

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики

В.Д. Иванов
М.С. Липатов

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Практикум

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2021

УДК 621.1 (076)
ББК 32.38я3
И201

Рецензент

кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургского государственного университета
промышленных технологий и дизайна
С.Н. Смородин

Иванов В.Д., Липатов М.С.

И201 Системы теплоснабжения: практикум / В.Д. Иванов, М.С. Липатов. —
СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. — 52 с.

Практикум соответствует программам и учебным планам дисциплины «Системы теплоснабжения» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В практикуме представлены решения 34 задач по восьми основным разделам дисциплины. После проработки представленного материала для лучшего усвоения основ изучаемой дисциплины студенту целесообразно самостоятельно решить собранные в конце разделов задачи. Необходимые справочные таблицы для выполнения 30 практических работ представлены в Приложении.

Практикум предназначен для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения. Отдельные разделы практикума могут быть полезны аспирантам и специалистам, работающим в области теплоснабжения.

УДК 621.1 (076)
ББК 32.38я3

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2021
© Иванов В.Д., Липатов М.С., 2021

СОДЕРЖАНИЕ

1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ.....	4
2. ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ.....	6
3. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	12
4. РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	14
5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ.....	21
6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ И НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ.....	24
7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИЗОЛИРОВАННЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ.....	34
8. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ.....	45
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	50

1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ или в районной котельной, кг:

$$B_T = b_T^T \cdot Q,$$

где Q – количество отпущенной потребителям теплоты, ГДж;

b_T^T – удельный расход условного топлива на выработку теплоты, кг/ГДж.

Удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ или в районной котельной без учета потерь во внутренних коммуникациях, кг/ГДж:

$$b_T^T = \frac{10^6}{Q_{\text{Усл}} \cdot \eta_K} = \frac{10^6}{29\,300 \cdot \eta_K} = \frac{34,1}{\eta_K},$$

где η_K – КПД котельной ТЭЦ или районной котельной.

Удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии в теплофикационном цикле на ТЭЦ $b_T^Э$ и в конденсационном цикле с учетом регенерации на КЭС $b_K^Э$ без учета потерь во внутренних коммуникациях, кг/(кВт·ч):

$$b_T^Э = \frac{0,123}{\eta_{\text{К.С}} \cdot \eta_{\text{ЭМ}}};$$

$$b_K^Э = \frac{0,123}{\eta_{\text{К.С}} \cdot \eta_i^P \cdot \eta_{\text{ЭМ}}},$$

где $\eta_{\text{К.С}}$ – КПД котельной электростанции (ТЭЦ или КЭС);

η_i^P – внутренний абсолютный КПД конденсационной выработки с учетом регенерации;

$\eta_{\text{ЭМ}}$ – электромеханический КПД турбогенератора на ТЭЦ или КЭС.

Пример 1. Определить годовую экономию условного топлива ΔB т/год за счет использования вторичных энергоресурсов (ВЭР) в количестве $Q = 10^6$ ГДж/год вместо получения тепла от котельной с КПД $\eta_K = 0,85$.

Решение. Удельная экономия условного топлива:

$$\Delta b = 34,1/\eta_K = 34,1/0,85 = 40,1 \text{ кг/ГДж.}$$

Годовая экономия условного топлива:

$$\Delta B = \Delta b \cdot Q = 40,1 \cdot 10^6 = 40\,100\,000 \text{ кг/год} = 40\,100 \text{ т/год.}$$

Пример 2. Определить годовую экономию условного топлива ΔB т/год за счет использования ВЭР в количестве $Q = 10^6$ ГДж/год при условии, что на предприятии нагрузка отопления и ГВС до реконструкции теплоснабжения покрывалась от ТЭЦ. Принять КПД котельного цеха на ТЭЦ $\eta_{\text{кт.тэц}} = 0,89$, удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $\varepsilon_T = 120$ кВт·ч/ГДж и разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС и ТЭЦ $\Delta b^\varepsilon = b_K^\varepsilon - b_T^\varepsilon = 0,2$ кг/(кВт·ч).

Решение. Удельная экономия условного топлива:

$$\Delta b = b_T^T - \Delta b^\varepsilon = \frac{34,1}{\eta_{\text{кт.тэц}}} - (b_K^\varepsilon - b_T^\varepsilon) \cdot \varepsilon_T = \frac{34,1}{0,89} - 0,2 \cdot 120 = 14,3 \text{ кг/ГДж.}$$

Годовая экономия условного топлива:

$$\Delta B = \Delta b \cdot Q = 14,3 \cdot 10^6 = 14\,300\,000 \text{ кг/год} = 14\,300 \text{ т/год.}$$

Сопоставление результатов, полученных в примерах 1 и 2, показывает, что вариант замещения тепла от котельной путем использования ВЭР в 2,8 раза выгоднее по сравнению с вариантом замещения тепла при теплоснабжении от ТЭЦ.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить годовую экономию условного топлива ΔB т/год за счет использования вторичных энергоресурсов в количестве $Q = 4 \cdot 10^6$ ГДж/год вместо получения тепла от котельной с КПД $\eta_K = 0,82$.

Задача 2. Определить годовую экономию условного топлива ΔB т/год за счет использования ВЭР в количестве $Q = 4 \cdot 10^6$ ГДж/год при условии, что на предприятии нагрузка отопления и ГВС до реконструкции теплоснабжения покрывалась от ТЭЦ. Принять КПД котельного цеха на ТЭЦ $\eta_{\text{кт.тэц}} = 0,89$, удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $\varepsilon_T = 120$ кВт·ч/ГДж и разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС и ТЭЦ $\Delta b^\varepsilon = b_K^\varepsilon - b_T^\varepsilon = 0,2$ кг/(кВт·ч).

Задача 3. Район города с годовым полезным теплотреблением по воде $Q = 10 \cdot 10^6$ ГДж/год от домовых котельных с КПД $\eta_{д.к} = 0,6$ переведен на теплоснабжение от районной котельной с КПД $\eta_{р.к} = 0,8$ при КПД тепловых сетей $\eta_{т.с} = 0,95$.

Определить годовую абсолютную (в $t/год$), относительную (по отношению к расходу топлива в домовых котельных) и удельную (на единицу теплоты, выработанной в районной котельной, в $кг/ГДж$) экономию условного топлива.

2. ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расчетный расход тепла на отопление, Вт или ккал/ч:

$$Q_{OP} = (1 + \mu) \cdot q_0 \cdot V \cdot (t_{BP} - t_{HO}) - Q_{ТВР},$$

где μ – коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплопотерь от инфильтрации к теплопотерям от теплопередачи через наружные ограждения, $\mu = Q_{И}/Q_{OP}$;

q_0 – удельная теплопотеря здания при расчетной температуре наружного воздуха t_{HO} в данной местности, $q_0 = \beta \cdot q_{(-30^\circ C)}$, Вт/($m^3 \cdot ^\circ C$) или ккал/($m^3 \cdot ч \cdot ^\circ C$);

$q_{(-30^\circ C)}$ – удельная теплопотеря здания при расчетной температуре наружного воздуха $t_{HO} = -30^\circ C$, Вт/($m^3 \cdot ^\circ C$);

β – поправочный коэффициент, учитывающий отличие фактического значения t_{HO} в данной местности от значения $t_{HO} = -30^\circ C$;

V – объём отапливаемого здания по наружному обмеру, m^3 ;

t_{BP} – внутренняя расчетная температура отапливаемых помещений, $^\circ C$;

t_{HO} – расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы отопления, $^\circ C$;

$Q_{ТВР}$ – расчетное значение внутренних тепловыделений, Вт или ккал/ч.

Значение удельной теплопотери хорошо утепленных жилых и общественных зданий можно ориентировочно определить по эмпирической зависимости, Вт/($m^3 \cdot ^\circ C$):

$$q_0 = \frac{1,85}{\sqrt[6]{V}}.$$

Расход тепла на отопление для произвольного режима t_H , Вт или ккал/ч:

$$Q_0 = Q_{OP} \cdot \frac{t_{BP} - t_H}{t_{BP} - t_{HO}} .$$

Средний расход теплоты за отопительный период, Гкал/ч:

$$Q_0^{CP} = Q_{OP} \cdot \frac{t_{BP} - t_H^{CP}}{t_{BP} - t_{HO}} ,$$

где t_H^{CP} или $t_{CP,3}$ – средняя температура отопительного периода, °С.

Годовой расход теплоты на отопление, Гкал/год:

$$Q_0^{ГОД} = Q_0^{CP} \cdot n_0 .$$

Расчетный расход теплоты на вентиляцию, Вт или ккал/ч:

$$Q_{BP} = q_V \cdot V \cdot (t_{BP} - t_{HB}),$$

где q_V – удельный расход теплоты на вентиляцию, Вт/(м³·°С) или ккал/(м³·ч·°С);

t_{HB} – расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы вентиляции, °С.

Расход тепла на вентиляцию для произвольного режима t_H , Вт или ккал/ч:

$$Q_V = Q_{BP} \cdot \frac{t_{BP} - t_H}{t_{BP} - t_{HB}} .$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию, Гкал/год:

$$Q_V^{ГОД} = Q_{BP} \cdot \left[n_V + \frac{(t_{BP} - t_H^{CP,B}) \cdot (n_{OC} - n_V)}{t_{BP} - t_{HB}} \right] \cdot \left[1 - \frac{n_D^B}{n_0} \right] ,$$

где Q_{BP} – расчетный расход теплоты за отопительный период, Гкал/ч;

n_V – продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха $t_H < t_{HB}$, с/год или ч/год (при $t_{HB} = t_{HO}$ $n_V = 0$);

n_D^B – длительность отопительного периода, когда вентиляция не работает, ч/год;

$t_H^{CP,B}$ – средняя температура наружного воздуха за период от начала отопительного периода $t_H = t_{HK}$ до $t_H = t_{HB}$.

Средний (средненедельный) часовой расход теплоты на бытовое ГВС отдельных жилых, общественных и промышленных зданий в зимнем периоде, Вт или ккал/ч:

$$Q_{\Gamma}^{\text{CP.З}} = Q_{\Gamma}^{\text{CP}} = 1,2 \cdot m \cdot \frac{(a^{\text{CP}} + b) \cdot (\tau_{\Gamma} - \tau_{\text{X}}) \cdot c_{\text{P}}^{\text{CP}}}{3,6 \cdot n_{\text{C}}},$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий остывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения;

m – количество потребителей или единиц измерения;

a^{CP} – норма суточного расхода горячей воды с температурой $\tau_{\Gamma} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$, кг (л) на одного потребителя или единицу измерения в средние сутки;

b – расход горячей воды с температурой $\tau_{\Gamma} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$, кг (л) для общественных зданий, отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать $b = 25$ кг (л) на 1 чел. в сутки;

τ_{Γ} – температура горячей воды, $^{\circ}\text{C}$; для жилых, общественных и производственных зданий $\tau_{\Gamma} = 60 \div 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$; для детских учреждений – яслей-садов температура воды, поступающей в краны ГВС, должна быть $\tau_{\Gamma} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

τ_{X} – температура холодной водопроводной воды, $^{\circ}\text{C}$; принимают в отопительном периоде $\tau_{\text{XЗ}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, в летнем периоде $\tau_{\text{XЛ}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

c_{P}^{CP} – теплоёмкость воды, $c_{\text{P}}^{\text{CP}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}) = 1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$;

n_{C} – расчетная длительность подачи тепла на ГВС, ч/сут; для жилых зданий, общежитий, гостиниц, больниц, санаториев, физкультурно-оздоровительных учреждений принимают круглосуточный режим водоразбора $n_{\text{C}} = 24$ ч/сут; для детских яслей-садов принимают $n_{\text{C}} = 10 - 24$ ч/сут, для промышленных предприятий в зависимости от сменности $n_{\text{C}} = 6 - 24$ ч/сут;

3,6 – коэффициент перевода кДж/ч в Вт.

Средний часовой расход теплоты на бытовое ГВС за сутки наибольшего водопотребления определяем по формуле, Вт или ккал/ч:

$$Q_{\Gamma}^{\text{CP.C}} = K_{\text{СУТ}} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{CP.H}},$$

где $K_{\text{СУТ}}$ – коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты на ГВС.

