_{\text{с}} = 0,95$.

107. В контуре для изучения гидродинамики и теплоотдачи жидкометаллических теплоносителей металл в заборном баке нагревается при помощи горизонтального электрического нагревателя, имеющего форму цилиндра диаметром 50 мм. Вычислить коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя к металлу для случая, когда контур заполнен натрием с температурой $t_{\text{ж}} = 200$ °С, а температура поверхности нагревателя $t_{\text{с}} = 400$ °С.

Ответ: $\alpha = 15750$ Вт/м²·С.

4.15. Теплоотдача при вынужденной конвекции

108. Тонкая пластина длиной $l = 2$ м и шириной $a = 1,5$ м обтекается холодным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего

потока равны, соответственно $w_0 = 3$ м/с; $t_0 = 20$ °С. Температура поверхности пластины $t_c = 60$ °С. Определить средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи и количество теплоты, отдаваемое пластиной воздуху.

Ответ: $\alpha = 4,87$ Вт/(м²·°С); $Q = 2050$ Вт.

109. Труба длиной $l = 3$ м наружным диаметром $d = 38$ мм, с температурой на наружной поверхности $t_c = 60$ °С омывается продольным потоком воздуха со средней температурой $\bar{t}_{ж} = 10$ °С и скоростью $w_0 = 15$ м/с. Рассчитать конвективную теплоотдачу Q между наружной поверхностью трубы и теплоносителем.

110. Плоская пластина длиной $l = 1$ м обтекается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока воздуха $w_0 = 80$ м/с и $t_0 = 10$ °С. Перед пластиной установлена турбулизирующая решетка, вследствие чего движение в пограничном слое на всей длине пластины турбулентное.

Вычислить среднее значение коэффициента теплоотдачи с поверхности пластины и значение местного коэффициента теплоотдачи на задней кромке. Вычислить также толщину гидродинамического пограничного слоя на задней кромке пластины.

Ответ: $\alpha = 202$ Вт/(м²·°С); $\alpha_{x=l} = 157,5$ Вт/(м²·°С); $\delta_T = 0,0165$ м.

111. Труба длиной $l = 2$ м наружным диаметром $d = 36$ мм, с температурой на наружной поверхности $t_c = 60$ °С омывается поперечным потоком масла МК со средней температурой $\bar{t}_{ж} = 30$ °С и скоростью $w_0 = 0,5$ м/с. Рассчитать конвективную теплоотдачу Q между наружной поверхностью трубы и теплоносителем.

112. По трубе с внутренним диаметром $d = 36$ мм длиной $l = 5$ м со скоростью $w = 0,5$ м/с течет вода, имеющая среднюю температуру $\bar{t}_{ж} = 70$ °С. Температура внутренней поверхности трубы $t_c = 75$ °С. Рассчитать конвективную теплоотдачу Q между внутренней поверхностью трубы и водой.

113. Вычислить средний коэффициент теплоотдачи при течении трансформаторного масла в трубе диаметром $d = 8$ мм и длиной $l = 1$ м, если средняя по длине трубы температура масла $t_{ж} = 80$ °С, средняя температура стенки трубы $t_c = 20$ °С и скорость масла $w = 0,6$ м/с.

Ответ: $\alpha = 138$ Вт/(м²·°С).

4.16. Расчет теплоотдачи при фазовых превращениях

114. На поверхности вертикальной трубы высотой $H = 3$ м происходит пленочная конденсация сухого насыщенного пара. Давление пара $p = 2,5 \cdot 10^5$ Па. Температура поверхности трубы $t_c = 123^\circ\text{C}$. Определить толщину пленки конденсата δ_x и значение местного коэффициента теплоотдачи α_x в зависимости от расстояния x от верхнего конца трубы. Расчет произвести для расстояний x , равных 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 2,0 и 3,0 м.

Построить график изменений δ_x и α_x по высоте трубы. При расчете считать режим течения пленки конденсата ламинарным по всей высоте трубы. Расчет выполнить по приближенным формулам Нуссельта.

115. Сухой насыщенный пар с давлением $p = 0,0424$ бар конденсируется на наружной поверхности вертикальной трубы. Температура поверхности $t_c = 20^\circ\text{C}$, длина трубы $l = 2$ м, диаметр трубы $d = 20$ мм. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}$) и количество конденсата, стекающего с трубы за 1 час (G , кг/ч).

116. Сухой насыщенный пар, движущийся со скоростью $w_{\text{п}} = 10$ м/с, конденсируется на наружной поверхности горизонтальной трубы. Температура наружной поверхности трубы $t_c = 40^\circ\text{C}$, длина ее $l = 3$ м, диаметр $d = 26$ мм, давление пара $p = 0,123$ бар. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}$) и количество пара, конденсирующееся на поверхности трубы за 1 час (G , кг/ч).

117. Кипящая вода движется по трубе со скоростью $w = 0,5$ м/с. Температура внутренней поверхности трубы $t_c = 130^\circ\text{C}$, давление $p = 1,985$ бар, скорость воды $w = 0,5$ м/с, внутренний диаметр трубы $d = 32$ мм. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}$) от поверхности трубы к кипящей воде.

4.17. Теплообмен излучением

118. Определить плотность солнечного лучистого потока, падающего на плоскость, нормальную к лучам Солнца и расположенную за пределами атмосферы Земли. Известно, что излучение Солнца близко к излучению абсолютно черного тела с температурой $t_0 = 57000^\circ\text{C}$. Диаметр Солнца $D = 1,391 \cdot 10^6$ км, расстояние от Земли до Солнца $l = 149,5 \cdot 10^6$ км.

Ответ: $E_{\text{пад}} = 1550$ Вт/м².

119. Рассчитать плотность потока излучения (q , Вт/м²) между двумя плоскими параллельными поверхностями с температурами $t_1=150^\circ\text{C}$ и $t_2=57^\circ\text{C}$, степенями черноты $\varepsilon_1=0,4$ и $\varepsilon_2=0,8$. Расстояние между поверхностями мало по сравнению с их размерами.

Как изменится плотность лучистого теплового потока (q , Вт/м²), если между двумя поверхностями установить экран со степенью черноты $\varepsilon_3=0,1$?

120. Нагревательную печь с целью уменьшения тепловых потерь скружили стальным экраном. Размеры печи велики по сравнению с расстоянием между ее наружной поверхностью и экраном. В результате измерений было получено, что температура наружной поверхности кладки печи равна 107°C , а температура стального экрана 57°C . Найти плотность результирующего лучистого потока от поверхности кладки к экрану, приняв степень черноты кладки и экрана равными соответственно $0,85$ и $0,75$.

Ответ: $q_{\text{л}} = 342 \text{ Вт/м}^2$.

121. Рассчитать теплообмен излучением между дымовыми газами и внутренней поверхностью дымовой трубы для 1 м длины трубы (q , Вт/м). Степень черноты поверхности трубы $\varepsilon_c = 0,95$. Дымовые газы содержат 11% водяных паров (H_2O) и 13% углекислого газа (CO_2) по объему. Общее давление газов $p_0 = 1 \text{ ат}$. Средняя температура газов $\bar{t}_g = 600^\circ\text{C}$, внутренний диаметр трубы $d = 800 \text{ мм}$, температура внутренней поверхности трубы ($t_c = 300^\circ\text{C}$).

4.18. Расчет теплопередачи со сложным теплообменом на поверхностях

122. Рассчитать теплотери (Q , Вт/м) через стенку горячей горизонтальной трубы в окружающую среду (к спокойному воздуху).

Диаметр трубы $d_2/d_1=150/140 \text{ мм}$, коэффициент теплопроводности стали $\lambda_c = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, температура на внутренней поверхности трубы $t_1 = 90^\circ\text{C}$, степень черноты наружной поверхности трубы $\varepsilon_c = 0,9$, температура воздуха $t_{\text{ж}} = 10^\circ\text{C}$.

123. Рассчитать теплотери (Q , Вт/м) из помещения в окружающую среду через оконный проем с двойным стеклом (рис. 4.5).

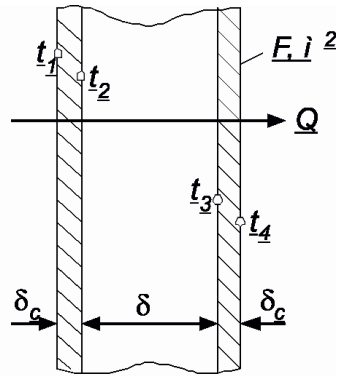


Рис. 4.5

Температуры на поверхностях стекла: $t_1 = 10^\circ\text{C}$, $t_4 = -20^\circ\text{C}$; толщина стекла $\delta_c = 3\text{мм}$, ширина воздушного зазора между стеклами $\delta = 15\text{ см}$. Площадь поверхности оконного проема $F = 2 \times 1,5\text{м}^2$. Степень черноты стекла $\varepsilon_c = 0,937$, его коэффициент теплопроводности $\lambda_c = 0,74\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

124. Рассчитать тепловой поток Q , передаваемый в окружающую среду от плоской круглой горизонтальной крышки нагревательного прибора. Диаметр крышки $d = 0,5\text{ м}$. Учесть теплоотдачу излучением от поверхности крышки, степень черноты принять $\varepsilon_c = 0,9$. Температура поверхности крышки $t_c = 60^\circ\text{C}$, температура воздуха $t_{\text{ж}} = 60^\circ\text{C}$.

125. Через плоскую прослойку теплоносителя (воздуха) передается теплота от поверхности с температурой $t_1 = 100^\circ\text{C}$ к поверхности с температурой $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Толщина прослойки $\delta = 100\text{мм}$.

Рассчитать плотность теплового потока q . Учесть лучистый теплообмен между поверхностями, приняв, что расстояние между ними мало по сравнению с их размерами. Степени черноты поверхностей $\varepsilon_1 = 0,85$, $\varepsilon_2 = 0,55$.

126. Труба горячего воздуховода наружным диаметром $d_1 = 160\text{мм}$ для уменьшения теплопотерь помещена в цилиндрический кожух внутренним диаметром $d_2 = 200\text{ мм}$. Между трубой и кожухом находится спокойный воздух. Температура наружной поверхности воздуховода $t_1 = 90^\circ\text{C}$, температура внутренней поверхности кожуха $t_2 = 30^\circ\text{C}$.

Рассчитать теплопотери через цилиндрическую прослойку воздуха для 1 м длины воздуховода q_l . Учесть теплообмен излучением между поверхностями воздуховода и кожуха, приняв степени черноты $\varepsilon_1 = 0,94$, $\varepsilon_2 = 0,532$.

4.19. Физические свойства жидкостей

127. Сосуд заполнен водой, занимающей объём $V_1 = 2 \text{ м}^3$. На сколько уменьшится и чему будет равен этот объём при увеличении давления на величину $\Delta p = 200 \text{ кгс/см}^2$?

Ответ: $\Delta V = 0,019 \text{ м}^3$, $V = 1,981 \text{ м}^3$.

128. Определить плотность воды при температуре $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ в физической системе единиц.

Ответ: $\rho = 0,958 \text{ г/см}^3$.

129. Удельный вес бензина $\gamma = 7063 \text{ Н/м}^3$. Определить его плотность.

Решение. $\gamma = \rho \cdot g$; $\rho = \frac{\gamma}{g}$; $\rho = 7063 / 9,81 = 720 \text{ кг/м}^3$.

130. Плотность дизельного мазута $\rho = 878 \text{ кг/м}^3$. Определить его удельный вес.

Ответ: $\gamma = 8613 \text{ Н/м}^3$.

131. Определить объемный вес воздуха при избыточном давлении $p = 500 \text{ кгс/м}^2$ и температуре $t = 200 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение.

Находим абсолютное давление воздуха.

$$P_{\text{абс}} = 10000 \text{ кгс/м}^2 + 500 \text{ кгс/м}^2 = 10500 \text{ кгс/м}^2.$$

Определяем абсолютную температуру воздуха

$$T = 273 + 200 = 473 \text{ К}$$

Находим объемный вес воздуха из уравнения состояния

$$\gamma = \frac{P_{\text{абс}}}{RT} = \frac{10500}{29,27 \cdot 473} = 0,756 \text{ кгс/м}^2.$$

132. Для периодического аккумулирования прироста воды, получающегося при измерении температуры, в системах центрального водяного отопления устраивают расширительные резервуары, которые присоединяются к системе в верхней ее точке и сообщаются с атмосферой. Определить наименьший объем расширительного резервуара, чтобы он полностью не опорожнялся. Допустимое колебание температуры воды во время перерывов в топке $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Объем воды в системе $W = 0,55 \text{ м}^3$. Коэффициент температурного расширения воды $\beta_t = 0,0006 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ (при $t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$).

Решение.

Наименьшая вместимость расширительного резервуара должна быть равна изменению объема воды при колебании ее температуры на 25 °С. Изменение объема воды находим по формуле: $\beta_t = \frac{\Delta W}{W \cdot \Delta t}$,

$$\Delta W = \beta_t W \cdot \Delta t = 0,0006 \cdot 0,55 \cdot 25 = 0,0083 \text{ м}^3 = 8,3 \text{ л.}$$

133. В отопительный котел поступает $W=50 \text{ м}^3$ воды при температуре $t_1=70^\circ\text{С}$. Сколько кубометров воды W_1 будет выходить из котла, если нагрев производится до температуры $t_2=90^\circ\text{С}$, а коэффициент температурного расширения воды составляет $\beta_t = 0,00064 \text{ }^\circ\text{С}^{-1}$.

Решение. $\Delta W = \beta_t \cdot W \cdot \Delta t = 0,00064 \cdot 50 \cdot 20 = 0,64 \text{ м}^3$

$$W_1 = W + \Delta W = 50,64 \text{ м}^3.$$

4.20. Гидростатическое давление

134. Определить полное гидростатическое и манометрическое давление на дне сосуда, наполненного водой. Сосуд сверху открыт, давление на свободной поверхности атмосферное. Глубина воды в сосуде $h=1,2 \text{ м}$.

Ответ: $p=109,87 \text{ кПа}$, $p_m=11,772 \text{ кПа}$.

135. Определить полное гидростатическое давление и вакуум в точке, расположенной на глубине $h = 0,5 \text{ м}$ в сосуде, заполненном нефтью ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$). Давление на свободной поверхности жидкости $p_0 = 0,9 \text{ кгс/см}^2$.

Ответ: $p = 92,214 \text{ кПа}$

136. Определить полное гидростатическое давление на дно сосуда, наполненного водой. Сосуд сверху открыт, давление на свободной поверхности атмосферное. Глубина воды в сосуде $h = 0,60 \text{ м}$.

Расчет выполнить: 1) в системе МКГСС, 2) в международной системе единиц (СИ), 3) во внесистемных механических единицах.

Ответ: 1) $p=10600 \text{ кГ/см}^2$, 2) $p=103986 \text{ Н/м}^2$, 3) $p=1,06 \text{ ата}$.

137. Определить абсолютное и избыточное гидростатическое давление в точке A (рис. 4.6), расположенной в воде на глубине $h_A = 2,5 \text{ м}$, и пьезометрическую высоту для точки A , если абсолютное гидростатическое давление на поверхности $p_0 = 147,2 \text{ кПа}$.

Решение:

Согласно основного уравнения гидростатики абсолютное гидростатическое давление в точке A равно: $p_{\text{абс}} = p_0 + \rho g h_A$.

Избыточное давление в точке A равно:

$$\rho g h_{\text{рт}} = p_0 + \rho g h_A - p_{\text{атм}} = 147,2 + 1 \cdot 9,81 \cdot 2,5 - 98,1 = 73,6 \text{ кН/м}^2$$

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}} = 171,7 - 98,1 = 73,6 \text{ кПа}$$

Пьезометрическая высота для точки A равна:

$$h = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} = \frac{73,6 \text{ кН/м}^2}{1 \text{ т/м}^3 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2} = 7,5 \text{ м}$$

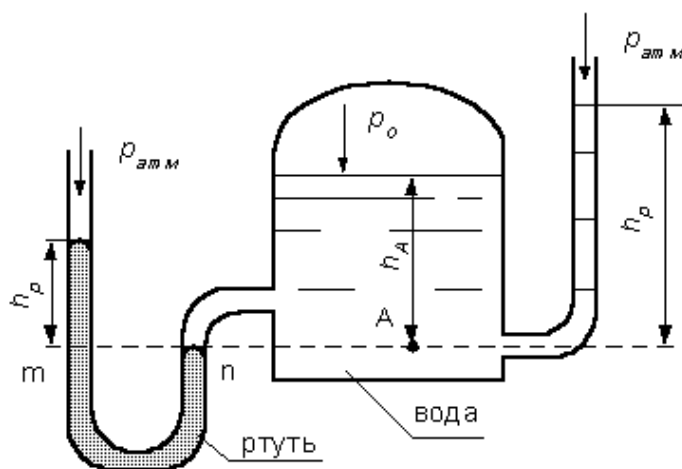


Рис. 4.6

По поверхности раздела $m - n$ ртути и воды давления со стороны резервуара и открытого конца манометра будут одинаковы:

$$p_0 + \rho g h_A = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}}$$

Избыточное давление в точке A уравновешивается весом столба ртути высотой h_p над поверхностью раздела $m - n$:

Находим высоту ртутного столба h_p :

$$h = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho_{\text{рт}} g} = \frac{73,6 \text{ кН/м}^2}{13,6 \text{ т/м}^3 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2} = 0,55 \text{ м},$$

где $\rho_{\text{рт}} = 13,6 \text{ т/м}^3$ – плотность ртути.

138. Определить давление в резервуаре p_0 и высоту подъема уровня h_1 в трубке 1 (рис. 4.7), если показания ртутного манометра $h_2 = 0,15 \text{ м}$,

$$h_3 = 0,8 \text{ м}, \quad \rho_{\text{рт}} = 13,6 \text{ т/м}^3, \quad \rho_{\text{в}} = 1 \text{ т/м}^3.$$

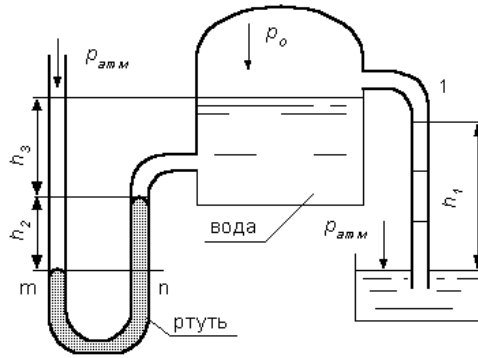


Рис. 4.7

Решение:

Запишем условия равновесия для ртутного манометра для плоскости:

а) со стороны резервуара $p = p_0 + \rho_{\text{в}}gh_3 + \rho_{\text{рт}}gh_2$

б) со стороны манометра $p = p_{\text{атм}}$,

тогда $p_{\text{атм}} = p_0 + \rho_{\text{в}}gh_3 + \rho_{\text{рт}}gh_2$.