Максимальный часовой расход теплоты на бытовое ГВС определяем по формуле, Вт или ккал/ч:

$$Q_{\Gamma}^{\text{МАКС}} = K_{\text{СУТ}} \cdot K_{\text{Ч}} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{СР.Н}},$$

где $K_{\text{Ч}}$ – коэффициент часовой неравномерности расхода теплоты на ГВС в часы пикового водопотребления.

Расход теплоты на ГВС в летнее время определяем по формуле, Вт или ккал/ч:

$$Q_{\Gamma}^{\text{СР.Л}} = Q_{\Gamma}^{\text{СР.З}} \cdot \frac{\tau_{\Gamma} - \tau_{\text{ХЛ}}}{\tau_{\Gamma} - \tau_{\text{ХЗ}}} \cdot \beta,$$

где β – коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на ГВС в неотапительный период по отношению к отопительному периоду; принимается для жилищно-коммунального сектора $\beta = 0,8$ (для курортных и южных городов $\beta = 1,5$), для предприятий $\beta = 1,0$.

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение, Гкал/год:

$$Q_{\Gamma}^{\text{ГОД}} = Q_{\Gamma}^{\text{СР}} \cdot \left[n_0 + \frac{\beta \cdot (\tau_{\Gamma} - \tau_{\text{ХЛ}}) \cdot (n_{\Gamma} - n_0)}{\tau_{\Gamma} - \tau_{\text{ХЗ}}} \right],$$

где $Q_{\Gamma}^{\text{СР}}$ – средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение, Гкал/ч;
 n_{Γ} – длительность работы системы горячего водоснабжения, ч/год; обычно $n_{\Gamma} = 8400$ ч/год;
 n_0 – продолжительность отопительного периода, ч/год.

Пример 1. Определить расчетный расход тепла на отопление здания с наружным объемом $V = 65\,000 \text{ м}^3$ при удельной теплопотере $q_0 = 0,35 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$ с коэффициентом инфильтрации $\mu = 0,15$; внутренняя расчетная температура $t_{\text{ВР}} = 18 \text{ °C}$; наружная расчетная температура $t_{\text{НО}} = -24 \text{ °C}$.

Решение. Расчетный расход тепла на отопление:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ОР}} &= (1 + \mu) \cdot q_0 \cdot V \cdot (t_{\text{ВР}} - t_{\text{НО}}) = (1 + 0,15) \cdot 0,35 \cdot 65\,000 \cdot (18 - (-24)) = \\ &= 1,01 \text{ Гкал/ч.} \end{aligned}$$

Пример 2. Определить расход тепла на отопление в средне-зимнем режиме при $t_{\text{СР.З}} = -1,8 \text{ }^\circ\text{C}$, если расчетный расход тепла на отопление при $t_{\text{НО}} = -24 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет $Q_{\text{ОР}} = 0,3 \text{ Гкал/ч}$; внутренняя расчетная температура $t_{\text{ВР}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Расчетный расход тепла на отопление в средне-зимнем режиме:
 $Q_{\text{СР.З}} = Q_{\text{ОР}} \cdot (t_{\text{ВР}} - t_{\text{СР.З}})/(t_{\text{ВР}} - t_{\text{НО}}) = 0,3 \cdot (20 - (-1,8))/(20 - (-24)) = 0,149 \text{ Гкал/ч}$.

Пример 3. Определить зимние тепловые нагрузки ГВС жилого здания: средненедельную, среднюю за сутки наибольшего водопотребления и максимально-часовую.

Дано: Количество жителей 376 чел., средненедельный расход воды за сутки на 1 человека $a = 100 \text{ кг/(сут} \cdot \text{чел)}$; температура холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $\tau_{\text{Х}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; температура горячей воды $\tau_{\text{Г}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты $K_{\text{СУТ}} = 1,2$; коэффициент часовой неравномерности расхода теплоты в часы пикового водопотребления $K_{\text{Ч}} = 1,83$.

Решение. Зимние тепловые нагрузки ГВС жилого здания средненедельная, средняя за сутки наибольшего водопотребления и максимально-часовая:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{СР.Н}} = 1,2 \cdot a \cdot M \cdot c \cdot (\tau_{\text{Г}} - \tau_{\text{Х}})/(3,6 \cdot n_{\text{С}}) = 1,2 \cdot 100 \cdot 376 \cdot 4,19 \cdot (60 - 5)/(3,6 \cdot 24) = 120\,000 \text{ Вт} = 0,12 \text{ МВт} = 0,103 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{\text{Г}}^{\text{СР.С}} = K_{\text{СУТ}} \cdot Q_{\text{Г}}^{\text{СР.Н}} = 1,2 \cdot 0,12 = 0,144 \text{ МВт} = 0,124 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{\text{Г}}^{\text{МАКС}} = K_{\text{СУТ}} \cdot K_{\text{Ч}} \cdot Q_{\text{Г}}^{\text{СР.Н}} = 1,2 \cdot 1,83 \cdot 0,12 = 0,263 \text{ МВт} = 0,227 \text{ Гкал/ч}.$$

Пример 4. Определить летние тепловые нагрузки ГВС жилого здания: средненедельную, среднюю за сутки наибольшего водопотребления и максимально-часовую.

Дано: Количество жителей 376 чел.; средненедельный расход воды за сутки на 1 человека $a = 100 \text{ кг/(сут} \cdot \text{чел)}$; температура холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $\tau_{\text{Х}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; для летнего $\tau_{\text{Х.Л}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; температура горячей воды $\tau_{\text{Г}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты $K_{\text{СУТ}} = 1,2$; коэффициент часовой неравномерности расхода теплоты в часы пикового водопотребления $K_{\text{Ч}} = 1,83$; коэффициент летней миграции жителей $\beta_{\text{Л}} = 0,8$.

Решение. Летние тепловые нагрузки ГВС жилого здания средненедельная, средняя за сутки наибольшего водопотребления и максимально-часовая:

$$Q_{Г}^{СР.Л} = \beta_{Л} \cdot 1,2 \cdot a \cdot M \cdot c \cdot (\tau_{Г} - \tau_{Х.Л}) / (3,6 \cdot n_{С}) = 0,8 \cdot 1,2 \cdot 100 \cdot 376 \cdot 4,19 \cdot (60 - 15) / (3,6 \cdot 24) = 78\,772 \text{ Вт} = 0,079 \text{ МВт} = 0,0677 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{Г}^{СР.С.Л} = K_{СУТ} \cdot Q_{Г}^{СР.Н} = 1,2 \cdot 0,079 = 0,094 \text{ МВт} = 0,082 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{Г}^{МАКС.Л} = K_{СУТ} \cdot K_{Ч} \cdot Q_{Г}^{СР.Н} = 1,2 \cdot 1,83 \cdot 0,079 = 0,173 \text{ МВт} = 0,149 \text{ Гкал/ч}.$$

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить удельные теплотопери (*в Вт/(м³ · °С)*) $n = 10$ жилых зданий с наружным объемом каждого здания $V_{ЖИЛ} = 15\,000 \text{ м}^3$ и больницы с наружным объемом здания $V_{БОЛЬН} = 10\,000 \text{ м}^3$, а также суммарную расчетную тепловую нагрузку отопления (*в Гкал/ч*) указанных объектов.

Расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{НО} = -28 \text{ °С}$.

Расчетная температура внутреннего воздуха в жилых зданиях $t_{ВР} = 20 \text{ °С}$.

Расчетная температура внутреннего воздуха в больнице $t_{ВР} = 22 \text{ °С}$.

Определить расход теплоты на отопление за январь (*в Гкал/мес*) и за год (*в Гкал/год*), если средняя температура наружного воздуха в январе $t_{Н.ЯНВ} = -11,8 \text{ °С}$, а средняя температура отопительного периода (или средне-зимняя) $t_{СР.З} = -4,4 \text{ °С}$, длительность отопительного периода $n_{О} = 5240 \text{ ч}$.

Задача 2. Определить расчетную тепловую нагрузку (*в Гкал/ч*) и годовой расход теплоты на вентиляцию (*в Гкал/год*) для объектов и условий, указанных в задаче 1.

Удельная вентиляционная характеристика здания больницы $q_{О БОЛЬН} = 0,35 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{°С)}$, время работы вентиляции $n_{ВЕНТ.СУТ} = 16 \text{ ч/сут}$.

Длительность стояния температуры наружного воздуха $t_{Н}$ ниже, чем $t_{НВ}$ ($t_{Н} < t_{НВ}$), $n_{В} = 2000 \text{ ч}$.

Расчетная температура наружного воздуха для вентиляции $t_{НВ} = -16 \text{ °С}$.

Средняя температура наружного воздуха за период от начала отопительного периода $t_{Н} = t_{НК}$ до $t_{Н} = t_{НВ}$ $t_{Н}^{СР.В} = -2 \text{ °С}$.

Задача 3. Определить средненедельную тепловую нагрузку ГВС (*в Гкал/ч*) в зимний и летний периоды, а также годовой расход теплоты на ГВС (*в Гкал/год*), для объектов и условий, указанных в задаче 1.

Количество жителей во всех зданиях $M = 2600 \text{ чел}$.

Количество коек в больнице $m_B = 250$ коек.

Длительность работы системы ГВС в году $n_T = 8400$ ч.

Принять: средненедельный расход воды за сутки на 1 жителя $a = 100$ кг/(сут · чел.); температура холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $\tau_X = 5$ °С; для летнего $\tau_{XЛ} = 15$ °С; температура горячей воды $\tau_T = 60$ °С; коэффициент летней миграции жителей $\beta_L = 0,8$.

Средненедельный расход воды за сутки на 1 койку в больнице $a = 180$ кг/(сут · койка);

3. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расчетный расход сетевой воды на отопление, кг/с, кг/ч, т/ч:

$$G_{OP} = Q_{OP} / (c_P \cdot (\tau_{1P} - \tau_{2P})),$$

где Q_{OP} – расчетный расход тепла на отопление, Вт, кДж/ч или ккал/ч;

c_P – теплоёмкость воды, $c_P = 4,19$ кДж/(кг · °С) = 1,0 ккал/(кг · °С);

τ_{1P} – расчетная температура сетевой воды в подающем теплопроводе, °С;

τ_{2P} – расчетная температура сетевой воды в обратном теплопроводе, °С.

Расход сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его по параллельной схеме к закрытой тепловой сети, кг/с, т/ч:

$$G_T = Q_T^{МАКС} / (c_P \cdot (\tau_1 - \tau_{2T})),$$

где $Q_T^{МАКС}$ – расход тепла на ГВС в режиме максимального водопотребления, Вт, кДж/ч или ккал/ч;

τ_1 – температура сетевой воды в подающем теплопроводе, °С;

τ_{2T} – температура сетевой воды после подогревателя ГВС, °С.

Расход сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его к открытой тепловой сети, кг/с, т/ч:

$$G_T = Q_T^{МАКС} / (c \cdot (\tau_T - \tau_X)),$$

где τ_T – температура воды, поступающей в систему ГВС, $\tau_T = 60 - 65$ °С;

τ_X – температура холодной воды, в зимнем периоде $\tau_{XЗ} = 5$ °С, в летнем периоде $\tau_{XЛ} = 15$ °С.

Пример 1. Определить расход сетевой воды на отопление жилого здания с расчетной тепловой нагрузкой $Q_{OP} = 0,3$ Гкал/ч при расчетном температурном графике $\tau_{1P} / \tau_{2P} = 130/70$ °С.

Решение. Расчетный расход сетевой воды на отопление жилого здания:

$$G_{OP} = Q_{OP} / (c \cdot (\tau_{1P} - \tau_{2P})) = 0,3 \cdot 10^6 / (1,0 \cdot (130 - 70)) = 5\,000 \text{ кг/ч} = 5,0 \text{ т/ч.}$$

Пример 2. Определить расход сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его по параллельной схеме к закрытой тепловой сети в режиме максимального расхода теплоты $Q_{Г}^{МАКС} = 1$ МВт. Температура воды в подающем трубопроводе $\tau_1 = 70$ °С. Температура воды после подогревателя горячего водоснабжения $\tau_{2Г} = 30$ °С.

Решение. Расход сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его по параллельной схеме к закрытой тепловой сети:

$$G_{Г} = Q_{Г}^{МАКС} / (c \cdot (\tau_1 - \tau_{2Г})) = 1 \cdot 10^3 / (4,19 \cdot (70 - 30)) = 5,97 \text{ кг/с} = 21,5 \text{ т/ч.}$$

Пример 3. Определить расход сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его к открытой тепловой сети в режиме максимального расхода теплоты $Q_{Г}^{МАКС} = 1$ МВт. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, поддерживается $\tau_{Г} = 60$ °С при температуре холодной воды $\tau_{Х} = 5$ °С.