Отсюда $p_0 = 98,1 - 1 \cdot 9,81 \cdot 0,8 - 13,6 \cdot 9,81 \cdot 0,15 =$
 $= 70,24 \text{ кН/м}^2 = 70,24 \text{ кПа}$

Таким образом, в резервуаре – вакуум, величина которого равна:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_0 = 98,1 - 70,24 = 27,86 \text{ кПа}$$

Условия равновесия трубки 1

$$p_{\text{атм}} = p_0 + \rho_{\text{в}}gh_1$$

$$h_1 = \frac{p_{\text{атм}} - p_0}{\rho_{\text{в}}g} = \frac{27,86}{1 \cdot 9,81} = 2,84 \text{ м}$$

139. Определить манометрическое давление в трубопроводе *A* (рис. 4.8), если высота столба ртути по пьезометру $h_2=25$ см. Центр трубопровода расположен на $h_1=40$ см ниже линии раздела между водой и ртутью.

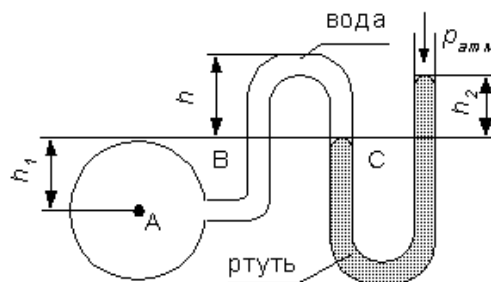


Рис. 4.8

Решение: Находим давление в точке *B*. Точка *B* расположена выше точки *A* на величину h_1 , следовательно, давление в точке *B* будет равно

$$p_{\text{B}} = p_{\text{A}} - \rho_{\text{в}}gh_1.$$

В точке С давление будет такое же, как в точке В, то есть

$$p_C = p_B = p_A - \rho_B g h_1.$$

С другой стороны давление в точке С

$$p_C = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} g h_2.$$

Приравняв оба уравнения, получаем

$$p_A - \rho_B g h_1 = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} g h_2.$$

Отсюда манометрическое давление

$$p_A - p_{\text{атм}} = p_M = \rho_{\text{рт}} g h_2 - \rho_B g h_1.$$

$$p_M = 13,6 \cdot 9,81 \cdot 0,25 - 1 \cdot 9,81 \cdot 0,4 =$$

$$= 29,43 \text{ кН/м}^2 = 29,43 \text{ кПа}.$$

140. Определить все виды гидростатического давления в баке с нефтью на глубине $H = 3$ м (рис. 4.9), если давление на свободной поверхности нефти 200 кПа. Плотность нефти $\rho_{\text{рт}} = 0,9 \text{ т/м}^3$.

Решение: 1. Абсолютное гидростатическое давление у дна

$$p = p_0 + \rho g H$$

$$p = 200 \text{ кН/м}^2 + 0,9 \text{ т/м}^3 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 \cdot 3 \text{ м} =$$

$$= 226,5 \text{ кН/м}^2 = 226,5 \text{ кПа}$$

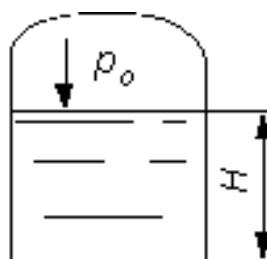


Рис. 4.9

2. Избыточное (манометрическое) давление у дна

$$p_{\text{изб(м)}} = p - p_{\text{атм}} = 226,5 - 98,1 = 128,4 \text{ кПа}.$$

3. Избыточное давление создаваемое столбом жидкости

$$p_{\text{изб}} = \rho g H = 0,9 \cdot 9,81 \cdot 3 = 26,5 \text{ кПа}.$$

4. Избыточное давление на свободной поверхности

$$p_{\text{изб.св.п.}} = p_0 - p_{\text{атм}} = 200 - 98,1 = 101,9 \text{ кПа}.$$

141. Определить избыточное давление воды в трубе по показаниям батарейного ртутного манометра (рис. 4.10).

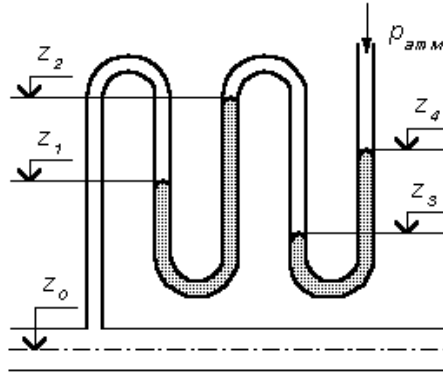


Рис. 4.10

Отметки уровней ртути от оси трубы: $z_1=1,75$ м; $z_2=3$ м; $z_3=1,5$ м; $z_4=2,5$ м. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13,6$ т / м³, плотность воды $\rho_{рт} = 1$ т / м³.

Решение: Батарейный ртутный манометр состоит из двух последовательно соединенных ртутных манометров. Давление воды в трубе уравнивается перепадами уровней ртути, а так же перепадами уровней воды в трубках манометра. Суммируя, показания манометра от открытого конца до присоединения его к трубе получим:

$$p_{изб} = 13,6 \cdot 9,81(2,5 - 1,5) - 1 \cdot 9,81(3 - 1,5) + \\ + 13,6 \cdot 9,81(3 - 1,75) + 1 \cdot 9,81 \cdot 1,75 = 0,3 \cdot 10^3 \text{ кПа} = 0,3 \text{ МПа}$$

142. В боковую стенку сосуда *A* (рис. 4.11), наполненного водой, вставлена пьезометрическая трубка *B*.

Определить абсолютное давление p на свободной поверхности жидкости в сосуде, если под действием этого давления вода в трубке поднялась на высоту $h=1,5$ м.

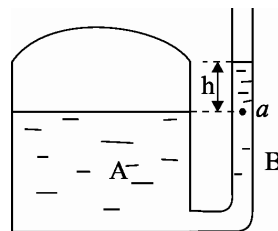


Рис. 4.11

Ответ: $p = 1,15$ ата (кГ/см²).

143. Для измерения давления в сосуде, заполненном газом, применяется ртутный вакуумметр (рис. 4.12).

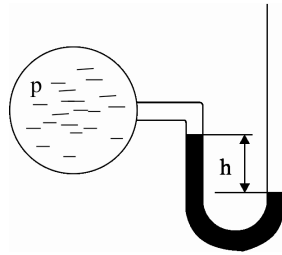


Рис. 4.12

Определить величину вакуума в месте установки вакуумметра, если высота поднятия ртути в его трубке $h = 45$ см.

Ответ: $p_{\text{вак}} = 0,61$ ата (кГ/см^2).

144. Определить манометрическое давление в трубопроводе А (рис. 4.13), если высота столба ртути по пьезометру $h_2 = 25$ см. Центр трубопровода расположен на $h_1 = 40$ см ниже линии раздела между водой и ртутью.

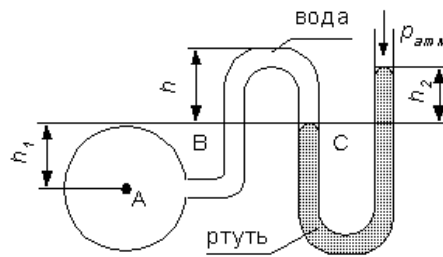


Рис. 4.13

145. В сечениях 1 и 2 горизонтального трубопровода (рис. 4.14), по которому перекачивается керосин, присоединены трубки дифференциального ртутного манометра.

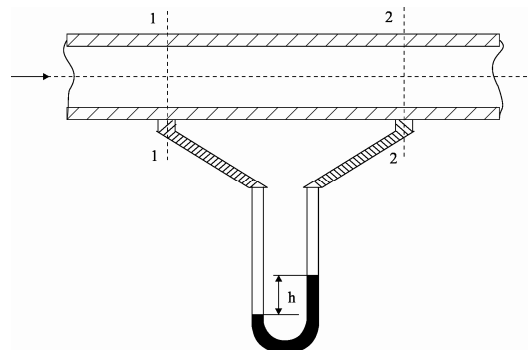


Рис. 4.14

Определить разность давлений в указанных сечениях, если разность уровней в двух коленах манометра $h = 20$ см, удельный вес керосина $\gamma_1 = 0,00083$ кГ/см³, удельный вес ртути $\gamma_{рт} = 0,0136$ кГ/см³.

Ответ: $\Delta p = 0,255$ ата (кГ/см²).

146. Определить абсолютное и избыточное гидростатическое давление в точке A (рис. 4.15), расположенной в воде на глубине $h_A = 2,5$ м, и пьезометрическую высоту для точки A , если абсолютное гидростатическое давление на поверхности $p_0 = 147,2$ кПа.

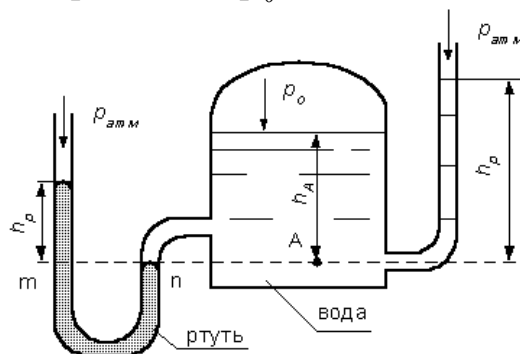


Рис. 4.15

147. Вертикальный цилиндрический сосуд заполнен водой (рис. 4.16), находящейся под избыточным давлением, характеризуемым показанием пьезометра $h = 5$ м. Нижнее днище сосуда плоское, верхнее имеет форму полусферы. Определить силу R_z , отрывающую верхнее днище от цилиндрической части, и силу R_x , отрывающую цилиндрическую часть сосуда по образующей, если диаметр сосуда $D = 2$ м, высота цилиндрической его части $H = 3$ м.

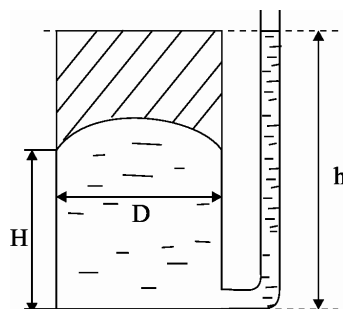


Рис. 4.16

Примечание: Силы давления на днища представляют собой вертикальные составляющие равнодействующих сил полного давления на криволинейные поверхности и поэтому определяются весом жидкости в объеме соответствующих тел давления.

Ответ: $R_z = 4190$ кгс, $R_x = 21000$ кгс.

148. Пусть давление на поверхности воды в сосуде $p > p_{\text{ат}}$. В пьезометре (рис. 4.17), установленном в точке С на глубине $h_c = 0,5$ м, вода поднялась на высоту $h = 1,5$ м.

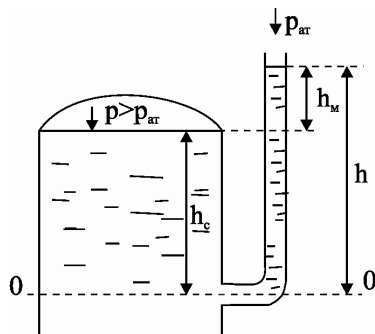


Рис. 4.17

Определить манометрическое давление в точке С и на свободной поверхности в сосуде. Определить полное гидростатическое давление в сосуде над жидкостью.

Ответ: $p = 1,1$ кгс/см².

149. Определить высоту, на которую поднимается вода в вакуумметре (рис. 4.18), если полное гидростатическое давление в баллоне $p = 0,8$ кгс/см².

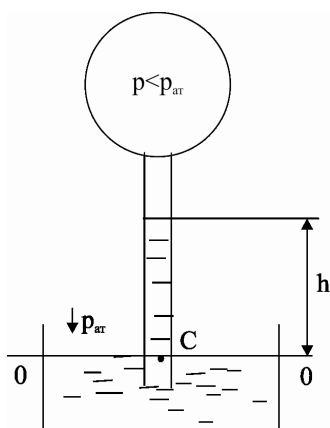


Рис. 4.18

Ответ: $h = 2,0$ м.

4.21. Уравнение Бернулли

150. Определить расход в водопроводной трубе, если средняя скорость $v = 1,1$ м/сек, а диаметр трубы $d = 300$ мм.

Решение. Расход вычислим по формуле

$$Q = \omega \cdot v = \frac{\pi d^2}{4} v = 0,785 d^2 v = \\ = 0,785 \cdot 0,3^2 \cdot 1,1 = 0,0778 \text{ м}^3/\text{сек} = 77,8 \text{ л/сек.}$$

151. Определить диаметр трубопровода, по которому протекает 500 м^3 воды в 1 ч со средней скоростью $1,5 \text{ м/с}$.

Ответ: $d = 0,345 \text{ м}$.

152. Определить критическую скорость при движении воды и воздуха в трубе диаметром $d = 10 \text{ мм}$. Температура $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

153. Конденсатор паровой турбины, установленной на тепловой электростанции, оборудован 8186 охлаждающими трубками диаметром $D = 25 \text{ мм}$. В нормальных условиях работы через конденсатор пропускается $13600 \text{ м}^3/\text{ч}$ циркуляционной воды с температурой $t = 12,5 - 13,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Будет ли при этом обеспечен турбулентный режим движения в трубках?

154. Определить расход и скорость вытекания воды из малого круглого отверстия диаметром $d = 0,03 \text{ м}$ в боковой стенке резервуара больших размеров. Напор воды над центром отверстия $H = 1,0 \text{ м}$, температура воды $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\nu_{\text{в}}^{20} = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$).

155. В расширяющейся трубе имеет место напорное движение жидкости, при этом средние скорости в первом и втором сечениях равны $1,6$ и $0,9 \text{ м/сек}$ соответственно; диаметр трубы в первом сечении $d_1 = 0,5 \text{ м}$. Определить диаметр трубы во втором сечении.

156. Определить при помощи водомера Вентури (рис. 4.19) расход, проходящий по трубопроводу, если диаметр трубопровода $d_1 = 100 \text{ мм}$, диаметр горловины $d_2 = 56 \text{ мм}$, разность показаний пьезометров $h = 45 \text{ см}$. Потерями напора при расчете пренебречь.

Примечание. Водомер Вентури широко применяется в практике. Он состоит из двух конических участков, соединенных короткой цилиндрической вставкой. Широкие концы конических участков имеют те же диаметры, что и трубопровод, на котором устанавливается водомер. В сечениях 1-1 и 2-2 присоединены пьезометры.

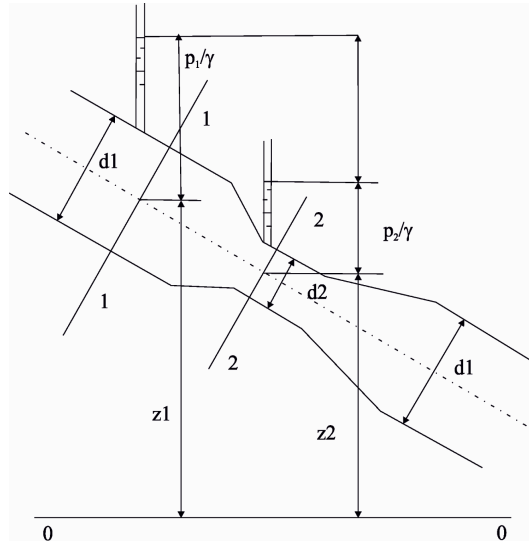


Рис. 4.19

157. Из отверстия в боковой стенке сосуда по горизонтальной трубе переменного сечения вытекает вода (рис. 4.20). Определить расход воды Q , а также средние скорости и давления в сечениях трубопровода 1, 2 и 3, предполагая уровень в сосуде постоянным и пренебрегая гидравлическими сопротивлениями, при следующих данных:

$H = 2$ м, $d_1 = 7,5$ см, $d_2 = 25$ см, $d_3 = 10$ см.

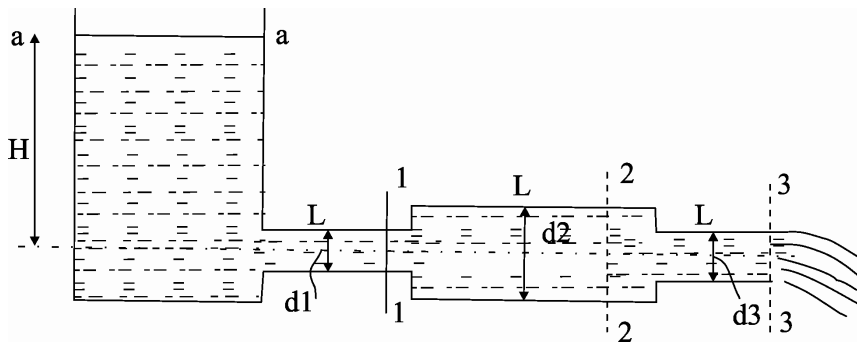


Рис. 4.20

Ответ: $Q = 49,2$ л/с; $v_1 = 11,1$ м/с; $v_2 = 1,0$ м/с; $v_3 = 6,27$ м/с; $p_1 = 0,57$ ата; $p_2 = 1,195$ ата.

158. Определить расход воды, протекающей по трубопроводу, соединяющему резервуар A и сосуд B (рис. 4.21), разность уровней в которых составляет $H=15$ м. В резервуаре поддерживается избыточное давление $p = 2,5$ ати; вакуумметр C , установленный на сосуде B , показывает $p_{\text{вак}} = 0,5$ ата. Диаметр резервуара $D=5$ м, диаметр сосуда $d=0,3$ м. Потеря напора во всей системе $h_{A-B} = 12$ м.

Ответ: $Q = 536$ л/с.

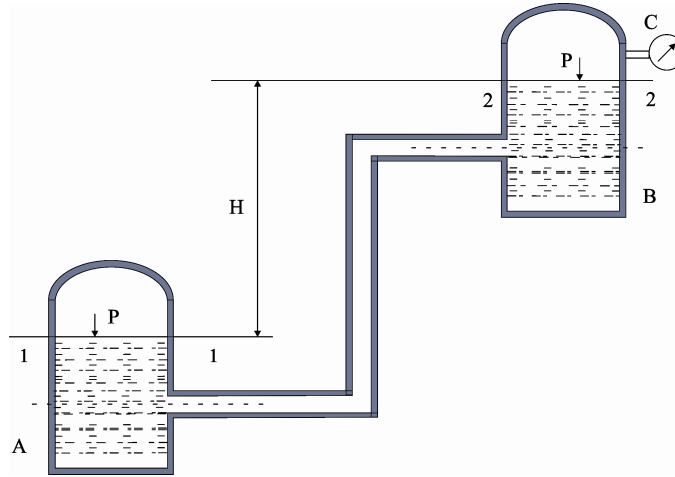


Рис. 4.21

159. Определить мощность, необходимую для работы центробежного насоса, установленного по схеме, изображенной на рисунке 4.22. Насос перекачивает жидкость удельного веса $\gamma = 900 \text{ кГ/м}^3$ из открытого резервуара А в наполненный резервуар В, разность уровней в которых $H = 20 \text{ м}$. В резервуаре В поддерживается избыточное давление $p_B = 1,2 \text{ ат}$. Производительность насоса $Q = 50 \text{ л/сек}$, его коэффициент полезного действия $\eta = 0,8$, потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $h_{A-B} = 8 \text{ м}$.

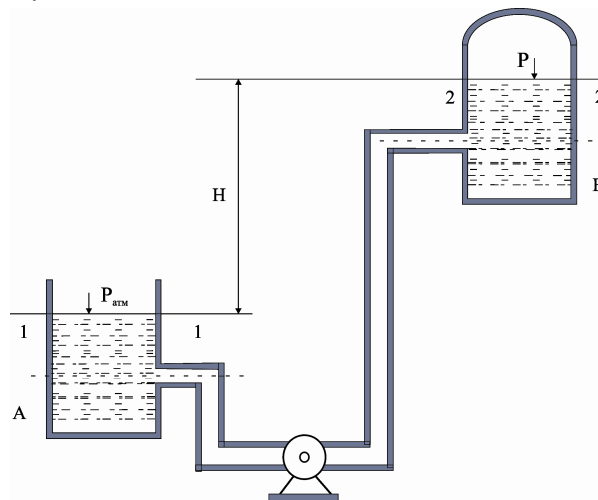


Рис. 4.22

160. На трубопроводе установлен водомер Вентури (рис. 4.19). Определить расход воды, протекающий по трубопроводу, если разность показаний пьезометров $h = 20 \text{ см}$, диаметр трубопровода $d_1 = 10 \text{ см}$, а диаметр горловины $d_2 = 5,6 \text{ см}$. При расчете потерями напора, а также сжатием струи в горловине пренебречь.

Ответ: $Q = 4,89 \text{ л/с}$.

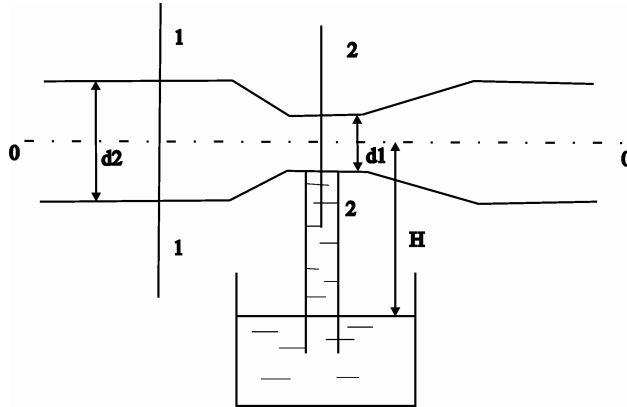


Рис. 4.23

161. Пренебрегая потерями напора, определить диаметр горловины d_2 , чтобы при пропуске расхода воды по трубопроводу $Q = 8,8$ л/с вода по трубке подсасывалась на высоту $h = 55$ см. Диаметр трубопровода $d_1 = 100$ мм, а манометрическое давление в сечении 1-1 (рис. 4.23) $p_{1-1} = 3924$ Н/м² ($p_1/\gamma = 0,4$ м. вод. ст.).

Ответ: $d = 5$ см.

162. Для измерения газа в баллоне применен двухжидкостный чашечный манометр (рис. 4.24), диаметры чашечек которого одинаковы и равны D , а диаметр трубок d . Манометр заполнен ртутью (ее относительная плотность $\delta_{рт} = 13,6$) и водой, объем которой одинаков в правой и левой частях манометра.

Определить абсолютное давление газа в баллоне и вакуум, если разность уровней ртути $h = 20$ см, отношение диаметра трубки и диаметра чашки $d/D = 0,1$, плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³ и атмосферное давление $P_a = 750$ мм рт. ст.

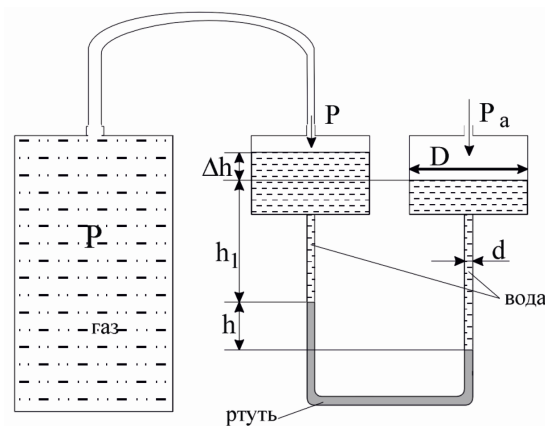


Рис. 4.24

163. Определить расход воды, проходящей через расходомер Вентури, если разность уровней, показываемая дифференциальным ртутным манометром, $h = 600$ мм. Большой и меньший диаметры водомерной трубы соответственно равны $d_1 = 200$ мм, $d_2 = 75$ мм.

164. Определить абсолютное давление воздуха P_0 на поверхности воды в резервуаре A (рис. 4.25) и высоту поднятия воды в закрытом пьезометре $h_{пр}$, присоединенном к этому резервуару, если показание ртутного вакуумметра $h_{рт} = 300$ мм, а атмосферное давление $P_a = 733$ мм рт. ст.

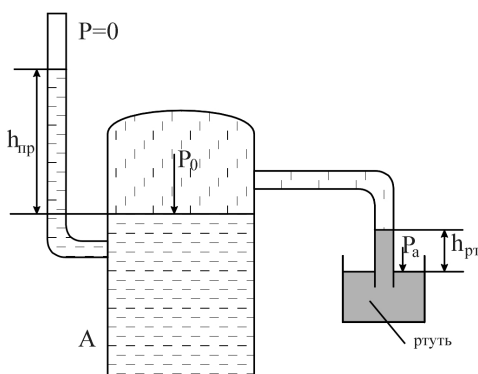


Рис. 4.25

165. Определить расход воды, вытекающей из трубы, и манометрическое давление в точке B (рис. 4.26). Уровень в резервуаре постоянный, глубина $h = 5$ м. Длина участков верхней трубы диаметром $d_1 = 150$ мм равна $l_1 = 4$ м и $l_2 = 10$ м. Длина нижней трубы диаметром $d_2 = 100$ мм равна $l_3 = 3$ м.

Ответ: $Q = 0,102$ м³/с.

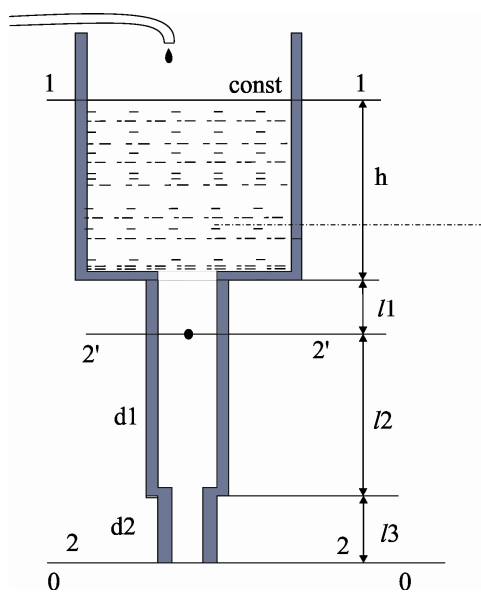


Рис. 4.26

166. Для системы труб (рис. 4.27) определить скорость истечения, расход и построить линию удельной энергии и пьезометрическую линию (удельной потенциальной энергии).

Дано: $d_1=100$ мм, $\omega_1=78,5$ см², $l_1=150$ м, $d_2=200$ мм, $\omega_2=314$ см², $l_2=50$ м, $\omega_3=10$ см², $z_1=4$ м, $z_2=2,5$ м, $z_3=2$ м, $H_1=8$ м.

Ответ: $v_3=9,59$ м/с, $Q=9,59$ л/с.

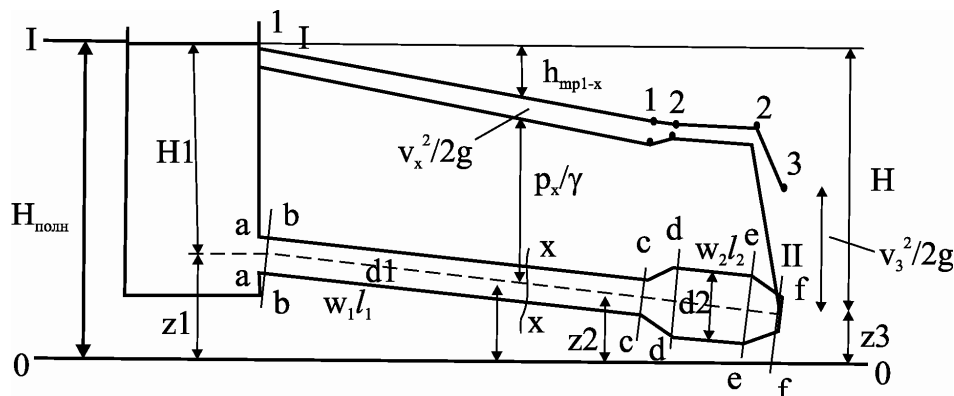


Рис. 4.27

167. Определить расход невязкой жидкости с удельным весом, как у воды, в трубе переменного сечения (рис. 4.28) и построить пьезометрическую и напорную линии, если известны отметки $H=10$ м и $z_4=8$ м, давления в начальном и выходном сечениях $P_{1изб}=60$ кПа и $p_4=p_a$, диаметры резервуара и труб $d_1=2$ м, $d_2=125$ мм, $d_3=63$ мм, $d_4=75$ мм.

Ответ: $Q=141$ л/с.

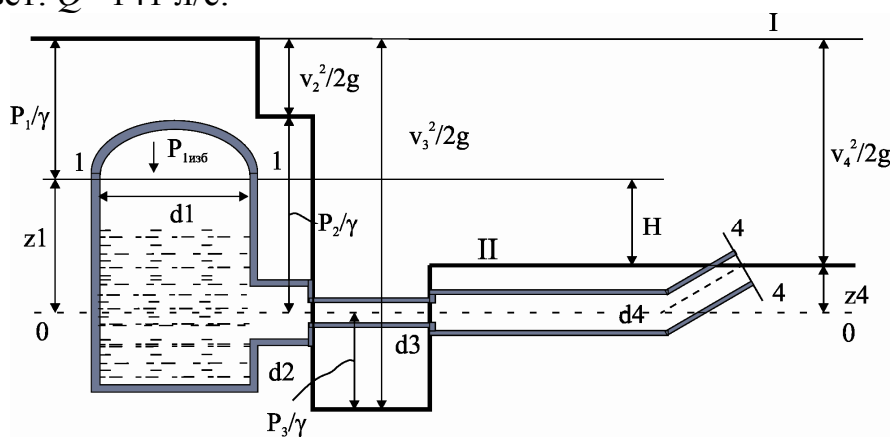


Рис. 4.28

4.22. Истечение жидкости из отверстий и насадок

168. Определить расход воды и скорость ее истечения через круглое незатопленное отверстие диаметром $d=0,2$ м, если $H=4$ м, $\mu=0,62$, $\varphi=0,97$. Скоростным напором пренебречь.

Решение: Определяем скорость истечения:

$$V = \varphi \sqrt{2gH} = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4} = 8,58 \text{ м/с.}$$

Площадь отверстия

$$\omega = 0,78 \cdot 0,2^2 = 0,0314 \text{ м}^2.$$

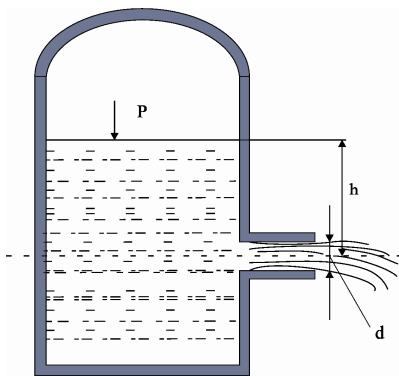
Определяем расход воды через отверстие:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} = 0,62 \sqrt{2 \cdot 9,81} \cdot 0,0314 = 0,172 \text{ м}^3/\text{с.}$$

169. Определить расход и скорость истечения воды из круглого отверстия диаметром $d = 0,01$ м в боковой стенке резервуара больших размеров. Напор воды над центром отверстия $H = 1$ м, температура воды $t = 20$ °C ($\nu = 10^{-6}$ м²/с).

170. Определить расход воды Q через круглое отверстие в тонкой боковой стенке мерного бака диаметром $D = 1$, если диаметр отверстия $d = 5$ см и постоянный напор над его центром тяжести $H = 1,5$ м.

$$Q = 6,5 \text{ л/с.}$$



171. Истечение воды из закрытого вертикального сосуда (рис. 4.29) в атмосферу происходит при постоянном геометрическом напоре $h = 3$ м через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 8$ см. Определить, какое давление p необходимо создать на свободной поверхности воды в сосуде для того, чтобы расход при истечении был равен $Q = 50$ л/с.

Рис. 4.29

Ответ: $p_{\text{изб}} = 0,46 \text{ кГ/м}^2$.

172. Определить время, необходимое для выравнивания уровней в двух сообщающихся сосудах A и B (рис. 4.30), с постоянным по высоте поперечными сечениями $F_1 = 3 \text{ м}^2$, $F_2 = 2 \text{ м}^2$, если диаметр отверстия $d = 10$ см и первоначальная разность уровней $H = 1,5$ м.

Ответ: $t = 111 \text{ с.}$

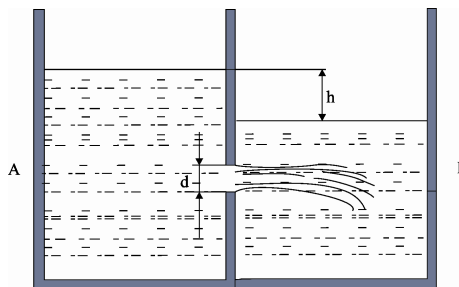


Рис. 4.30

173. Струя воды, вытекающая со скоростью $v = 5$ м/с из отверстия диаметром $d = 2,5$ см в боковой стенке сосуда (рис. 4.31), встречает на своем пути преграду в виде плоской вертикальной стенки. Определить давление, производимое струей на эту преграду, пренебрегая силами тяжести и полагая сечение струи на пути от отверстия до преграды неизменным.

Ответ: $p = 12,26 \cdot 10^4$ Па.

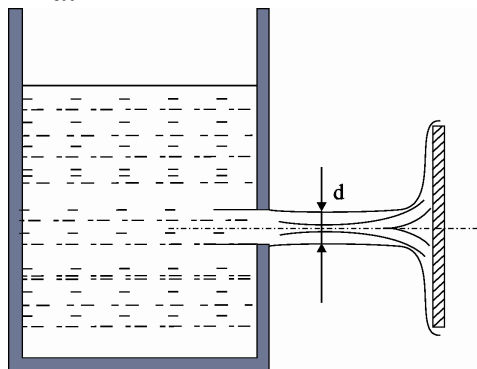


Рис. 4.31

174. Определить вакуум в цилиндрической насадке (рис. 4.32) длиной $l = 15$ см и диаметром $d = 4$ см. Напор над центром отверстия $H = 1$ м. При расчете скоростным напором в резервуаре пренебречь, коэффициент потерь на сжатие струи при входе, отнесенный к скорости с сечении $C - C$, принять $\xi_{суж} = 0,06$.

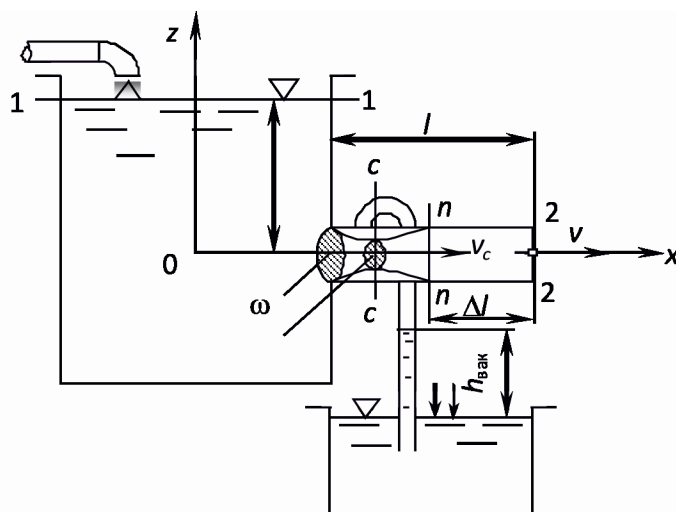


Рис. 4.32

Потери по длине насадка не учитывать. Отношение площадей $\omega_c/\omega = 0,64$. На какую высоту h поднимется вода в трубке, присоединенной к насадку?

5. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ГИДРАВЛИКЕ

5.1. Изучение физических свойств жидкости

Цель работы. Освоение техники измерения плотности, коэффициентов теплового расширения, вязкости и поверхностного натяжения жидкостей.

5.1.1 Общие сведения

Жидкостью называют рабочее тело, обладающее большой текучестью, не имеющее собственной формы и принимающее форму сосуда, в котором находится. Основные физические характеристики жидкости – плотность, сжимаемость, тепловое расширение, вязкость и поверхностное натяжение.

Плотность определяется отношением массы m жидкости к ее объему:

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

Сжимаемость – свойство жидкости уменьшать объем под действием давления. Она оценивается коэффициентом сжимаемости β_p , показывающим относительное уменьшение объема жидкости W при повышении давления P на единицу:

$$\beta_p = \frac{1}{\Delta P} \left(\frac{\Delta W}{W} \right).$$

Тепловое расширение – свойство жидкости изменять объем при нагревании – характеризуется коэффициентом теплового расширения β_t , численно равным относительному приращению объема W с повышением температуры T на один градус при постоянном давлении:

$$\beta_t = \frac{1}{\Delta T} \left(\frac{\Delta W}{W} \right). \quad (5.1)$$

Как правило, при нагревании объем жидкости увеличивается.