Решение. Расход сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его к открытой тепловой сети:

$$G_{Г} = Q_{Г}^{МАКС} / (c \cdot (\tau_{Г} - \tau_{Х})) = 1 \cdot 10^3 / (4,19 \cdot (60 - 5)) = 4,34 \text{ кг/с} = 15,6 \text{ т/ч.}$$

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить расход сетевой воды (*в т/ч*) на отопление жилого здания с расчетной тепловой нагрузкой $Q_{OP} = 0,73$ Гкал/ч при расчетном температурном графике $\tau_{1P} / \tau_{2P} = 115/70$ °С.

Задача 2. Определить расчетный расход сетевой воды (*в т/ч*) у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его по параллельной схеме к закрытой тепловой сети.

Максимальный расход теплоты составляет $Q_{Г}^{МАКС} = 1,4$ МВт. Температура воды в подающем трубопроводе $t_1 = 75$ °С. Температура воды после подогревателя горячего водоснабжения $t_{2Г} = 28$ °С.

Задача 3. Определить расчетный расход сетевой воды (*в т/ч*) у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его к открытой тепловой сети.

Максимальный расход теплоты составляет $Q_{Г}^{МАКС} = 1,4$ МВт. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, поддерживается $t_{Г} = 65$ °С при температуре холодной воды $t_{Х} = 4$ °С.

Задача 4. Потребителю ГВС отпущен $Q_{Г} = 1$ ГДж теплоты. Температура горячей воды $t_{Г} = 60$ °С, а температура холодной воды $t_{Х} = 10$ °С.

Какое количество сетевой воды (*в т*) было отпущено потребителю?

4. РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Относительный расход теплоты на отопление:

$$\overline{Q_0} = \frac{Q_0}{Q_{OP}} = \frac{(t_{BP} - t_H)}{(t_{BP} - t_{HO})} ,$$

где Q_0 – расход тепла на отопление для произвольного режима при температуре наружного воздуха t_H , Вт, кДж/ч или ккал/ч;

Q_{OP} – расчетный расход тепла на отопление при температуре наружного воздуха t_{HO} , Вт, кДж/ч или ккал/ч;

t_{BP} – расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях; для жилых, общественных и административно-бытовых зданий принимается $t_{BP} = 18 - 22$ °С;

t_H – текущая температура наружного воздуха, °С;

t_{HO} – расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы отопления, °С.

Температуры сетевой воды в подающем τ_1 и обратном τ_2 теплопроводах при качественном регулировании тепловой нагрузки воздушных систем отопления для произвольного режима при температуре наружного воздуха t_H , °С:

$$\tau_1 = t_{BP} + (\tau_{1P} - t_{BP}) \cdot \overline{Q_0} ;$$

$$\tau_2 = t_{BP} + (\tau_{2P} - t_{BP}) \cdot \overline{Q_0} ,$$

где τ_{1P} – расчетная температура сетевой воды в подающем теплопроводе, °С;
 τ_{2P} – расчетная температура сетевой воды в обратном теплопроводе, °С.

Расчетный коэффициент смешения водоструйного элеватора u :

$$u = \frac{G_2}{G_1} = \frac{\tau_{1P} - \tau_{3P}}{\tau_{3P} - \tau_{2P}} ,$$

где G_2 – расход подмешиваемой воды из обратного трубопровода, кг/с;
 G_1 – расход воды, поступающей из тепловой сети, кг/с;
 τ_{3P} – расчетная температура воды в местном трубопроводе системы отопления (после смесительного устройства), °С.

Расчетные температурные перепады в отопительной системе θ_P и сети $\delta\tau_P$, температурный напор в нагревательных приборах отопительной системы Δt_{OP} , °С:

$$\theta_P = \tau_{3P} - \tau_{2P} ;$$

$$\delta\tau_P = \tau_{1P} - \tau_{2P} ;$$

$$\Delta t_{OP} = 0,5 \cdot (\tau_{3P} + \tau_{2P}) - t_{BP} .$$

Температуры сетевой воды в подающем τ_1 , обратном τ_2 и местном τ_3 теплопроводах для произвольного режима при температуре наружного воздуха t_H при *центральной качественном* регулировании отопительной нагрузки и зависимой схеме присоединения отопительных установок с элеватором или насосом на переключке, °С:

$$\tau_1 = t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q_0}^{0,8} + (\delta\tau_P - 0,5 \cdot \theta_P) \cdot \overline{Q_0} ;$$

$$\tau_2 = t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q_0}^{0,8} - 0,5 \cdot \theta_P \cdot \overline{Q_0} ;$$

$$\tau_3 = t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q_0}^{0,8} + 0,5 \cdot \theta_P \cdot \overline{Q_0} .$$

Температуры сетевой воды в подающем τ_1 , обратном τ_2 и местном τ_3 теплопроводах для произвольного режима при температуре наружного воздуха t_H при *центральной качественно-количественном* регулировании отопительной нагрузки и зависимой схеме присоединения отопительных установок с элеватором или насосом на перемычке, °С:

$$\tau_1 = t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q_0}^{0,8} + (\delta\tau_P - 0,5 \cdot \theta_P) \cdot \frac{\overline{Q_0}}{\overline{G_0}} ;$$

$$\tau_2 = t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q_0}^{0,8} - 0,5 \cdot \theta_P \cdot \frac{\overline{Q_0}}{\overline{G_0}} ;$$

$$\tau_3 = t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q_0}^{0,8} + 0,5 \cdot \theta_P \cdot \frac{\overline{Q_0}}{\overline{G_0}} .$$

Расчет *центрального количественного регулирования* отпуска тепла по отопительной нагрузке при зависимой схеме присоединения отопительных установок заключается в определении расхода воды в тепловой сети и температуры воды в обратном трубопроводе в зависимости от тепловой нагрузки при постоянном значении температуры воды в подающем трубопроводе $\tau_1 = \tau_{1P}$:

$$\overline{G_0} = \frac{\overline{Q_0}}{1 + \frac{\Delta t_{OP}}{\delta\tau_P - 0,5 \cdot \theta_P} \cdot (1 - \overline{Q_0}^{0,8})} .$$

Температура обратной воды, °С:

$$\tau_2 = \tau_{1P} - \delta\tau_P \cdot \left(1 + \frac{\Delta t_{OP}}{\delta\tau_P - 0,5 \cdot \theta_P} \cdot [1 - \overline{Q_0}^{0,8}] \right) .$$

Относительный расход теплоты на вентиляцию:

$$\overline{Q_B} = \frac{Q_B}{Q_{BP}} = \frac{(t_{BP} - t_H)}{(t_{BP} - t_{HB})} ,$$

где Q_B – расход тепла на вентиляцию для произвольного режима при температуре наружного воздуха t_H , Вт, кДж/ч или ккал/ч;

Q_{BP} – расчетный расход тепла на вентиляцию при температуре наружного воздуха t_{HB} , Вт, кДж/ч или ккал/ч;

t_{BP} – расчетная температура внутреннего воздуха, для общественных и производственных зданий принимается $t_{BP} = 10 - 33$ °С.

Температуры сетевой воды в подающем теплопроводе тепловой сети τ_1 и обратном трубопроводе за системой вентиляции τ_{2B} при произвольной температуре наружного воздуха t_H , °С:

$$\begin{aligned}\tau_1 &= t_H + (\tau_1'' - t_{HB}) \cdot \overline{Q_B} ; \\ \tau_{2B} &= t_H + (\tau_2'' - t_{HB}) \cdot \overline{Q_B} ,\end{aligned}$$

где τ_1'' – расчетная температура сетевой воды в подающем теплопроводе для проектирования системы вентиляции при $t_H = t_{HB}$, °С;

τ_2'' – расчетная температура воды в обратном трубопроводе за системой вентиляции при $t_H = t_{HB}$, °С;

t_{HB} – расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы вентиляции, °С.

Температуры воды в подающем теплопроводе тепловой сети τ_1 и обратном трубопроводе за системой вентиляции τ_{2B} при диапазоне значений температур наружного воздуха от t_{HB} до t_{HO} (3-я зона температурного графика), если вентиляция работает с рециркуляцией в режиме постоянного расхода теплоты, при постоянном расходе воздуха через калориферы и постоянной температуре воздуха перед калориферами, °С:

$$\tau_1'' = \tau_{1P} \quad \text{и} \quad \tau_{2B}'' = \tau_{2P} .$$

Расчетный расход тепла на вентиляцию при температуре наружного воздуха t_{HB} , выраженный через кратность воздухообмена m , Вт, кДж/ч или ккал/ч:

$$Q_{BP} = Q''_{BP} = m'' \cdot V_B \cdot C_B \cdot (t_{BP} - t_{HB}) ,$$

где m'' – расчетная кратность обмена воздуха (показывает *количество раз полной замены воздуха в вентилируемом помещении в час*), 1/с или 1/ч;

V_B – вентилируемый объем, м³;

C_B – объемная теплоемкость воздуха, $C_B = 1,26 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{°С}) = 0,3 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{°С})$.

Пример 1. При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{HO} = - 32 \text{ °С}$ расчетная температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_{1P} = 150 \text{ °С}$ и в обратном $\tau_{2P} = 70 \text{ °С}$. Расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях $t_{BP} = 18 \text{ °С}$.

Определить температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети при температуре наружного воздуха $t_H = -7\text{ }^\circ\text{C}$ при центральном качественном регулировании для случая, когда к тепловой сети подключены системы водяного отопления, у которых коэффициент теплопередачи нагревательных приборов изменяется с изменением температуры сетевой воды.

На абонентских вводах установлены элеваторы, работающие с коэффициентом смешения $u = 2,2$.

Решение. Расчетная температура в местном теплопроводе системы отопления:

$$\tau_{3P} = \frac{\tau_{1P} + u \cdot \tau_{2P}}{1 + u} = \frac{150 + 2,2 \cdot 70}{1 + 2,2} = 95\text{ }^\circ\text{C} .$$

Расчетные температурные перепады в отопительной системе θ_P и сети $\delta\tau_P$, температурный напор в нагревательных приборах отопительной системы:

$$\begin{aligned} \theta_P &= \tau_{3P} - \tau_{2P} = 95 - 70 = 25\text{ }^\circ\text{C}; \\ \delta\tau_P &= \tau_{1P} - \tau_{2P} = 150 - 70 = 80\text{ }^\circ\text{C}; \\ \Delta t_{OP} &= 0,5 \cdot (\tau_{3P} + \tau_{2P}) - t_{BP} = 0,5 \cdot (95 + 70) - 18 = 64,5\text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Относительная отопительная нагрузка:

$$\overline{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q_{OP}} = \frac{(t_{BP} - t_H)}{(t_{BP} - t_{HO})} = \frac{18 - (-7)}{18 - (-32)} = 0,5 .$$

Температуры сетевой воды в подающем и обратном теплопроводах при $t_H = -7\text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau_P - 0,5 \cdot \theta_P) \cdot \overline{Q}_0 = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25) \cdot 0,5 = 88,8\text{ }^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_2 &= t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q}_0^{0,8} - 0,5 \cdot \theta_P \cdot \overline{Q}_0 = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 0,5 = 48,8\text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Пример 2. Определить температуры воды в подающем и обратном теплопроводах тепловой сети и расход сетевой воды при температуре наружного воздуха $t_H = +10\text{ }^\circ\text{C}$ и качественно-количественном регулировании по закону $\overline{G}_0 = \overline{Q}_0^{0,33}$.