Вязкость – свойство жидкости сопротивляться относительному скольжению ее слоев. Она оценивается динамическим коэффициентом вязкости μ , который измеряется в паскаль-секундах (Па·с) и численно равен касательному напряжению между соседними слоями, если их от-

носительная скорость перемещения численно совпадает с толщиной слоя. В гидравлических расчетах также используют кинематический коэффициент вязкости ν , определяемый из формулы $\nu = \mu / \rho$ и измеряемый квадратными метрами на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$) и стоксами ($1\text{Ст} = 1\text{см}^2/\text{с}$).

Коэффициенты вязкости капельных жидкостей практически не зависят от давления. Они определяются видом жидкости и температурой. С повышением температуры вязкость жидкостей существенно уменьшается. Коэффициент кинематической вязкости воды в $\text{см}^2/\text{с}$ при температуре T ($^{\circ}\text{C}$) вычисляется по формуле

$$\nu = 17,9 / (1000 + 34T + 0,22T^2) \quad (5.2)$$

Основные физические параметры жидкостей при температуре 20°C и атмосферном давлении приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Физические параметры жидкостей при температуре 20°C

Жидкость	ρ	$\beta_p \cdot 10^3$	$\beta_t \cdot 10^3$	$\nu \cdot 10^6$	$\sigma \cdot 10^3$
	кг/м ³	МПа ⁻¹	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	м ² /с	Н/М
Вода пресная	998	0,49	0,15	1,01	73
Спирт этиловый	790	0,78	1,10	1,52	23
Глицерин	1260	0,22	0,50	1180,00	65
Бензин	680-780	0,77	1,26	0,65	22
Ртуть	13546	0,04	0,18	0,11	490
Масло: Индустриальное 20	900	0,72	0,73	110	25
Индустриальное 50	910	0,68	0,70	340	25
Трансформатор- ное	890	0,60	0,70	30	25
Турбинное	900	0,58	0,70	100	25
Веретенное АУ	890	0,60	0,70	49	25
АМГ-10	850	0,76	0,83	20	25

Поверхностное натяжение – свойство жидкости образовывать поверхностный слой взаимно притягивающихся молекул. Поверхностное натяжение стремится сократить свободную поверхность жидкости и характеризуется коэффициентом поверхностного натяжения σ , численно равным силе на единице длины контура свободной поверхности.

Поверхностное натяжение определяется видом жидкости, газа над ее свободной поверхностью, примесями и температурой. Зависимость коэффициента поверхностного натяжения σ от температуры T ($^{\circ}\text{C}$) для воды, соприкасающейся с воздухом, имеет вид:

$$\sigma = 10^{-3}(76 - 0,15T) \quad (5.3)$$

5.1.2. Описание устройства 1

В устройстве 1 приборы для измерения физических параметров жидкостей встроены в общем прозрачном корпусе (рис. 5.1), на котором указаны параметры приборов, необходимые для обработки опытных данных.

Термометр 1 показывает температуру всех жидкостей, залитых в приборы и устройства комплекта, а также служит для изучения теплового расширения находящейся в ней жидкости. Термометр имеет стеклянный баллон с капилляром, заполненным термометрической жидкостью, и шкалу. Принцип его действия основан на тепловом расширении жидкостей. Варьирование температуры окружающей среды приводит к соответствующему изменению объема термометрической жидкости и, следовательно, ее уровня в капилляре. Уровень указывает на шкале значение температуры.

Ареометр 2 служит в настоящей работе для измерения плотности (концентрации) водного раствора глицерина или спирта поплавковым методом и представляет собой пустотелый цилиндр со стержнем в верхней части. Нижняя часть цилиндра заполнена дробью для обеспечения вертикального положения ареометра в исследуемой жидкости. Глубина погружения ареометра является функцией плотности (концентрации), считываемой со шкалы на стержне по верхнему краю мениска жидкости вокруг стержня.

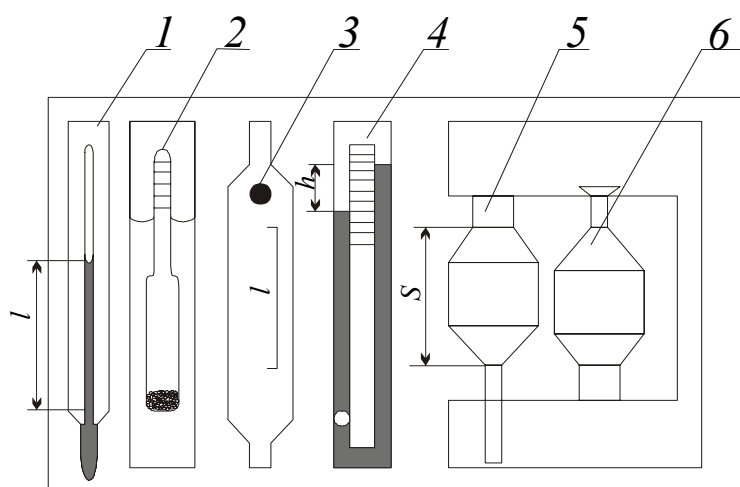


Рис. 5.1. Схема устройства № 1
 1 – термометр; 2 – ареометр;
 3 – вискозиметр Стокса;
 4 – плотномер-вискозиметр;
 5 – капиллярный вискозиметр;
 6 – сталагмометр

Вискозиметр Стокса 3 позволяет определить вязкость жидкости по скорости падения в ней шарика. Прибор содержит цилиндрическую полость с центрирующими каналами на концах и шарик. Центрирующие каналы обеспечивают падение шарика по оси полости. Полость прибора заполнена водно-глицериновым раствором.

Плотномер-вискозиметр 4 конструкции содержит два вертикальных канала, сообщающихся между собой сверху и снизу. В один из каналов с малым зазором помещен шарик. Прибор заполнен маслом, вид которого подлежит определению путем измерения его плотности и вязкости по времени падения шарика и перепаду уровней в каналах.

Вискозиметр Оствальда 5 включает небольшую емкость с капилляром. Вязкость определяется по времени истечения жидкости (в настоящей работе воды) из емкости через капилляр.

Сталагмометр 6 служит для определения поверхностного натяжения жидкости методом отрыва капель. Он объединен с вискозиметром 5 общими полостями и содержит емкость с капилляром, расширенным на конце для накопления жидкости в виде капли. Сила поверхностного натяжения в момент отрыва капель равна их весу, который легко вычисляется по плотности жидкости и числу капель, полученному при опорожнении емкости сталагмометра заданного объема.

Приборы 3, 4, 5 и 6 приводятся в действие путем поворота корпуса устройства в его плоскости.

5.1.3. Порядок выполнения работы

5.1.3.1. Определение коэффициента теплового расширения термометрической жидкости:

1. Подсчитать общее число градусных делений ΔT в шкале термометра 1 и измерить расстояние l между крайними штрихами шкалы.

2. Вычислить приращение объема ΔW термометрической жидкости, соответствующее повышению ее уровня в капилляре от нижнего до верхнего штриха шкалы

$$\Delta W = \pi \cdot r^2 \cdot l$$

где r – радиус капилляра термометра.

3. С учетом начального (при 0°C) объема термометрической жидкости W найти значение коэффициента теплового расширения β_t по формуле (5.1) и сравнить его со справочным значением β_t (см. табл. 5.1.). Значения используемых величин занести в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

Вид жидкости	r	W	ΔT	l	ΔW	β_t	β_t
	см	см ³	°С	см	см ³	°С ⁻¹	°С ⁻¹

Примечание. Вид термометрической жидкости, r и W , указаны на корпусе устройства. Эффект расширения баллона и капилляра ввиду малости не учитывается.

5.1.3.2. Определение плотности и концентрации раствора

1. Измерить плотность водно-глицеринового раствора ρ находящимся в нем ареометром 2.

2. По плотности раствора ρ , воды $\rho_{\text{в}} = 998 \text{ кг/м}^3$ и глицерина $\rho_{\text{г}} = 1260 \text{ кг/м}^3$ вычислить объемную концентрацию водного раствора глицерина

$$C = 100 \cdot (\rho - \rho_{\text{в}}) / (\rho_{\text{г}} - \rho_{\text{в}})$$

Примечание. Если в устройстве 1 вместо ареометра используется спиртометр и соответственно водно-спиртовой раствор, то сначала спиртометром определяется объемная концентрация (крепость) раствора, а затем из табл. 5.3 – его плотность.

Таблица 5.3.

С %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\rho, \text{г/м}^3$	98	85	74	62	48	30	09	85	59	29	89

5.1.3.3. Определение вязкости водно-глицеринового раствора

1. Повернуть корпус устройства 1 в его плоскости на 180 °С и измерить секундомером время t прохождения шариком заданного расстояния l между двумя метками в приборе 3. Опыт выполнить три раза, а затем определить среднеарифметическое значение времени.

2. Вычислить опытное значение динамического коэффициента вязкости раствора

$$\mu = g \cdot d^2 \cdot t (\rho_{\text{ш}} - \rho) / [18l + 43,2l(d / D)]$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; d, D – диаметры шарика и цилиндрической емкости вискозиметра; $\rho, \rho_{\text{ш}}$ – плотность раствора и вещества шарика.

3. Сравнить опытное значение коэффициента вязкости μ с табличным значением μ (табл.5.4), рассчитанным методом интерполяции.

Таблица 5.4.

*Значение динамического коэффициента вязкости
водно-глицеринового раствора при 20 °С*

C, %	8	21	44	76	94	100
$\mu \cdot 10^3$, Па·с	1,3	2,1	6,0	61,8	543,5	1490,0

5.1.3.4. Определение вида масла

1. Медленно повернуть корпус устройства на 180°С против часовой стрелки и в приборе 4 зафиксировать перепад уровней масла h и время t прохождения шариком расстояния l между двумя метками.

2. Вычислить значение плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν по формулам

$$\rho = \rho_{\text{ш}} / (1 + Ah), \quad \nu = B \cdot h \cdot t,$$

где $\rho_{\text{ш}}$ – плотность материала шарика; A, B – постоянные прибора; их значения указаны на корпусе и могут быть определены по результатам опытов с жидкостью, плотность и вязкость которой заранее известны.

1. По найденным значениям плотности, вязкости из табл. 5.1. определить вид масла в приборе 4. Результаты измерений и расчетов внести в табл. 5.5.

Таблица 5.5.

$\rho_{\text{ш}}$	A	B	h	t	ρ	ν	Вид масла
кг/м ³	м ⁻¹	м/с ²	м	с	кг/м ³	м ² /с	

5.1.3.5. Определение вязкости и поверхностного натяжения воды

1. Повернуть устройство в его плоскости по часовой стрелке на один оборот и определить секундомером время t истечения объема воды высотой s из емкости капиллярного вискозиметра 5 и температуру T по термометру 1 (см. рис. 5.1). Опыт повторить не менее трех раз и вычислить среднеарифметическое значение времени.

2. Вычислить значение кинематического коэффициента вязкости воды через постоянную прибора M

$$\nu = M \cdot t$$

и сравнить его со значением ν^* , рассчитанным по формуле (5.2.).

3. Повернуть устройство в его плоскости против часовой стрелки на пол-оборота и подсчитать число капель, полученных в сталагмометре b из объема воды высотой s . Опыт повторить не менее трех раз и вычислить среднее арифметическое значение числа капель n .

4. Найти опытное значение коэффициента поверхностного натяжения воды с учетом постоянной сталагмометра K

$$\sigma = K \cdot \rho / n$$

и сравнить его со значением σ^* , рассчитанным по формуле (5.3).

Данные свести в табл. 5.6

Таблица 5.6

М	t	ν	T	ν^*	K	ρ	n	σ	σ
$\text{м}^2/\text{с}^2$	с	$\text{м}^2/\text{с}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\text{м}^3/\text{с}^2$	$\text{кг}/\text{м}^3$		Н/м	Н/м

5.2. Измерение гидростатического давления

Цель работы. Приобретение навыков по измерению гидростатического давления жидкостными приборами.

5.2.1. Общие сведения

Гидростатическим давлением называют нормальное сжимающее напряжение в неподвижной жидкости. В зависимости от базы и направления отсчета различают абсолютное, манометрическое и вакуумметрическое давления.

Абсолютное (полное) давление P отсчитывается от абсолютного вакуума и определяется в любой точке покоящейся жидкости по основному уравнению гидростатики

$$P = P_0 + \gamma H,$$

где P_0 – абсолютное давление на свободной поверхности жидкости; γ – удельный вес жидкости; H – глубина погружения точки под свободной поверхностью.

За нуль (начало) отсчета может быть принято и атмосферное давление, которое создается силой тяжести воздуха атмосферы. В этом случае избыток абсолютного давления над атмосферным называют манометрическим (избыточным) давлением

$$P_m = P_0 - P_a,$$

а если атмосферное давление превышает абсолютное в интересующей нас точке, то разница между ними (недостаток до атмосферного) называется вакуумметрическим давлением

$$P_{\text{в}} = P_{\text{а}} - P_0.$$

Атмосферное, манометрическое и вакуумметрическое давления измеряют приборами, называемыми соответственно барометрами, манометрами и вакуумметрами. Разность давлений в двух точках измеряют дифманометрами. По принципу действия и типу рабочего элемента приборы подразделяют на жидкостные, механические и электрические.

Жидкостные приборы исторически стали применяться первыми. Их действие основано на принципе уравнивания измеряемого давления P силой тяжести столба жидкости высотой h в приборе

$$P = \gamma \cdot h.$$

Поэтому величина давления может быть выражена высотой столба жидкости h с заданным удельным весом γ (мм вод.ст., мм рт.ст.), а также в паскалях ($\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2$), технических (ат) и физических (атм) атмосферах:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 98,1 \text{ кПа} = 10 \text{ м вод. ст.} = 735 \text{ мм рт. ст.}$$

$$1 \text{ атм} = 101 \text{ кПа} = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

Преимуществом жидкостных приборов являются простота конструкции и высокая точность, они удобны при измерении небольших давлений.

В механических приборах измеряемое давление вызывает деформацию чувствительного элемента (трубка, мембрана, сильфон), которая с помощью специальных механизмов преобразуется и передается на указатель. Такие приборы компактны и имеют большой диапазон измеряемых давлений.

В электрических приборах воспринимаемое чувствительным элементом давление преобразуется в электрический сигнал. Сигнал регистрируется показывающим (вольтметр, амперметр) или пишущим (самописец, осциллограф) приборами. В последнем случае можно фиксировать давление при быстропротекающих процессах.

5.2.2. Описание устройства 2

Устройство 2 выполнено прозрачным и включает резервуар 1, частично заполненный жидкостью, и полость 2, сообщаемую через клапан 3 с атмосферой (рис. 5.2, а). Для измерения давления и уровня жидкости в резервуаре 1 служат жидкостные приборы 4, 5 и 6. Они представляют собой прозрачные вертикальные каналы со шкалами, размеченными в единицах длины.

Пьезометр 4 сообщается верхним концом через полость 2 и клапан 3 с атмосферой, а нижним – с резервуаром 1. Им определяется манометрическое давление $P_m = \gamma \cdot h_m$ на дне резервуара.

Уровнемер 5 соединен обоими концами с резервуаром и служит для измерения уровня жидкости H в нем.

Мановакуумметр 6 представляет собой U – образный канал, частично заполненный жидкостью. Левым коленом подключен к резервуару, а правым – к полости 2 и предназначен для определения манометрического $P_m = \gamma \cdot h_m$ (рис. 5.2, а) или вакуумметрического $P_b = \gamma \cdot h_b$ (рис. 5.2, в) давлений над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 1. Давление в резервуаре можно изменять путем наклона устройства.

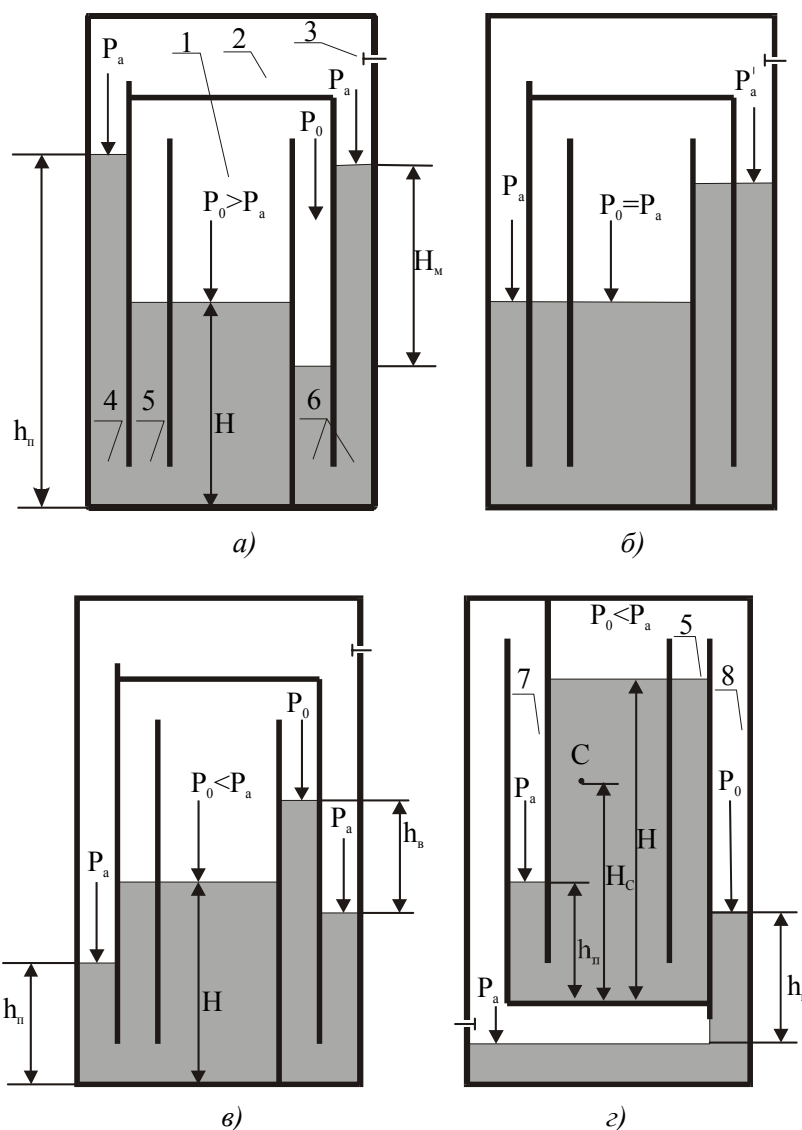


Рис. 5.2 Схема устройства № 2

При повороте устройства в его плоскости на 180° (рис. 5.2, г) канал 5 остается уровнемером, колено мановакуумметра 6 преобразуется в пьезометр 7, а пьезометр 4 – в обратный пьезометр 8, служащий для определения вакуума $P_{\text{ов}} = \gamma \cdot h_{\text{в}}$ над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 1.