Расчетная температура наружного воздуха $t_{HO} = -25 \text{ }^\circ\text{C}$; расчетный температурный график $\tau_{1P} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{2P} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{3P} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$; расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях $t_{BP} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Относительная отопительная нагрузка при $t_H = +10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\overline{Q}_O = \frac{Q_O}{Q_{OP}} = \frac{(t_{BP} - t_H)}{(t_{BP} - t_{HO})} = \frac{18 - 10}{18 - (-25)} = 0,186.$$

Относительный расход сетевой воды при $t_H = +10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\overline{G}_O = \overline{Q}_O^{0,33} = 0,186^{0,33} = 0,574.$$

Расчетные температурные перепады в отопительной системе θ_P и сети $\delta\tau_P$, температурный напор в нагревательных приборах отопительной системы:

$$\begin{aligned}\theta_P &= \tau_{3P} - \tau_{2P} = 95 - 70 = 25 \text{ }^\circ\text{C}; \\ \delta\tau_P &= \tau_{1P} - \tau_{2P} = 150 - 70 = 80 \text{ }^\circ\text{C}; \\ \Delta t_{OP} &= 0,5 \cdot (\tau_{3P} + \tau_{2P}) - t_{BP} = 0,5 \cdot (95 + 70) - 18 = 64,5 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Температуры сетевой воды в подающем и обратном теплопроводах при $t_H = +10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\tau_1 &= t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q}_O^{0,8} + (\delta\tau_P - 0,5 \cdot \theta_P) \cdot \frac{\overline{Q}_O}{\overline{G}_O} = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,186^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25) \cdot \frac{0,186}{0,574} = 56,7 \text{ }^\circ\text{C};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tau_2 &= t_{BP} + \Delta t_{OP} \cdot \overline{Q}_O^{0,8} - 0,5 \cdot \theta_P \cdot \frac{\overline{Q}_O}{\overline{G}_O} = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,186^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot \frac{0,186}{0,574} = 30,7 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Следовательно, при качественно-количественном регулировании снижается относительный расход сетевой воды, но повышается температура τ_1 и понижается температура τ_2 по сравнению с графиком качественного регулирования $\overline{G}_O = 1$.

Пример 3. Определить температуры воды в подающем теплопроводе тепловой сети и обратном за системой вентиляции при температурах наружного воздуха $t_H = +10 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{HO} = -32 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить также кратность воздухообмена при $t_{HO} = -32 \text{ }^\circ\text{C}$ в долях от нормальной.

В пределах постоянного расхода теплоты вентиляция работает с рециркуляцией при постоянном расходе воздуха через калориферы и постоянной температуре воздуха перед калориферами.

При расчетной температуре наружного воздуха для проектирования системы вентиляции $t_{\text{НВ}} = -20$ °С, температуры в подающем теплопроводе $\tau_1'' = 130$ °С, а после калориферов $\tau_{2\text{В}}'' = 70$ °С расчетная температура внутреннего воздуха в помещениях $t_{\text{ВР}} = 18$ °С. Регулирование качественное по вентиляционной нагрузке.

Решение. Относительный расход теплоты на вентиляцию при $t_{\text{Н}} = +10$ °С:

$$\overline{Q_{\text{В}}} = \frac{Q_{\text{В}}}{Q_{\text{ВР}}} = \frac{(t_{\text{ВР}} - t_{\text{Н}})}{(t_{\text{ВР}} - t_{\text{НВ}})} = \frac{18 - 10}{18 - (-20)} = 0,21.$$

Температуры воды τ_1 и $\tau_{2\text{В}}$ при $t_{\text{Н}} = +10$ °С:

$$\tau_1 = t_{\text{Н}} + (\tau_1'' - t_{\text{НВ}}) \cdot \overline{Q_{\text{В}}} = 10 + (130 - (-20)) \cdot 0,21 = 41,5 \text{ °С};$$

$$\tau_{2\text{В}} = t_{\text{Н}} + (\tau_{2\text{В}}'' - t_{\text{НВ}}) \cdot \overline{Q_{\text{В}}} = 10 + (70 - (-20)) \cdot 0,21 = 28,9 \text{ °С}.$$

Температуры воды τ_1 и $\tau_{2\text{В}}$ при $t_{\text{НО}} = -32$ °С:

$$\tau_1' = \tau_1'' = 130 \text{ °С} \text{ и } \tau_{2\text{В}}' = \tau_{2\text{В}}'' = 70 \text{ °С}.$$

Кратность воздухообмена m' при $t_{\text{НО}} = -32$ °С в долях от расчетной m'' находим из уравнения:

$$\frac{Q_{\text{В}}'}{Q_{\text{ВР}}} = \frac{m' \cdot V_{\text{В}} \cdot (t_{\text{ВР}} - t_{\text{НО}})}{m'' \cdot V_{\text{В}} \cdot (t_{\text{ВР}} - t_{\text{НВ}})} = 1 ;$$

$$\frac{m'}{m''} = \frac{(t_{\text{ВР}} - t_{\text{НВ}})}{(t_{\text{ВР}} - t_{\text{НО}})} = \frac{18 - (-20)}{18 - (-32)} = 0,76 .$$

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{\text{НО}} = -32$ °С расчетная температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_{1\text{Р}} = 150$ °С и в обратном $\tau_{2\text{Р}} = 70$ °С. Расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях $t_{\text{ВР}} = 18$ °С.

Определить температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети при температуре наружного воздуха $t_H = -7\text{ }^\circ\text{C}$, если сеть работает по графику центрального качественного регулирования воздушных систем отопления, когда коэффициент теплопередачи нагревательных приборов (калориферов) практически не зависит от температуры воды.

Задача 2. Тепловая сеть работает по графику качественного регулирования для воздушного отопления. При расчетной температуре наружного воздуха $t_{HO} = -30\text{ }^\circ\text{C}$, расчетная температура воды в подающем трубопроводе $\tau_{1P} = 130\text{ }^\circ\text{C}$, а в обратном трубопроводе $\tau_{2P} = 70\text{ }^\circ\text{C}$.

Расчетная температура внутреннего воздуха $t_{BP} = 20\text{ }^\circ\text{C}$.

Определить температуры воды τ_1 и τ_2 при $t_H = -10\text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 3. Решить предыдущую задачу для случая центрального качественного регулирования отопительной нагрузки и элеваторного присоединения к тепловой сети только водяных систем отопления с коэффициентом смешения $u = 1,4$.

Расчетная температура внутреннего воздуха $t_{BP} = 20\text{ }^\circ\text{C}$.

Определить температуры воды τ_1 и τ_2 , а также температуру воды в трубопроводе отопительной системы τ_3 при $t_H = -10\text{ }^\circ\text{C}$.

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Предельная скорость воды в трубопроводах, выше которой линейное падение давления подчиняется квадратичному закону, м/с:

$$w_{\text{ПР}} = \frac{568 \cdot \nu}{k_{\text{Э}}},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

$k_{\text{Э}}$ – эквивалентная шероховатость трубопровода, м.

Предельное значение числа Рейнольдса ($Re_{\text{ПР}} = \frac{d \cdot w}{\nu}$), выше которого в трубопроводах наступает режим, при котором линейное падение давления подчиняется квадратичному закону, т. е. режим квадратичного течения:

$$Re_{\text{ПР}} = \frac{568 \cdot d}{k_{\text{Э}}},$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м.

Удельное линейное падение давления, Па/м:

$$R_{\text{Л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

w – скорость теплоносителя, м/с.

Коэффициент гидравлического трения стальных труб зависит от числа Re и относительной шероховатости и хорошо описывается универсальным уравнением, предложенным А.Д. Альтшулем:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_{\text{Э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

При $k_{\text{Э}} = 0$ формула А.Д. Альтшуля переходит в формулу П. Блазиуса:

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

При $Re = \infty$ формула А.Д. Альтшуля переходит в формулу Б.Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_{\text{Э}}}{d} \right)^{0,25}.$$

Пример 1. Определить предельную скорость воды в трубопроводе, при которой наступает зона квадратичного режима течения. При расчете принять температуру воды $\tau = 75$ °С и эквивалентную шероховатость трубопровода $k_{\text{Э}} = 0,5$ мм. Коэффициент кинематической вязкости при $\tau = 75$ °С $\nu = 0,391 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Решение. Линейное падение давления в трубопроводах практически подчиняется квадратичному закону, когда число Рейнольдса ($Re = d \cdot w / \nu$) достигает предельного значения, определяемого следующим выражением: $Re_{\text{гп}} = 568 \cdot d / \kappa_{\text{э}}$, отсюда предельная скорость воды в трубопроводах, выше которой линейное падение давления подчиняется квадратичному закону:

$$w_{\text{гп}} = 568 \nu / \kappa_{\text{э}} = 568 \cdot 0,391 \cdot 10^{-6} / 0,0005 = 0,444 \text{ м/с.}$$

Пример 2. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $\tau = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$, протекающей по трубопроводу $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$ со скоростью $w = 0,2 \text{ м/с}$, плотность воды $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,031$.

Решение. Удельное линейное падение давления:

$$R_{\text{л}} = (\lambda/d) \cdot (\rho \cdot w^2/2) = (0,031/0,1) \cdot (975 \cdot 0,2^2/2) = 6,04 \text{ Па/м.}$$

Пример 3. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $\tau = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$, протекающей по трубопроводу $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$ со скоростью $w = 2 \text{ м/с}$, плотность воды $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,029$.

Решение. Удельное линейное падение давления:

$$R_{\text{л}} = (\lambda/d) \cdot (\rho \cdot w^2/2) = (0,029/0,1) \cdot (975 \cdot 2^2/2) = 569 \text{ Па/м.}$$

Пример 4. Как изменится коэффициент гидравлического трения, если в процессе длительной эксплуатации труб эквивалентная шероховатость внутренней поверхности увеличится с $\kappa_{\text{э}1} = 0,2 \text{ мм}$ до $\kappa_{\text{э}2} = 2 \text{ мм}$. Течение воды происходит в зоне квадратичных режимов. Внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}} = 359 \text{ мм}$.

Решение. Коэффициент гидравлического трения при эквивалентной шероховатости $\kappa_{\text{э}1} = 0,2 \text{ мм}$ и $\kappa_{\text{э}2} = 2 \text{ мм}$:

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot (\kappa_{\text{э}1}/d)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,0002/0,359)^{0,25} = 0,0169;$$

$$\lambda_2 = 0,11 \cdot (\kappa_{\text{э}2}/d)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,002 / 0,359)^{0,25} = 0,030.$$

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить предельную скорость воды в трубопроводе, при которой наступает зона квадратичного режима течения. При расчете принять температуру воды $\tau = 80$ °С и эквивалентную шероховатость трубопровода $k_{\text{э}} = 1$ мм. Коэффициент кинематической вязкости при $\tau = 80$ °С $\nu = 0,367 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Задача 2 . Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $\tau = 75$ °С, протекающей по трубопроводу $d_{\text{вн}} = 207$ мм со скоростью $w = 0,15$ м/с, плотность воды $\rho = 975$ кг/м³, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,044$.

Задача 3. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $\tau = 75$ °С, протекающей по трубопроводу $d_{\text{вн}} = 207$ мм со скоростью $w = 1,5$ м/с, плотность воды $\rho = 975$ кг/м³, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,029$.

Задача 4. Как изменится коэффициент гидравлического трения, если в процессе длительной эксплуатации труб эквивалентная шероховатость внутренней поверхности увеличится с $k_1 = 0,3$ мм до $k_2 = 3$ мм. Течение воды происходит в зоне квадратичных режимов. Внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}} = 309$ мм.

6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ И НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Потеря напора на участке трубопровода, м вод. ст.:

$$\delta H = S \cdot V^2 ,$$

где V – расход воды, м³/с;

S – сопротивление участка трубопровода или сети, м · с²/м⁶.

Сопротивление участка трубопровода, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$:

$$S = \frac{A_S \cdot (l + l_{\text{э}})}{d^{5,25}} ,$$

где l , $l_{\text{э}}$ – длина трубопровода и эквивалентная длина местных сопротивлений, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

A_S – постоянный коэффициент, зависящий от абсолютной эквивалентной шероховатости трубопровода и от системы единиц.

Проводимость участка трубопровода или сети, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5})$:

$$a = \frac{1}{\sqrt{S}} .$$

Суммарное сопротивление S трех последовательно соединенных участков с сопротивлениями S_1 , S_2 , S_3 :

$$S = S_1 + S_2 + S_3 .$$

Суммарная проводимость a трех параллельно соединенных участков с проводимостями a_1 , a_2 , a_3 :

$$a = a_1 + a_2 + a_3 .$$

Приближенное уравнение рабочего участка характеристики центробежного насоса при постоянной частоте вращения:

$$H = H_0 - S_0 \cdot V^2 ,$$

где H и H_0 – напор насоса при подаче $V_0 = 0$ и при $V \neq 0$, м вод. ст.;

S_0 – условное внутреннее сопротивление насоса, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Внутреннее сопротивление параллельно включенных n насосов:

$$S_0^{\text{ПАР}} = \frac{S_0}{n^2} .$$

Коэффициент гидравлической устойчивости системы:

$$y = \frac{V_K}{V_{\text{МАКС}}} = \sqrt{\frac{\Delta H_K}{H_{\text{СН}}}},$$

где V_K – расход сетевой воды у конечного потребителя, м³/с;

$V_{\text{МАКС}}$ – расход сетевой воды в подающем коллекторе источника тепла, м³/с;

ΔH_K – располагаемый напор у конечного потребителя, м вод. ст.;

$H_{\text{СН}}$ – напор, развиваемый сетевым насосом, м вод. ст.