5.2.3. Порядок выполнения работы

1. В резервуаре 1 над жидкостью создать давление выше атмосферного ($P_0 > P_a$), о чем свидетельствуют превышение уровня жидкости в пьезометре 4 над уровнем в резервуаре и прямой перепад уровней в мановакуумметре 6 (см. рис. 5.2, а). Для этого устройство поставить на правую боковую поверхность, а затем поворотом его против часовой стрелки отлить часть жидкости из левого колена мановакуумметра 6 в резервуар 1.

2. Кратковременно открыть клапан 3 и снять показания пьезометра, уровнемера и мановакуумметра.

3. Вычислить абсолютное давление на дне резервуара через показания пьезометра, а затем – через величины, измеренные мановакуумметром и уровнемером. Для оценки сопоставимости результатов определения абсолютного давления на дне резервуара двумя путями найти относительную погрешность δP .

4. Над жидкостью в резервуаре 1 установить атмосферное давление ($P_0 = P_a$), для чего получить совпадение уровней жидкости в мановакуумметре переливом в него части жидкости из резервуара путем наклона устройства вправо (см. рис. 5.2, б). Затем выполнить операции по пп. 2 и 3.

5. Над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 1 создать вакуум ($P_0 < P_a$), когда уровень жидкости в пьезометре 4 становится ниже, чем в резервуаре, а на мановакуумметре 6 появляется обратный перепад (см. рис. 5.2, в). Для этого поставить устройство на левую боковую поверхность, а затем наклоном вправо отлить часть жидкости из резервуара в мановакуумметр. Далее выполнить операции по п.п. 2 и 3.

6. Повернуть устройство в его плоскости по часовой стрелке на 180° (см. рис. 5.2, в) и определить манометрическое или вакуумметрическое давление в заданной преподавателем точке С через показания пьезометра 7, а затем с целью проверки найти его через показания обратного пьезометра 8 и уровнемера 5.

В процессе проведения опытов и обработки экспериментальных данных заполнить табл. 5.7.

Таблица 5.7

Наименование величин	Обозначения, формулы	Условия опыта		
		$(P_0 > P_a)$	$(P_0 = P_a)$	$(P_0 < P_a)$
1. Пьезометрическая высота, м	$h_{\text{п}}$			
2. Уровень жидкости в резервуаре, м	H			
3. Манометрическая высота, м	$h_{\text{м}}$			
4. Вакууметрическая высота, м	$h_{\text{в}}$			
5. Манометрическое давление на дне резервуара, кПа	$P_{\text{м}} = \gamma \cdot h_{\text{п}}$			
6. Абсолютное давление на дне резервуара, кПа	$P = P_a + P_{\text{м}}$			
7. Манометрическое давление в резервуаре над жидкостью, кПа	$P_{\text{мо}} = \gamma \cdot h_{\text{м}}$			
8. Вакууметрическое давление в резервуаре над жидкостью, кПа	$P_{\text{во}} = \gamma \cdot h_{\text{в}}$			
9. Абсолютное давление в резервуаре над жидкостью, кПа	$P_0 = P_a + P_{\text{мо}}$ $P_0 = P_a - P_{\text{во}}$	–		–
10. Абсолютное давление на дне резервуара, кПа	$P' = P_0 + \gamma \cdot H$			
11. Относительная погрешность результатов определения давления на дне резервуара, %	$\delta P = \frac{100(P - P')}{P}$			

Примечание. Измерить атмосферное давление барометром или принять $P_a = 98.1$ кПа, а удельный вес воды $\gamma = 9.81$ кН/м³.

5.3. Изучение режимов движения жидкости

Цель работы. Наблюдение потоков жидкости с различной структурой и приобретение навыков по установлению режима течения.

5.3.1. Общие сведения

Различают два основных режима течения жидкости: ламинарный (слоистый) и турбулентный (беспорядочный). При ламинарном режиме частицы жидкости движутся по параллельным траекториям без перемешивания. Турбулентное течение характеризуется пульсацией давления и скоростей частиц, что вызывает интенсивное перемешивание жидкости в потоке. Установление режима является первоочередной задачей при проведении гидравлических расчетов.

Критерием режима течения является число Рейнольдса

$$Re = V \cdot d / \nu, \quad (5.4)$$

где V – средняя скорость потока; d – внутренний диаметр трубы (канала); ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Для потоков некруглого поперечного сечения в выражении (5.4) вместо геометрического диаметра d используют гидравлический диаметр

$$d_r = 4\omega / \chi,$$

где ω – площадь живого сечения потока; χ – смоченный периметр.

В инженерной практике режим определяется путем сравнения числа Рейнольдса Re с его критическим значением Re_x , которое соответствует смене режимов и для равномерных потоков жидкости в трубах (каналах) круглого сечения равно 2300, прямоугольного сечения – 2000. Режим считается ламинарным, если $Re < Re_x$ и турбулентным при $Re > Re_x$.

В специальных условиях, искусственно уменьшая возмущенность потока (например, путем полировки внутренних стенок, выполнения плавного входа в трубу и исключения сотрясений) можно получить ламинарное течение при $Re > Re_x$. Однако такой ламинарный режим весьма неустойчив, при малейшем возмущении мгновенно переходит в турбулентный и поэтому в обычных условиях не встречается.

Из выражения (5.4) следует, что числа Рейнольдса малы и, следовательно, ламинарный режим наиболее вероятен при малых скоростях течения в каналах незначительного поперечного сечения (в порах грунта, капиллярах) или при движении жидкостей с большей вязкостью (нефть,

масло, битум). Турбулентный режим встречается чаще в реках, ручьях, открытых каналах, системах водоснабжения и водоотведения, а также при течении бензина, керосина и других маловязких жидкостей в трубах.

5.3.2. Описание устройства 3

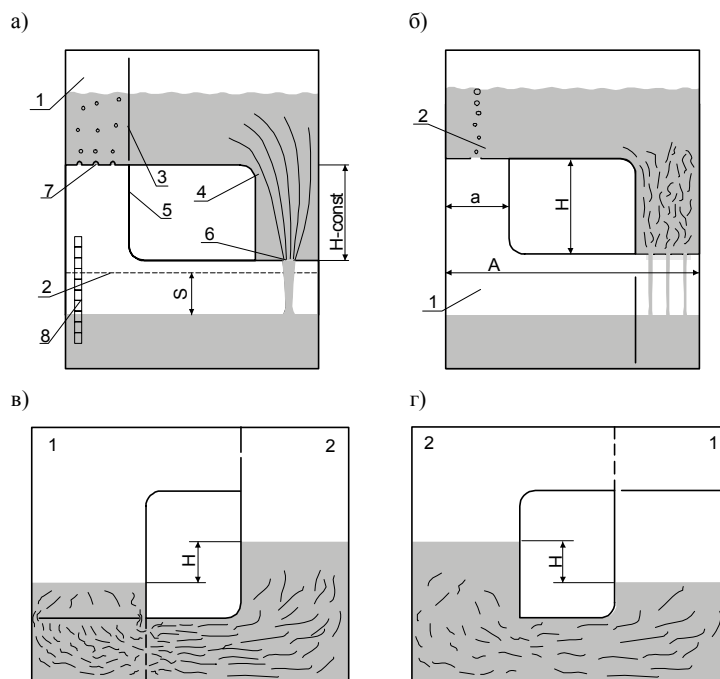


Рис. 5.3.

Устройство 3 для изучения режимов движения жидкости имеет прозрачный корпус (рис. 5.3, а) и включает баки 1 и 2 с успокоительной стенкой 3 для гашения возмущений жидкости от падения струй и всплывания пузырей воздуха. Баки 1 и 2 соединены параллельными каналами 4 и 5. Для удобства визуальных наблюдений они имеют прямоугольные поперечные сечения одинаковых размеров. Конец канала 4 снабжен перегородкой со щелью 6, а противоположный конец канала 5 – решеткой (перегородкой с множеством отверстий) 7.

Устройство заполнено водой, содержащей микроскопические частицы алюминия для визуализации течения. Уровень воды в баке 2 определяется по шкале 8, а ее температура считывается с термометра, находящегося в устройстве 1.

Устройство работает следующим образом. В положениях устройства, изображенных на рис. 5.3, а и б, поступающая через правый канал в нижний бак вода вытесняет воздух в виде пузырей в верхний бак. Давления на входе в канал (на дне верхнего бака) и над жидкостью в нижнем баке уравниваются и поэтому истечение происходит под действием

постоянного напора H , создаваемого столбом жидкости в правом канале. Так обеспечивается установившееся (с постоянным во времени расходом) движение жидкости. Причем в канале 4 устанавливается ламинарный режим благодаря низким скоростям течения из-за большого сопротивления щели 6. В свою очередь малое гидравлическое сопротивление решетки 7 обеспечивает получение турбулентного течения в канале 5 за счет больших скоростей (см. рис. 5.3, б). Расход можно изменять наклоном устройства с помощью подставки (см. описание устройства 5). В случаях, указанных на рис. 5.3, в и г, в каналах 4 и 5 возникает неустановившееся (при переменном напоре и расходе) движение жидкости за счет непосредственного соединения воздушных полостей баков. Это позволяет проследить за изменением структуры потоков в процессе уменьшения их скорости до нуля.

5.3.3. Порядок выполнения работы

1. Создать в канале 4 ламинарный режим движения жидкости. Для этого при заполненном водой баке 1 поставить устройство баком 2 на стол (см. рис. 5.3, а).

2. Измерить время t перемещения уровня воды в баке 2 на некоторое расстояние S и ее температуру T .

3. Сделать зарисовку структуры потока и подсчитать число Рейнольдса по порядку, указанному в табл. 5.8.

4. Повернуть устройство в его плоскости на 180° (см. рис. 5.3, б). Наблюдать турбулентный режим в канале 5. При этом выполнить операции по пп. 2–3.

5. При заполненном водой баке 2 поставить устройство так, чтобы канал 5 занял нижнее горизонтальное положение (см. рис. 5.3, в). Наблюдать в канале процесс перехода от турбулентного режима движения к ламинарному. Обратит внимание, что решетка приводит к турбулизации потока за ней.

6. При заполненной водой баке 2 поставить устройство так, чтобы канал 4 занял нижнее горизонтальное положение (см. рис. 5.3, г). Наблюдать за структурой потока при внезапном сужении в баке 2, внезапном расширении в канале за щелью и при выходе потока из канала в бак 1. Обратит внимание на циркуляционные (вальцовые) зоны. Сделать зарисовку картины течения.

Таблица 5.8.

Наименования величин	Обознач., формулы	Режим движения	
		Ламинар-ный	Турбулентный
1. Изменение уровня воды в баке, см	S		
2. Время наблюдения за уровнем, с	t		
3. Температура воды, °С	T		
4. Кинематический коэффициент вязкости воды, см ² /с	$\nu = \frac{17,9}{1000 + 34T + 0,22T^2}$		
5. Площадь поперечного сечения канала, см ²	$\omega = a \cdot b$		
6. Смоченный периметр, см	$\chi = 2(a + b)$		
7. Гидравлический диаметр канала, см	$d_z = 4\omega / \chi$		
8. Объем воды, поступивший в бак за время t , см ³	$w = ABS$		
9. Расход воды, см ³ /с	$Q = W / t$		
10. Средняя скорость течения в канале, см/с	$V = Q / \omega$		
11. Число Рейнольдса	$Re = Vd_z / \nu$		

Примечание. Размеры поперечного сечения канала (a , b) и бака (A , B) указаны на корпусе устройства.

5.4. Иллюстрация уравнения Бернулли

Цель работы. Опытное подтверждение уравнения Д.Бернулли для установившегося потока жидкости в канале переменного сечения: наблюдение понижения механической энергии по течению и перехода потенциальной энергии в кинетическую и обратно.

5.4.1. Общие сведения

Уравнение Д.Бернулли для установившегося потока реальной несжимаемой жидкости выражает закон сохранения энергии и имеет вид

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{тр} \quad (5.5)$$

где Z – расстояние от произвольно выбранной горизонтальной плоскости отсчета 0-0 до любой точки рассматриваемого сечения потока

(рис. 5–4.); P – давление в выбранной точке сечения; γ – удельный вес жидкости; α – коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса); для ламинарного течения $\alpha = 2$, для турбулентного обычно принимают $\alpha = 1,1$; V – средняя скорость потока; g – ускорение свободного падения; $h_{\text{тр}}$ – суммарные потери напора на преодоление гидравлических сил трения между сечениями 1-1 и 2-2.

Индексы "1" и "2" указывают номер сечения, к которому относится величина. Сечения, связываемые уравнением, выбираются на участках с плавноизменяющимся движением жидкости, хотя между ними движение может быть и резкоизменяющимся.

Слагаемые уравнения (5.5) измеряются в единицах Дж/Н → энергия/сила и поэтому выражают тот или иной вид удельной (отнесенной к весу жидкости) энергии. Названия энергий указаны под уравнением. Механическую энергию единицы веса жидкости в гидравлике принято называть напором: $Z + P/\gamma$ – пьезометрическим, $\alpha \cdot V^2/2g$ – скоростным, $Z + (P/\gamma) + (\alpha \cdot V^2/2g) = H$ – полным.

Из уравнения (5.5) следует, что в случае отсутствия теплообмена потока с внешней средой полная удельная энергия (включая тепловую) неизменна вдоль потока и поэтому изменение одного вида энергии приводит к противоположному по знаку изменению другого. Таков энергетический смысл уравнения Бернулли.

Уравнение Бернулли в форме (5.5) является наиболее наглядным и удобным для решения широкого круга задач, имеет прикладное значение в практике измерений на Земле, т.к. каждое его слагаемое легко определяется простейшими приборами. Однако, в условиях отсутствия или переменного гравитационного ускорения оно теряет смысл. В таких случаях более строгой является форма записи уравнения, в которой энергии отнесены к массе, а не к весу (силе тяжести) жидкости. Для получения этой формы достаточно все слагаемые уравнения (5.5) умножить на ускорение силы тяжести g .

Геометрический смысл уравнения (5.5) заключается в том, что его слагаемые могут быть измерены и в единицах длины (Дж/Н = Нм/Н = м) геометрической Z , пьезометрической P/γ , скоростной $\alpha \cdot V^2/2g$ и потерь h высотами, сумма которых для любого сечения потока есть величина постоянная. Измерение указанных высот простейшими при-

борами (мерной линейкой, пьезометром, трубкой Пито) и графическая иллюстрация уравнения Бернулли показаны на рис. 5.4. Для большей наглядности рисунка каждая трубка Пито установлена в такой точке сечения потока, в которой кинетическая энергия $U^2/2g$ равна средней по сечению кинетической энергии $\alpha \cdot V^2/2g$. Поэтому для каждого сечения уровень жидкости в трубке Пито выше, чем в пьезометре, на величину скоростного напора $\alpha \cdot V^2/2g$.

Линия, соединяющая уровни жидкости в пьезометрах, называется пьезометрической. Она иллюстрирует изменение потенциальной энергии (пьезометрического напора) по длине потока, так как расположена над плоскостью отсчета на расстоянии $Z + P/\gamma$. Линия, проведенная через уровни жидкости в трубках Пито, отражает распределение полной удельной механической энергии (полного напора) вдоль потока и именуется напорной. Падение полного напора $h_{тр}$, приходящееся на единицу длины потока, называется гидравлическим уклоном

$$I = \frac{h_{тр}}{l}.$$

Линии удельной энергии (напорная и пьезометрическая) дают наглядное представление о переходе одного вида энергии в другой по длине потока и позволяют при решении многих задач инженерной практики установить значения, причины и степень изменчивости основных параметров движения жидкости. Линии удельных энергий строятся в соответствии с нижеприведенными правилами, вытекающими из уравнения Бернулли.

1. Напорная линия (полный напор $H = Z + (P/\gamma) + (\alpha \cdot V^2/2g)$) постоянно понижается по течению (если на рассматриваемом участке нет насоса) ввиду необратимого преобразования механической энергии в тепловую при преодолении потоком сил гидравлического трения. При этом уклон линии (потери напора $h_{тр}$) тем больше, чем меньше сечение участка потока (см. рис. 5.4).

2. Пьезометрическая линия (пьезометрический напор $Z + P/\gamma$) в отличие от напорной, может не только понижаться, но и повышаться по течению. Это происходит при расширении потока (см. рис. 5.4) и объясняется уменьшением скорости и кинетической энергии $\alpha \cdot V^2/2g$, часть

которой в силу сохранения баланса переходит в потенциальную энергию $Z + P/\gamma$. Другими словами, понижение скорости потока V приводит к возрастанию давления P по течению.

Пьезометрическая линия проходит через центр тяжести выходного сечения канала (трубопровода) при истечении жидкости в атмосферу, и ниже оси канала, если давление в нем менее атмосферного.

3. Расстояние между пьезометрической и напорной линиями численно равно кинетической энергии

$$\frac{\alpha \cdot V^2}{2g} = \frac{\alpha \cdot Q^2}{2g \cdot \omega^2} = \frac{8\alpha \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^2}$$

и поэтому обратно пропорционально диаметру сечения потока в четвертой степени. Для участков потока постоянного сечения средние скорости одинаковы по пути, поэтому линии удельных энергий, как правило, параллельны между собой (см. рис. 5.4). Эти линии для потоков в конфузорных (конически сходящихся) патрубках расходятся, а в диффузорных (конически расходящихся) – сходятся. В баках и водоемах, где жидкость не движется $V = 0$, линии энергий совпадают со свободной поверхностью, если она находится под атмосферным давлением.

5.4.2. Описание устройства 4

Устройство 4 для опытного подтверждения уравнения Бернулли имеет прозрачный корпус и содержит баки 1 и 2, отделенные друг от друга прозрачной объемной перегородкой 3 (рис. 5.5, а). В перегородке выполнены опытные каналы 4 и 5 переменного и постоянного сечения. Каналы соединены между собой равномерно расположенными пьезометрами 1–7, служащими для измерения пьезометрических напоров в характерных сечениях. Устройство частично заполнено подкрашенной водой. Для измерения уровня воды в одном из баков предусмотрена шкала 6 с миллиметровой ценой делений.

В положениях устройства, изображенных на рис. 5.5, а, б, благодаря постоянству напора истечения H_0 во времени обеспечивается установившееся движение воды в нижнем канале. Верхний канал в это время пропускает воздух, вытесняемый жидкостью из нижнего бака в верхний. Следует отметить, что напор истечения испытывает колебания, вызываемые силами поверхностного натяжения при образовании и отрыве пузырей на выходном конце верхнего канала. Однако ввиду малости такие изменения напора в расчетах не учитываются. Расход в каналах может варьироваться наклоном устройства (см. описание устройства 5).