Уравнение рабочего участка характеристики центробежного насоса при постоянной частоте вращения:

$$H = H_0 - S_0 \cdot V^2,$$

где H и H_0 – напор насоса при подаче $V_0 = 0$ и при $V \neq 0$, м вод. ст.;

S_0 – условное внутреннее сопротивление насоса, м·с²/м⁶.

Мощность насоса при номинальном режиме и при расходах воды, отличных от номинального ($\rho = 1000$ кг/м³), кВт:

$$N_H = \frac{g \cdot V_H \cdot H_H}{\eta_H};$$

$$N = N_H \cdot \left[x + \frac{V}{V_H} \cdot (1 - x) \right],$$

где N_H и N – мощности насоса в номинальном и отличном от номинального режимах, кВт;

V_H – подача насоса в номинальном режиме, м³/с;

H_H – напор насоса в том же режиме, м вод. ст.;

η_H – КПД насоса в номинальном режиме;

$x = N_X / N_H$ – коэффициент холостого хода;

N_X – мощность насоса при холостом ходе, кВт.

Внутреннее сопротивление параллельно включенных n насосов:

$$S_0^{\text{ПАР}} = \frac{S_0}{n^2}.$$

Потеря напора на участке трубопровода, м вод. ст.:

$$\Delta H = S \cdot V^2 .$$

Производительность V , напор H и потребляемая мощность N связаны с частотой вращения n турбонасоса следующей зависимостью:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{\frac{1}{3}} ,$$

где индексы 1 и 2 соответствуют двум разным режимам работы.

Давление гидравлического удара, Па:

$$p_y = a \cdot \Delta w \cdot \rho ,$$

где a – скорость распространения звука в воде, м/с;

Δw – уменьшение скорости при резком торможении потока воды, м/с;

ρ – плотность воды, кг/м³.

Пример 1. Подача (расход) воды с ТЭЦ в тепловую сеть составляет $V_1 = 0,4 \text{ м}^3/\text{с} = 1440 \text{ м}^3/\text{ч}$ при располагаемом напоре на коллекторах станции $\Delta H_1 = 100 \text{ м вод. ст.}$

Определить расход воды V_2 , если располагаемый напор на коллекторах станции будет снижен до $\Delta H_2 = 50 \text{ м вод. ст.}$ за счет частичного прикрытия задвижки на нагнетательном патрубке насоса. Положение запорных органов у потребителей и на трубопроводах сети за пределами коллекторов станции остается неизменным.

Решение. Поскольку сопротивление сети S при двух указанных режимах остается неизменным,

$$S = \Delta H_1 / V_1^2 = \Delta H_2 / V_2^2 .$$

Из этого равенства находим:

$$V_2 = V_1 \cdot (\Delta H_2 / \Delta H_1)^{0,5} = 0,4 \cdot (50 / 100)^{0,5} = 0,283 \text{ м}^3/\text{с} = 1020 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 2. Определить пропускную способность транзитного двух-трубного теплопровода длиной (в двух направлениях) $l_1 = 2000 \text{ м}$ с внутренним диаметром труб $d_1 = 309 \text{ мм}$, на конце которого имеется перемычка длиной

$l_2 = 1$ м с внутренним диаметром $d_2 = 100$ мм. На перемычке установлена задвижка, причем эта задвижка при расчете принимается полностью открытой.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода в двух направлениях $\Sigma\xi_1 = 20$ и перемычки вместе с задвижкой $\Sigma\xi_2 = 4,5$. Разность напоров на коллекторах станции $\Delta H = 50$ м. Эквивалентная шероховатость труб $k_{\text{Э}} = 0,5$ мм.

Решение. Для $d_1 = 309$ мм и $d_2 = 100$ мм эквивалентные длины при $\xi = 1$ соответственно составляют 14 и 3,4 м (Приложение 1).

Эквивалентные длины трубопровода при $\Sigma\xi_1 = 20$ и перемычки при $\Sigma\xi_2 = 4,5$:

$$l_{\text{Э}1} = 14 \cdot 20 = 280 \text{ м}; \quad l_{\text{Э}2} = 3,4 \cdot 4,5 = 15,3 \text{ м}.$$

Приведенные длины трубопровода и перемычки:

$$l_{\text{П}1} = l_1 + l_{\text{Э}1} = 2000 + 280 = 2280 \text{ м};$$

$$l_{\text{П}2} = l_2 + l_{\text{Э}2} = 1 + 15,3 = 16,3 \text{ м}.$$

Удельные сопротивления трубопровода и перемычки (Приложение 2), $s_1 = 0,6477 \text{ с}^2/\text{м}^6$; $s_2 = 241,9 \text{ с}^2/\text{м}^6$.

Сопротивления трубопроводов в обоих направлениях и перемычки:

$$S_1 = s_1 \cdot l_{\text{П}1} = 0,6477 \cdot 2280 = 1480 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2 = s_2 \cdot l_{\text{П}2} = 241,9 \cdot 16,3 = 3940 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Суммарное сопротивление:

$$S = S_1 + S_2 = 1480 + 3940 = 5420 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Пропускная способность:

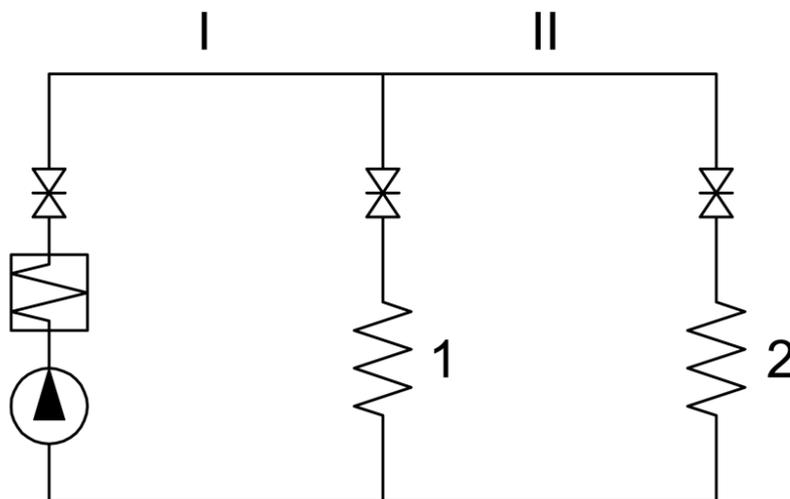
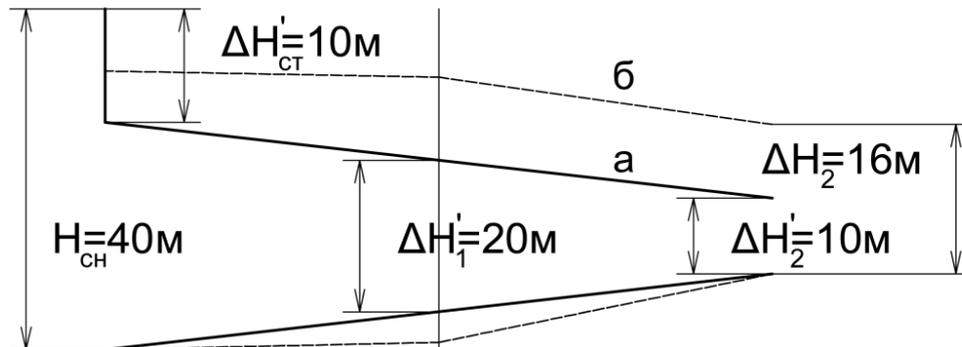
$$V = \sqrt{\frac{\Delta H}{S}} = \sqrt{\frac{50}{5420}} = 0,096 \text{ м}^3/\text{с} = 346 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 3. Схема водяной сети с двумя потребителями изображена на рисунке. Там же сплошными линиями изображен график напоров при нормальном режиме воды у каждого потребителя $V'_1 = V'_2 = 0,05 \text{ м}^3/\text{с} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определить коэффициент гидравлической устойчивости системы потребителя 2, а также расход воды у потребителя 2 и степень изменения расхода воды у потребителя 2 при выключении потребителя 1.

Построить также график напоров для нового режима. Для обоих режимов напор, создаваемый сетевым насосом на станции, при расчете принять постоянным и равным $H_{CH} = 40$ м.

Авторегуляторы на вводах потребителей отсутствуют. Диаметры подающих и обратных трубопроводов участков равны.



*Пьезометрический график и схема теплосети:
 а – расчетный режим при работе потребителей 1 и 2;
 б - режим при выключении потребителя 1*

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости системы потребителя 2:

$$y = \frac{v'_2}{v_{\text{МАКС}}} = \sqrt{\frac{\Delta H'_2}{H_{CH}}} = \sqrt{\frac{10}{40}} = 0,5 \quad .$$

Сопротивление подогревателя и коммуникации станции, участков I – II трубопроводов (подающего и обратного отдельно) сети и потребителя 2 для нормального режима ($V'_1 = V'_2 = 0,05 \text{ м}^3/\text{с} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$):

$$S_{\text{СТ}} = \frac{\Delta H_{\text{СТ}}}{V_{\text{СТ}}'^2} = \frac{10}{0,1^2} = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{IП}} = S_{\text{IО}} = \frac{\Delta H'_{\text{IП}}}{V_{\text{IП}}'^2} = \frac{30-20}{2 \cdot 0,1^2} = 500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{IIП}} = S_{\text{IIО}} = \frac{\Delta H'_{\text{IIП}}}{V_{\text{IIП}}'^2} = \frac{20-10}{2 \cdot 0,05^2} = 2000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2 = \frac{\Delta H'_2}{V_2'^2} = \frac{10}{0,05^2} = 4000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Полное сопротивление сети при выключении потребителя 1:

$$\begin{aligned} S &= S_{\text{СТ}} + S_{\text{IП}} + S_{\text{IIП}} + S_2 + S_{\text{IIО}} + S_{\text{IО}} = \\ &= 1000 + 500 + 2000 + 4000 + 2000 + 500 = 10\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6. \end{aligned}$$

Расход воды на станции при новом режиме:

$$V = V_I = V_{\text{II}} = V_2 = \sqrt{\frac{\Delta H}{S}} = \sqrt{\frac{40}{10000}} = 0,632 \text{ м}^3/\text{с} = 227,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2:

$$\varphi = \frac{V_2}{V_2'} = \frac{0,632}{0,05} = 1,264.$$

Потери напора на участках при новом режиме:

$$\Delta H_{\text{СТ}} = S_{\text{СТ}} \cdot V^2 = 1000 \cdot 0,632^2 = 4 \text{ м};$$

$$\Delta H_{\text{IП}} = \Delta H_{\text{IО}} = S_{\text{IП}} \cdot V^2 = 500 \cdot 0,632^2 = 2 \text{ м};$$

$$\Delta H_{\text{IIП}} = \Delta H_{\text{IIО}} = S_{\text{IIП}} \cdot V^2 = 2000 \cdot 0,632^2 = 8 \text{ м};$$

$$\Delta H_2 = S_2 \cdot V^2 = 4000 \cdot 0,632^2 = 16 \text{ м}.$$

По полученным данным строим график напоров при выключенном потребителе 1 (штриховые линии на рисунке).

Пример 4. Решить предыдущий пример при условии увеличения напора, создаваемого насосом станции, до $\Delta H = 60$ м и одновременном увеличении потерь напора у потребителей 1 и 2 до $\Delta H_1 = 40$ м и $\Delta H_2 = 30$ м (за счет увеличения сопротивлений вводов).

Напор, создаваемый насосом на станции, при расчете принять постоянным при обоих режимах.

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости систем потребителя 2:

$$y = \sqrt{\frac{\Delta H_2}{H}} = \sqrt{\frac{30}{60}} = 0,707 .$$

Сопротивления участков и всей сети (см. пример 2);

$$S_{CT} = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{I\Pi} = S_{I\text{O}} = 500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{II\Pi} = S_{II\text{O}} = 2000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2 = \frac{\Delta H_2}{V_2'^2} = \frac{30}{0,05^2} = 12\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$\begin{aligned} S &= S_{CT} + 2S_{I\Pi} + 2S_{II\Pi} + S_2 = 1000 + 2 \cdot 500 + 2 \cdot 2000 + 12\,000 = \\ &= 18\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6. \end{aligned}$$

Расход воды на станции при новом режиме:

$$V_2 = \sqrt{\frac{\Delta H}{S}} = \sqrt{\frac{60}{18000}} = 0,0578 \text{ м}^3/\text{с} = 208 \text{ м}^3/\text{ч} .$$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2:

$$\varphi = \frac{V_2}{V_2'} = \frac{0,0578}{0,05} = 1,156 .$$

Сравнивая полученные результаты с результатами предыдущего примера, видим, что повышение разности напоров у потребителей сравнительно с потерями напора в трубопроводах сети снижает значение колебания расхода воды у потребителей.

Пример 5. Решить пример 3 с учетом характеристики двух параллельно работающих на станции насосов. Характеристика каждого из указанных насосов описывается уравнением:

$$H = H_0 - S_0 \cdot V^2, \quad (H_0 = 47 \text{ м}, \quad S_0 = 2800 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6).$$

В расчете учесть, что после выключения потребителя 1 положение регулирующих вентилей на станции остается неизменным, т. е. сопротивление коммуникаций станции остается постоянным ($S_{\text{СТ}} = \text{const}$).

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости:

$$y = \sqrt{\frac{\Delta H'_2}{H_0}} = \sqrt{\frac{10}{47}} = 0,46.$$

Полное сопротивление сети при выключенном потребителе 1 $S = 10\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ (см. пример 2).

Внутреннее сопротивление параллельно включенных n насосов ($n = 2$):

$$S_0^{\text{ПАР}} = \frac{S_0}{n^2} = \frac{2800}{2^2} = 700 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Для определения расхода воды V приравниваем потери напора в сети напор, создаваемому насосами при расходе воды V :

$$H_0 - S_0^{\text{ПАР}} \cdot V^2 = S_0 \cdot V^2,$$

откуда искомый расход воды на станции:

$$V = V_2 = \sqrt{\frac{H_0}{S + S_0^{\text{ПАР}}}} = \sqrt{\frac{47}{10000 + 700}} = 0,0663 \text{ м}^3/\text{с} = 239 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор, создаваемый насосами:

$$H = H_0 - S_0^{\text{ПАР}} \cdot V^2 = 47 - 700 \cdot 0,0663^2 = 43,9 \text{ м}.$$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2:

$$\varphi = \frac{V_2}{V'_2} = \frac{0,0663}{0,05} = 1,326.$$

Следовательно, учет характеристики насосов в рассматриваемом случае приводит к увеличению степени изменения расхода воды у невыключенного потребителя по сравнению с примером 2.

Пример 6. Сетевой насос на ТЭЦ при номинальной мощности $N_H = 510$ кВт обеспечивает расход воды $V_H = 1000 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,278 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить мощность насоса для режима, когда при регулировании путем снижения частоты вращения насоса расход воды будет снижен до $V = 600 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$.

Решение. При регулировании частотой вращения мощность насоса и его производительность связаны следующей зависимостью:

$$V / V_H = (N / N_H)^{1/3} ,$$

откуда находим:

$$N = (V / V_H)^3 \cdot N_H = (600 / 1000)^3 \cdot 510 = 110 \text{ кВт}.$$

Пример 7. В транзитном трубопроводе при нормальном режиме давление воды составляет $p_1 = 1$ МПа, а скорость воды $w_1 = 2$ м/с. Определить давление гидравлического удара при мгновенном частичном прикрытии клапана, вызвавшем снижение расхода воды в 2 раза. При расчете принять плотность воды $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$, скорость звука в воде $a = 1000$ м/с.

Решение. Скорость воды после частичного прикрытия клапана уменьшается пропорционально расходу воды и составит $w_2 = 1$ м/с.

Изменение скорости воды при частичном прикрытии клапана:

$$\Delta w = w_2 - w_1 = 2 - 1 = 1 \text{ м/с}.$$

Давление гидравлического удара:

$$p_y = a \cdot \Delta w \cdot \rho = 1000 \cdot 1 \cdot 975 = 975 \text{ 000 Па} = 0,975 \text{ МПа}.$$

Суммарное максимальное давление при гидравлическом ударе:

$$p_c = p_1 + p_y = 1 + 0,975 = 1,975 \text{ МПа}.$$

Таким образом, в условиях настоящей задачи при гидравлическом ударе давление практически удваивается, что часто приводит к повреждениям трубопровода.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Подача (расход) воды с ТЭЦ в тепловую сеть составляет $V_1 = 0,52 \text{ м}^3/\text{с} = 1872 \text{ м}^3/\text{ч}$ при располагаемом напоре на коллекторах станции $\Delta H_1 = 120 \text{ м вод. ст.}$

Определить расход воды V_2 (в $\text{м}^3/\text{ч}$), если располагаемый напор на коллекторах станции будет снижен до $\Delta H_2 = 55 \text{ м вод. ст.}$ за счет частичного прикрытия задвижки на нагнетательном патрубке насоса. Положение запорных органов у потребителей и на трубопроводах сети за пределами коллекторов станции остается неизменным.

Задача 2. Каким образом изменятся производительность $V_1 = 800 \text{ м}^3/\text{ч}$, развиваемый напор $H_1 = 45 \text{ м вод. ст.}$ и потребляемая мощность $N_1 = 125 \text{ кВт}$ центробежного насоса при увеличении частоты вращения с $n_1 = 1450 \text{ об/мин}$ до $n_2 = 2800 \text{ об/мин.}$?

Задача 3. Сетевой насос на ТЭЦ при номинальной мощности $N_H = 415 \text{ кВт}$ обеспечивает расход воды $V_H = 890 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,247 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить мощность насоса для режима, когда при регулировании путем снижения частоты вращения насоса расход воды будет снижен до $V = 625 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,173 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 4. В транзитном трубопроводе при нормальном режиме давление воды составляет $p_1 = 1,5 \text{ МПа}$, а скорость воды $w_1 = 1,85 \text{ м/с}$. Определить давление гидравлического удара при мгновенном частичном прикрытии клапана, вызвавшем снижение расхода воды в 2,2 раза. При расчете принять плотность воды $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$, скорость звука в воде $a = 1000 \text{ м/с}$.

7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИЗОЛИРОВАННЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Удельные тепловые потери надземных теплопроводов и однетрубного подземного теплопровода, Вт/м:

$$q = \frac{(\tau_t - t_o)}{R_{T,O}}, \quad (7.1)$$

где τ_t – температура теплоносителя, °С;

t_0 – температура окружающей среды, °С;

$R_{T.O} = R_B + R_{CT} + R_{И} + R_H$ – суммарное термическое сопротивление в интервале температур от t_T до t_0 , м · °С/Вт;

R_B, R_H – термическое сопротивление внутренней и наружной поверхностей, м · °С/Вт;

$R_{CT}, R_{И}$ – термическое сопротивление стенки трубы и слоя изоляции, м · °С/Вт.

Термическое сопротивление цилиндрической (внутренней или наружной) поверхности, м · °С/Вт:

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha} ,$$

где d – внутренний или наружный диаметр поверхности, м;

α – коэффициент теплоотдачи на внутренней или наружной поверхности, Вт/(м² · °С).

Термическое сопротивление однородного цилиндрического слоя, м · °С/Вт:

$$R = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} ,$$

где λ – теплопроводность материала слоя, Вт/(м · °С);

d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметры слоя, м.

Термическое сопротивление грунта по формуле Ф. Форхгеймера, м · °С/Вт:

$$R_{ГР} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ГР}} \cdot \ln \left(2 \cdot \frac{h}{D_H} + \sqrt{4 \cdot \frac{h^2}{D_H^2} - 1} \right) , \quad (7.2)$$

где $\lambda_{ГР}$ – теплопроводность грунта, Вт/(м · °С);

h – глубина заложения оси трубопровода, м;

D_H – наружный диаметр трубопровода с тепловой изоляцией, м.

Для трубопроводов глубокого заложения (при $h / D_H > 2$) формула Ф. Форхгеймера приводится к виду, м · °С/Вт:

$$R_{ГР} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ГР}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{D_H} .$$

Удельные тепловые потери двухтрубного бесканального теплопровода:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0) \cdot R_2 - (\tau_2 - t_0) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2} ; \quad (7.3)$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0) \cdot R_1 - (\tau_1 - t_0) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2} , \quad (7.4)$$

где q_1, q_2 – удельные тепловые потери первой и второй труб, Вт/м;
 τ_1, τ_2 – температура теплоносителя в первой и второй трубах, °С;
 t_0 – температура грунта на глубине оси теплопровода, °С;
 R_1, R_2 – суммарное термическое сопротивление (изоляции и грунта) первой и второй труб, м · °С/Вт;
 R_0 – условное дополнительное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб по формуле Е.П. Шубина, м · °С/Вт:

$$R_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ГР}} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot h}{b}\right)^2} , \quad (7.5)$$

где b – горизонтальное расстояние между осями труб, м.

Температура воздуха в канале многотрубного теплопровода с температурами теплоносителя каждого теплопровода $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ и термическими сопротивлениями изоляционной конструкции R_1, R_2, \dots, R_n :

$$t_K = \frac{\frac{\tau_1}{R_1} + \frac{\tau_2}{R_2} + \dots + \frac{\tau_n}{R_n} + \frac{t_0}{R_{К.О}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_{К.О}}} , \quad (7.6)$$

где $R_{К.О} = R_{нК} + R_{СТ.К} + R_{ГР}$ – суммарное термическое сопротивление внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта, м · °С/Вт.

Температура наружной поверхности первого слоя двухслойной тепловой изоляции при температуре теплоносителя τ и окружающей среды t_0 :

$$t_x = \frac{\frac{\tau_1}{R_{И1}} + \frac{t_0}{(R_{И2} + R_H)}}{\frac{1}{R_{И1}} + \frac{1}{(R_{И2} + R_H)}},$$

где $R_{И1}$, $R_{И2}$ – термические сопротивления первого и второго (если считать от поверхности трубы) слоев изоляции, $\text{м} \cdot \text{°C}/\text{Вт}$;

R_H – термическое сопротивление наружной поверхности изоляции, $\text{м} \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

Температура в произвольной точке грунта вокруг одиночного бесканального теплопровода при удалении данной точки на величину x от вертикальной оси трубопровода и на величину y от поверхности грунта, °C :

$$t = t_0 + (\tau_{Г} - t_0) \cdot \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{ГР}} \cdot \ln \frac{\sqrt{x^2 + (y+h)^2}}{\sqrt{x^2 + (y-h)^2}}}{R_{Т.О}}, \quad (7.7)$$

где $R_{Т.О}$ – суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции и грунта.

Температура в произвольной точке грунта вокруг двухтрубного бесканального теплопровода при удалении данной точки от вертикальной оси трубы с более высокой температурой на значение x и от поверхности грунта – на значение y , °C :

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{ГР}} \cdot \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{ГР}} \cdot \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}. \quad (7.8)$$

Для подземных теплопроводов глубокого заложения ($h/d > 2$) в формулах (7.1), (7.3), (7.4), (7.6), (7.7) и (7.8) температура t_0 принимается равной естественной температуре грунта на глубине заложения оси теплопровода ($t_0 = t_{ГР}$).

Для подземных теплопроводов мелкого заложения ($h/d < 2$) за температуру окружающей среды t_0 принимается температура наружного воздуха t_H . В этом случае в формулы (7.2), (7.5), (7.7) и (7.8) необходимо подставлять не действительные, а приведенные глубины заложения $h_{П} = h + h_{Ф}$ и $u_{П} = u + u_{Ф}$. Здесь $h_{Ф} = \lambda_{ГР} / \alpha_0$ – фиктивный слой грунта, α_0 – коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта.

Полные тепловые потери теплопровода длиной l , Вт:

$$Q = q \cdot l \cdot (1 + \beta),$$

где β – коэффициент местных потерь теплоты.

Температура в конце участка (при отсутствии изменения агрегатного состояния теплоносителя):

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{G \cdot c},$$

$$\tau_2 = t_0 + (\tau_1 - t_0) \cdot e^{-\frac{l \cdot (1 + \beta)}{R \cdot G \cdot c}}.$$

где τ_1, τ_2 – температуры теплоносителя в начале и конце участка, °С;

l – длина теплопровода, м;

R – суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции, стенки канала и грунта, м · °С/Вт;

G – расход теплоносителя, кг/с;

c – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг · °С).

Эквивалентный внутренний диаметр канала, м:

$$d_{\text{э}} = 4 \cdot \frac{F}{P},$$

где F – сечение канала, м²;

P – смоченный периметр канала, м.

Коэффициент эффективности тепловой изоляции:

$$\eta_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{ни}} - Q_{\text{и}}}{Q_{\text{ни}}},$$

где $Q_{\text{ни}}$ – потери тепла неизолированного трубопровода, Вт, ккал/ч;

$Q_{\text{и}}$ – потери тепла изолированного трубопровода, Вт, ккал/ч.

Коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции, Вт/(м² · °С):

$$\alpha_{\text{к}} = 4,65 \cdot \frac{w^{0,7}}{d_{\text{н}}^{0,3}},$$

где w – скорость ветра, м/с.

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, Вт/(м² · °С) :

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\sigma_{\text{луч}} \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{н}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{о}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{н}} - t_{\text{о}}},$$

где $\sigma_{\text{луч}}$ – коэффициент лучеиспускания, Вт/(м² · К⁴);

$t_{\text{н}}$ – температура наружной поверхности трубопровода, °С;

$t_{\text{о}}$ – температура окружающей среды, °С.

Пример 1. Определить тепловые потери 1 м подающего и обратного трубопроводов с наружным диаметром $d_{\text{н}} = 273$ мм, проложенных бесканально в грунте на глубине $h = 1,8$ м с расстоянием между осями труб $b = 520$ мм.

Температура воды в подающем трубопроводе $\tau_{1\text{р}} = 150$ °С, а в обратном трубопроводе $\tau_{2\text{р}} = 70$ °С. Температура грунта на глубине заложения труб $t_{\text{о}} = 2$ °С. Теплопроводность изоляции $\lambda_{\text{и}} = 0,116$ Вт/(м·°С), толщина ее на подающем трубопроводе $\delta_1 = 70$ мм и на обратном трубопроводе $\delta_2 = 40$ мм. Теплопроводность грунта $\lambda_{\text{гр}} = 1,75$ Вт/(м · °С).

Решение. Так как $h / d_{\text{н}} = 1,8 / (0,273 + 2 \cdot 0,07) > 2$, то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{и}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{н1}}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \cdot \ln \frac{4h}{d_{\text{н1}}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \cdot \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,413} = 0,826 \text{ м} \cdot \text{°С} / \text{Вт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{и}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{н2}}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \cdot \ln \frac{4h}{d_{\text{н2}}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \cdot \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,353} = 0,624 \text{ м} \cdot \text{°С} / \text{Вт}. \end{aligned}$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб:

$$R_{\text{о}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot h}{b} \right)^2} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,8}{0,52}\right)^2} = 0,177 \text{ м} \cdot \text{°C} / \text{Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0) \cdot R_2 - (\tau_2 - t_0) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2} =$$

$$= \frac{(150-2) \cdot 0,624 - (70-2) \cdot 0,177}{0,826 \cdot 0,624 - 0,177^2} = 165 \text{ Вт/м} = 142 \text{ ккал} / (\text{м} \cdot \text{ч});$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0) \cdot R_1 - (\tau_1 - t_0) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2} =$$

$$= \frac{(70-2) \cdot 0,826 - (150-2) \cdot 0,177}{0,826 \cdot 0,624 - 0,177^2} = 61,6 \text{ Вт/м} = 53 \text{ ккал} / (\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Суммарные удельные тепловые потери:

$$q = q_1 + q_2 = 165 + 61,6 = 226,6 \text{ Вт/м} = 195 \text{ ккал} / (\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Пример 2. Решить пример 1 для случая прокладки трубопроводов в непроходном канале. Высота канала 0,6 м, а ширина 1,09 м; температура поверхности грунта $t_0 = 2 \text{ °C}$.

Решение. Эквивалентный внутренний диаметр канала:

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,09 \cdot 0,6}{2 \cdot (1,09 + 0,6)} = 0,774 \text{ м}.$$

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{И}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{Н1}}}{d} + \frac{1}{\pi d_{\text{Н1}} \alpha_{\text{Н}}} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \cdot \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,413 \cdot 12} = 0,633 \text{ м} \cdot \text{°C} / \text{Вт};$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{И}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{H2}}}{d} + \frac{1}{\pi d_{\text{H2}}\alpha_{\text{H}}} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \cdot \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,353 \cdot 12} = 0,426 \text{ м} \cdot \text{°C}/\text{Вт}.$$

Термическое сопротивление канала и грунта:

$$R_{\text{К.О}} = \frac{1}{\pi d_{\text{Э}}\alpha_{\text{СТ}}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ГР}}} \cdot \ln \frac{4h}{d_{\text{Э}}} =$$

$$= \frac{1}{3,14 \cdot 0,774 \cdot 12} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,774} = 0,237 \text{ м} \cdot \text{°C}/\text{Вт}.$$

Температура воздуха в канале:

$$t_{\text{К}} = \frac{\frac{\tau_1}{R_1} + \frac{\tau_2}{R_2} + \frac{t_0}{R_{\text{К.О}}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{\text{К.О}}}} = \frac{\frac{150}{0,633} + \frac{70}{0,426} + \frac{2}{0,237}}{\frac{1}{0,633} + \frac{1}{0,426} + \frac{1}{0,237}} = 44,7 \text{ °C}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_{\text{К}}}{R_1} = \frac{150 - 44,7}{0,633} = 166 \text{ Вт}/\text{м} = 143 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч});$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_{\text{К}}}{R_2} = \frac{70 - 44,7}{0,426} = 59 \text{ Вт}/\text{м} = 51 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Суммарные удельные тепловые потери:

$$q = q_1 + q_2 = 166 + 59 = 225 \text{ Вт}/\text{м} = 194 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Пример 3. Определить термическое сопротивление грунта для одиночного изолированного паропровода с наружным диаметром тепловой изоляции $D_{\text{H}} = 433 \text{ мм}$, уложенного бесканально в грунт на глубине $h = 1,2 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{\text{ГР}} = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$.

Решение. Поскольку $h / D_{\text{H}} = 1,2 / 0,433 = 2,77 > 2$, то данная прокладка считается прокладкой глубокого заложения. Тогда термическое сопротивление грунта определяется по формуле Ф. Форхгеймера:

$$R_{ГР} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ГР}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{D_H} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,2}{0,433} = 0,255 \text{ м} \cdot \text{°С} / \text{Вт}.$$

Пример 4. Определить тепловые потери 1 м паропровода диаметром $d / d_{ВН} = 273 / 259$ мм, проложенного на открытом воздухе с температурой $t_0 = 10$ °С. Средняя скорость движения воздуха $w = 5$ м/с. По паропроводу передается насыщенный пар с температурой $\tau = 150$ °С. Тепловая изоляция паропровода имеет толщину $\delta_{И} = 80$ мм и теплопроводность $\lambda_{И} = 0,1$ Вт/(м·°С).

При расчете принять коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы $\alpha_{В} = 10\,000$ Вт/(м²·°С), а коэффициент лучеиспускания поверхности изоляции $\sigma_{луч} = 5$ Вт/(м²·К⁴). Теплопроводность стенки стальной трубы $\lambda_{ТР} = 58$ Вт/(м·°С).

Решение. Для предварительного расчета задаемся коэффициентом теплоотдачи от наружной поверхности тепловой изоляции к воздуху $\alpha_{Н} = 20$ Вт/(м²·°С) и определяем полное термическое сопротивление изолированного паропровода:

$$\begin{aligned} R &= R_{В} + R_{ТР} + R_{И} + R_{Н} = \frac{1}{\pi d_{В} \alpha_{В}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{ТР}} \cdot \ln \frac{d}{d_{В}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{И}} \cdot \ln \frac{d_{Н}}{d} + \frac{1}{\pi d_{Н} \alpha_{Н}} = \\ &= \frac{1}{3,14 \cdot 0,259 \cdot 10\,000} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 58} \cdot \ln \frac{0,273}{0,259} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} \cdot \ln \frac{0,433}{0,273} + \\ &+ \frac{1}{3,14 \cdot 0,433 \cdot 20} = 0,00012 + 0,00014 + 0,735 + 0,037 = 0,77226 \text{ м} \cdot \text{°С} / \text{Вт}. \end{aligned}$$

Полученные цифры показывают, что термическое сопротивление теплоотдаче к внутренней поверхности трубы $R_{В}$ и самой трубы $R_{ТР}$ значительно меньше полного термического сопротивления, поэтому величинами $R_{В}$ и $R_{ТР}$ при расчете изолированных теплопроводов обычно пренебрегают.

В этом случае термическое сопротивление теплоизоляционной конструкции составит:

$$R = R_{И} + R_{Н} = 0,735 + 0,037 = 0,772 \text{ м} \cdot \text{°С} / \text{Вт}.$$

Приближенное значение температуры наружной поверхности изоляции:

$$t_{\text{И}} = \frac{\frac{\tau}{R_{\text{И}}} + \frac{t_{\text{О}}}{R_{\text{Н}}}}{\frac{1}{R_{\text{И}}} + \frac{1}{R_{\text{Н}}}} = \frac{\frac{150}{0,735} + \frac{10}{0,037}}{\frac{1}{0,735} + \frac{1}{0,037}} = 16,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Уточненное значение коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху:

- коэффициент теплоотдачи конвекцией:

$$\alpha_{\text{К}} = 4,65 \cdot \frac{w^{0,7}}{d_{\text{Н}}^{0,3}} = 4,65 \frac{5^{0,7}}{0,433^{0,3}} = 18,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

- коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием:

$$\alpha_{\text{Л}} = \frac{\sigma_{\text{ЛУЧ}} \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{Н}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{О}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{Н}} - t_{\text{О}}} = \frac{5 \cdot \left[\left(\frac{16,7 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{10 + 273}{100} \right)^4 \right]}{16,7 - 10} =$$

$$= 4,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

- коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху:

$$\alpha_{\text{Н}} = \alpha_{\text{К}} + \alpha_{\text{Л}} = 18,4 + 4,7 = 23,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Производим пересчет $R_{\text{Н}}$ и R :

$$R_{\text{Н}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,433 \cdot 23,1} = 0,032 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт};$$

$$R = 0,735 + 0,032 = 0,767 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Удельные тепловые потери:

$$q = \frac{\tau - t_{\text{О}}}{R} = \frac{150 - 10}{0,767} = 183 \text{ Вт}/\text{м} = 157 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Пример 5. Для условий примера 4 при длине паропровода $l = 500$ м определить тепловые потери паропровода, коэффициент эффективности тепловой изоляции и количество выпадающего конденсата.

Среднее абсолютное давление пара $p = 0,5$ МПа. При расчете принять: коэффициент местных потерь теплоты $\beta = 0,25$; удельные тепловые потери изолированного паропровода $q_{и} = 183$ Вт/м, неизолированного паропровода $q_{ни} = 3640$ Вт/м.

Решение. Тепловые потери изолированного и неизолированного паропроводов длиной $l = 500$ м:

$$Q_{и} = q_{и} \cdot l \cdot (1 + \beta) = 183 \cdot 500 \cdot (1 + 0,25) = 114\,400 \text{ Вт} = 98\,400 \text{ ккал/ч};$$

$$Q_{ни} = q_{ни} \cdot l = 3640 \cdot 500 = 1\,820\,000 \text{ Вт} = 1\,565\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Коэффициент эффективности тепловой изоляции:

$$\eta_{и} = \frac{Q_{ни} - Q_{и}}{Q_{ни}} = \frac{1\,820\,000 - 114\,400}{1\,820\,000} = 0,937.$$

Количество выпадающего конденсата для изолированного и неизолированного паропроводов (при давлении $p = 0,5$ МПа по Приложению 3 выбираем теплоту парообразования $r = 2\,108$ кДж/кг):

$$G_{к.и} = \frac{Q_{и}}{r} = \frac{114\,400}{2\,108 \cdot 10^3} = 0,054 \text{ кг/с};$$

$$G_{к.ни} = \frac{Q_{ни}}{r} = \frac{1\,820\,000}{2\,108 \cdot 10^3} = 0,863 \text{ кг/с}.$$

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить тепловые потери изолированного и неизолированного паропроводов (в ккал/ч) длиной $l = 750$ м. Удельные теплотери изолированного и неизолированного паропроводов составляют $q_{и} = 194$ Вт/м, $q_{ни} = 3\,260$ Вт/м; коэффициент местных потерь теплоты принять $\beta = 0,2$.

Задача 2. Определить количество выпадающего конденсата для изолированного и неизолированного паропроводов (в кг/с). Тепловые потери изолированного паропровода $Q_{и} = 174\,600$ Вт и неизолированного паропровода $Q_{ни} = 2\,440\,000$ Вт. Среднее абсолютное давление пара $p = 0,6$ МПа.

Задача 3. Определить термическое сопротивление грунта для одиночного изолированного паропровода с наружным диаметром тепловой изоляции $D_H = 530$ мм, уложенного бесканально в грунт на глубине $h = 1,1$ м, коэффициент теплопроводности грунта $\lambda_{ГР} = 1,75$ Вт / (м · °С).

8. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Продольное, или аксиальное напряжение растяжения σ_1 под действием внутреннего давления в торцевой плоскости, нормальной к оси трубы (в поперечном сечении), МПа:

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot d_B}{4 \cdot \delta \cdot \varphi_1} ,$$

где p – расчетное внутреннее давление в трубопроводе, МПа;
 d_B – внутренний диаметр трубы, м (мм);
 δ – толщина стенки, м (мм);
 φ_1 – коэффициент прочности поперечного сварного шва.

Коэффициент прочности поперечного сварного шва φ_1 при расчете σ_1 и коэффициент прочности поперечного сварного шва φ_{II} при расчете изгибающих напряжений σ_3 и σ_4 принимают для:

	$\varphi_1 = \varphi_{II}$
катаных труб из аустенитной и высокохромистой стали	0,6
ковано-сверленных труб из аустенитной и высокохромистой стали	0,7
катаных труб из перлитной стали	0,8
ковано-сверленных труб из перлитной стали	0,9

Тангенциальное напряжение растяжения σ_2 под действием внутреннего давления в осевой (меридиональной) плоскости (в продольном сечении), МПа:

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot d_B}{2 \cdot \delta \cdot \varphi_2} .$$

Коэффициент прочности продольных сварных швов φ_2 принимают при:

спиральном шве	0,6
одностороннем ручном шве	0,7
одностороннем автоматическом шве	0,8
двухстороннем ручном шве	0,85
двухстороннем автоматическом шве	0,9
для бесшовных труб	1,0

Суммарное, или приведенное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления по энергетической теории прочности, МПа:

$$\sigma_{\text{ПР}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \frac{p \cdot d_{\text{В}}}{2,3 \cdot \delta \cdot \varphi} .$$

Напряжение изгиба σ_3 над опорой от собственной силы тяжести трубопровода, МПа:

$$\sigma_3 = \sigma_{\text{И}} = \frac{q \cdot L^2}{12 \cdot W \cdot \varphi_{\text{И}}} ,$$

где q – удельная нагрузка на единицу длины трубопровода (с учетом массы трубы, воды и изоляции), Н/м;

L – расстояние между подвижными опорами трубопровода, м;

W – момент сопротивления трубы, м³.

Максимальное суммарное напряжение $\sigma_{\text{С}}$ от растяжения $\sigma_{\text{Р}}$ и изгиба $\sigma_{\text{И}}$, МПа:

$$\sigma_{\text{С}} = \sqrt{\sigma_{\text{Р}}^2 + \sigma_{\text{И}}^2} .$$

Максимальное суммарное напряжение $\sigma_{\text{С}}$ от растяжения $\sigma_{\text{Р}}$, изгиба от собственной силы тяжести σ_3 и изгиба от теплового удлинения σ_4 , МПа:

$$\sigma_{\text{С}} = \sqrt{\sigma_{\text{Р}}^2 + \sigma_{\text{И}}^2} = \sqrt{\sigma_{\text{Р}}^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2} .$$

Пример 1. Для катаного трубопровода из перлитной стали с наружным диаметром $d_{\text{Н}} = 530$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм определить напряжение растяжения в поперечном сечении σ_1 от внутреннего избыточного давления $p = 1,6$ МПа.

Решение. Внутренний диаметр трубы:

$$d_{\text{В}} = d_{\text{Н}} - 2 \cdot \delta = 530 - 2 \cdot 8 = 514 \text{ мм.}$$

Напряжение растяжения в поперечном сечении:

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot d_{\text{В}}}{4 \cdot \delta \cdot \varphi} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{4 \cdot 0,008 \cdot 0,8} = 32,13 \text{ МПа.}$$

Пример 2. Для трубопровода с двухсторонним сварным автоматическим швом с наружным диаметром $d_H = 530$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм определить напряжение растяжения в продольном сечении σ_2 от внутреннего избыточного давления $p = 1,6$ МПа.

Решение. Внутренний диаметр трубы:

$$d_B = d_H - 2 \cdot \delta = 530 - 2 \cdot 8 = 514 \text{ мм.}$$

Напряжение растяжения в осевом (меридиональном) сечении:

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot d_B}{2 \cdot \delta \cdot \varphi} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{2 \cdot 0,008 \cdot 0,9} = 57,11 \text{ МПа.}$$

Пример 3. Для катаного трубопровода из перлитной стали с наружным диаметром $d_H = 530$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм определить суммарное напряжение растяжения σ_P от внутреннего избыточного давления $p = 1,6$ МПа.

Решение. Внутренний диаметр трубы:

$$d_B = d_H - 2 \cdot \delta = 530 - 2 \cdot 8 = 514 \text{ мм.}$$

Суммарное напряжение растяжения под действием внутреннего давления:

$$\sigma_P = \frac{p \cdot d_B}{2,3 \cdot \delta \cdot \varphi} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{2,3 \cdot 0,008 \cdot 0,8} = 55,87 \text{ МПа.}$$

Пример 4. Для катаного трубопровода из высокохромистой стали с наружным диаметром $d_H = 530$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм определить напряжение изгиба над опорой $\sigma_{И}$, если расстояние между подвижными опорами трубопровода $L = 16$ м, а удельная нагрузка на единицу длины трубопровода (с учетом массы трубы, воды и изоляции) $q = 3540$ Н/м. Момент сопротивления трубы $W = 1730 \cdot 10^{-6}$ м³. Напряжения изгиба от тепловых деформаций отсутствуют.

Решение. Напряжение изгиба над опорой от собственной силы тяжести трубопровода (рассматриваем трубопровод как многопролетную балку):

$$\sigma_3 = \sigma_{И} = \frac{q \cdot L^2}{12 \cdot W \cdot \varphi_{И}} = \frac{3540 \cdot 16^2}{12 \cdot 1730 \cdot 10^{-6} \cdot 0,6} = 72\,755\,299 \text{ Па} = 72,76 \text{ МПа.}$$

Пример 5. Для трубопровода с наружным диаметром $d_H = 530$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм определить максимальное суммарное напряжение σ_C от растяжения и изгиба, если $\sigma_P = 44,7$ МПа, $\sigma_{И} = 43,7$ МПа. Напряжения изгиба от тепловых деформаций отсутствуют.

Решение. Максимальное суммарное напряжение:

$$\sigma_C = \sqrt{\sigma_P^2 + \sigma_{И}^2} = \sqrt{44,7^2 + 43,7^2} = 62,5 \text{ МПа.}$$

Пример 6. Для трубопровода с наружным диаметром $d_H = 530$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм определить максимальное суммарное напряжение σ_C от растяжения, изгиба от собственной силы тяжести и изгиба от теплового удлинения, если $\sigma_P = 44,7$ МПа, $\sigma_{И} = 43,7$ МПа, $\sigma_4 = 50$ МПа.

Решение. Максимальное суммарное напряжение:

$$\sigma_C = \sqrt{\sigma_P^2 + \sigma_{И}^2} = \sqrt{\sigma_P^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2} = \sqrt{44,7^2 + 43,7^2 + 50^2} = 80 \text{ МПа.}$$

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1. Для катаного трубопровода из перлитной стали с наружным диаметром $d_H = 630$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм определить напряжение растяжения в поперечном сечении σ_1 (в МПа) от внутреннего избыточного давления $p = 2,5$ МПа.

Задача 2. Для трубопровода с односторонним ручным сварным швом с наружным диаметром $d_H = 630$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм определить напряжение растяжения в поперечном сечении σ_1 (в МПа) от внутреннего избыточного давления $p = 2,5$ МПа.

Задача 3. Для катаного трубопровода из перлитной стали с наружным диаметром $d_H = 630$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм определить суммарное напряжение растяжения σ_P (в МПа) от внутреннего избыточного давления $p = 2,5$ МПа.

Задача 4. Для катаного трубопровода из высокохромистой стали с наружным диаметром $d_H = 630$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм определить напряжение изгиба над опорой $\sigma_{и}$ (в МПа), если расстояние между подвижными опорами трубопровода $L = 18$ м, а удельная нагрузка на единицу длины трубопровода (с учетом массы трубы, воды и изоляции) $q = 4760$ Н/м. Момент сопротивления трубы $W = 2740 \cdot 10^{-6}$ м³. Напряжения изгиба от тепловых деформаций отсутствуют.

Задача 5. Для трубопровода с наружным диаметром $d_H = 630$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм определить максимальное суммарное напряжение $\sigma_{с}$ от растяжения и изгиба (в МПа), если $\sigma_p = 73,9$ МПа, $\sigma_{и} = 46,9$ МПа. Напряжения изгиба от тепловых деформаций отсутствуют.

Задача 6. Для трубопровода с наружным диаметром $d_H = 630$ мм и толщиной стенки $\delta = 9$ мм определить максимальное суммарное напряжение $\sigma_{с}$ от растяжения, изгиба от собственного веса и изгиба от теплового удлинения (в МПа), если $\sigma_p = 73,9$ МПа, $\sigma_{и} = 46,9$ МПа, $\sigma_4 = 55$ МПа.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Эквивалентные длины и коэффициенты местных сопротивлений при $k_Э = 0,5$ мм

Местное сопротивление	Коэф. местн. сопротив.	Эквивалентные длины $l_Э$, м при внутреннем диаметре труб d , мм						
		50	100	150	207	259	309	408
Произвольное $c_{\xi} = 1$	1	1,44	3,4	5,71	8,5	11,21	14,0	19,8

Местное сопротивление	Коэф. местн. сопротив.	Эквивалентные длины $l_Э$, м при внутреннем диаметре труб d , мм						
		514	612	700	802	902	996	1192
Произвольное $c_{\xi} = 1$	1	26,5	33,1	39,2	46,2	53,4	60,8	75,7

При значении эквивалентной шероховатости, отличной от $k_Э = 0,5$ мм, эквивалентная длина находится путем умножения табличных данных на следующие поправочные множители:

Эквивалентная шероховатость $k_Э$, мм	0,2	0,5	1,0
Поправочный множитель	1,26	1	0,84

Приложение 2

Удельное сопротивление трубопроводов (на 1 м длины) при $k_Э = 0,5$ мм

Наименование	Внутренний диаметр труб d , мм						
	50	100	150	207	259	309	408
Удельное сопротивление s , $c^2/м^6$	9206	241,9	28,79	5,307	1,636	0,6477	0,1506

Наименование	Внутренний диаметр труб d , мм						
	514	612	700	802	902	996	1192
Удельное сопротивление s , $c^2/м^6$	0,04418	0,01792	8,849 $\cdot 10^{-3}$	4,390 $\cdot 10^{-3}$	2,392 $\cdot 10^{-3}$	1,389 $\cdot 10^{-3}$	0,5410 $\cdot 10^{-3}$

Теплота парообразования водяного пара

Среднее абсолютное давление пара p , МПа	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9	0,10	0,12
Удельная теплота парообразования r , кДж/кг	2134	2121	2108	2097	2086	2065	2048	2030	2014	1985

Учебное издание

**Иванов Владимир Дмитриевич
Липатов Максим Сергеевич**

Системы теплоснабжения

Практикум

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 28.04.2021 г. Рег.№ 14/21

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.