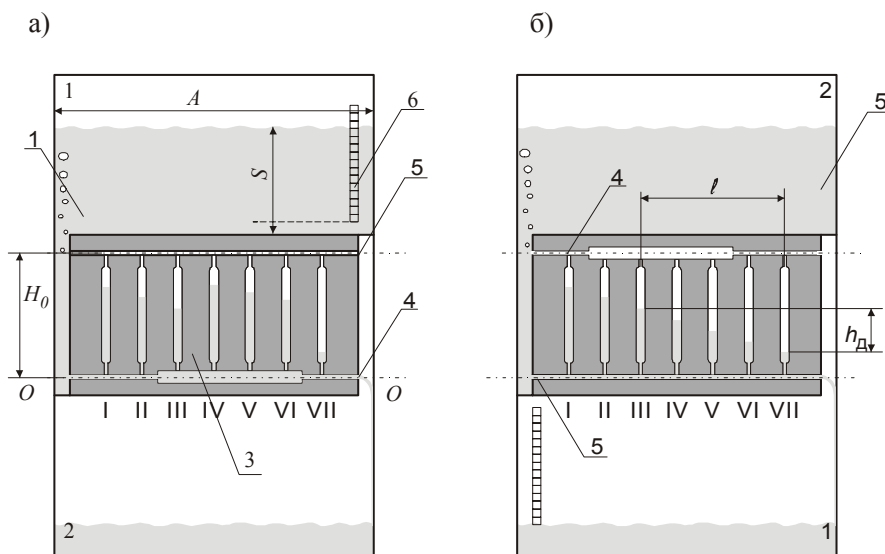
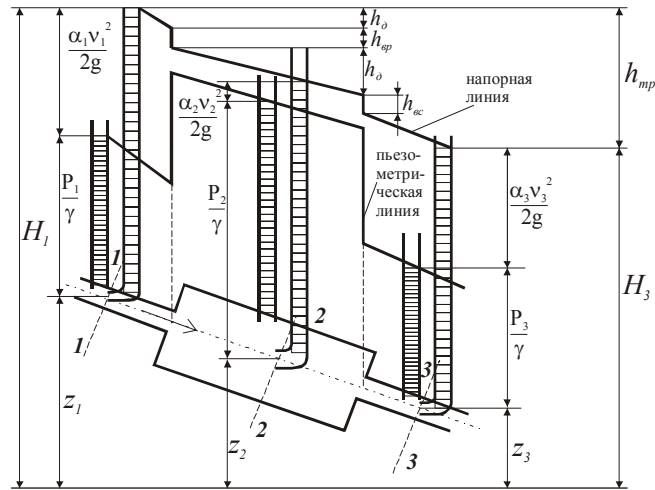


Рис. 5.5

5.4.3. Порядок выполнения работы

1. Измерить стороны A , B поперечного сечения бака 1 и полный напор на входе в канал, равный межосевому расстоянию каналов.
2. При заполненном водой баке 1 поставить устройство на стол баком 2 (см. рис. 5.5, а).
3. Снять показания пьезометров P/γ по нижним частям менисков воды.
4. Секундомером определить время t изменения уровня в баке 1 на величину S . Значения замеренных величин и площади ω сечений потока (указаны на корпусе устройства) внести в табл. 5.9. Площадь потока в сечении 3 определяется сечением транзитной струи и поэтому принимается равной площади в сечении 2.

5. Подсчитать значения полных напоров в сечениях канала 4 по порядку, указанному в табл. 5.9. Коэффициент кинетической энергии принять равным $\alpha = 1,1$.

6. На миллиметровой бумаге вычертить в масштабе схему канала 4 с пьезометрами. Плоскость отсчета 0 – 0 провести через ось канала, что позволяет исключить из рассмотрения ординату Z . По показаниям пьезометров нанести пьезометрическую линию, заканчивающуюся в центре тяжести выходного сечения канала 4. Для построения напорной линии отложить в каждом сечении от плоскости отсчета полные напоры в виде отрезков и соединить их концы. Для жидкости в баке 1 напорная и пьезометрическая линии горизонтальны и проходят на уровне оси канала 5.

Таблица 5.9

Наименование величин	Обозначения, формулы	СЕЧЕНИЕ ПОТОКА						
		1	2	3	4	5	6	
1. Площадь сечения потока, см	ω							
2. Средняя скорость в сечении, см/с	$V = \frac{Q}{\omega}$							
3. Пьезометрический напор (показания пьезометров), см	$\frac{P}{\gamma}$							
4. Скоростной напор, см	$\frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$							
5. Полный напор, см	$\frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$							
6. Размеры сторон поперечного сечения бака, см	A, B	$A = 21; B = 4$						
7. Перемещение уровня воды в баке, см	S							
8. Время наблюдения за изменением уровня, с	t							
9. Расход, см /с	$Q = \frac{ABS}{t}$							
10. Полный напор на входе в канал, см	H_0	10						

5.5. Определение потерь напора по длине

Цель работы: освоение экспериментального и расчетного способов определения потерь напора по длине при напорном равномерном течении жидкости.

5.5.1. Общие сведения

Нахождение потерь напора (потерь удельной механической энергии) при движении жидкостей составляет одну из основных задач практической гидравлики. В зависимости от потерь напора в гидросистемах назначаются диаметры трубопроводов, высота расположения баков, напор и мощность насосов.

Полные потери напора $h_{\text{тр}}$ на преодоление сил гидравлического трения при течении жидкости складываются из потерь напора по длине $h_{\text{д}}$ и местных потерь напора $h_{\text{м}}$:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{д}} + h_{\text{м}}$$

Потери напора по длине вызваны тормозящим действием стенок, приводящим к вязкостному трению частиц и струек жидкости друг от друга вдоль трубопроводов. Такие потери при равномерном течении пропорциональны длине потока и для круглых труб (каналов) определяются по формуле Дарси-Вейбаха

$$h_{\text{д}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot V^2}{d \cdot 2g}, \quad (5.6)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси; l, d – соответственно длина и внутренний диаметр трубы (канала); V – средняя скорость потока.

На рис. 5.6 в логарифмических координатах представлены результаты опытов К. Кольбрука по исследованию гидравлического сопротивления технических труб. Из рисунка видно, что коэффициент трения λ в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенок трубы Δ / d (где Δ – средняя высота выступов шероховатости стенок или абсолютная шероховатость).

При ламинарном режиме (при $Re < 2300$) коэффициент трения вычисляется по теоретической формуле Ж. Пуазейля,

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

по которой на графике построена линия ламинарного режима.

Подставляя это выражение для λ в формулу (5.6) и расписывая число Рейнольдса $Re = Vd/\nu$, получаем, что в ламинарном потоке потери напора по длине пропорциональны средней скорости в первой степени ($h \sim V^1$).

При турбулентном режиме течения различают области гидравлически гладких и шероховатых труб (стенок).

Трубу или стенку считают гидравлически гладкой, если соблюдается условие $2300 < Re < 10d/\Delta$.

В этом случае прилегающий к стенке ламинарный подслой турбулентного потока покрывает выступы шероховатости и поток не испытывает дополнительных завихрений. Поэтому в области гидравлически гладких труб, как и в ламинарном режиме, λ зависит только от числа Рейнольдса и вычисляется по эмпирической формуле Г. Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

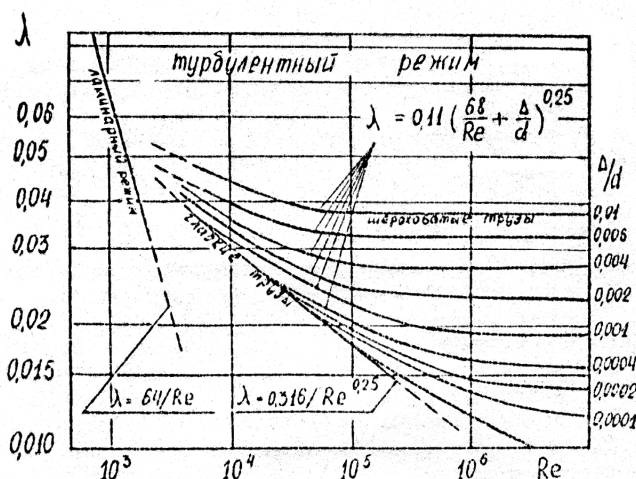


Рис. 5.6

По этой формуле на рис. 5.6 построена наклонная нижняя прямая, описывающая область гладких труб до $Re = 10^5$. Подставляя выражение для λ в формулу (5.6) можно показать, что в этой области $h_d \sim V^{1,75}$.

С увеличением числа Рейнольдса, например, за счет повышения скорости течения, толщина ламинарного подслоя турбулентного потока уменьшается и при $Re > 10d/\Delta$ выступы шероховатости оголяются. Они начинают вносить дополнительные возмущения (вихри) в турбулентное ядро потока, что приводит к возрастанию потерь напора; в этом случае труба (стенка) называется гидравлически шероховатой. Область шеро-

ховатых труб представлена на графике семейством кривых, находящихся правее линии гладких труб и описываемых формулой А.Д. Альтшуля

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

Формула указывает на увеличение коэффициента трения λ с возрастанием относительной шероховатости Δ/d стенок. При достаточно больших числах Рейнольдса $\text{Re} \rightarrow \infty$, когда практически отсутствует ламинарный подслой, коэффициент λ не зависит от Re . Он определяется лишь относительной шероховатостью Δ/d стенок и поэтому кривые графика переходят в горизонтальные прямые, а потери напора по длине становятся пропорциональными квадрату средней скорости ($h_d \sim V^2$). Эту часть области шероховатых труб называют зоной квадратичного сопротивления.

Итак, для вычисления потерь напора по длине необходимо предварительно выявить область сопротивления (область ламинарного движения, область гладких или область шероховатых стенок турбулентного движения), а затем определять коэффициент трения по соответствующим этим областям формулам. Потери напора в трубах некруглого сечения можно определять по формулам для круглых труб, подставляя в них вместо геометрического гидравлический диаметр $d = d_r$.

Вышеприведенные формулы пригодны для вычисления коэффициента трения при равномерном течении, которое устанавливается в трубе (канале) постоянного сечения на некотором расстоянии от входа. Участок, предшествующий наступлению равномерного движения жидкости, называется начальным (разгонным). Он характеризуется повышенными потерями напора, что объясняется неравномерностью течения из-за изменения эпюры скоростей (несмотря на постоянство средней скорости) по пути. Так, например, на входе из резервуара в трубу частицы жидкости имеют одинаковую по сечению скорость, а по мере удаления от входа замедляются у стенок и ускоряются на оси потока.

Переформирование эпюры скоростей сопровождается дополнительным расходом энергии и завершается в конце начального участка. Длина начальных участков и потери напора на них определяются по специальным формулам, приведенным в справочной литературе по гидравлике.

В общем случае потери напора в ходе опытов определяются разностью полных напоров на концах рассматриваемого участка потока. Однако при равномерном движении кинетический напор не изменяется по пути и поэтому потери напора равны разности только пьезометрических напоров, то есть находятся как разность показаний пьезометров, установленных на концах опытного участка канала (трубы).

5.5.2. Порядок выполнения работы

1. При заполненном водой баке 2 поставить устройство 4 на стол баком 1 (см. рис. 5.5, б).

2. Снять показания пьезометров 1–7, измерить расстояние между ними и время t измерения уровня в баке 1 на произвольно заданную величину S .

3. Снять показания термометра, находящегося в устройстве 1, измерить стороны A и B поперечного сечения бака 1.

4. Значения замеренных величин внести в табл. 5.10. Размеры сторон a и b поперечного сечения канала указаны на корпусе устройства.

5. На бумаге с миллиметровой сеткой изобразить в масштабе канал 5 с пьезометрами и построить по показаниям пьезометров пьезометрическую линию. На этой линии выделить участок с постоянным уклоном, соответствующий равномерному течению. Определить его длину l и опытное значение потерь h_d разностью показаний крайних пьезометров на нем (см. рис. 5.5, б).

6. Найти число Рейнольдса для исследуемого режима течения и расчетное значение потерь напора h_d на участке равномерного течения воды в канале 5 по порядку, указанному в табл. 5.10.

7. Найти относительное расхождение опытного и расчетного значений потерь напора. Объяснить это расхождение.

Таблица 5.10.

НАИМЕНОВАНИЕ ВЕЛИЧИН	ОБОЗНАЧЕНИЯ, ФОРМУЛЫ	ЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН
1. Размеры поперечного сечения канала, см	a, b	
2. Размеры поперечного сечения бака, см	A, B	
3. Температура воды, С	T	
4. Изменение уровня воды в баке, см	S	
5. Время наблюдения за изменением уровня, с	t	
6. Показания пьезометров, см	$\frac{P_1}{\gamma}, \dots, \frac{P_7}{\gamma}$	
7. Расстояние между крайними пьезометрами на участке равномерного движения, см	l	
8. Опытное значение потерь напора по длине, см	$h_o = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_7}{\gamma}$	
9. Расход воды, см ³ /м	$Q = \frac{ABS}{t}$	
10. Гидравлический диаметр канала, см	$d_r = \frac{2ab}{a+b}$	

НАИМЕНОВАНИЕ ВЕЛИЧИН	ОБОЗНАЧЕНИЯ, ФОРМУЛЫ	ЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН
11. Средняя скорость в канале, см/с	$V = \frac{Q}{ab}$	
12. Кинематический коэффициент вязкости воды, см ² /с	$\nu = \frac{17,8}{1000 + 34T + 0,22T^2}$	
13. Число Рейнольдса	$Re = \frac{Vd_2}{\nu}$	
14. Коэффициент трения при Re < 2300 2300 < Re < 10 d/Δ RE > 10 D/Δ	$\lambda = 64 / Re$ $\lambda = 0,316 / Re^{0,25}$ $\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25}$	
15. Расчетное значение потерь напора по длине, см	$h'_d = \lambda \frac{l}{d_r} \frac{V^2}{2g}$	
16. Относительное расхождение опытного и расчетного значений потерь	$\delta_h = \frac{(h_o - h'_o)}{h'_o}$	

Примечание. Абсолютную шероховатость стенок канала принять равной $\Delta = 0,001$ мм.

5.6. Определение местных потерь напора

Цель работы. Определение опытным путем потерь напора на преодоление местных сопротивлений и сравнение их с рассчитанными по инженерным формулам.

5.6.1. Общие сведения

Местные потери напора (энергии жидкости) возникают на коротких участках трубопровода с препятствиями для потока, называемыми местными сопротивлениями. К местным гидравлическим сопротивлениям относятся внезапное расширение и сужение труб, вентили, задвижки, клапаны, колена, решетки, сетки и другие элементы гидросистем, изменяющие конфигурацию стенок трубы или канала. Местные сопротивления вызывают изменение скорости движения жидкости по величине и направлению, что почти всегда приводит к отрыву потока (транзитной струи) от стенок и возвратному течению жидкости около них, то есть к образованию циркуляционных зон (рис. 5.7, а). Механическая энергия потока, поглощаемая циркуляционными зонами для создания и поддержания вращения жидкости, составляет, в основном, местные потери напора (механической энергии).

Величина местных потерь напора экспериментально определяется разностью полных напоров жидкости до и после местного сопротивления. Например, потери напора на внезапное расширение горизонтального потока (см. рис. 5.7, а)

$$h_{\text{м}} = h_{\text{в.п.}} = H_1 - H_2 = \left[\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot V_1^2}{2g} \right] - \left[\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot V_2^2}{2g} \right].$$

Если диаметры трубы до и после местного сопротивления одинаковы – скоростные напоры $\alpha_1 \cdot V_1^2 / 2g = \alpha_2 \cdot V_2^2 / 2g$. Поэтому местные потери напора, как и в случае потерь напора по длине трубопровода постоянного сечения, измеряются только разностью показаний пьезометров. Так, потери напора на диафрагме, установленной в трубе постоянного сечения (см. рис. 5.7, б)

$$h_{\text{м}} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma}$$

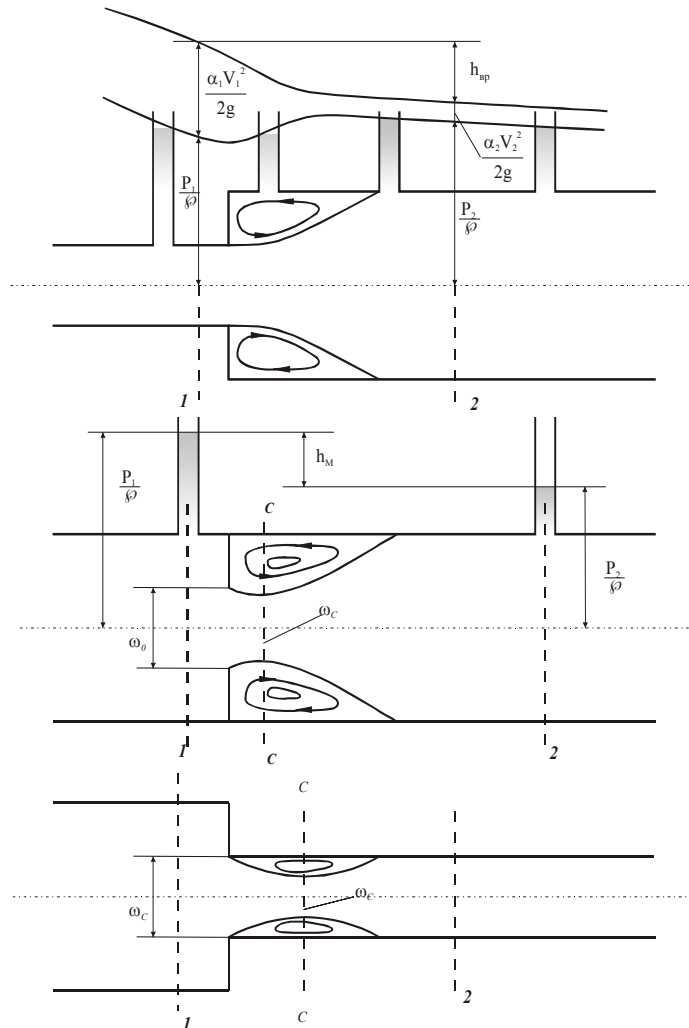


Рис. 5.7

При этом мерные сечения 1-1 и 2-2 (сечения для установки пьезометров) выбирают с таким расчетом, чтобы в них соблюдались условия плавного изменяющегося движения и транзитная струя полностью заполняла трубу.

Следует заметить, что для более точного определения местных потерь, из вышеуказанных выражений нужно вычесть потери по длине на участке с местным сопротивлением. Однако ввиду малости рассматриваемого участка и значений потерь напора по длине, ими обычно пренебрегают.

В инженерных расчетах для определения потерь механической энергии на местных сопротивлениях используется формула Ю. Вейсбаха, выражающая потери в долях от скоростного напора

$$h_m = \frac{\xi \cdot V^2}{2g} \quad (5.7)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления; V – средняя скорость потока за местным сопротивлением.

В большинстве случаев при подсчете местных потерь напора по формуле (5.7) используются в основном справочные эмпирические значения ξ , которые зависят от геометрии местных сопротивлений и числа Re . Теоретические формулы для определения потерь напора получены только для простейших видов местных сопротивлений. Так, принято считать, что потери напора в случае внезапного расширения трубопровода при $Re > 3000$ с достаточным приближением выражаются теоретической формулой Ж. Борда

$$h_{в.р.} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2n} \quad (5.8)$$

где V_1 и V_2 – средние скорости движения до и после расширения. Из формулы (5.8) следует, что потери напора вследствие внезапного расширения равны скоростному напору потерянной скорости. Эта формула с помощью уравнения неразрывности $V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$ может быть приведена к виду формулы (5.7), откуда следует, что

$$\xi_{в.р.} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \quad (5.9)$$

При внезапном сужении канала (диафрагма в трубе, резкое уменьшение диаметра трубы) струя жидкости, пройдя отверстие площадью ω_0 сжимается и достигает наименьшей площади ω_c в сечении

С – С (см.рис. 5.7, б, в). Затем струя постоянно расширяется, пока площадь ее сечения не станет равна площади сечения трубы ω_r . При турбулентном движении местные потери при этом равны потерям напора на участке расширения струи. Поэтому коэффициенты рассматриваемых местных сопротивлений определяются по формуле (5.9), где вместо ω_1 подставляется значение ω_c , определяемое из формулы А. Д. Альтшуля

$$\omega_c = \omega_0 \left[0.57 + \frac{0.043}{1.1 - \frac{\omega_0}{\omega_1}} \right] \quad (5.10)$$

При входе в трубу из резервуара, являющимся частным случаем внезапного сужения, коэффициент сопротивления входа при острых кромках $\xi_{\text{вх}} = 0,4 - 0,5$, что соответствует значению коэффициента, определенному из формул (5.9) и (5.10) при $\omega_0 / \omega_1 \rightarrow \omega_0 / \omega_1 \rightarrow \infty$. При закругленных кромках $\xi_{\text{вх}} = 0,2$ и при плавном входе $\xi_{\text{вх}} = 0,05$. Эти значения коэффициентов указаны для турбулентного режима движения жидкости, который присутствует в местных сопротивлениях в подавляющем большинстве случаев. При этом значения коэффициентов приобретают постоянные значения, не зависящие от числа Re.

5.6.2. Порядок выполнения работы

1. Измерить стороны A и B поперечного сечения бака 1 и межосевое расстояние H_0 каналов 4 и 5 в устройстве 4.
2. При заполненном водой баке 1 поставить устройство 4 на стол баком 2 (см. рис. 5.5, а).
3. Снять показания пьезометров 1, 2, 5–7 по нижним частям менисков воды.
4. Секундомером определить время t изменения уровня в баке 1 на произвольно заданную величину S .
5. Измерения по пп. 3 и 4 выполнить три раза. Среднее арифметическое значение измеренных величин и указанные на корпусе устройства площади мерных сечений внести в табл. 5.11.
6. Подсчитать значения расхода, полных напоров (при $\alpha = 1,1$), опытных и расчетных значений местных потерь напора на исследуемых гидравлических сопротивлениях, а затем оценить их расхождение. Объяснить причину расхождения опытных и расчетных значений местных потерь.

Примечание. Полный напор H_1 в баке 1 перед входом в канал 4 определить разностью $H_1 = H_0 - \Delta h$ напора H_0 и величины Δ , затрачиваемой на преодоление сил поверхностного натяжения при образовании пузырей на конце канала 5

$$\Delta h = \frac{4\sigma}{d\gamma},$$

где коэффициент поверхностного натяжения σ для воды принимается равным $73 \cdot 10^{-3}$ Н/м, удельный вес $\gamma = 9,8 \cdot 10^3$ Н/м³. В формуле через d обозначен гидравлический диаметр выходного сечения канала 5.

Значение коэффициента местных потерь на вход принять в соответствии с п. 5.6.1.

Таблица 5.11

Наименование величин	Обозначение, формулы	ВИД СОПРОТИВЛЕНИЯ					
		Вход		Расширение		Сужение	
		1(0)	2(1)	1(3)	2(6)	1(6)	2(7)
1. Площади сечений, см	ω						
2. Показания пьезометров, см	$\frac{P}{\gamma}$						
3. Средние скорости в сечениях, см/с	$V = \frac{Q}{\omega}$						
4. Скоростные напоры в сечениях, см	$\frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$						
5. Полные напоры в сечениях, см	$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$						
6. Изменение уровня воды в баке, см	S						
7. Время наблюдения за уровнем, с	t						
8. Расход воды, см ³ /с	$Q = \frac{ABS}{t}$						
9. Опытные значения местных потерь, см	$h_m = H_1 - H_2$						
10. Площадь сжатого сечения по формуле (5.10), см	ω_c						

Наименование величин	Обозначение, формулы	Вход	Расширение	Сужение
11. Коэффициенты местных потерь	$\xi = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2$ $\xi = \left(\frac{\omega_2}{\omega_c} - 1 \right)^2$		–	–
12. Расчетные значения местных потерь, см	$h_m = \frac{\xi \cdot V^2}{2g}$			
13. Относительное расхождение опытных и расчетных значений потерь	$\delta_h = \frac{h_m - h'_m}{h'_m}$			

Примечание. Размеры поперечного сечения бака:

$A = \dots \text{см};$

$B = \dots \text{см}.$

Межосевое расстояние

$H_0 = \dots \text{см}.$

5.7. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки

Цель работы. Экспериментальное определение коэффициентов истечения жидкости через малое круглое отверстие в тонкой стенке и внешний цилиндрический насадок.

5.7.1. Общие сведения

В гидравлике различают малые и большие отверстия. Малым называют отверстие, вертикальный размер которого существенно (в 5–10 раз) меньше напора истечения. В этом случае скорость вытекающей струи по сечению отверстия можно считать одинаковой. Если струя касается только кромки отверстия, то стенку, в которой выполнено отверстие, в гидравлическом смысле называют тонкой. Такой случай истечения наблюдается при острой кромке отверстия, либо при толщине стенки менее половины диаметра отверстия.

Струя на выходе из отверстия в тонкой стенке сжимается, достигая на некотором (около 0,5 диаметра отверстия) расстоянии наименьшего сечения, называемого сжатом. Явление сжатия объясняется свойством частиц жидкости, подходящих к отверстию с разных сторон, сохранять свое направление движения после прохождения отверстия. Степень сжатия струи оценивается коэффициентом сжатия

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

где ω_c – площадь сжатого сечения струи; ω – площадь отверстия.

Насадками называют патрубки длиной 3–4 диаметра, приставляемые к отверстию для увеличения расхода или придания струе особых свойств, например, дальнобойности.

При входе в цилиндрический насадок струя сначала сужается, отрываясь от стенок и образуя циркуляционную зону с пониженным давлением (ниже атмосферного в случае истечения в атмосферу), а затем постепенно расширяется и заполняет все сечение насадка. Сжатия струи при выходе из насадка не происходит, поэтому коэффициент сжатия для выходного сечения насадка $\omega = 1$.

В инженерной практике скорость V и расход жидкости Q через отверстия и насадки определяют по формулам

$$V = \varphi \cdot \sqrt{2gH}; \quad (5.11)$$

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

где φ – коэффициент скорости, учитывающий снижение скорости за счет гидравлического сопротивления отверстия или насадка и представляющий отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости; H – напор истечения; ω – площадь отверстия или выходного сечения насадка; μ – коэффициент расхода, связанный с другими коэффициентами истечения соотношением

$$\mu = \varphi \cdot \omega.$$

откуда видно, что μ учитывает снижение расхода, вызываемое гидравлическими сопротивлениями и сжатием струи.

В общем случае коэффициенты истечения μ , φ , ε зависят от числа Рейнольдса. На рис. 5.8. приведены такие зависимости для малого отверстия в тонкой стенке (сплошные линии) и для внешнего цилиндрического насадка (пунктирная линия). Из рисунка следует, что при развитом турбулентном режиме истечения (при $Re > 10^5$) численные значения коэффициентов становятся постоянными и равными:

для малых круглых отверстий в тонкой стенке

$$\varphi = 0,97; \varepsilon = 0,64; \mu = 0,97 \cdot 0,64 = 0,62;$$

для внешнего цилиндрического насадка

$$\varphi_n = 0,82; \varepsilon_n = 1; \mu_n = \varphi_n = 0,82.$$

Сравнение указанных коэффициентов для отверстия и насадка показывает, что присоединение к отверстию внешнего цилиндрического насадка обеспечивает при развитом турбулентном режиме истечения увеличение расхода ($v_n > \mu$) примерно на 30 %. Этот эффект объясняется большей площадью сечения струи на выходе из насадка, чем за от-

вертием в сжатом сечении ($\varepsilon_h > \varepsilon$), и более полным использованием исходной энергии напора на истечение. Так, на выходе из отверстия скорость велика ($\varphi > \varphi_h$) и, следовательно, значительная часть энергии жидкости уносится струей и не используется на истечение. В насадке же, выходная скорость мала, так как часть напора затрачивается на подсосывание дополнительного количества жидкости из бака в зону пониженного давления.

Следует помнить, что при $Re < 1000$ применение насадка не только не увеличивает коэффициент расхода, но даже уменьшает его по сравнению с истечением из отверстия (см. рис. 5.8).

Явление истечения жидкости из отверстий и насадков широко используется в технике. Так, истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке – процесс, характерный в большинстве случаев для безнапорных водопропускных труб под насыпью дорог, расходомерных диафрагм, клапанов, распределителей, дросселей и других устройств гидросистем.

Роль цилиндрических насадков выполняют патрубки для выпуска жидкости из резервуаров и водоемов, а также всевозможные краны, дорожные напорные трубы. Конические сходящиеся насадки применяются для получения больших скоростей, силы и дальности полета струи в пожарных брандспойтах, форсунках для подачи топлива, фонтанных соплах, гидромониторах для размыва грунта. Конические расходящиеся насадки служат для замедления течения жидкости и увеличения расхода в пенных огнетушителях, струйных насосах, отсасывающих трубах гидравлических турбин.

5.7.2. Описание устройства 5

Устройство 5 для исследования истечения жидкости через отверстия и насадки имеет единый прозрачный корпус и содержит баки 1 и 2, отделенные друг от друга ступенчатой перегородкой (рис. 5.9, а). В перегородке на одном уровне выполнено отверстие 3 с острыми кромками, а на другом уровне установлен внешний цилиндрический насадок 4. Устройство частично заполнено подкрашенной водой. Для измерения уровней воды в баках и дальности полета струи предусмотрена шкала 5 с миллиметровой ценой деления. Установившееся течение воды обеспечивается неизменностью напора истечения во времени.

В вертикальном положении устройства (см. рис. 5.9, а, б) можно определить коэффициенты расхода для отверстия и насадка. При наклонном положении устройства (см. рис. 5.9, в), где показан вид устройства сбоку) представляется возможность по параметрам струи до-

полнительно определить численное значение коэффициента скорости из формулы

$$\varphi = \frac{l - \frac{h^2}{c}}{\sqrt{\frac{4L \cdot h^2}{c}}} = \frac{l - \frac{h \cdot k}{K}}{\sqrt{\frac{4L \cdot h \cdot k}{K}}} \quad (5.12)$$

где l – дальность полета струи; h – расстояние от оси отверстия до задней стенки; c – толщина слоя оставшейся над перегородкой воды; L – расстояние между уровнями отверстия и насадка.

Вышеуказанное выражение получено с использованием системы уравнений:

$$x = V \cdot t, \quad (5.13)$$

$$y = \frac{g \cdot t^2}{2}, \quad (5.14)$$

где x, y – координаты точки соприкосновения струи с задней стенкой устройства; за начало координат принят центр тяжести сжатого сечения; t – время движения частиц жидкости от сжатого сечения до места соприкосновения струи с боковой стенкой устройства.

Выразив φ из уравнения (5.11) и подставляя значение скорости V из формулы (5.13), а время t – из (3.14), получаем

$$\varphi = \frac{V}{\sqrt{2g \cdot H}} = \frac{x}{\sqrt{4H \cdot y}}.$$

Откуда с учетом соотношений

$$x = l - a; \quad a = h \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{c};$$

$$H = L \cdot \sin \alpha; \quad y = \frac{h}{\cos \alpha},$$

окончательно находим расчетную зависимость (5.12).

Расход в устройстве 5 изменяется переводом его в наклонное положение с использованием подставки (см. рис. 5.9, в, где показан вид устройства сбоку). Аналогично можно варьировать расход в устройствах 3 и 4. В этом случае стабилизированное значение напора истечения уменьшается и может быть определено по формуле

$$H = L \cdot \sin \alpha.$$

При этом угол наклона устройства вычисляется по одной из зависимостей

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{c}, \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{k}{K}.$$

5.7.3. Порядок выполнения работы

1. Измерить параметры A , B , L устройства 5 (см. рис. 5.8) и зафиксировать показание T термометра, находящегося в составе комплекта. Значения этих величин и диаметров отверстия и насадка (указаны на корпусе устройства) внести в примечание табл. 5.12.

Таблица 5.12

Наименование величин	Обозначения, формулы	Отверстие		Насадок
		$\alpha < 90$	$\alpha > 90$	$\alpha = 90$
1. Перемещение уровня воды в баке, см	S			
2. Время наблюдения за уровнем воды, с	t			
3. Дальность полета струи, см	l			
4. Уровень оставшейся над перегородкой воды, см	c			
5. Угол наклона устройства	$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{c}$			
6. Напор истечения, см	$H = L \cdot \sin \alpha$			
7. Расход воды, см/с	$Q = \frac{ABS}{t}$			
8. Опытное значение коэффициента расхода	$\mu = \frac{Q}{\omega \sqrt{2gH}}$			
9. Коэффициент скорости по формуле (5-1)	φ			
10. Коэффициент сжатия струи	$\varepsilon = \frac{\mu}{\varphi}$			
11. Кинематический коэффициент вязкости по формуле (5-2), см ² /с.	ν			
12. Число Рейнольдса	$Re = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu}$			
13. Справочное значение коэффициента расхода (см. рис. 3-8)	μ^*			
14. Относительное расхождение коэффициентов расхода	$\delta_{\mu} = \frac{\mu - \mu'}{\mu'}$			

2. При заполненном водой баке 1 поставить устройство вертикально ($\alpha = 90^\circ$) баком 2 на стол (см. рис. 5.8, а) и наблюдать истечение через отверстие.

3. Секундомером определить время t перемещения уровня жидкости вдоль стенки одного из баков на некоторую величину S . Значения замеренных величин внести в табл. 5.12.

4. Посчитать опытное значение коэффициента расхода μ по порядку, указанному в табл. 5.12, а затем по найденному числу Рейнольдса определить справочное значение коэффициента расхода μ из графика (см. рис. 5.8).

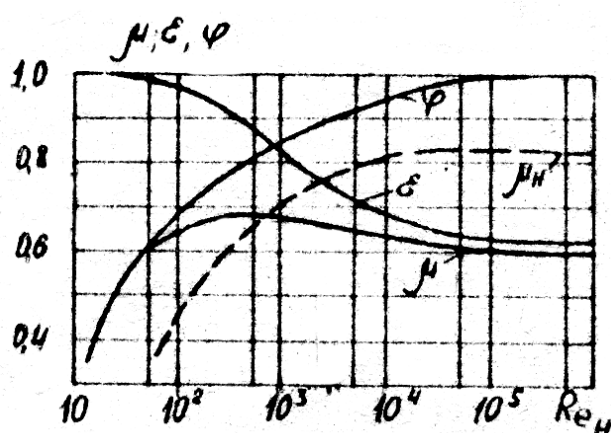


Рис. 5.8

5. Найти относительное расхождение δ_μ между опытным μ и справочным μ значениями коэффициента расхода.

6. Поставить устройство вертикально ($\alpha = 90^\circ$) баком 1 на стол (см. рис. 5.9, б) и наблюдать истечение жидкости через насадку. При этом выполнить операции по пп. 3, 4, 5 и сравнить значения коэффициентов расхода для отверстия и насадки.

7. Установить устройство баком 2 на стол с наклоном с использованием подставки ($\alpha < 90^\circ$, см. рис. 5.9, в) и наблюдать истечение через отверстие. В ходе проведения опытов и обработки результатов повторить действия по п.п. 3, 4, 5 и дополнительно измерить дальность полета струи l , уровень с оставшейся над перегородкой воды или параметры k и K , а затем определить значения коэффициентов скорости φ и сжатия ε . Сверить их со справочными значениями из рис. 5.8.

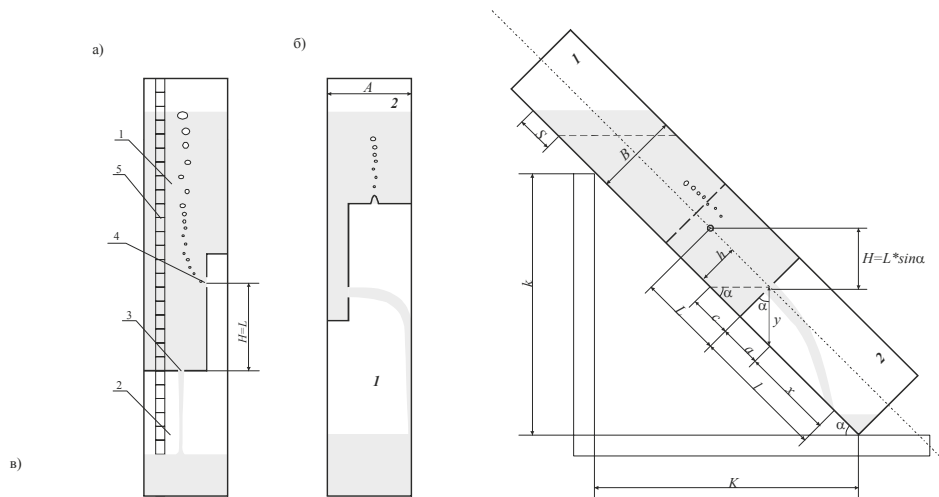


Рис. 5.9

Обозначения: Диаметр отверстия $d = \dots$ см; диаметр насадка $d = \dots$ см; размеры поперечного сечения бака: $A = \dots$ см, $B = \dots$ см; расстояние от оси отверстия до задней стенки $h = \dots$ см; расстояние между уровнями отверстия и насадка $L = \dots$ см; температура воды $T = \dots$ °C.

Приложение

Таблица 1

Международная система единиц (СИ) ГОСТ 8.417-81
(СТ СЭВ 1052-78)

Величина	Единица измерения	Сокращенное обозначение единиц
Основные единицы		
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электрического тока	Ампер	А
Термодинамическая температура	Кельвин	К
Количество вещества	моль	моль
Некоторые производные единицы		
Площадь	квадратный метр	м ²
Объем, вместимость	кубический метр	м ³
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр в секунду в квадрате	м/с ²
Сила, вес	Ньютон	Н; (кг · м/с ²)
Давление	Ньютон на квадратный метр	Н/м ²
Плотность	килограмм на кубический метр	кг/м ³
Удельный объем	кубический метр на килограмм	м ³ /кг
Энергия, работа, количество теплоты, энтальпия	Джоуль	Дж; (Н · м)
Мощность, поток энергии	Ватт	Вт (Дж/с)
Энтропия	Джоуль на Кельвин	Дж/К
Удельная массовая теплоемкость	Джоуль на килограмм-Кельвин	Дж/(кг · К)
Теплота фазового перехода	Джоуль на килограмм	Дж/кг

Таблица 2

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименований

Множитель	Приставка	Обозначение	Множитель	Приставка	Обозначение
10^{12}	тера	Т	10^{-1}	деци	д
10^9	гига	Г	10^{-2}	санتي	с
10^6	мега	М	10^{-3}	милли	м
10^3	кило	к	10^{-6}	микро	мк
10^2	гекто	г	10^{-9}	нано	н
10	дека	да	10^{-12}	пико	п

Таблица 3

Перевод некоторых величин, измеренных в единицах системы МКГСС или во внесистемных единицах, в единицы международной системы СИ

Масса	$1 \text{ т.е.м.} = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м} = 9,80665 \text{ кг}$
Сила	$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н}; 1 \text{ дин} = 10^{-5} \text{ Н}$
Плотность	$1 \text{ т.е.м./м}^3 = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4 = 9,80665 \text{ кг/м}^3$
Давление	$1 \text{ кгс/см}^2 (\text{кг/см}^2) = 1 \text{ ат} = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Па (технич. атм)}$
Энергия, работа, теплота, энтальпия, внутренняя энергия, потенциалы	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Дж}; 1 \text{ ккал} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж};$ $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}; 1 \text{ л.с} \cdot \text{ч} = 2,6478 \cdot 10^6 \text{ Дж}$

Таблица 4

Значения удельного веса γ и плотности ρ некоторых жидкостей

Жидкость	Удельный вес, γ , Н/м ³	Плотность, ρ , кг/м ³
Ртуть	132900	13547
Вода:		
морская	10010–10090	1002–1029
пресная	9790	998,2
Масло минеральное	8600–8750	877–892
Нефть	8340–9320	850–950
Керосин	7770–8450	792–840
Спирт этиловый	7740	789,3
Бензин	7250–7370	739–751

Таблица 5

Коэффициенты объемного сжатия β_w

Температура, °С	Коэффициенты объемного сжатия β_w при давлении, Па·10 ⁻⁴				
	50	100	200	300	780
0	5,4	5,37	5,31	5,23	5,15
5	5,29	5,23	5,18	5,08	4,93
10	5,23	5,18	5,08	4,98	4,81
15	5,18	5,1	5,03	4,88	4,7
20	5,15	5,05	4,95	4,81	4,6

Таблица 6

Коэффициенты температурного расширения β_t

Давление, P , Па·10 ⁵	Коэффициенты температурного расширения β_t при температуре °С				
	1–10	10–20	40–50	60–70	90–100
1	0,000014	0,000150	0,000422	0,000556	0,000719
100	0,000043	0,000165	0,000422	0,000548	0,000704
200	0,000072	0,000183	0,000426	0,000539	0,000682
500	0,000149	0,000236	0,000429	0,000523	0,000661
900	0,000229	0,000289	0,000437	0,000514	0,000621

Таблица 7

Кинематическая вязкость некоторых жидкостей

Жидкость	ν 10 ⁶ , м ² /с	Жидкость	ν 10 ⁶ , м ² /с
Анилин	4,3	Масло касторовое	1002
Бензин	0,83-0,93	Масло льняное	55
Вода пресная	1,01	Масло минеральное	313–1450
Глицерин безводный	4,1	Нефть	8,1–9,3
Дизельное топливо	5	Ртуть	0,11
Керосин	2–3	Спирт этиловый безводный	1,51
Красочные растворы	90–120	Хлористый натрий (26%-й раствор)	1,53

Таблица 8

*Физические параметры сухого воздуха
при давлении $p = 760$ мм рт. ст.*

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,0	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица 9

Физические свойства воды при давлении $p = 760$ мм рт.ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$h, \text{кДж/кг}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, 1/\text{K}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$	Pr
0	999,9	0,0	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6	9,52
20	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75

Таблица 10

Физические свойства дымовых газов
($p=760$ мм рт. ст., $r_{\text{C}_2\text{O}} = 0,13$, $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,7	94,3	31,7	60,38	0,54
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,406	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Таблица 11

Физические свойства трансформаторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/кг·К	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$\alpha \cdot 10^8,$ м ² /с	$\beta \cdot 10^4,$ 1/К	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,03	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,50	7,40	34,9

Таблица 12

Варианты микрорайонов

№	Потребители тепла	Кол-во зданий	Общая площадь одного здания, А, м ²
1	2	3	4
Микрорайон № 01 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 9 эт., 36 кв.	6	2008
2.	Жилой дом 5-эт., 20 кв.	7	1338
3.	Общежитие 9- эт., 535 мест.	1	3740
4.	Кинотеатр, 200 мест	1	742
Микрорайон № 02 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 9 эт., 71 кв.	8	3244
2.	Жилой дом 2-эт., 1 кв.	4	163
3.	Сберкасса 1- эт.	1	191,5
4.	Ясли-сад, 2-эт, 140 мест	1	1813
Микрорайон № 03 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 5 эт., 90 кв.	8	4321
2.	Жилой дом 4-эт., 48 кв.	7	2352
3.	Магазин 1- эт.	1	4139
4.	Школа 2-эт, 694 учащихся	1	5245,5
Микрорайон № 04 (система теплоснабжения закрытая)			

Продолжение табл. 12

1	2	3	4
1.	Жилой дом 2-эт., 1 кв.	5	163
2.	Жилой дом 4-эт., 32 кв.	10	1568
3.	Баня-прачечная 3-эт., 100 мест 1000 кг сух. белья в смену	1	2120,8
4.	Общ-е-малосемейка, 9-эт., 143 кв.	2	4922
Микрорайон № 05 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 5-эт., 72 кв.	8	4124
2.	Жилой дом 2-эт., 60 кв.	7	2880
3.	Столовая на 50 мест.	1	504,6
4.	Школа на 132 уч., 2-эт	1	2100
Микрорайон № 06 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 9 эт., 108 кв.	4	5963
2.	Жилой дом 9-эт., 142 кв.	3	6488
3.	Магазин 1- эт., 535 мест.	2	2827
4.	Ясли-сад, 2-эт, 100 мест	1	1813
Микрорайон № 07 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дома 2 эт., 2 кв.	8	325
2.	Жилой дом 4-эт., 16 кв.	4	784
3.	Больница на 200 коек	1	8600
4.	Ясли-сад, 2-эт, 140 мест	1	2931
Микрорайон № 08 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 4 эт., 32 кв.	5	1568
2.	Жилой дом 4-эт., 48 кв.	7	2194,5
3.	Столовая-кафе на 50 мест	1	532,8
4.	Сберкасса 1-эт.	1	191,5
Микрорайон № 09 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 5-эт., 72 кв.	5	4124
2.	Жилой дом 9-эт., 73 кв.	5	4016
3.	Магазин 1-эт., 100 мест	2	2827
4.	Школа на 264 уч., 2-эт	1	4079
Микрорайон № 10 (система теплоснабжения закрытая)			
1.	Жилой дом 9-эт., 36 кв.	6	1963
2.	Жилой дом 5-эт., 30 кв.	10	1440,4
3.	Баня-прачечная 3 эт., 100 мест	1	2120,8
4.	Магазин 1-эт.	1	4139
Микрорайон № 11 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 9 эт., 36 кв.	6	2008
2.	Жилой дом 5-эт., 20 кв.	7	1338
3.	Общежитие 9- эт., 535 мест.	1	3740

Продолжение табл. 12

1	2	3	4
4.	Кинотеатр, 200 мест	1	742
Микрорайон № 12 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 9 эт., 71 кв.	8	3244
2.	Жилой дом 2-эт., 1 кв.	4	163
3.	Сберкасса 1- эт.	1	191,5
4.	Ясли-сад, 2-эт, 140 мест	1	1813
Микрорайон № 13 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 5 эт., 90 кв.	8	4321
2.	Жилой дом 4-эт., 48 кв.	7	2352
3.	Магазин 1- эт.	1	4139
4.	Школа 2-эт, 694 учащихся	1	5245,5
Микрорайон № 14 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 2-эт., 1 кв.	5	163
2.	Жилой дом 4-эт., 32 кв.	10	1568
3.	Баня-прачечная 3-эт., 100 мест 1000 кг сух. белья в смену	1	2120,8
4.	Общ-е-малосемейка, 9-эт., 143 кв.	2	4922
Микрорайон № 15 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 5-эт., 72 кв.	8	4124
2.	Жилой дом 2-эт., 60 кв.	7	2880
3.	Столовая на 50 мест.	1	504,6
4.	Школа на 132 уч., 2-эт	1	2100
1	2	3	4
Микрорайон № 16 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 9 эт., 108 кв.	4	5963
2	Жилой дом 9-эт., 142 кв.	3	6488
3.	Магазин 1- эт., 535 мест.	2	2827
4.	Ясли-сад, 2-эт, 100 мест	1	1813
Микрорайон № 17 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дома 2 эт., 2 кв.	8	325
2.	Жилой дом 4-эт., 16 кв.	4	784
3.	Больница на 200 коек	1	8600
4.	Ясли-сад, 2-эт, 140 мест	1	2931
Микрорайон № 18 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 4 эт., 32 кв.	5	1568
2.	Жилой дом 4-эт., 48 кв.	7	2194,5
3.	Столовая-кафе на 50 мест	1	532,8
4.	Сберкасса 1-эт.	1	191,5
Микрорайон № 19 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 5-эт., 72 кв.	5	4124
2.	Жилой дом 9-эт., 73 кв.	5	4016

Окончание табл. 12

1	2	3	4
3.	Магазин 1-эт., 100 мест	2	2827
4.	Школа на 264 уч., 2-эт	1	4079
Микрорайон № 20 (система теплоснабжения открытая)			
1.	Жилой дом 9-эт., 36 кв.	6	1963
2.	Жилой дом 5-эт., 30 кв.	10	1440,4
3.	Баня-прачечная 3 эт., 100 мест	1	2120,8
4.	Магазин 1-эт.	1	4139

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987.
2. Бузников Б.Ф., Роддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
3. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: учебн. пособие. Изд-во АГТУ, 1997.
4. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. – М.:Машиностроение, 1982.
5. Голдаев С.В., Загромов Ю.А. Основы технической термодинамики. – Томск.: Изд-во ТПУ, 2009.
6. Захарова Л.Г., Ляликов Б.А. Источники и системы теплоснабжения. Методическое пособие по выполнению курсового проекта для студентов специальности 100700 «Промышленная теплоэнергетика». – Томск: Ротапринт, ТПУ, 1999.
7. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960.
8. Коновалова Л.С., Загромов Ю.А. Теоретические основы теплотехники. Теплопередача. – Томск: ИПФ ТПУ, 2001.
9. Коновалова Л.С., Загромов Ю.А. Теоретические основы теплотехники. Примеры и задачи. – Томск: ИПФ ТПУ, 2001.
10. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М: «Энергия», 1980.
11. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач: учеб. пособие для машиностр. вузов / под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1974.
12. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу / Я.М. Вильнер, И.П. Вопнярский, В.И.Кузменков, И.А.Шульпин; Под ред.Я.М.Вильнера. -Минск: Высш.шк. 1980.
13. Ляликов Б.А. Источники и системы теплоснабжения промышленных предприятий: Учебное пособие. Ч. 1. – Томск.: Изд-во ТПУ, 2003.
14. Манюк В.И., Каплинский Я.И. и др. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей. Справочник. – М: Стройиздат, 1988.
15. Основы гидравлики: учебное пособие / Е.Е. Бульба. – Томск: Изд-во ТПУ, 2010.

16. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л.: Химия, 1987.
17. Примеры расчетов по гидравлике / под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976.
18. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. – М.: Энергоатомиздат, 1995.
19. Сборник задач по технической термодинамике / Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев, С.А. Ремизов, Н.Я. Филатов. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.
20. СНиП И-А. 6-72. Строительная климатология и геофизика. – М., 1973.
21. СНиП 11-34 – 76. Горячее водоснабжение. – М., 1976.
22. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1987.
23. СНиП 2.04.05-91. Отопление вентиляция и кондиционирование. – М, 1991.
24. СНиП II – 3 – 79*. Строительная теплотехника. – М., 1979.
25. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М., Энергия, 1982.
26. Справочник по гидравлике / В.А. Большаков, Ю.М. Константинов, В.Н. Попов и др. – К.: Вища шк., 1984.
27. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование /Под ред. Б.М. Хрусталева-М.: Изд-во АБС, 2008.
28. Теплотехника / под. ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
29. Теплотехнический справочник. Т. 1,2 / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М: Энергия, 1975.
30. Чертов А.Г. Физические величины. – М.: Высш. Шк., 1990. – 336 с.
31. Чугаев Р.Р. Гидравлика. – Л.: Энергоиздат, 1982.
32. Щекин Р.В., Корневский С.М. и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Отопление и теплоснабжение. – Киев: Будивельник, 1968.
33. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. – Л.: Энергоатомиздат, 1983.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ	4
1.1. Основные физические свойства жидкостей и газов	4
1.2. Гидростатическое давление	5
1.3. Основное уравнение гидростатики	6
1.4. Сила давления жидкости на криволинейную поверхность	6
1.5. Уравнение неразрывности для установившегося потока жидкости (уравнение постоянства расхода)	8
1.6. Режимы движения жидкости	9
1.7. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости	9
1.8. Уравнение Бернулли для всего потока	11
1.9. Гидравлический расчет истечения жидкостей	13
1.10. Метод расчета простых трубопроводов	16
1.11. Методики расчета сложных трубопроводов	18
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ	22
2.1. Уравнение состояния	22
2.2. Расчет термических параметров газовых смесей	22
2.3. Первый закон термодинамики	24
2.4. Теплоемкость газов	25
2.5. Расчет процессов идеального газа	28
2.6. Процессы воды и водяного пара	30
2.7. Истечение и дросселирование газов и паров	31
2.8. Расчет параметров влажного воздуха	34
2.9. Процессы компрессоров	35
2.10. Циклы газотурбинных двигателей и установок	36
2.11. Циклы паротурбинных установок	39
2.12. Способы переноса теплоты	41
2.13. Законы переноса теплоты	42
2.14. Теплопроводность и теплопередача при стационарном режиме	43
2.15. Теплопроводность тел с внутренними источниками теплоты при стационарном режиме	47
2.16. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными диатермичной средой	50
2.17. Теплопередача через плоскую стенку со сложным теплообменом	51
2.18. Основы теории подобия	54
2.19. Теплоотдача при свободном движении жидкости	55

2.20. Теплоотдача при продольном омывании поверхности вынужденным потоком жидкости.....	56
2.21. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах и каналах	57
2.22. Теплоотдача при фазовых превращениях	59
3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ.....	62
3.1. Общие положения.....	62
3.2. Расчет сезонных тепловых нагрузок.....	63
3.3. Тепловая нагрузка на отопление	63
3.4. Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение	65
3.5. Расчетная часовая нагрузка района теплоснабжения	66
3.6. Определение расходов сетевой воды у потребителей систем отопления и вентиляции.....	67
3.7. Расход воды на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения.....	67
3.8. Расход воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения	68
3.9. Поверочный гидравлический расчет тепловой сети	70
3.10. Конструктивный гидравлический расчет двухтрубной водяной сети	73
3.11. Построение пьезометрического графика	75
4. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ	77
4.1. Термические параметры. Уравнение состояния идеального газа	77
4.2. Первый закон термодинамики.....	80
4.3. Теплоемкость, энтальпия и внутренняя энергия идеальных газов	81
4.4. Смеси идеальных газов.	83
4.5. Процессы с идеальными газами.	84
4.6. Второй закон термодинамики.	86
4.7. Свойства воды и водяного пара	87
4.8. Влажный воздух	89
4.9. Истечение и дросселирование газов и паров	90
4.10. Компрессоры и циклы двигателей внутреннего сгорания	92
4.11. Циклы газотурбинных установок и реактивных двигателей	94
4.12. Циклы паротурбинных установок.....	95
4.13. Расчет стационарной теплопроводности и теплопередачи	97
4.14. Расчет теплоотдачи при естественной конвекции жидкости.....	99
4.15. Теплоотдача при вынужденной конвекции	100
4.16. Расчет теплоотдачи при фазовых превращениях	102
4.17. Теплообмен излучением	102

4.18. Расчет теплопередачи со сложным теплообменом на поверхностях.....	103
4.19. Физические свойства жидкостей.....	105
4.20. Гидростатическое давление.....	106
4.21. Уравнение Бернулли.....	113
4.22. Истечение жидкости из отверстий и насадок.....	119
5. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ГИДРАВЛИКЕ.....	122
5.1. Изучение физических свойств жидкости.....	122
5.2. Измерение гидростатического давления.....	128
5.3. Изучение режимов движения жидкости.....	133
5.4. Иллюстрация уравнения Бернулли.....	136
5.5. Определение потерь напора по длине.....	142
5.6. Определение местных потерь напора.....	146
5.7. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки.....	151
Приложение.....	158
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	167

Учебное издание

ЗАХАРЕВИЧ Аркадий Владимирович
МАКСИМОВ Вячеслав Иванович
НАГОРНОВА Татьяна Александровна

ПРАКТИКУМ ПО ГИДРАВЛИКЕ И ТЕПЛОТЕХНИКЕ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Учебное пособие

Издано в авторской редакции

Научный редактор
доктор физико-математических наук
С.В. Голдаев

Дизайн обложки А.И. Сидоренко


**Отпечатано в Издательстве ТПУ в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати 11.10.2011. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл. печ. л. 10,23. Уч.-изд. л. 9,26.
Заказ 1470-11. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту BS EN ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru