

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова»

**С.В. Осколков, Т.П. Семенова,
В.Р. Абдулгужин, Д.Р. Сагитов, А.Г. Соколов**

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННО-ЖИЛОГО РЕГИОНА

Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Магнитогорск
2010

УДК 697.34 (075.8)

Рецензенты:

*Кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой физики и методики обучения физике
ГОУ ВПО «Магнитогорский государственный университет»*

Н. И. Платонов

*Кандидат технических наук,
Главный энергетик ОАО «Магнитогорский молочный комбинат»*

О. А. Харченко

Осколков С.В., Семенова Т.П.,

Абдулгужин В.Р., Сагитов Д.Р., Соколов А.Г.

Расчет системы теплоснабжения промышленно-жилого региона:
учеб. пособие. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. – 83 с.

Изложены теоретические основы расчета централизованных систем теплоснабжения, включающих в себя тепловые потребители, источники теплоснабжения и тепловые сети. Приведены методики расчета тепловых нагрузок по укрупненным показателям, гидравлического и теплового расчета тепловых сетей, схемы и методы теплового расчета производственно-отопительной котельной. Приведен пример расчета системы теплоснабжения.

Предназначено для студентов специальности 140100 «Промышленная теплоэнергетика», направление «Теплоэнергетика» для выполнения курсовой работы по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения предприятий».

УДК 697.34 (075.8)

© ГОУ ВПО «МГТУ», 2010

© Осколков С.В.,
Семенова Т.П.,
Абдулгужин В.Р.,
Сагитов Д.Р.,
Соколов А.Г., 2010

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения предприятий» выполняется в 5 семестре обучения студентов, учащихся по направлению «Теплоэнергетика». Цель выполнения – дать будущим специалистам навыки проектирования сложных тепловых сетей, являющихся неотъемлемой составной частью энергоснабжения промышленных предприятий или жилых массивов городов (поселков) с оптимизацией принимаемых решений.

Задачей курсовой работы является обучение студентов следующим методикам:

- расчетным путем определять мощность системы теплоснабжения, на основании чего выбирать источник теплоснабжения;
- выполнять гидравлический и тепловой расчеты, на основании которых производится выбор основного оборудования тепловых сетей и оборудования источника теплоснабжения;
- экономически обосновывать принимаемые технические решения с последующей их оптимизацией не только по критерию минимальных затрат, но и по критерию удовлетворения спроса.

Предлагаемые решения должны быть направлены на всемерное снижение тепловых потерь в системах теплоснабжения, на максимально возможную утилизацию тепловой энергии на промпредприятиях с целью снижения расходов топливно-энергетических ресурсов.

Объем курсовой работы – пояснительная записка 40–60 страниц рукописного текста с соответствующими графиками, схемами и рисунками в каждом разделе.

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа преследует учебные цели и отличается от реального проекта объемом, глубиной разработки и составом документов. Работа выполняется параллельно с изучением теоретического курса и является самостоятельной работой студентов, рассчитанной на 40–50 часов.

Целью выполнения курсовой работы является закрепление и дополнительное изучение теоретического курса «Источники и системы теплоснабжения предприятий» (специальность 140100). В процессе самостоятельного решения инженерной задачи студенты приобретают навыки выполнения теплотехнических расчетов, умение пользоваться специальной технической литературой, нормативными документами, справочниками, каталогами.

Задание на работу выдается с указанием тепловой нагрузки по отдельным видам теплопотребления или отдельным теплопотре-

бителям, расположенным на территории, ограниченной генпланом промпредприятия или города.

По исходным данным (табл. 1) следует выбрать из справочников и строительных норм и правил (СНиП) [1–3], а также из

Таблица 1

Исходные данные для выполнения курсовой работы

Номер варианта	Теплопотребитель Т1	Теплопотребитель Т2	Технологический потребитель П	Район
1	Мех. мастерская Vстр=150000 м³	Склад готовых изделий Vстр=250000 м³	Производство ЖБИ 15000 м³/мес	Оренбург
2	Торг. центр Vстр=180000 м³	Компр. станция Vстр=150000 м³	Производство кокса 10000 т/мес	Пермь
3	Жилой район n=15000 чел.	Инструментальный цех Vстр=250000 м³	Производство тепло-изоляционных материалов 8000 м³/мес	Екатеринбург
4	Чугунолитейный цех Vстр=120000 м³	Бытовое и административное здание Vстр=78000 м³	Производство чугуна 2000 т/мес	Магнитогорск
5	Термический цех Vстр=100000 м³	Жилой массив n=35000 чел.	Производство глинозема 15000 т/мес	Томск
6	Жилой поселок n=20000 чел.	Оптовая база Vстр=125000 м³	Производство проката крупн. 2500 т/мес	Воронеж
7	Механосбор. цех Vстр=100000 м³	Склад цемента Vстр=130000 м³	Производство ЖБИ 8000 м³/мес	Казань
8	АБК Vстр=70000 м³	Пожарное депо Vстр=120000 м³	Производство серной кислоты 5000 т/мес	Самара
9	Кузнечно-прессовый цех Vстр=120000 м³	Локомотивное депо Vстр=200000 м³	Мелкосортн. прокат P=15000 т/мес	Челябинск
10	Ремонтные цеха Vстр=100000 м³	Жилой массив n=20000 чел.	Производство стали 20000 т/мес	Златоуст
11	Механостр. цех Vстр=100000 м³	ЦЗЛ Vстр=150000 м³	Прокат листовой г/к 5000 т/мес	Н.Новгород
12	Универмаг Vстр=78000 м³	Склады Vстр=250000 м³	Производство бумаги 5000 т/мес	Рязань
13	Жилой массив n=15000 чел.	Поликлиника Vстр=75000 м³	Производство аммиака 1000 т/мес	Саратов
14	Столовая n=180 мест Vстр=75000 м³	Склад химикатов Vстр=130000 м³	Производство смолы 2000 т/мес	Караганда
15	ЖДТ Vстр=100000 м³	Консервный з-д Vстр=170000 м³	Производство керами-зита 2000 т/мес	Омск
16	Кузнечный цех Vстр=175000 м³	Деревообр. цех Vстр=150000 м³	Производство труб 5000 т/мес	Томск
17	Жилой район n=12000 чел.	Театр Vстр=100000 м³	Производство кирпича 8000000 шт./мес	Тула

Примечание. ЖБИ – железобетонные изделия; АБК – административно-бытовой комплекс; ЦЗЛ – центральная заводская лаборатория.

прил. 1–15 данного пособия климатологические данные района, удельные тепловые характеристики отдельных зданий, установить взаимное расположение объектов, характеристики грунта, наметить трассу теплопровода, решить вопросы прокладки трасс и т.д.

По установленной тепловой мощности системы теплоснабжения следует определить теплогенерирующие установки с нахождением их основных характеристик: номинальной и пиковой мощности, расхода топлива, возможностей центрального регулирования системы теплоснабжения, утилизации тепловой энергии продуктов сгорания топлива для целей теплоснабжения и т.д.

При выборе исходных данных особое внимание следует уделить источникам водоснабжения, так как от количества и качества исходной воды зависит выбор схем присоединения потребителей к магистральным сетям теплоснабжения, возможный расход конденсата на нужды теплоснабжения, мощность очистных сооружений и т.д.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ И ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Тепловая нагрузка промпредприятия или города в общем случае складывается из расходов теплоты на технологические нужды, горячее водоснабжение, отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха, из которых отопление и вентиляция представляют сезонную тепловую нагрузку, а остальные – круглогодичную.

2.1. Тепловая нагрузка на технологические нужды

Расчетная тепловая нагрузка на технологические нужды принимается по проектным или фактически доступным показателям, т.е. по данным технологии производства. Допускается использование укрупненных удельных расходов теплоты на выпуск единицы продукции.

При расчете по укрупненным удельным расходам теплоты на выпуск продукции тепловая нагрузка на технологические нужды определяется по формуле

$$Q_{tm} = \sum_{i=1}^n q_{tmi} \cdot a_{tmi} , \quad (2.1)$$

где q_{tmi} – удельный расход тепловой энергии на единицу готовой продукции, Дж/ед. гот. прод.; a_{tmi} – производительность предприятия по выпуску i -й продукции в секунду (из задания).

Часто при проектировании используют усредненные данные по теплоплотности района, представляющей расход тепловой энергии на 1 га территории (табл. 2).

Площадь теплопотребителя при этом определяется по плану или карте.

Таблица 2

Ориентировочные значения теплоплотности, МДж/с-га

Характеристика застройки	Расход тепловой энергии на 1 га территории, МДж/с
Одноэтажная застройка	0,175–0,230
Двухэтажная застройка	0,290–0,470
Трех-четырёхэтажная застройка	0,580–0,820
Пяти-девятиэтажная застройка	0,750–0,920
Более девяти этажей	1,10–1,70
Металлургические заводы	1,20–1,47
Коксохимические заводы	8,72–12,45
Химические предприятия	1,05–1,50
Стекольные заводы	0,30–0,45
Текстильные предприятия	0,62–0,88
Целлюлозно-бумажные предприятия	14,70–16,90
Сахарные заводы	1,80–2,20
Смешанные застройки	До 1,0
Жилые районы, в черте которых расположены предприятия	До 1,25

2.2. Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение

Средненедельный расход тепла (Вт) на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$Q_{\text{гв}}^{\text{ср}} = \frac{c \cdot \rho \cdot (65 - t_{\text{хз}}) \sum a_i \cdot m_i}{3600 \cdot T}, \quad (2.2)$$

где c – теплоемкость подогреваемой воды, Дж/(кг·К); ρ – плотность воды, кг/м³; $t_{\text{хз}}$ – температура холодной водопроводной воды в зимний период (принимается +5°С); a_i – суточная норма расхода горячей воды при температуре 65°С на единицу потребления, принимается по [7]; m_i – количество единиц потребления, отнесенное к суткам; T – число часов работы систем горячего водоснабжения в течение суток, для жилых и общественно-бытовых помещений $T=24$, для промышленных предприятий – равно числу часов зарядки баков-аккумуляторов.

Среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий при неизвестной структуре микрорайона может быть определен по формуле

$$Q_{\text{ГВ}}^{\text{cp}} = q_{\text{ГВ}} \cdot m_{\text{ж}}, \quad (2.3)$$

где $q_{\text{ГВ}}$ – укрупненный показатель среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение на одного человека (с учетом общественных зданий), принимается по [6]; $m_{\text{ж}}$ – количество жителей микрорайона, чел.

Максимальный часовой расход тепла на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий

$$Q_{\text{ГВ}}^{\text{M}} = (2,0 \div 2,4) \cdot Q_{\text{ГВ}}^{\text{cp}}. \quad (2.4)$$

2.3. Тепловая нагрузка на отопление жилых и общественных зданий

Максимальный расчетный расход тепла на отопление какого-либо здания принимается по данным проекта отопления соответствующего здания, а при их отсутствии может быть определен по формуле [2, 3]

$$Q_0^{\text{p}} = q_0 \cdot v_{\text{н}} (t_{\text{в}} - t_{\text{но}}), \quad (2.5)$$

где q_0 – отопительная характеристика здания, Вт/м³·К; $v_{\text{н}}$ – объем здания по наружным размерам, м³; $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{но}}$ – температура воздуха внутри помещения и наружного воздуха для проектирования систем отопления, °С.

Температуру воздуха внутри помещений принимают согласно нормам [2]. Для некоторых помещений расчетные температуры внутреннего воздуха приведены в прил. 2.

Расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем отопления должна приниматься по климатическим данным [3].

Отопительная характеристика зданий зависит от их конструкции, наружного объема, этажности, назначения. Они определяются по материалам типовых проектов зданий. При отсутствии проектных данных отопительные характеристики могут приниматься по данным [4, 5].

При ориентировочных расчетах теплового потребления промышленными зданиями можно принимать следующие значения удельных отопительных характеристик [4]: производственные про-

мышленные здания – $q_0=0,55\text{--}0,9 \text{ Вт/м}^3\cdot\text{К}$, непроизводственные промышленные здания – $q_0=0,4 \text{ Вт/м}^3\cdot\text{К}$.

При отсутствии данных о структуре микрорайона, присоединенного к производственно-отопительной котельной, тепловую нагрузку отопления можно определить по рекомендациям [6].

Максимальный часовой расход тепла на отопление жилых и общественных зданий при $t_{\text{но}}$ определяется [6] как

$$Q_o^p = Q_o^{\text{ж}} + Q_o^o, \quad (2.6)$$

где $Q_o^{\text{ж}}$ – расход тепла на отопление жилых зданий, рассчитываемый по формуле

$$Q_o^{\text{ж}} = qF, \quad (2.7)$$

где q – укрупненный показатель максимального часового расхода тепла на отопление жилых зданий, кДж/ч м^2 жилой площади; F – жилая площадь микрорайона, м^2 (зависящая от числа жителей и норм обеспеченности жилой площадью населения данного населенного пункта).

Расход тепла на отопление общественных зданий определяется по формуле

$$Q_o^o = kQ_o^{\text{ж}}, \quad (2.8)$$

где k – коэффициент, учитывающий расход тепла на отопление общественных зданий; при отсутствии должен приниматься равным 0,25.

2.4. Тепловая нагрузка на вентиляцию

Максимальный часовой расход тепла на вентиляцию определяется по проектным данным для соответствующих производств. Для отдельных зданий эта тепловая нагрузка может быть рассчитана по формуле

$$Q_B^p = q_B V_{\text{н}} (t_B - t_{\text{нв}}), \quad (2.9)$$

где q_B – удельная вентиляционная характеристика здания, $\text{Вт}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$, определяется по прил. 4; $t_{\text{нв}}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем вентиляции, принимаемая по [3].

Если задана кратность воздухообмена m , то расход тепла на вентиляцию может быть определен как

$$Q_B^p = m \cdot c_B \cdot \rho_B \cdot V_{\text{вн}} (t_{\text{нв}} - t_B''), \quad (2.10)$$

где m – кратность воздухообмена, 1/с; $V_{\text{вн}}$ – внутренний объем вентилируемого помещения, м³; ρ_B – плотность воздуха, кг/м³; c_B – средняя теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $t_{\text{нв}}$ и t_B'' – температура воздуха до и после подогрева, °С. Необходимая кратность воздухообмена зависит от вредных веществ, загрязняющих воздух, и принимается по [2].

Максимальный часовой расход тепла на вентиляцию общественных зданий может быть определена по формуле [6]

$$Q_B^p = k_1 \cdot Q_o^o, \quad (2.11)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий расход тепла на вентиляцию общественных зданий; при отсутствии данных принимается равным 0,4; Q_o^o – расход тепла на отопление общественных зданий.

По результатам определения тепловых нагрузок строят графики расхода тепловой энергии по методике, изложенной в [3], служащие основой для выбора источника теплоснабжения, расчета потребностей в топливе и решения ряда других задач технико-экономического плана.

3. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Выбор теплоносителя выполняют, анализируя тепловое потребление. Так, для удовлетворения отопительной и вентиляционной нагрузок требуется теплоноситель, температура которого не превышает 100–110°С. Согласно СНиП 3.05.03-85 в этом случае возможно применение единого теплоносителя – горячей воды. В магистральных сетях при применении центрального регулирования целесообразно доводить температуру до 150°С, в перспективе – 190–220°С. Применяя соответствующие схемы присоединений потребителей к тепловым сетям, создают требуемые тепловые режимы в местных тепловых сетях.

Технологическая нагрузка покрывается обычно высокопотенциальным теплоносителем – паром, требования к качеству которого задаются технологическим процессом. Использование других теплоносителей (газ, воздух) обосновывают требованиями производства или принятой схемой местных теплоприемников.

В целях снижения расходов на теплоснабжение целесообразна организация возврата теплоносителя на тепловую станцию для повторного нагрева, что достигается применением закрытых систем теплоснабжения. Особенно важно это для систем, присоединенных к теплоисточнику высокого давления. Температурный график тепловой сети выбирают по [2] с учетом обеспечения температуры теплоносителя в обратной магистрали не ниже 70°C. Регулирование отпуска теплоносителя целесообразно выбирать центральным с дополнением его на местах индивидуальным.

Источники теплоснабжения выбирают с учетом обеспечений потребностей в тепловой энергии не одного потребителя, а целых промышленных узлов в городе. Для этих целей целесообразно выбирать централизованные системы теплоснабжения, присоединенные к мощным тепловым электростанциям или промышленным котельным.

Мощность теплоисточников определяют по графикам теплопотребления, на основании которых разрабатывают графики поставки топлива с учетом создания переходящих запасов [4].

Присоединение систем теплоснабжения к ТЭЦ вызывает необходимость определения оптимальных отборов пара от теплофикационных турбин и покрытия пиковых нагрузок [3].

В качестве теплоисточников целесообразно выбирать теплоутилизационные установки (котлы–утилизаторы, испарительное и водяное охлаждение и т.д.). Не следует оставлять без внимания и возможности использования низкопотенциальных источников тепловой энергии.

4. ВЫБОР СХЕМЫ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ И СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ТЕПЛОИСТОЧНИКУ

Теплоснабжение объекта или района организуют по двум схемам, получившим широкое распространение, – радиальной (тупиковой) и кольцевой. Первая из них применяется, если диаметр теплопровода не превышает 700 мм и перерыв в теплоснабжении объекта в течение 24 ч не вызывает негативных последствий. Радиальная схема может быть рекомендована к применению на объектах, основная тепловая нагрузка которых представлена отоплением, вентиляцией и горячим водоснабжением. Кольцевая схема рекомендуется при прокладке теплопроводов диаметром более 700 мм, когда ликвидация аварии на трассе превышает 24 ч и перерыв в теплоснабжении приведет к существенным материальным потерям. Она характерна для крупных населенных пунктов, теплоснабжение которых осуществляется от нескольких теплоисточников.

Применение кольцевой схемы на промпредприятиях, использующих высокотемпературные теплоносители, обязательно.

Кольцевание отдельных участков тепловых сетей выполняют блокирующими перемычками, диаметр которых равен диаметру основных магистралей.

К внедрению могут быть рекомендованы:

а) однетрубные системы – для дальнего теплоснабжения (более 10 км), для удовлетворения отопительной нагрузки при бессливной кольцевой схеме прокладки тепловых сетей;

б) двухтрубные системы – для удовлетворения относительно однородной тепловой нагрузки, представленной нагрузками отопления, вентиляции, горячего водоснабжения городов, промышленных предприятий;

в) трех- и многотрубные системы – для удовлетворения разнородной тепловой нагрузки, характерной для промышленных предприятий.

Схему присоединения теплопотребителей к тепловым сетям, присоединение сетей к теплоисточникам рекомендуется выбирать по [1, 5].

5. ТРАССА И ПРОФИЛЬ ТЕПЛОПРОВОДА

Трасса теплопровода представляет собой направление прокладки сетей, а профиль – продольный разрез трассы. Выбор трассы выполняют с учетом требований СНиП 3.05.03-85, используя следующие данные:

- минимальный диаметр сетей – не менее 50 мм, диаметр отвлений – 25 мм;
- глубина заложения теплопровода – 0,8–1,2 м;
- прокладка теплотрасс диаметром более 300 мм по подвалам и другим помещениям не рекомендуется.

При прокладке теплотрасс следует выдерживать расстояния от трассы до объекта, приведенные в табл. 3.

По длине трассы обязательно устройство смотровых колодцев (через 200–300 м и над каждым ответвлением от основной магистрали) и специальных камер (компенсаторов, опор и т.д.). Для оборудования колодцев используются сборные железобетонные кольца, выполняемые по ГОСТ 8020-80. Камеры выполняются из железобетонных плит или монолитного бетона высотой не менее 1,8 м. Размеры камеры в плане выбираются по габаритным размерам устанавливаемого в камерах оборудования.

Магистральные тепловые сети следует оборудовать аварийными водооткачивающими станциями, располагаемыми по трассе через 1–1,5 км в специальных дренажных камерах.

Таблица 3

Расстояние от теплотрассы до объекта

Объект	Расстояние, м
Фундамент зданий	5
Мачты, столбы контактной сети и освещения	1,5
Рельсы трамвайных путей	2,0
Путепроводы туннелей	2,0
Водопроводные коммуникации	1,5
Газопроводы под давлением до 0,588 МПа	2,0
Газопроводы под давлением более 0,588 МПа	4,0
Силовые кабели	2,0
Кабели связи	1,0
Железные дороги	4,0
Автомобильные дороги	1,5
Кюветы, насыпи (до бровки)	1,0
Воздушная прокладка над:	
автомобильными дорогами	4,5
железнодорожными путями	7,0
До линий электропередач по высоте:	
20 кВ	3,0
31–110 кВ	4,0
145 кВ	5,0
220 кВ	6,0
Под железнодорожными, трамвайными путями, автодорогами, прокладка в футлярах, до подошвы рельса или покрытия дороги	1,0

6. ПРОКЛАДКА ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Основным видом прокладки теплопроводов является подземная в непроходных каналах, размеры которых зависят от диаметров трубопроводов, трудоемкости прокладки, горно-геологических и гидрологических характеристик грунтов.

Каналы выполняются в траншеях, объем которых вычисляют по формуле

$$V_t = \frac{a + b}{2} hL, \quad (6.1)$$

где a – ширина траншеи по верху, зависящая от характеристик грунта; b – ширина траншеи по низу, равная ширине канала, м; h – глубина канала, м.

С учетом угла естественного откоса грунта β (табл. 4) общий объем траншеи

$$V_t = h[b + h \operatorname{tg}(90 - \beta)]L. \quad (6.2)$$

Глубина траншеи h определяется как сумма высоты самого канала H (прил. 14) и толщины грунтовой подушки над каналом, принимаемой равной 0,25–0,75 м.

Фиксация теплопроводов в пространстве выполняется выбором неподвижных и свободных опор. Неподвижные опоры воспринимают усилия от веса самого теплопровода и давления теплоносителя и принимаются по данным, приведенным в межведомственных нормативах МВН 1316-60 и 1329-60. Свободные опоры воспринимают все трубопроводы с теплоносителем и изоляционной конструкцией и выбираются по ГОСТ 1411-90 и 14097-91. Расстояние между опорами можно рассчитывать по [3].

Надземная прокладка, имеющая широкое распространение на промпредприятиях, производится по эстакадам [3], выполненным из железобетонных конструкций типа ИС-01-06, ИС-01-07.

Соединение труб между собой осуществляется на сварке. Сортамент труб выбирается по ГОСТ 10704-76, 8732-78, 3262-75. Запорно-регулирующая арматура (задвижки, вентили) выбирают по диаметру трубопровода, по каталогу или справочникам [1, 4, 5].

Компенсация температурных удлинений теплопроводов выполняется согласно СНиПЗ.05.00-85, а компенсирующая способность компенсаторов определяется по методике, приведенной в [3].

Допускается бесканальная прокладка теплопроводов, расчет и технология возведения которой подробно освещены в [6].

При проектировании прокладки тепловых сетей в особых условиях (Крайний Север, сейсмоопасные районы) следует учитывать требования СНиПЗ.05.05-85

Таблица 4

Угол естественного откоса грунтов β

Грунт	Угол естественного откоса, град.	
	Сухие грунты	Обводненные грунты
Черноземы	35	30
Суглинки	40	27
Глинистые отложения	40	30
Плотные глины и суглинки	45	40
Плотные глины	45	37
Песок мелкий слежавшийся	45	25
Песок с гравием	37	27
Песчаники, известняки	70	–
Скальные породы	80–90	–

7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Гидравлический расчет – один из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловых сетей. Основные задачи расчета:

1. Определение диаметров трубопроводов.
2. Определение падения давления (потери напора).

3. Определение давлений (напоров) в различных точках сети.
4. Увязка всех точек системы.

Решение указанных задач для различных схем тепловых сетей выполняется по-разному, однако основой расчетов служит закон Бернулли для установившегося движения среды в трубах, уравнение неразрывности струи, законы Кирхгофа.

Для выполнения гидравлического расчета необходимо иметь следующие данные и документы:

1. Планы прокладки тепловых сетей,
2. Высотное обоснование местности.
3. Расчетные расходы теплоносителя.
4. Расчетную схему тепловой сети.
5. Падение давления (потерю напора) у потребителя.
6. Схемы присоединения потребителей к магистральным тепловым сетям.
7. Параметры теплоносителя на теплостанции и у потребителя.

Гидравлический расчет неразветвленной тепловой сети складывается из предварительного и проверочного расчетов.

7.1. Предварительный расчет

1. Задаются долей потерь напора (падения давления) на местных сопротивлениях:

$\alpha = 0,2-0,3$ или определяют α по формуле Б.Л. Шифринсона

$$\alpha = z\sqrt{G}, \quad (7.1)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с; z – постоянный коэффициент, принимаемый для воды равным 0,03–0,05, для пара – 0,2–0,4.

2. Определяют удельное линейное падение давления

$$R_{\text{л}} = \frac{\Delta P}{l(1 + \alpha)}, \quad (7.2)$$

где $\Delta P = P_1 - P_2$, Па; P_1 – давление теплоносителя на коллекторе теплостанции, Па; P_2 – давление теплоносителя в месте присоединения к тепловой сети потребителя, Па; l – длина трубопровода, м.

3. Определяют среднюю плотность теплоносителя

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{к}}}{2}, \quad (7.3)$$

где ρ_n, ρ_k – плотность теплоносителя в начале и конце участка теплопровода.

Если теплоноситель – жидкость, то $\rho_n = \rho_k = \rho_{cp}$.

4. Определяют диаметр трубопровода по условию работы его в квадратичной области:

$$d = A_d G^{0,38} / (R_{\lambda} \rho_{cp})^{0,19}, \quad (7.4)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с.

Значение коэффициента A_d принимаются с учетом коэффициента шероховатости стенки трубопровода из расчета [1]:

k_s	0,2 мм	0,5 мм	1 мм
A_d	0,414	0,435	0,448

7.2. Окончательный расчет

1. Предварительно рассчитанный диаметр округляют до ближайшего по стандарту.

2. Уточняют удельное линейное падение давления по формуле Д`Арси

$$R_{\lambda} = 0,812 \lambda G^2 / d^5 \rho_{cp}. \quad (7.5)$$

При этом если $Re < Re_{кр}$, то коэффициент линейного сопротивления определяют по формуле

$$\lambda = 0,11 (k_s / d + 68 / Re)^{0,25} \text{ – формула Альтшуля;} \quad (7.6)$$

если $Re > Re_{кр}$, то

$$\lambda = 0,11 (k_s / d)^{0,25} \text{ – формула Шифринсона.} \quad (7.7)$$

3. Определяют эквивалентную длину местных сопротивлений по формуле

$$l_s = \sum \xi d / \lambda. \quad (7.8)$$

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

4. Определяют суммарное падение давления на участке

$$\Delta P = R_{\lambda} (l + l_s). \quad (7.9)$$

5. При расчете паропроводов сопоставляют полученное значение $\rho_{\text{ср}}$ с предварительно принятым. При большом расхождении задаются более близкими значениями этих величин и вновь осуществляют проверочный расчет.

Гидравлический расчет может быть существенно облегчен, если пользоваться при его выполнении номограммами [1, 3]. В этом случае по известному расходу и допустимой скорости движения теплоносителя определяется удельное падение давления и диаметр теплопровода.

Методика расчета разветвленных тепловых сетей отличается от изложенной тем, что падение давления (потери напора) и диаметр трубопроводов по участкам принимаются постоянными как для участка, за который принимают участок с постоянным расходом теплоносителя. Для выполнения расчета выбирается расчетная магистраль, т.е. магистраль, соединяющая тепловую станцию с наиболее удаленным потребителем. Во вторую очередь рассчитываются ответвления по общим правилам гидравлического расчета.

Наиболее сложен расчет кольцевых тепловых сетей, содержащих несколько узлов – точек слияния или разделения потоков теплоносителя. Расчет их выполняется по уравнениям Кирхгофа [3] с последующим уточнением расходов теплоносителя, давлений в узлах и участках сети.

7.3. Пьезометрический график тепловой сети

Пьезометрический график служит для решения целого ряда задач технико-экономического плана. На основании графика выбирается схема присоединения потребителей к тепловой сети, места установки промежуточных насосных станций, определение основных и аварийных режимов работы тепловых сетей и т.д. На графике в масштабе изображаются линиями значения действительных напоров в системе. Построение пьезометрического графика выполняется по методике, изложенной в [1, 3]. Необходимо иметь в виду, что для многотрубных и кольцевых сетей графики могут быть сложными, что требует внимательного использования имеющейся информации.

Построение графика выполняется для основного режима работы системы, одного из аварийных режимов и для режима работы сети с минимально допустимыми располагаемыми напорами у потребителей.

Пьезометрический график сложных сетей, присоединенных к нескольким тепловым станциям, выполняется с учетом потокораспределения в сетях, рассчитываемого по методике, рекомендуемой [1, 3]. Для согласования напоров отдельных ответвлений с основной маги-

стралью используются дроссельные диафрагмы, диаметр (м) которых определяют по формуле

$$d_3 = 10^4 \sqrt{\frac{G_d^2}{H}}, \quad (7.10)$$

где G_d – расчетный расход теплоносителя через дроссельную диафрагму, т/ч; H – напор, гасимый дроссельной диафрагмой, м.

Существенное изменение давлений теплоносителя в системе происходит при внезапной остановке насосов, внезапной аварии или быстром перекрытии сечения трубопровода, при этом возможно развитие гидравлического удара, напор которого рассчитывают по формуле

$$H_y = \frac{W_p \Delta W}{g}, \quad (7.11)$$

где W_p – скорость звука в теплоносителе, равная для воды – 1500 м/с, пара – 450–520 м/с, горячего воздуха – 420–480 м/с, продуктов сгорания – до 590 м/с; ΔW – изменение скорости движения теплоносителя, м/с.

Суммарный напор в трубопроводе, возникающий при гидроударе, определяют по формуле

$$H_c = H \pm H_y. \quad (7.12)$$

Методика расчета гидроудара и построение пьезометрического графика изложена в [3]. По результатам расчета выбирается способ защиты от повышенного давления удара (разрывные диафрагмы, газовые и воздушные колпаки, противоударные перемычки с обратными клапанами и т.д.). После этого рассчитывают гидравлическую устойчивость тепловых сетей по методике, рекомендуемой [3].

8. ВЫБОР НАСОСОВ ДЛЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Результаты гидравлического расчета и пьезометрический график сети используются для выбора сетевых насосов по напору H и требуемой производительности G .

Напор насоса (м) определяют по формуле

$$H = \Delta H_{\text{ст}} \pm \Delta H_{\text{п}} \pm \Delta H_{\text{о}} + \Delta H_{\text{а}} \pm z, \quad (8.1)$$

где $\Delta H_{\text{ст}}$, $\Delta H_{\text{п}}$, $\Delta H_{\text{о}}$, $\Delta H_{\text{а}}$, z – потеря напора на станционном теплогенерирующем агрегате, в подающей и обратной магистралях, распо-

лагаемый напор у абонентов, а также относительная разность высотных отметок теплостанции и потребителя соответственно.

По значениям G и H по каталогу [1, 3, 5] выбирают насосы. К установке принимают не менее двух насосов, один из которых должен быть резервным. При установке более трех рабочих насосов число резервных принимается равным двум. При необходимости повышения производительности насосной станции рекомендуется параллельное присоединение насосов, последовательное присоединение применяют для увеличения напора в системе.

9. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основные задачи теплового расчета заключаются в определении тепловых потерь с поверхности теплопровода, температурного поля вокруг теплопровода, падения температуры теплоносителя вдоль трассы теплопровода и выборе толщины изоляционной конструкции.

Исходными данными для расчета служат:

- температурный график работы тепловой сети;
- температура грунта или окружающей среды, принимаемая для надземных прокладок равной температуре наружного воздуха, при подземной – температуре поверхности грунта над теплопроводом или на $10\text{--}20^\circ\text{C}$ больше температуры воздуха;
- термическое сопротивление теплопередаче от теплоносителя к окружающей среде через цепь сопротивлений: изоляционная конструкция – поверхность изоляционной конструкции – среда в канале – стенки канала – грунт;
- теплофизические характеристики грунта, выбираемые по данным [1];
- допустимые температуры на поверхностях энергокоммуникаций, прокладываемых в окрестностях теплопроводов, принимаемые для: водоводов – 25°C , газопроводов – 40°C , воздухопроводов – 60°C , продуктопроводов химических веществ – до 20°C , силовых и сигнальных электрокабелей – до 40°C ;
- допустимый коэффициент эффективности изоляции $0,85\text{--}0,98$.

Задачи теплового расчета:

1. Определение тепловых потерь теплопровода.
2. Расчет температурного поля вокруг теплопровода (температуры поверхности изоляции, температуры воздуха в канале, температуры грунта).
3. Расчет падения температуры теплоносителя вдоль теплопровода.
4. Выбор толщины тепловой изоляции теплопровода.

Удельные тепловые потери (Вт/м) надземного теплопровода определяют по формуле

$$q = (\tau - t_0) / (R_{\text{и}} - R_{\text{н}}), \quad (9.1)$$

где τ – температура теплоносителя; t_0 – температура окружающей среды; $R_{\text{и}}$ – термическое сопротивление изоляции; $R_{\text{н}}$ – термическое сопротивление поверхности.

Термическое сопротивление (м/(Вт·К)) цилиндрической поверхности определяют по формуле

$$R = 1 / \pi d \alpha, \quad (9.2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; πd – площадь поверхности 1 м длины теплопровода.

Термическое сопротивление цилиндрического слоя определяют по формуле

$$R = (1 / 2\pi\lambda) \cdot \ln d_2 / d_1, \quad (9.3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности слоя; d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры слоя.

При подземной прокладке теплопроводов необходимо учитывать термическое сопротивление грунта.

При глубине заложения оси теплопровода $h/d < 2$ термическое сопротивление грунта определяется по формуле

$$R_{\text{гр}} = (1 / 2\pi\lambda_{\text{гр}}) \cdot \ln \left[2h/d + \sqrt{4h^2/d^2 - 1} \right], \quad (9.4)$$

где $\lambda_{\text{гр}}$ – коэффициент теплопроводности грунта; h , d – глубина заложения и диаметр теплопровода. Если канал имеет форму, отличную от цилиндрической, то используют эквивалентный диаметр: $d_{\text{э}} = 4F/P$, где P , F – периметр и площадь поперечного сечения канала.

При $h/d > 2$

$$R_{\text{гр}} = \ln(4h/d) / 2\pi\lambda_{\text{гр}}. \quad (9.5)$$

$\lambda_{\text{гр}} = 1,2\text{--}2,5$ Вт/м·К при $t_0 = 10\text{--}40^\circ\text{C}$.

Суммарные тепловые потери

$$Q = q(l + l_{\text{э}}) = ql(1 + \beta),$$

где $l_{\text{э}}$ – эквивалентная длина местных сопротивлений; $\beta = l_{\text{э}}/l = 0,2\text{--}0,3$.

Для оценки эффективности изоляции используют коэффициент эффективности изоляции:

$$\eta_{из} = (Q_{г} - Q_{и}) / Q_{г} = 1 - Q_{и} / Q_{г}, \quad (9.6)$$

где $Q_{г}$ и $Q_{и}$ – тепловые потери голого и изолированного теплопровода.

Коэффициент эффективности тепловой изоляции должен быть в пределах

$$\eta_{из} = 0,85-0,95.$$

Выбор толщины изоляции производят на основе:

- 1) обеспечения заданной температуры теплоносителя в узлах тепловой сети;
- 2) выдерживания нормированных теплотерь;
- 3) неперевышения заданной температуры поверхности тепловой изоляции (для помещений и проходных каналов – 40–50°С).

Падение температуры теплоносителя вдоль теплотрассы можно определить из уравнения теплового баланса:

$$t_2 = t_1 - q \cdot l \cdot (1 + \beta) / (G C_p), \quad (9.7)$$

где G – расход теплоносителя на участке; C_p – теплоемкость теплоносителя; t_1 и t_2 – температура теплоносителя в начале и конце участка.

Экономическая оценка и оптимизация проекта выполняется по общепринятой для систем теплоснабжения методике [3].

10. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

10.1. Определение тепловой нагрузки производственно-отопительной котельной

Тепловая нагрузка котельной ($Q_{кот}^{\Sigma}$) складывается из технологической нагрузки ($Q_{тех}$), которая может удовлетворяться паром или горячей водой, нагрузки отопления и вентиляции производственных помещений ($Q_{о+в}^{пр}$), коммунальной тепловой нагрузки ($Q_{ком}$), потерь в тепловых сетях и технологических процессах ($Q_{пот}$).

Таким образом,

$$Q_{\text{кот}}^{\Sigma} = Q_{\text{тех}} + Q_{\text{о+в}}^{\text{пр}} + Q_{\text{ком}} + Q_{\text{пот}}. \quad (10.1)$$

Технологическая нагрузка задается или рассчитывается по укрупненным показателям или нормам расхода теплоты на единицу продукции [1]. Некоторые удельные нормы приведены в прил. 3.

Нагрузка отопления и вентиляции промышленных помещений может быть задана, определена по паспортным данным промышленных зданий и процессов или рассчитывается с учетом характера технологических процессов, выделения вредностей и т.д.

Коммунальная нагрузка котельной

$$Q_{\text{ком}} = Q_0^{\text{р}} + Q_{\text{в}}^{\text{р}} + Q_{\text{гв}}^{\text{ср}}, \quad (10.2)$$

где $Q_0^{\text{р}}$ – расчетная тепловая нагрузка отопления жилых и общественных зданий, Вт; $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$ – расчетная тепловая нагрузка вентиляции общественных зданий, Вт; $Q_{\text{гв}}^{\text{ср}}$ – расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, Вт.

Тепловая нагрузка кондиционирования может быть учтена увеличением расчетной нагрузки вентиляции на 15–20%.

10.2. Выбор типа и количества устанавливаемых котельных агрегатов

Суммарная ориентировочная тепловая нагрузка производственно-отопительной котельной определяется с учетом всех видов тепловых нагрузок, коэффициента перспектив развития района ($K_n=1,25$) и коэффициента совпадения максимумов тепловых нагрузок ($K=0,8$) [8], т.е.

$$Q_{\text{кот}}^{\Sigma} = K \cdot K_n \cdot (Q_0^{\Sigma} + 1,2 \cdot Q_{\text{в}}^{\Sigma} + Q_{\text{гв}}^{\Sigma} + Q_{\text{тех}}), \quad (10.3)$$

где Q_0^{Σ} , $Q_{\text{в}}^{\Sigma}$, $Q_{\text{гв}}^{\Sigma}$ – суммарные нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения всех объектов, присоединенных к котельной; $Q_{\text{тех}}$ – присоединенная технологическая тепловая нагрузка.

Коэффициент $K_n=1,2$ может учитывать нагрузку кондиционирования.

Если технологическая нагрузка удовлетворяется паром и в котельной устанавливаются паровые котлы, то количество пара, необходимое для удовлетворения коммунальной нагрузки, может быть определено по формуле

$$D_{\text{ком}} = \frac{Q_{\text{ком}}}{(h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{то}} \cdot \eta_{\text{тп}}}, \quad (10.4)$$

где $h_{\text{п}}$ и $h'_{\text{п}}$ – энтальпия пара и конденсата, кДж/кг; $\eta_{\text{то}}$ – КПД сетевого подогревателя, принимается равным 0,94–0,96; $\eta_{\text{тп}}$ – КПД транспорта теплоты, принимается равным 0,96.

Тогда максимальная часовая производительность котельной на пару с учетом собственных нужд котельной ориентировочно составит:

$$D_{\text{кот}}^{\Sigma} = K_{\text{сн}} \cdot (D_{\text{ком}} + D_{\text{тех}}), \quad (10.5)$$

где $K_{\text{сн}}$ – коэффициент, учитывающий собственные нужды котельной, при сжигании твердого топлива принимается равным 1,07, при работе котельной на мазуте – 1,1, при работе на газе – 1,05; $D_{\text{тех}}$ – расход пара технологическим потребителем, кг/с.

По полученным значениям $Q_{\text{кот}}^{\Sigma}$ или $D_{\text{кот}}^{\Sigma}$ выбираются по каталогам и справочникам [1, 9, 10, 12] типы принимаемых к установке котлов. Некоторые сведения о паровых и водогрейных котлах, устанавливаемых в отопительных и производственно-отопительных котельных, приведены в прил. 8–10.

При выборе тепло- и паропроизводительности котельных агрегатов необходимо пользоваться указаниями, изложенными в [11].

Количество устанавливаемых котельных агрегатов

$$n = \frac{Q_{\text{кот}}^{\Sigma}}{Q_i}, \quad (10.6)$$

или

$$n = \frac{D_{\text{кот}}^{\Sigma}}{D_i}, \quad (10.7)$$

где Q_i и D_i – тепло- или паропроизводительность выбранного котельного агрегата (по каталогу).

При этом рекомендуется соблюдать следующие условия:

1. Количество котельных агрегатов, принятое к установке, должно быть не менее двух и не более шести.
2. Как правило, должны устанавливаться однотипные котельные агрегаты.
3. Предпочтение следует отдавать котельным агрегатам с большей единичной производительностью.

4. Загрузка котельных агрегатов на отдельных режимах не должна выходить за пределы $\pm 10\%$ от номинальной.

5. Количество котельных агрегатов должно обеспечивать проведение плановых ремонтов в летнее время.

6. Резервные котельные агрегаты должны устанавливаться при соответствующем обосновании.

7. При выходе из строя одного котла оставшиеся в работе должны удовлетворять 100% промышленной и не менее 75% коммунальной нагрузки.

10.3. Проектирование тепловой схемы котельной

Котельные для теплоснабжения промышленных комплексов выполняют паровыми, пароводогрейными и чисто водогрейными. На тепловых схемах котельных с помощью условных знаков показывается основное и вспомогательное оборудование, объединенное линиями трубопроводов для транспортировки теплоносителей. Тепловые схемы могут быть принципиальные и развернутые.

На принципиальных схемах показывается только основное оборудование и главные трубопроводы с минимальным количеством арматуры, определяющие режимы работы. Однотипное оборудование показывается один раз, вспомогательное оборудование и трубопроводы не показываются. Эти схемы являются расчетными, т.е. служат для определения расходов сред в характерных точках, через теплообменные аппараты и устройства, для составления балансов теплоносителей, выбора типов теплообменников и насосов, а также для решения ряда других технико-экономических задач.

На развернутых схемах показывается все устанавливаемое оборудование, все трубопроводы, вся запорная, регулирующая и защитная арматура. На основе этих схем выполняется детальный расчет элементов, составляют монтажные схемы, схемы оперативных переключений, проводится обучение персонала.

Для составления тепловой схемы котельной необходимы следующие данные:

1. Назначение (виды и параметры требуемых теплоносителей).
2. Величина и характер тепловой нагрузки района.
3. Вид топлива (с учетом использования в первую очередь местных топлив).
4. Источник водоснабжения.
5. Состояние воздушного бассейна (фоновое загрязнение).
6. Генплан застройки.
7. Вид системы теплоснабжения (открытые или закрытые теплосети).

На основе этих данных выбирается тип котельной (паровая, пароводогрейная, водогрейная), типы принимаемых к установке котельных агрегатов, способы водоподготовки и деаэрации питательной и подпиточной воды, схемы узлов подпитки, решаются другие вопросы.

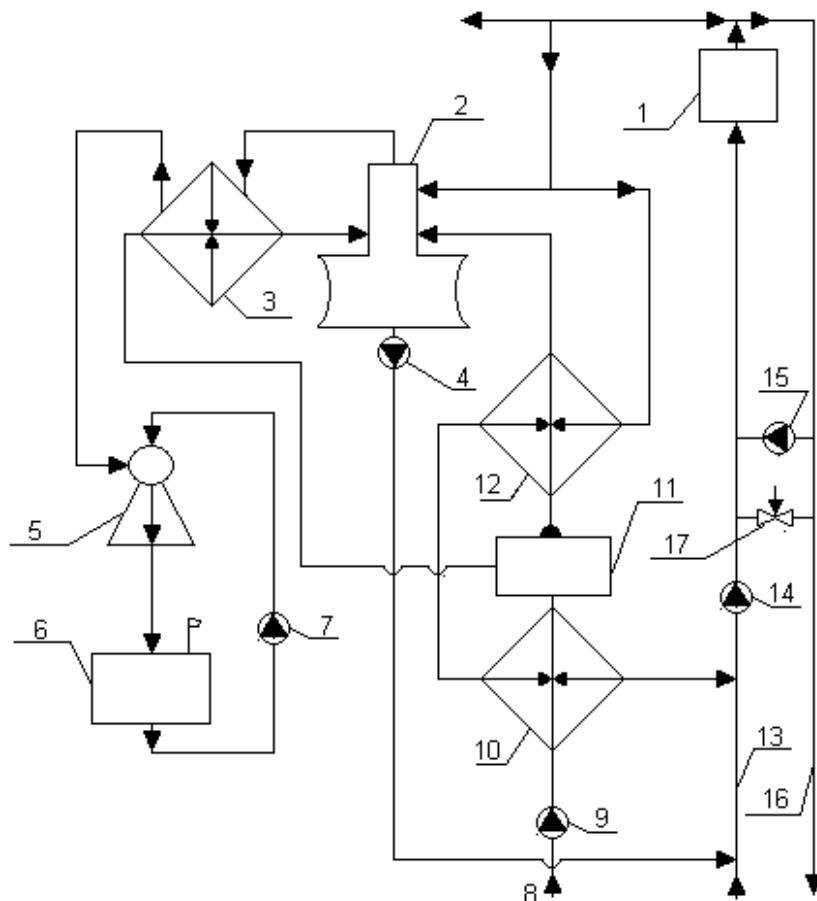


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема котельной

с водогрейными котлами для закрытой системы теплоснабжения:

- 1 – котел водогрейный; 2 – деаэратор вакуумный подпиточный; 3 – охладитель выпара;
- 4 – насос подпиточный; 5 – эжектор; 6 – бак дегазатора; 7 – насос рабочий эжектора;
- 8 – вода сырая; 9 – насос сырой воды; 10 – подогреватель сырой воды;
- 11 – химводоочистка; 12 – подогреватель химически очищенной воды;
- 13 – обратная линия тепловой сети; 14 – насос сетевой; 15 – насос рециркуляции;
- 16 – прямая линия тепловой сети; 17 – регулятор перепуска

На рис. 1–3 представлены примеры принципиальных тепловых схем некоторых типов котельных. Примеры развернутых тепловых схем, а также схемных решений отдельных узлов приведены в [9, 13]. Общие нормы проектирования котельных установок изложены в [11]. При выборе вспомогательного оборудования полезно ознакомиться со специальной литературой [14].

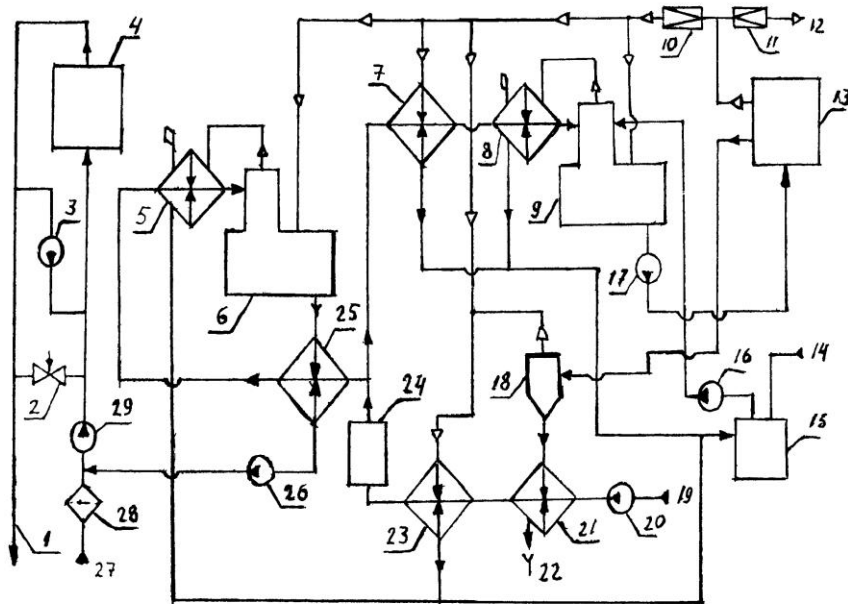


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными и паровыми котлами:

1 – прямая линия тепловой сети; 2 – регулятор перепуска; 3 – насос рециркуляции; 4 – котел водогрейный; 5 – охладитель выпара деаэратора подпитки тепловой сети; 6 – атмосферный деаэратор подпитки тепловой сети; 7 – подогреватель химически очищенной воды; 8 – охладитель выпара деаэратора питательной воды паровых котлов; 9 – атмосферный деаэратор питательной воды паровых котлов; 10 – РОУ собственных нужд; 11 – РОУ связи с промышленным потребителем пара; 12 – пар на технологическое потребление; 13 – котел паровой; 14 – конденсат с производства; 15 – бак конденсатный; 16 – насос конденсатный; 17 – насос питательный паровых котлов; 18 – сепаратор непрерывной продувки; 19 – сырая вода; 20 – насос сырой воды; 21 – охладитель непрерывной продувки; 22 – дренаж продувочной воды; 23 – подогреватель сырой воды; 24 – химводоочистка; 25 – охладитель подпиточной воды; 26 – насос подпитки тепловой сети; 27 – обратная сетевая вода; 28 – грязевик; 29 – сетевой насос

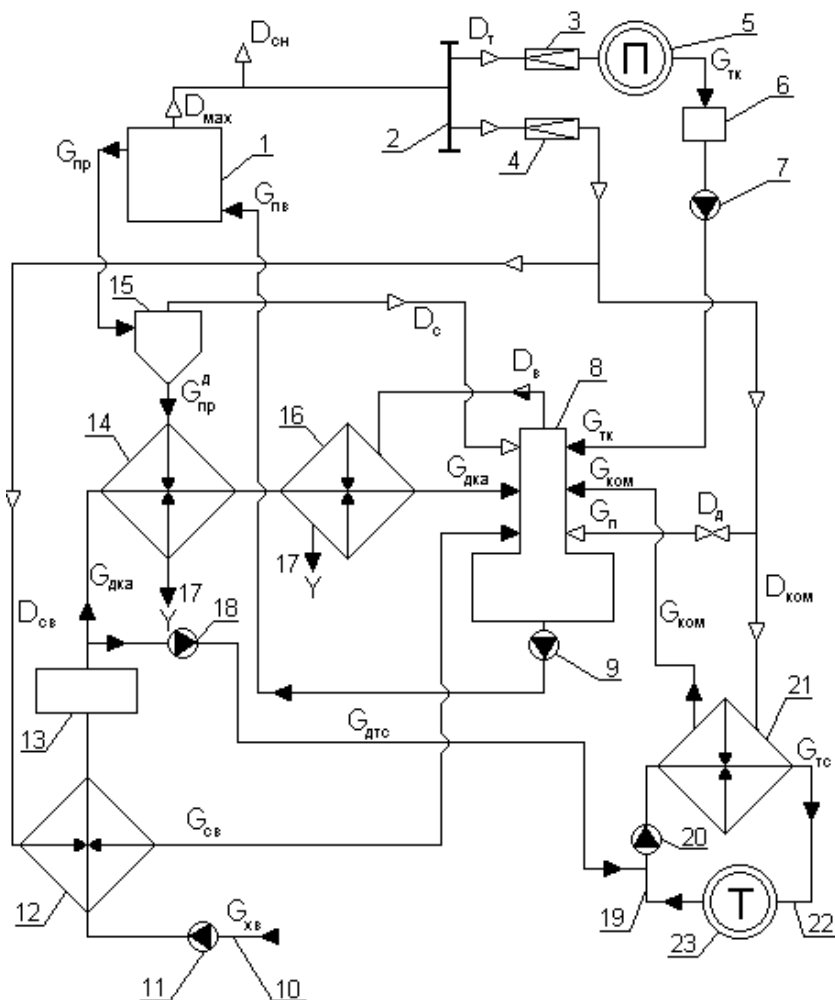


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема паровой производственно-отопительной котельной:

1 – котел паровой низкого давления; 2 – паровой коллектор; 3 – РОУ связи с промышленным потребителем пара; 4 – РОУ собственных нужд; 5 – промышленный (технологический) потребитель пара; 6 – конденсатный бак; 7 – насос конденсатный; 8 – деаэрактор атмосферный; 9 – насос питательный; 10 – сырая вода; 11 – насос сырой воды; 12 – подогреватель сырой воды; 13 – химводоочистка; 14 – охладитель непрерывной продувки; 15 – сепаратор непрерывной продувки; 16 – охладитель выпара; 17 – дренаж продувочной воды; 18 – насос подпиточной тепловой сети; 19 – обратная линия тепловой сети; 20 – сетевой насос; 21 – подогреватель сетевой; 22 – прямая линия тепловой сети; 23 – теплофикационный (коммунальный) потребитель теплоты

10.4. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной

Расчет производится с целью определения расходов и параметров сред в характерных точках, расходов через отдельные элементы схемы, подготовки исходных данных для выбора основного и вспомогательного оборудования, определения тепло- или паропроизводительности котельной-брутто, предварительного определения технико-экономических показателей.

Рассмотрим методику расчета тепловой схемы производственно-отопительной котельной, схема которой представлена на рис. 3.

1. Производительность котельной по пару брутто, кг/с

$$D_{\max} = \sum n_i D_i, \quad (10.8)$$

где n_i – количество принятых к установке котельных агрегатов с производительностью D_i , кг/с.

2. Количество конденсата, возвращаемого от технологического потребителя, кг/с

$$G_{\text{тк}} = \alpha_{\text{к}} \cdot D_{\text{т}}, \quad (10.9)$$

где $\alpha_{\text{к}}$ – доля конденсата, возвращаемого технологическим потребителем, зависит от характера технологических потребителей и колеблется в пределах от 0 до 1; $D_{\text{т}}$ – расход пара технологическим потребителем, кг/с.

3. Расход продувочной воды, кг/с

$$G_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \cdot D_{\max}, \quad (10.10)$$

где $k_{\text{пр}}$ – коэффициент, определяющий количество котловой воды, отводимой в непрерывную продувку для поддержания нормального солевого баланса котельных агрегатов, зависящий от типа котельных агрегатов и качества питательной воды.

4. Количество вторичного пара, отводимого из сепаратора непрерывной продувки, кг/с

$$D_{\text{с}} = G_{\text{пр}} \frac{h'_{\text{кв}} \cdot h'_{\text{с}} - h''_{\text{с}}}{h''_{\text{с}} - h'_{\text{с}}}, \quad (10.11)$$

где $h'_{\text{кв}}$ и $h'_{\text{с}}$ – энтальпия кипящей воды при давлениях в барабане котла и сепараторе, кДж/кг; $h''_{\text{с}}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении в сепараторе, кДж/кг; $h_{\text{с}}$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты сепаратором, принимается равным 0,98 [18].

5. Количество продувочной воды, сливаемой в дренаж, кг/с

$$G_{\text{пр}}^{\text{д}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{с}}. \quad (10.12)$$

6. Количество добавочной воды, необходимой для питания котельных агрегатов, кг/с

$$G_{\text{дка}} = D_{\text{тех}} - G_{\text{тк}} + G_{\text{пр}}^{\text{д}} + D_{\text{в}}. \quad (10.13)$$

7. Количество воды, циркулирующей в тепловой сети, кг/с

$$G_{\text{тс}} = \frac{Q_{\text{ком}}}{c_{\text{в}} (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) \eta_{\text{тп}} \eta_{\text{то}}}, \quad (10.14)$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость сетевой воды, кДж/(кг·К); $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{обр}}$ – температура сетевой воды в прямой и обратной линиях; $\eta_{\text{тп}}$ и $\eta_{\text{то}}$ – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в тепловой сети и сетевом подогревателе, $\eta_{\text{то}}=0,94-0,96$; $\eta_{\text{тп}}=0,96$ [8].

8. Количество подпиточной воды для тепловой сети, кг/с

$$G_{\text{дтс}} = 0,02 \cdot G_{\text{тс}}. \quad (10.15)$$

9. Количество сырой воды, подвергаемой химводоочистке, кг/с

$$G_{\text{хв}} = (1 + K_{\text{сн}}^{\text{хв}}) \cdot (G_{\text{д}} + G_{\text{дтс}}), \quad (10.16)$$

где $K_{\text{сн}}^{\text{хв}}$ – коэффициент, учитывающий собственные нужды ХВО, $K_{\text{сн}}^{\text{хв}}$ можно принять равным 0,1 [17].

10. Количество питательной воды, поступающей из деаэратора в котельные агрегаты, кг/с

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{max}} + G_{\text{пр}}. \quad (10.17)$$

11. Расход выпара из деаэратора, кг/с

$$D_{\text{в}} = 0,002 \cdot G_{\text{пв}}. \quad (10.18)$$

12. Расход пара для подогрева сырой воды перед ХВО, кг/с

$$D_{\text{св}} = G_{\text{хв}} \frac{c_{\text{в}} (t_{\text{св}}'' - t_{\text{св}}')}{(h'' - h') \eta_{\text{то}}}, \quad (10.19)$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $t_{\text{св}}''$ и $t_{\text{св}}'$ – температура сырой воды после и до теплообменника 12 (см. рис. 3); h'' и h' – энтальпия

греющего пара и его конденсата для теплообменника 12 (см. рис. 3). Температура сырой воды перед теплообменником 12 при отсутствии данных принимается равной +5°C, после теплообменника +(25–30)°C.

13. Энтальпия подпиточной (химически очищенной) воды котельных агрегатов после охладителя непрерывной продувки

$$h''_{\text{онп}} = (t''_{\text{св}} - \Delta t_1) c_{\text{в}} + \frac{G_{\text{пр}}^{\text{д}}}{G_{\text{дка}}} (h'_{\text{с}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{др}}) \eta_{\text{то}}, \quad (10.20)$$

где Δt_1 – понижение температуры воды в процессе ее обработки на химводоочистке, °C; $t_{\text{др}}$ – температура продувочной воды, сбрасываемой из охладителя непрерывной продувки в дренаж, $t_{\text{др}} = (40–60)^\circ\text{C}$.

14. Энтальпия добавочной воды котельных агрегатов после охладителя выпара

$$h''_{\text{ов}} = h''_{\text{онп}} + \frac{D_{\text{в}}}{G_{\text{дка}}} (h''_{\text{в}} - h'_{\text{в}}) \eta_{\text{то}}, \quad (10.21)$$

где $h''_{\text{в}}$ и $h'_{\text{в}}$ – энтальпия насыщенного пара и конденсата при давлении в деаэраторе, кДж/кг.

15. Средняя энтальпия потоков воды, поступающей в деаэратор:

$$h_{\text{д}}^{\text{ср}} = \frac{G_{\text{тк}} t_{\text{тк}} c_{\text{в}} + G_{\text{дка}} h''_{\text{ов}} + G_{\text{св}} h_{\text{св}} + G_{\text{ком}} h_{\text{сп}}}{G_{\text{тк}} + G_{\text{дка}} + G_{\text{св}} + G_{\text{ком}}}, \quad (10.22)$$

где $t_{\text{тк}}$ – температура конденсата, возвращаемого от технологического потребителя, °C; $G_{\text{св}}$ – расход конденсата греющего пара подогревателя сырой воды, $G_{\text{св}} = D_{\text{св}}$, кг/с; $G_{\text{ком}}$ – расход конденсата греющего пара сетевого подогревателя, $G_{\text{ком}} = D_{\text{ком}}$, кг/с; $h_{\text{св}}$ и $h_{\text{сп}}$ – энтальпия конденсата греющего пара подогревателя сырой воды и сетевого подогревателя, кДж/кг.

16. Расход пара на подогрев питательной воды в деаэраторе определяется из совместного решения уравнений материального и теплового баланса деаэратора

$$D_{\text{д}} = \frac{D_{\text{в}} h_{\text{в}} + (G_{\Sigma} + D_{\text{с}}) t_{\text{пв}} c_{\text{в}} - (G_{\Sigma} h_{\text{д}}^{\text{ср}} + D_{\text{с}} h_{\text{с}}^{\text{в}}) \eta_{\text{д}}}{h_{\text{д}} \eta_{\text{д}} - c_{\text{в}} t_{\text{пв}}}, \quad (10.23)$$

где $t_{\text{пв}}$ – температура питательной воды, °C; $\eta_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты деаэратором, принимается равным 0,98–0,99; $G_{\Sigma} = G_{\text{тк}} + G_{\text{дка}} + G_{\text{св}} + G_{\text{ком}}$; $h_{\text{в}}$ – энтальпия выпара (эн-

таляпия насыщенного пара при давлении и деаэраторе) кДж/кг;
 h_d – энтальпия греющего пара деаэратора, кДж/кг.

17. Количество пара, расходуемое на собственные нужды котельной, кг/с

$$D_{\text{сн}} = D_{\text{max}} (K_{\text{сн}} - 1). \quad (10.24)$$

18. Количество пара, отдаваемого промышленному потребителю, кг/с:

$$D_{\text{н}} = D_{\text{max}} + D_{\text{с}} - (D_{\text{д}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{ком}} + D_{\text{св}} + D_{\text{в}}). \quad (10.25)$$

19. Определяется степень удовлетворения потребности в паре промышленного потребителя, %

$$S = \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{т}}}. \quad (10.26)$$

При $S < 95,0\%$ следует принять к установке котельные агрегаты с большей паропроизводительностью или увеличить их количество.

10.5. Центральное регулирование отпуска тепла

Тепловая нагрузка абонентов непостоянна. Она изменяется в зависимости от метеорологических условий (температуры наружного воздуха, скорости ветра, инсоляции), режима расхода воды на горячее водоснабжение, режима работы технологического оборудования и других факторов. Для обеспечения высокого качества теплоснабжения, а также экономичных режимов выработки теплоты на ТЭЦ или в котельных и транспортировки ее по тепловым сетям выбирается соответствующий метод регулирования.

В зависимости от пункта осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование. Центральное регулирование выполняется на ТЭЦ или в котельной; групповое — на групповых тепловых подстанциях (ГТП); местное — на местных тепловых подстанциях (МТП), называемых часто абонентскими вводами; индивидуальное — непосредственно на теплопотребляющих приборах. В большинстве случаев тепловая нагрузка в районе разнородна. В одном и том же районе и даже на одном и том же абонентском вводе к тепловой сети присоединяется разнородная тепловая нагрузка, например: отопление и горячее водоснабжение; отопление, вентиляция и горячее водоснабжение и т.д.

Для обеспечения высокой экономичности теплоснабжения следует применять комбинированное регулирование, которое должно являться рациональным сочетанием, по крайней мере, трех ступеней регулирования — центрального, группового или местного и индивидуального.

В водяных системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) принципиально возможно использовать три метода центрального регулирования:

1) качественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты за счет изменения температуры теплоносителя на входе в прибор при сохранении постоянным количества (расхода) теплоносителя, подаваемого в регулируемую установку;

2) количественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты путем изменения расхода теплоносителя при постоянной температуре его на входе в регулируемую установку;

3) качественно-количественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты посредством одновременного изменения расхода G_n (кг/с) и температуры теплоносителя.

Наиболее распространенным методом регулирования отпуска тепла является комбинированный метод, включающий в себя централизованный и качественный метод регулирования с количественным групповым и индивидуальным дорегулированием на абонентских вводах.

Простейшим центральным методом регулирования является регулирование отпуска тепла по «обратке», при постоянно заданной температуре теплоносителя в обратной линии сети, как рассмотрено в примере.

11. ПРИМЕР РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ РАЙОНА НА БАЗЕ ПРОИЗВОДСТВЕННО ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

11.1. Исходные данные

Задана производственно-отопительная котельная с закрытой системой теплоснабжения. Для удовлетворения технологических потребностей подается технологический пар с давлением 0,75 МПа и расходом 25 т/ч, теплофикационными потребителями являются: 7 жилых зданий объемом 13000 м³ и столовая строительным объемом 6000 м³ на 150 посадочных мест. В жилом массиве проживают 2600 человек. Возврат конденсата от технологического потребителя составляет 0,6; температура конденсата 80°C; топливо — природный газ. Климатический район — г. Уфа.

11.2. Определение тепловой нагрузки производственно-отопительной котельной

11.2.1. Технологическая нагрузка

$$Q_{\text{тех}} = D \cdot h'' = \frac{25000}{3600} \cdot 2765,8 = 19207 \text{ кВт},$$

где $h''=2765,8$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении 0,75 МПа [21]; D – технологическая потребность пара (из задания).

Если задана производительность технологического потребителя, то расчет можно вести по следующей формуле:

$$Q_{\text{тех}} = q_{\text{тех}} N,$$

где N – производительность технологического потребителя (из задания); $q_{\text{тех}}$ – укрупненные удельные расходы теплоты на промышленные нужды (см. прил. 3).

11.2.2. Расчетная тепловая нагрузка на отопление жилых зданий

$$\begin{aligned} Q_{\text{от}}^{\text{ж}} &= q_o V_{\text{ж}} (t_{\text{в}}^{\text{п}} - t_{\text{но}}) n_{\text{жз}} = \\ &= 0,47 \cdot 13000 \cdot (18 + 29) \cdot 7 = 2010,19 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где $q_o=0,47$ Вт/(м³·К) – отопительная характеристика здания (см. прил. 4); $V_{\text{ж}}=13000$ м³ – объем здания по наружным размерам; $t_{\text{в}}^{\text{п}}=18^{\circ}\text{C}$ – расчетная температура воздуха внутри помещения (см. прил. 2); $t_{\text{но}}=-29^{\circ}\text{C}$ – расчетная температура наружного воздуха для отопления г. Уфа (см. прил. 1); $n_{\text{жз}}=7$ – число жилых зданий.

Если задано количество людей в жилом массиве, то расчет можно вести по следующей формуле:

$$Q_{\text{от}}^{\text{ж}} = q_o n,$$

где q_o – удельный расход теплоты на отопление одного жителя (прил. 10); n – число жителей (из задания).

11.2.3. Расчетная тепловая нагрузка на отопление столовой

$$\begin{aligned} Q_{\text{от}}^{\text{с}} &= q_o^{\text{с}} V_{\text{ст}} (t_{\text{в}}^{\text{п}} - t_{\text{но}}) = \\ &= 0,75 \cdot 6000 \cdot (16 + 29) = 202,5 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где $t_{\text{в}}^{\text{п}}=16^{\circ}\text{C}$ – расчетная температура воздуха внутри помещения (см. прил. 2); $q_o^{\text{с}}=0,75$ Вт/(м³·К) – отопительная характеристика здания (см. прил. 4).

11.2.4. Расчетная тепловая нагрузка на отопление столовой и жилых зданий

$$Q_{\text{от}}^{\text{p}} = Q_{\text{от}}^{\text{ж}} + Q_{\text{от}}^{\text{с}} = \\ = 2010,19 + 202,5 = 2212,69 \text{ кВт.}$$

11.2.5. Расчетная тепловая нагрузка на вентиляцию общественных зданий

$$Q_{\text{в}}^{\text{p}} = q_{\text{в}} \cdot V_{\text{ст}} (t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}) = \\ = 0,75 \cdot 0,3 \cdot 6000 \cdot (16 + 19) = 47,3 \text{ кВт,}$$

где $q_{\text{в}} = q_0 \cdot 0,3 - 30\%$ от удельного расхода теплоты на отопление (см. прил. 4); $t_{\text{нв}} = -19^\circ\text{C}$ – расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, г. Уфа (см. прил. 1).

11.2.6. Средненедельная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение жилых зданий

$$Q_{\text{гв}}^{\text{ж}} = \frac{c \cdot \rho \cdot (65 - t_{\text{х.з}}) \cdot \sum a_i \cdot m_i \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot T} = \\ = \frac{4,19 \cdot 1000 \cdot (65 - 5) \cdot 85 \cdot 2600 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 24} = 643,05 \text{ кВт,}$$

где $c = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоемкость подогреваемой воды; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды; $t_{\text{х.з}} = 5^\circ\text{C}$ – температура холодной водопроводной воды зимой; $a_i = 85 \text{ л}$ – суточная норма горячей воды на единицу водопотребления (см. прил. 6); $m_i = 2600 \text{ чел.}$ – количество единиц потребления, отнесенное к суткам; $T = 24 \text{ ч}$ – число часов работы систем горячего водоснабжения в течение суток.

11.2.7. Средненедельная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение столовой

$$Q_{\text{гв}}^{\text{с}} = \frac{c \cdot \rho \cdot (65 - t_{\text{х.з}}) \cdot \sum a_i \cdot m_i \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot T} = \\ = \frac{4,19 \cdot 1000 \cdot (65 - 5) \cdot 6 \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 0,75} = 83,8 \text{ кВт,}$$

где $a_i = a_{\text{ст}} = 3 \cdot a_6 = 6 \text{ л}$; a_6 – норма расхода воды на 1 блюдо (см. прил. 6); $m_i = 150 \text{ чел.}$ – количество единиц потребления, отнесенное к суткам; $T = 0,75 \text{ ч}$ – время водопотребления (обед).

11.2.8. Общая тепловая нагрузка на горячее водоснабжение

$$\begin{aligned} Q_{\text{ГВ}}^{\text{p}} &= Q_{\text{ГВ}}^{\text{ж}} + Q_{\text{ГВ}}^{\text{с}} = \\ &= 643,05 + 83,8 = 726,85 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

11.3. Выбор типа и числа устанавливаемых котельных агрегатов

11.3.1. Суммарная ориентировочная тепловая нагрузка производственно-отопительной котельной

$$\begin{aligned} Q_{\text{КОТ}}^{\Sigma} &= \kappa \cdot \kappa_{\text{к}} \left(Q_{\text{от}}^{\text{p}} + 1,2 Q_{\text{в}}^{\text{p}} + Q_{\text{ГВ}}^{\text{p}} + Q_{\text{тех}} \right) = 0,8 \cdot 1,25 \times \\ &\times (2212,69 + 1,2 \cdot 47,3 + 726,85 + 19207) = 22203,3 \text{ кВт,} \end{aligned}$$

где $Q_{\text{тех}}$ – присоединенная технологическая нагрузка; $\kappa_{\text{к}}=1,2$ – коэффициент, учитывает нагрузку кондиционирования; $\kappa=0,8$ – коэффициент совпадения максимумов тепловых нагрузок.

$Q_{\text{КОТ}}^{\Sigma}$ необходима для выбора типа и количества котельных агрегатов по заданной теплопроизводительности.

11.3.2. Определение расхода пара на сетевые подогреватели для покрытия коммунальных нужд

$$D_{\text{КОМ}} = \frac{Q_{\text{КОМ}}}{(h_{\text{п}} - h'_{\text{к}}) \cdot \eta_{\text{то}} \cdot \eta_{\text{тп}}} = \frac{2986,84}{(2828,1 - 335,2) \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 1,31 \text{ кг/с,}$$

где $h_{\text{п}}=2828,1$ кДж/кг – энтальпия пара [21]; $h'_{\text{к}}=c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к}}=4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг – энтальпия конденсата. Пар на подогреватели сетевой воды отбирается с параметрами: $P=0,6$ МПа, $t=190^{\circ}\text{C}$. Конденсат принимается с температурой $t_{\text{к}}=80^{\circ}\text{C}$ (обычно в диапазоне $80\text{--}100^{\circ}\text{C}$) при давлении подачи в деаэратор $P=0,104$ МПа; $\eta_{\text{то}}=0,95$ – КПД сетевого подогревателя; $\eta_{\text{тп}}=0,96$ – КПД транспорта теплоты; $Q_{\text{КОМ}}$ – тепловые нагрузки на коммунальные нужды,

$$Q_{\text{КОМ}} = Q_{\text{о}}^{\text{p}} + Q_{\text{в}}^{\text{p}} + Q_{\text{ГВ}}^{\text{p}} = 2212,69 + 47,3 + 643,05 = 2986,84 \text{ кВт.}$$

11.3.3. Максимальная (расчетная) производительность котельной по пару с учетом собственных нужд

$$D_{\text{КОТ}}^{\Sigma} = \kappa_{\text{сн}} \cdot (D_{\text{КОМ}} + D_{\text{тех}}) = 1,05 \cdot (1,31 + 6,94) = 8,66 \text{ кг/с,}$$

где $\kappa_{\text{сн}}=1,05$ – коэффициент, учитывающий собственные нужды котельной, работающей на газе.

$$D_{\text{тех}} = \frac{Q_{\text{тех}}}{(h'_{\text{п}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{х.в}}) - \alpha (h_{\text{к}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{х.в}})},$$

где $h'_{\text{п}}$ – по параметрам теплоносителя (см. прил. 3) [21].

11.3.4. Количество устанавливаемых агрегатов

$$n = \frac{D_{\text{кот}}^{\Sigma}}{D_i} = \frac{8,62}{2,9} = 3,$$

где $D_i=2,875$ кг/с – паропроизводительность агрегата ДЕ-10-14-ГМ (см. прил. 7).

При этом должно выполняться условие:

$$1,1 \cdot (n - 1) \cdot D_i - D_{\text{тех}} \geq 0,75 D_{\text{ком}}$$

или

$$1,1 \cdot (3 - 1) \cdot 2,285 - 6,94 = -0,615,$$

т.е. установка 3 котлов недостаточна.

Вариант для 4 котлов:

$$1,1 \cdot (4 - 1) \cdot 2,875 - 6,94 = 2,54 -$$

это больше $0,75 D_{\text{ком}} = 0,75 \cdot 1,31 = 0,98$.

Поэтому к установке принимаются 4 котла.

11.4. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной

11.4.1. Производительность котельной по пару

$$D_{\text{max}} = \sum n_i \cdot D_i = 4 \cdot 2,875 = 11,5 \text{ кг/с},$$

где $n_i=4$ – число принятых к установке котельных агрегатов с производительностью $D_i=2,875$ кг/с.

11.4.2. Количество конденсата, возвращаемого технологическим потребителем

$$G_{\text{тк}} = \alpha_{\text{к}} \cdot D_{\text{тех}} = 0,6 \cdot 6,94 = 4,16 \text{ кг/с},$$

где $\alpha_{\text{к}}=0,6$ – доля конденсата, возвращаемого технологическим потребителем; $D_{\text{тех}}=6,94$ кг/с – расход пара технологическим потребителем.

11.4.3. Расход продувочной воды

$$G_{\text{пр}} = \kappa_{\text{пр}} \cdot D_{\text{max}} = 0,05 \cdot 11,5 = 0,575 \text{ кг/с},$$

где $\kappa_{\text{пр}}=0,05$ – коэффициент, определяющий количество котловой воды, отводимой в непрерывную продувку для поддержания нормального солевого баланса котельного агрегата.

11.4.4. Количество вторичного пара, отводимого из сепаратора непрерывной продувки

$$D_c = G_{\text{пр}} \frac{h'_{\text{кв}} \cdot \eta_c - h'_c}{h''_c - h'_c} = 0,575 \frac{844,7 \cdot 0,98 - 478,35}{2696,8 - 475,38} = 0,09 \text{ кг/с},$$

где $h'_{\text{кв}}=844,7$ кДж/кг – энтальпия кипящей воды при давлении в барабане котла [21]; $h'_c=475,38$ кДж/кг – энтальпия кипящей воды при давлении в сепараторе [21]; $h''_c=2696,8$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении в сепараторе [21]. Давление в барабане котла $P_6=1,5$ МПа. Давление в сепараторе $P_c=0,15\text{--}0,17$ МПа; $\eta_c=0,98$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты сепаратором.

11.4.5. Количество продувочной воды, сливаемой в дренаж

$$G_{\text{пр}}^{\text{д}} = G_{\text{пр}} - D_c = 0,575 - 0,09 = 0,485 \text{ кг/с}.$$

11.4.6. Количество питательной воды, поступающей из деаэратора в котельные агрегаты:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{max}} + G_{\text{пр}} = 11,5 + 0,575 = 12,075 \text{ кг/с}.$$

11.4.7. Расход выпара из деаэратора

$$D_{\text{в}} = 0,002 \cdot G_{\text{пв}} = 0,002 \cdot 12,075 = 0,02 \text{ кг/с}.$$

11.4.8. Количество добавочной воды, необходимой для питания котельных агрегатов:

$$\begin{aligned} G_{\text{д.к.а}} &= D_{\text{в}} + G_{\text{пр}}^{\text{д}} + D_{\text{тех}} - G_{\text{тк}} = \\ &= 0,02 + 0,485 + 6,94 - 4,16 = 3,29 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

11.4.9. Количество сетевой воды, циркулирующей в тепловой сети:

$$G_{\text{тс}} = \frac{Q_{\text{ком}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{то}}} =$$

$$= \frac{2986,84}{4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 0,96 \cdot 0,95} = 9,77 \text{ кг/с},$$

где $t_{\text{пр}}=150^\circ\text{C}$ и $t_{\text{отб}}=70^\circ\text{C}$ – температура сетевой воды в прямой и обратной линии; $\eta_{\text{тп}}=0,96$ и $\eta_{\text{то}}=0,95$ – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в тепловой сети и сетевом подогревателе.

11.4.10. Количество подпиточной воды для тепловой сети

$$G_{\text{дтс}}=0,02 \cdot G_{\text{тс}} = 0,02 \cdot 9,77 = 0,195 \text{ кг/с}.$$

11.4.11. Количество сырой воды, подвергаемой химводоочистке:

$$G_{\text{хв}} = (1 + \kappa_{\text{сн}}^{\text{хв}}) \cdot (G_{\text{дка}} + G_{\text{дтс}}) =$$

$$= (1 + 0,1) \cdot (3,29 + 0,195) = 3,834 \text{ кг/с},$$

где $\kappa_{\text{сн}}^{\text{хв}}=0,1$ – коэффициент, учитывающий собственные нужды ХВО.

11.4.12. Расход пара для подогрева сырой воды перед ХВО

$$D_{\text{св}} = G_{\text{хв}} \frac{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{св}}'' - t_{\text{св}}')}{(h'' - h') \cdot \eta_{\text{то}}} =$$

$$= 3,834 \frac{4,19 \cdot (25 - 5)}{(2828,1 - 335,2) \cdot 0,95} = 0,136 \text{ кг/с},$$

где $t_{\text{св}}''=25^\circ\text{C}$, $t_{\text{св}}'=5^\circ\text{C}$ – температура сырой воды после и до теплообменника; $h_{\text{п}}=2828,1$ кДж/кг и $h'_{\text{к}}=335,2$ кДж/кг – энтальпия греющего пара и его конденсата (см. п. 11.3.2).

11.4.13. Энтальпия подпиточной воды котельных агрегатов после охладителя непрерывной продувки

$$h_{\text{онп}}'' = (t_{\text{св}}'' - \Delta t_1) \cdot c_{\text{в}} + \frac{G_{\text{пр}}^{\text{д}}}{G_{\text{дка}}} (h'_{\text{с}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{др}}) \cdot \eta_{\text{то}} =$$

$$= (25 - 3) \cdot 4,19 + \frac{0,485}{3,29} (475,38 - 4,19 \cdot 50) = 129,4 \text{ кДж/кг},$$

где $\Delta t_1=3^\circ$ – понижение температуры воды в процессе ее обработки в ХВО; $t_{\text{др}}=50^\circ\text{C}$ – температура продувочной воды, сбрасываемой из охладителя непрерывной продувки в дренаж.

11.4.14. Энтальпия добавочной воды котельных агрегатов после охладителя выпара

$$h''_{\text{ов}} = h''_{\text{онп}} + \frac{D_{\text{в}}}{G_{\text{дка}}} (h''_{\text{в}} - h'_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{то}} =$$

$$= 129,4 + \frac{0,02}{3,29} (2677 - 423) \cdot 0,95 = 142,3 \text{ кДж/кг},$$

где $h''_{\text{в}}=2677$ и $h'_{\text{в}}=423$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара и конденсата при давлении в деаэраторе $P_{\text{деаэр}}=0,104\text{--}0,11$ МПа [21].

11.4.15. Средняя энтальпия потоков воды, поступающих в деаэратор:

$$h_{\text{д}}^{\text{ср}} = \frac{G_{\text{тк}} \cdot t_{\text{тк}} \cdot c_{\text{в}} + G_{\text{дка}} \cdot h''_{\text{ов}} + G_{\text{св}} \cdot h_{\text{св}} + G_{\text{ком}} \cdot h_{\text{сп}}}{G_{\text{тк}} + G_{\text{дка}} + G_{\text{св}} + G_{\text{ком}}} =$$

$$= \frac{4,16 \cdot 80 \cdot 4,19 + 3,29 \cdot 142,3 + 0,136 \cdot 335,2 + 1,31 \cdot 335,2}{4,16 + 3,29 + 0,136 + 1,31} =$$

$$= 263,86 \text{ кДж/кг},$$

где $t_{\text{тк}}=80^{\circ}\text{C}$ – температура конденсата, возвращаемого от технологического потребителя; $h_{\text{св}}=h'=335,2$ кДж/кг, $h_{\text{сп}}=h'=335,2$ кДж/кг – энтальпия конденсата греющего пара сетевых подогревателей, греющего пара подогревателей сырой воды и сетевого подогревателя [21].

11.4.16. Расход пара на подогрев питательной воды в деаэраторе

$$D_{\text{д}} = \frac{D_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}} + (G_{\Sigma} + D_{\text{с}}) \cdot t_{\text{пв}} \cdot c_{\text{в}} - (G_{\Sigma} \cdot h_{\text{д}}^{\text{ср}} + D_{\text{с}} \cdot h''_{\text{с}}) \cdot \eta_{\text{д}}}{h_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{пв}}} =$$

$$= \frac{0,02 \cdot 2677 + (8,875 + 0,09) \cdot 104 \cdot 4,19}{2828,1 \cdot 0,99 - 4,19 \cdot 104} =$$

$$= \frac{(8,875 \cdot 263,86 + 0,09 \cdot 2696,8) \cdot 0,99}{2828,1 \cdot 0,99 - 4,19 \cdot 104} = 0,61 \text{ кг/с},$$

где $t_{\text{пв}}=104^{\circ}\text{C}$ – температура питательной воды; $\eta_{\text{д}}=0,99$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты деаэратором; $G_{\Sigma}=G_{\text{тк}}+G_{\text{дка}}+G_{\text{св}}+G_{\text{ком}}=4,16+3,29+0,136+1,31=8,875$ кг/с; $h_{\text{в}}=2677$ кДж/кг – энтальпия выпара при давлении в деаэраторе $P_{\text{деаэр}}=0,104\text{--}0,11$ МПа [21]; $h_{\text{д}}=h_{\text{п}}=2828,1$ кДж/кг – энтальпия греющего пара деаэратора при

$P=0,6$ МПа, $t=190^{\circ}\text{C}$ [21]; $h'_c=2696,8$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении в сепараторе $P_c=0,15\text{--}1,7$ МПа [21].

11.4.17. Количество пара, расходуемое на собственные нужды котельной:

$$D_{\text{CH}} = D_{\text{max}} \cdot (\kappa_{\text{CH}} - 1) = 11,5 \cdot (1,05 - 1) = 0,575 \text{ кг/с.}$$

11.4.18. Количество пара, отдаваемое промышленному потребителю:

$$D_{\text{H}} = D_{\text{max}} + D_{\text{C}} - (D_{\text{д}} + D_{\text{CH}} + D_{\text{КОМ}} + D_{\text{СВ}} + D_{\text{В}}) = \\ = 11,5 + 0,09 - (0,61 + 0,575 + 1,31 + 0,136 + 0,02) = 8,98 \text{ кг/с.}$$

11.4.19. Определение степени удовлетворения в паре промышленного потребителя

$$S = \frac{D_{\text{H}}}{D_{\text{тех}}} \cdot 100 = \frac{8,98}{6,94} \cdot 100 = 129\%.$$

11.5. Гидравлический расчет водопровода (рис. 4)

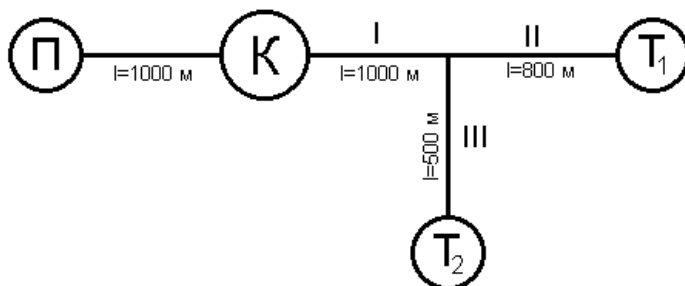


Рис. 4. Схема водовода водопровода

11.5.1. Определение расчетного расхода теплоносителя на соответствующих участках тепловой сети

Расход теплоносителя на жилые здания (T_1)

$$G^{\text{ж}} = \frac{Q^{\text{ж}}}{c_{\text{в}} (t_{\text{np}} - t_{\text{обp}}) \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{то}}} = \\ = \frac{2653,24}{4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 0,96 \cdot 0,95} = 8,68 \text{ кг/с,}$$

где $Q^{\text{ж}} = Q_{\text{от}}^{\text{ж}} + Q_{\text{г.в}}^{\text{ж}} = 2010,19 + 643,05 = 2653,24$ кВт; $\eta_{\text{тп}} = 0,96$ и $\eta_{\text{то}} = 0,95$ – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в тепловой сети и сетевом подогревателе.

Расход теплоносителя на столовую (T_2):

$$G^c = \frac{Q^c}{c_b (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{то}}} =$$

$$= \frac{333,6}{4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 0,96 \cdot 0,95} = 1,09 \text{ кг/с},$$

где $Q^c = Q_{\text{от}}^c + Q_{\text{в}}^c + Q_{\text{с.в}}^c = 202,5 + 47,3 + 83,8 = 333,6$ кВт; $\eta_{\text{тп}} = 0,96$ и $\eta_{\text{то}} = 0,95$ – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в тепловой сети и сетевом подогревателе.

Общий расход на первом участке

$$G = G^{\text{ж}} + G^c = 8,68 + 1,09 = 9,77 \text{ кг/с}.$$

11.5.2. Предварительный расчет 1 и 2-го участков

Принимаем статический напор в тепловой сети $H_{\text{ст}} = 60$ м.

Располагаемый напор у потребителя не менее $H_{\text{аб}} = 15$ м.

Минимальный напор в обратной сети перед сетевыми насосами 5 м, принимаем для расчета $H_{\text{обр}} = 20$ м.

Падение напора на сетевых подогревателях котельной $H_{\text{с.п}} = 12$ м.

Исходя из вышепринятого, падение напора на 1 и 2-м участках.

$$\Delta H_{1+2} = H_{\text{ст}} - H_{\text{обр}} - H_{\text{аб}}/2 = 60 - 20 - 15/2 = 32,5 \text{ м}.$$

Падение напора на 1-м участке

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta H_{1+2} \cdot l_1}{l_{1+2}} = \frac{32,5 \cdot 1000}{1000 + 800} = 18 \text{ м},$$

где l_1 – длина первого участка; l_2 – длина второго участка.

Падение напора на 2-м участке:

$$\Delta H_2 = \Delta H_{1+2} - \Delta H_1 = 14,5 \text{ м}.$$

Тогда удельные линейные потери давления на 1 и 2-м участках

$$R_1 = \frac{\Delta H_1 \cdot \rho_e \cdot g}{l_1 \cdot (1 + \alpha)} = \frac{18 \cdot 975 \cdot 9,81}{1000 \cdot (1 + 0,06)} = 162,4 \text{ Па/м},$$

где $\alpha_1 = z\sqrt{G_1} = 0,02 \cdot \sqrt{9,77} = 0,06$ – доля потерь давления на местных сопротивлениях. $z = 0,02-0,05$ – для водопровода.

$$R_2 = \frac{\Delta H_2 \cdot \rho_e \cdot g}{l_2 \cdot (1 + \alpha)} = \frac{14,5 \cdot 975 \cdot 9,81}{800 \cdot (1 + 0,06)} = 164,17 \text{ Па/м.}$$

По номограммам для гидравлического расчета трубопроводов (см. прил. 11) находим предварительный диаметр трубопровода:

$$d_1 = 100 \text{ мм}, d_2 = 98 \text{ мм.}$$

11.5.3. Окончательный расчет 1 и 2-го участков

Окончательный диаметр трубопроводов (см. прил. 11):

$$d_1 = 100 \text{ мм}, d_2 = 100 \text{ мм.}$$

Линейные потери по длине трубопровода при $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 100$ мм:

$$R_1 = 160 \text{ Па/м}, R_2 = 140 \text{ Па/м.}$$

Эквивалентные длины трубопроводов 1 и 2-го участков.

При прокладке принимается на каждые 100 м длины трубопровода одно сварное колено и один сальниковый компенсатор; задвижки ставятся в начале участка и перед потребителем.

Для 1 участка: 10 сальниковых компенсаторов, 10 сварных колен, 1 задвижка.

При диаметре $d_1 = 100$ мм получаем (см. прил. 14):

$$l_{\text{с.комп}} = 1,02 \text{ м}; l_{\text{с.кол}} = 2,04 \text{ м}; l_3 = 1,53 \text{ м.}$$

$$l_{\Sigma,1} = l_{\text{с.комп}} \cdot 10 + l_{\text{с.кол}} \cdot 10 + l_3 = \\ = 1,02 \cdot 10 + 2,04 \cdot 10 + 1,53 = 32,13 \text{ м.}$$

Полная длина:

$$l_{\text{п.1}} = l_1 + l_{\Sigma,1} = 1000 + 32,13 = 1032,13 \text{ м.}$$

Для 2 участка: 8 сальниковых компенсаторов, 8 сварных колен, 2 задвижки.

При диаметре $d_2 = 100$ мм получаем (см. прил. 14):

$$l_{\text{с.комп}} = 1,02 \text{ м}; l_{\text{с.кол}} = 2,04 \text{ м}; l_3 = 1,53 \text{ м.}$$

$$l_{3,2} = l_{\text{с.комп}} \cdot 10 + l_{\text{с.кол}} \cdot 10 + l_3 \cdot 2 = \\ = 1,02 \cdot 8 + 2,04 \cdot 8 + 1,53 \cdot 2 = 27,6 \text{ м.}$$

Полная длина:

$$l_{\text{п.2}} = l_2 + l_{3,2} = 800 + 27,6 = 827,6 \text{ м.}$$

Падения давления и напора на 1 и 2-м участках:

$$\Delta P_1 = R_1 \cdot l_{\text{п.1}} = 160 \cdot 1032,13 = 165141 \text{ Па;}$$

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta P_1}{\rho_{\text{в}} \cdot g} = \frac{165141}{975 \cdot 9,81} = 17,3 \text{ м;}$$

$$\Delta P_2 = R_2 \cdot l_{\text{п.2}} = 140 \cdot 827,6 = 115856 \text{ Па,}$$

$$\Delta H_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_{\text{в}} \cdot g} = \frac{115856}{975 \cdot 9,81} = 12,1 \text{ м.}$$

11.5.4. Предварительный расчет 3-го участка

Для осуществления увязки в разветвленной тепловой сети принимаем падение напора на 3-м участке равным падению напора на 2-м участке:

$$\Delta H_3 = \Delta H_2 = 12,1 \text{ м,}$$

а удельные линейные потери давления

$$R_3 = \frac{\Delta H_3 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot g}{l_3 \cdot (1 + \alpha)} = \frac{12,1 \cdot 975 \cdot 9,81}{500 \cdot (1 + 0,06)} = 227 \text{ Па/м.}$$

По номограммам для гидравлического расчета трубопроводов (см. прил. 11) находится предварительный диаметр трубопровода:

$$d_3 = 43 \text{ мм.}$$

11.5.5. Окончательный расчет 3-го участка

Окончательный диаметр трубопровода:

$$d_3 = 51 \text{ мм.}$$

Линейные потери по длине трубопровода при $d_3 = 51 \text{ мм}$:

$$R_3 = 80 \text{ Па/м.}$$

Эквивалентные длины трубопровода конструкции: 5 сальниковых компенсаторов, 5 сварных колен, 2 задвижки, разделение потока в тройнике.

При диаметре $d_3=51$ мм получаем (см. прил. 14):

$$G_3/G_1=1/9,77=0,1<2,$$

получаем

$$l_{\text{тр}} = 20,2 \text{ м}; l_{\text{с.комп}} = 1,02 \text{ м}; l_{\text{с.кол}} = 0,86 \text{ м}; l_3 = 0,72 \text{ м}.$$

$$\begin{aligned} l_{3,3} &= l_{\text{с.комп}} \cdot 5 + l_{\text{с.кол}} \cdot 5 + l_3 \cdot 2 + l_{\text{тр}} = \\ &= 1,02 \cdot 5 + 0,86 \cdot 5 + 0,72 \cdot 2 + 20,2 = 31 \text{ м}. \end{aligned}$$

Полная длина:

$$l_{\text{п.3}} = l_3 + l_{3,3} = 500 + 31 = 531 \text{ м}.$$

Падения давления и напора соответственно:

$$\Delta P_3 = R_3 \cdot l_{\text{п.3}} = 80 \cdot 531 = 42480 \text{ Па},$$

$$\Delta H_3 = \frac{\Delta P_3}{\rho_{\text{в}} \cdot g} = \frac{42480}{975 \cdot 9,81} = 4,44 \text{ м}.$$

11.5.6. Результаты гидравлического расчета

По полученным данным составляется таблица (табл. 5).

Таблица 5

Результаты гидравлического расчета водопровода

Но- мер участ- ка	G, кг/с	l, м	Предварительный расчет			Окончательный расчет						
			ΔH , м	R_1 , Па/м	d , мм	d , мм	R_1 , Па/м	l_3 , м	$l_{п.}$, м	ΔP , Па	ΔH , м	$\Sigma \Delta H$, м
Основная магистраль												
1	9,77	1000	18	162,4	100	100	160	32,13	1032,13	165141	17,3	17,3
2	8,68	800	14,5	164,17	98	100	140	27,6	827,6	115856	12,1	23,3
Ответвления от магистрали												
3	1,09	500	12,1	227	43	51	80	31	531	42480	4,44	

11.5.7. Пьезометрический график

По табл. 5 строится пьезометрический график (рис. 5).

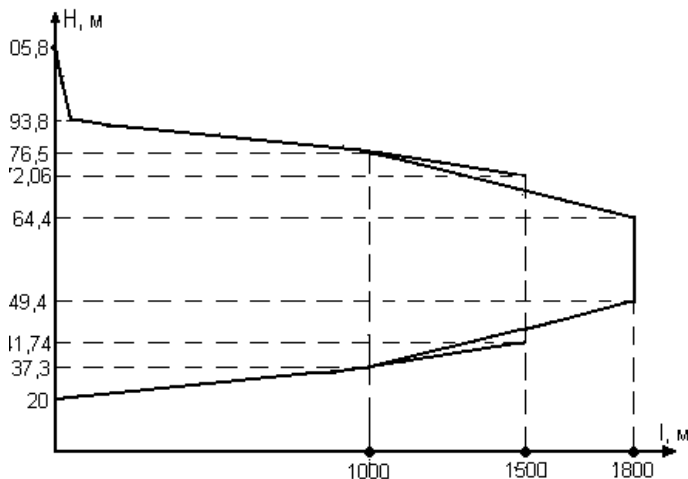


Рис. 5. Пьезометрический график водопровода

11.6. Гидравлический расчет паропровода

11.6.1. Расход пара и его параметры

По условию: $D=6,94$ кг/с, $P_{\pi}=0,75$ МПа, пар – насыщенный.

11.6.2. Предварительный расчет паропровода

Примем линейные потери давления:

$$R_1=150 \text{ Па/м.}$$

Падение давления на всем участке:

$$\begin{aligned} \Delta P &= R_1 \cdot l \cdot (1 + \alpha) = 150 \cdot 1000 \cdot (1 + 0,52) = \\ &= 228000 \text{ Па} = 0,288 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где $\alpha = z\sqrt{D} = 0,2 \cdot \sqrt{6,94} = 0,52$; $z = 0,2-0,5$ – для паропровода;
 $l = 1000$ м – длина паропровода.

Расчетные параметры пара, подаваемого котельной:

$$P_0 = \Delta P + P_{\pi} = 0,75 + 0,288 = 0,978 \cdot 1,0 \text{ МПа.}$$

Температуру пара выбираем так, чтобы он был перегрет на $20-40^\circ$ [21], $t_0=210^\circ\text{C}$.

Среднее давление по длине трубопровода

$$P_{\text{cp}} = (P_0 + P_n)/2 = (1 + 0,75)/2 = 0,875 \text{ МПа.}$$

Примем падение температуры по длине паропровода на 100 м, равное 3°:

$$t_{\text{cp}} = \frac{210 + (210 - 1000 \cdot 3/100)}{2} = 195^\circ.$$

Средняя плотность пара:

$$\rho_{\text{cp}} = 1/v = 1/0,23424 = 4,27 \text{ кг/м}^3,$$

где $v=0,23424$ – объем 1 кг пара при $P_{\text{cp}}=0,875$ МПа и $t_{\text{cp}}=195^\circ\text{C}$ [21].

Выбираем диаметр трубопровода (см. прил. 11) при условии:

$$R_2 = (2,45/\rho_{\text{cp}}) \cdot R_1 = (2,45/4,27) \cdot 150 = 86 \text{ Па/м,}$$

где R_2 – приведенное линейное падение давления для номограмм; $d=320$ мм.

11.6.3. Окончательный расчет паропровода

Окончательный диаметр трубопровода: $d=359$ мм.

Приведенные линейные потери по длине паропровода при $d=359$ мм: $R_2=59$ Па/м.

Эквивалентная длина паропровода определялась при следующих условиях прокладки: на каждые 100 м длины трубопровода один П-образный компенсатор; задвижки ставятся в начале и конце участка. В итоге паропровод включает следующие элементы: 10 П-образных компенсаторов, 10 сварных колен, 2 задвижки.

При диаметре $d=359$ мм получаем (см. прил. 14):

$$l_{\text{«П» комп}} = 49,5 \text{ м; } l_3 = 8,91 \text{ м.}$$

$$\begin{aligned} l_9 &= l_{\text{«П» комп.}} \cdot 10 + l_3 \cdot 2 = \\ &= 49,5 \cdot 10 + 8,91 \cdot 2 = 506,8 \text{ м.} \end{aligned}$$

Полная длина:

$$l_{\text{п.1}} = l + l_9 = 1000 + 506,8 = 1506,8 \text{ м.}$$

Падение температуры по всему участку трубопровода

$$\delta t = \frac{Q}{G \cdot c} = \frac{487,5}{6,94 \cdot 2,6} = 27^\circ\text{C},$$

где $c=2,6$ кДж/кг·К – теплоемкость пара при $P_{\text{ср}}=0,875$ МПа и $t_{\text{ср}}=195^{\circ}\text{C}$ [21]; $Q=487,5$ кВт – тепловые потери (из теплового расчета).

Средняя температура пара по длине:

$$t_{\text{ср}} = t_0 - \delta t / 2 = 210 - 27 / 2 = 196^{\circ}\text{C}.$$

Средняя плотность пара:

$$\rho_{\text{ср}} = 1/v = 1/0,23487 = 4,26 \text{ кг/м}^3,$$

где $v=0,23487$ – объем 1 кг пара при $P_{\text{ср}}=0,875$ МПа и $t_{\text{ср}}=196^{\circ}\text{C}$ [21].

Линейные падения давления по длине паропровода:

$$R_1 = (\rho_{\text{ср}}/2,45) \cdot R_2 = (4,26/2,45) \cdot 59 = 104 \text{ Па/м}.$$

Среднее давление пара

$$\begin{aligned} P_{\text{ср}} &= P_0 - R_1 \cdot l_{\text{п}} / 2 = \\ &= 1,0 - 10^{-6} \cdot 104 \cdot 1510,1 / 2 = 0,923 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Давление в конце участка:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_0 - R_1 \cdot l_{\text{п}} = \\ &= 1,0 - 10^{-6} \cdot 104 \cdot 1510,1 = 0,844 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

11.6.4. Результаты гидравлического расчета

По полученным данным составляется таблица (табл. 6).

Таблица 6

Результаты гидравлического расчета паропровода

G , кг/с	l , м	Предварительный расчет							Окончательный расчет							P_2 , МПа	
		δP , МПа	R_1 , Па/м	$P_{ср}$, МПа	$T_{ср}$, °C	$\rho_{ср}$, кг/м³	R_2 , Па/м	d , мм	d , мм	R_2 , Па/м	$l_и$, м	$l_{п}$, м	$P_{ср}$, МПа	$T_{ср}$, °C	$\rho_{ср}$, кг/м³		R_1 , Па/м
6.94	1000	0.288	150	0.875	195	4.27	86	320	359	59	506.8	1506.8	0.923	196	4.26	104	0.844

11.7. Тепловой расчет паропровода

11.7.1. Выбор тепловой изоляции

В качестве изоляции выбирается минеральная вата на синтетическом связующем с $\rho=200$ кг/м³, $\lambda_{\text{из}}=0,053$ Вт/м $^{\circ}\text{C}$ (см. прил. 12): толщина изоляции $\delta=40$ мм.

Диаметр трубы с изоляцией

$$d_{\text{из}} = d_{\text{нар}} + 2 \cdot \delta = 377 + 2 \cdot 40 = 457 \text{ мм},$$

где $d_{\text{нар}}$ – наружный диаметр трубы паропровода.

11.7.2. Тепловое сопротивление изоляции

$$R_{\text{из}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{нар}}} =$$
$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,053} \ln \frac{457}{377} = 0,578 \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

11.7.3. Внешнее тепловое сопротивление

Для предварительного расчета принималось [1]:

$$\alpha_{\text{общ}} = 11,6 + 7 \cdot \sqrt{\omega} =$$
$$= 11,6 + 7 \cdot \sqrt{5} = 27,25 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К},$$

где $\omega = 5 \text{ м}/\text{с}$ – скорость воздуха.

$$R_{\text{внеш}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{из}} \cdot \alpha_{\text{общ}}} =$$
$$= \frac{1}{3,14 \cdot 0,457 \cdot 27,25} = 0,026 \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Температура поверхности изоляции

$$t_{\text{пов.из}} = \frac{\frac{t_0}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{н.о.}}}{R_{\text{внеш}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{внеш}}}} = \frac{\frac{210}{0,578} + \frac{(-29)}{0,026}}{\frac{1}{0,578} + \frac{1}{0,026}} = -19^\circ \text{C},$$

где $t_{\text{н.о.}} = -29^\circ \text{C}$ – расчетная температура наружного воздуха (см. прил. 1); $t_0 = 210^\circ \text{C}$ – начальные параметры теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{\text{к}} = 4,65 \cdot \omega^{0,7} / d_{\text{из}}^{0,3} =$$
$$= 4,65 \cdot 5^{0,7} / 0,457^{0,3} = 18,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\omega = 5 \text{ м}/\text{с}$ – скорость воздуха.

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{c \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{пов.из}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{н.о}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{пов.из}} - t_{\text{н.о}}} =$$

$$= \frac{5 \cdot \left[\left(\frac{-19 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{-29 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(-19) - (-29)} = 3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $c = 5 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}^4$ – степень черноты ($c = 4,4 - 5 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}^4$).

Внешнее тепловое сопротивление:

$$R_{\text{внеш}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{из}} \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{изл}})} =$$

$$= \frac{1}{3,14 \cdot 0,457 \cdot (18,1 + 3)} = 0,033 \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

11.7.4. Тепловые потери 1 м паропровода

$$q = \frac{t_0 - t_{\text{н.о}}}{R_{\text{из}} + R_{\text{внеш}}} = \frac{210 - (-29)}{0,578 + 0,033} = 391 \text{ Вт}/\text{м}.$$

11.7.5. Тепловые потери неизолированного паропровода

Теплопотери трубопровода без изоляции

$$q_{\text{гол}} = \frac{t_0 - t_{\text{н.о}}}{R_{\text{внеш}}} = \frac{210 - (-29)}{0,03} = 7967 \text{ Вт}/\text{м},$$

$$\text{где } R_{\text{внеш}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot \alpha_{\text{общ}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,377 \cdot 27,25} = 0,03 \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Полные тепловые потери

$$Q_{\text{гол}} = q_{\text{гол}} \cdot l = 7633 \cdot 1000 = 7966 \text{ кВт}.$$

11.7.6. Полные тепловые потери изолированного паропровода

$$Q = q \cdot l \cdot (1 + \beta) = 391 \cdot 1000 \cdot (1 + 0,3) = 508,3 \text{ кВт},$$

где $\beta = 0,3$ – коэффициент, учитывающий тепловые потери арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. ($\beta = 0,2 - 0,3$).

11.7.7. Коэффициент эффективности изоляции

$$\eta = \frac{Q_{\text{гол}} - Q}{Q_{\text{гол}}} = \frac{7966 - 508,3}{7966} = 93,6 \, \%$$

11.8. Тепловой расчет водопровода

11.8.1. Тепловой расчет первого участка

11.8.1.1. Выбор тепловой изоляции

В качестве изоляции принимались маты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем $\rho = 60 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_{\text{из}} = 0,04 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$ (см. прил. 12): толщина изоляции $\delta = 85 \text{ мм}$.

Диаметр трубы с изоляцией

$$d_{\text{из}} = d_{\text{нар}} + 2 \cdot \delta = 108 + 2 \cdot 85 = 278 \text{ мм},$$

где $d_{\text{нар}} = 108 \text{ мм}$ – наружный диаметр трубы водопровода.

11.8.1.2. Выбор диаметра канала

По диаметру трубопровода с изоляцией $d_{\text{из}}$ выбираем канал (см. прил. 13): тип канала – КЛ-120-60, внутренние размеры $1200 \times 600 \text{ мм}$, наружные размеры $1450 \times 780 \text{ мм}$, $\lambda_{\text{к}} = 1,3 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – теплопроводность стенок канала.

Внутренний эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{э.внутр}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 0,6}{2 \cdot (1,2 + 0,6)} = 0,8 \text{ м}.$$

Внешний эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{э.внеш}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,45 \cdot 0,78}{2 \cdot (1,45 + 0,78)} = 1,01 \text{ м}.$$

Глубина залегания канала принимается: $h = 2,2 \text{ м}$.

11.8.1.3. Тепловое сопротивление изоляции $R_{\text{из}}$ и наружное тепловое сопротивление $R_{\text{нар}}$

$$R_{\text{из}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{нар}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \frac{278}{108} = 3,76 \text{ м} \cdot \text{К/Вт}.$$

$$R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{из}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,278 \cdot 12} = 0,095 \text{ м} \cdot \text{К/Вт},$$

где $\alpha_{\text{нар}} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – внешнее тепловое сопротивление трубопровода в канале.

11.8.1.4. Суммарное тепловое сопротивление трубопровода

$$R_1 = R_2 = R_{из} + R_{нар} = 3,76 + 0,095 = 3,86 \text{ м·К/Вт},$$

где R_1 – тепловое сопротивление прямой линии; R_2 – тепловое сопротивление обратной линии.

11.8.1.5. Тепловое сопротивление поверхности канала

$$R_{п.к} = \frac{1}{\pi \cdot d_{э.внутр} \cdot \alpha_{нар}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 12} = 0,033 \text{ м·К/Вт},$$

где $\alpha_{нар} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – внешнее тепловое сопротивление канала.

11.8.1.6. Внутреннее тепловое сопротивление канала

$$\begin{aligned} R_k &= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} \ln \frac{d_{э.внеш}}{d_{э.внутр}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,3} \ln \frac{1,01}{0,8} = 0,0286 \text{ м·К/Вт}, \end{aligned}$$

где $\lambda_k = 1,3 \text{ Вт/м·К}$ – теплопроводность канала.

11.8.1.7. Тепловое сопротивление грунта

Если $h/d_{э.внеш} = 2,2 / 1,01 = 2,18 > 2$, тогда

$$\begin{aligned} R_{гр} &= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{гр}} \ln \frac{4 \cdot h}{d_{э.внутр}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 2,2}{1,01} = 0,197 \text{ м·К/Вт}, \end{aligned}$$

где $\lambda_{гр} = 1,75 \text{ Вт/м·К}$ – теплопроводность грунта.

11.8.1.8. Тепловое сопротивление канала и грунта

$$\begin{aligned} R_{\Sigma} &= R_{п.к} + R_k + R_{гр} = \\ &= 0,033 + 0,0286 + 0,197 = 0,259 \text{ м·К/Вт}. \end{aligned}$$

11.8.1.9. Температура воздуха в канале

$$t_k = \frac{\frac{t_{np}}{R_1} + \frac{t_{обр}}{R_2} + \frac{t_{гр}}{R_{\Sigma}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{\Sigma}}} = \frac{\frac{150}{3,86} + \frac{70}{3,86} + \frac{2}{0,259}}{\frac{1}{3,86} + \frac{1}{3,86} + \frac{1}{0,259}} = 15^{\circ}\text{C},$$

где $t_{гр} = 2^{\circ}\text{C}$ – температура непромерзания грунта.

11.8.1.10. Температура поверхности изоляции:

$$t_{\text{пов.из.пр}} = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}}} = \frac{\frac{150}{3,76} + \frac{15}{0,095}}{\frac{1}{3,76} + \frac{1}{0,095}} = 18^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{пов.из.обр}} = \frac{\frac{t_{\text{обр}}}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}}} = \frac{\frac{70}{3,76} + \frac{15}{0,095}}{\frac{1}{3,76} + \frac{1}{0,095}} = 16^{\circ}\text{C}.$$

11.8.1.11. Удельные тепловые потери на 1 м длины водопровода:

$$q_{\text{пр}} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{к}}}{R_1} = \frac{150 - 15}{3,86} = 35 \text{ Вт/м};$$

$$q_{\text{обр}} = \frac{t_{\text{обр}} - t_{\text{к}}}{R_2} = \frac{70 - 15}{3,86} = 14 \text{ Вт/м}.$$

11.8.1.12. Температура теплоносителя в конце участка

$$t'_{\text{пр}} = t_{\text{пр}} - \Delta t_{\text{пр}} = 150 - 2 = 148^{\circ}\text{C},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{пр}} \cdot l_1 \cdot (1 + \beta)}{G_1 \cdot c_{\text{в}}} = \frac{35 \cdot 1000 \cdot (1 + 0,3)}{9,77 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 2^{\circ}\text{C}; l_1 = 1000 \text{ м} - \text{длина}$$

первого участка; $\beta = 0,3$ – коэффициент, учитывающий тепловые потери арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. ($\beta = 0,2 - 0,3$); $G_1 = 9,77 \text{ кг/с}$ – расход теплоносителя на первом участке; $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ – теплоемкость воды.

$$t'_{\text{обр}} = t_{\text{обр}} + \Delta t_{\text{обр}} = 70 + 1 = 71^{\circ}\text{C},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{обр}} = \frac{q_{\text{обр}} \cdot l_1 \cdot (1 + \beta)}{G_1 \cdot c_{\text{в}}} = \frac{14 \cdot 1000 \cdot (1 + 0,3)}{9,77 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 1^{\circ}\text{C}.$$

11.8.1.13. Коэффициент эффективности изоляции подающей линии сети

Определим температуру воздуха в канале (t'_k), если подающий трубопровод не изолирован.

$$t'_k = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_{\text{нар}}} + \frac{t_{\text{обр}}}{R_2} + \frac{t_{\text{гр}}}{R_{\Sigma}}}{\frac{1}{R_{\text{нар}}} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{\Sigma}}} = \frac{\frac{150}{0,246} + \frac{70}{3,86} + \frac{2}{0,259}}{\frac{1}{0,246} + \frac{1}{3,86} + \frac{1}{0,259}} = 78^\circ\text{C}.$$

Удельные теплотери прямого трубопровода без изоляции

$$q_{\text{гол. пр}} = \frac{t_{\text{пр}} - t'_k}{R_{\text{нар}}} = \frac{150 - 78}{0,246} = 293 \text{ Вт/м},$$

где $R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,108 \cdot 12} = 0,246 \text{ м} \cdot \text{К/Вт}.$

Полные тепловые потери трубопровода без изоляции

$$Q_{\text{гол}} = q_{\text{гол}} \cdot l_1 = 293 \cdot 1000 = 293 \text{ кВт}.$$

Полные тепловые потери трубопровода с изоляцией

$$Q = q \cdot l_1 \cdot (1 + \beta) = 35 \cdot 1000 \cdot (1 + 0,3) = 45,5 \text{ кВт}.$$

Коэффициент эффективности изоляции

$$\eta = \frac{Q_{\text{гол}} - Q}{Q_{\text{гол}}} = \frac{293 - 45,5}{293} = 85\%.$$

11.8.2. Тепловой расчет второго участка

11.8.2.1. Выбор изоляции

В качестве изоляции принимались маты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем $\rho = 60 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_{\text{из}} = 0,04 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$ (см. прил. 12): толщина изоляции $\delta = 85 \text{ мм}.$

Диаметр трубы с изоляцией

$$d_{\text{из}} = d_{\text{нар}} + 2 \cdot \delta = 108 + 2 \cdot 85 = 278 \text{ мм},$$

где $d_{\text{нар}} = 108 \text{ мм}$ – наружный диаметр трубы водопровода.

11.8.2.2. Выбор канала

По диаметру трубопровода с изоляцией $d_{\text{из}}$ выбираем канал (см. прил. 13): тип канала – КЛ-120-60, внутренние размеры $1200 \times 600 \text{ мм},$

наружные размеры 1450×780 мм, $\lambda_k=1,3$ Вт/м·К – теплопроводность стенок канала.

Внутренний эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{э.внутр}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 0,6}{2 \cdot (1,2 + 0,6)} = 0,8 \text{ м.}$$

Внешний эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{э.внеш}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,45 \cdot 0,78}{2 \cdot (1,45 + 0,78)} = 1,01 \text{ м.}$$

Глубина залегания канала принимается: $h=2,2$ м.

11.8.2.3. Тепловое сопротивление изоляции $R_{\text{из}}$
и наружное тепловое сопротивление $R_{\text{нар}}$

$$R_{\text{из}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{нар}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \frac{278}{108} = 3,76 \text{ м·К/Вт.}$$

$$R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{из}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,278 \cdot 12} = 0,095 \text{ м·К/Вт,}$$

где $\alpha_{\text{нар}}=12$ Вт/м²·К – внешнее тепловое сопротивление трубопровода в канале.

11.8.2.4. Суммарное тепловое сопротивление трубопровода

$$R_1 = R_2 = R_{\text{из}} + R_{\text{нар}} = 3,76 + 0,096 = 3,86 \text{ м·К/Вт,}$$

где R_1 – тепловое сопротивление прямой линии; R_2 – тепловое сопротивление обратной линии.

11.8.2.5. Тепловое сопротивление поверхности канала

$$R_{\text{п.к}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{э.внутр}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 12} = 0,033 \text{ м·К/Вт,}$$

где $\alpha_{\text{нар}}=12$ Вт/м²·К – внешнее тепловое сопротивление канала.

11.8.2.6. Внутреннее тепловое сопротивление канала

$$R_k = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} \ln \frac{d_{\text{э.внеш}}}{d_{\text{э.внутр}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,3} \ln \frac{1,01}{0,8} = 0,0286 \text{ м·К/Вт,}$$

где $\lambda_k=1,3$ Вт/м·К – теплопроводность канала.

11.8.2.7. Тепловое сопротивление грунта

Если $h/d_{\text{э.внеш}} = 2,2 / 1,01 = 2,18 > 2$, тогда

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4 \cdot h}{d_{\text{э.внутр}}} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 2,2}{1,01} = 0,197 \text{ м·К/Вт},$$

где $\lambda_{\text{гр}} = 1,3 \text{ Вт/м·К}$ – теплопроводность грунта.

11.8.2.8. Тепловое сопротивление канала и грунта

$$R_{\Sigma} = R_{\text{п.к}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}} =$$

$$= 0,033 + 0,0286 + 0,197 = 0,259 \text{ м·К/Вт}.$$

11.8.2.9. Температура воздуха в канале

$$t_{\text{к}} = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_1} + \frac{t_{\text{обр}}}{R_2} + \frac{t_{\text{гр}}}{R_{\Sigma}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{\Sigma}}} = \frac{\frac{148}{3,86} + \frac{71}{3,86} + \frac{2}{0,259}}{\frac{1}{3,86} + \frac{1}{3,86} + \frac{1}{0,259}} = 15^{\circ}\text{C},$$

где $t_{\text{гр}} = 2^{\circ}\text{C}$ – температура непромерзания грунта; $t_{\text{пр}} = 148^{\circ}\text{C}$ – температура воды в прямой линии с учетом падения на 1-м участке; $t_{\text{обр}} = 71^{\circ}\text{C}$ – температура воды в обратной линии с учетом падения на 1-м участке.

11.8.2.10. Температура поверхности изоляции:

$$t_{\text{пов.из.пр}} = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}}} = \frac{\frac{148}{3,76} + \frac{15}{0,095}}{\frac{1}{3,76} + \frac{1}{0,095}} = 18^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{пов.из.обр}} = \frac{\frac{t_{\text{обр}}}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}}} = \frac{\frac{71}{3,76} + \frac{15}{0,095}}{\frac{1}{3,76} + \frac{1}{0,095}} = 16^{\circ}\text{C}.$$

11.8.2.11. Тепловые потери 1 м водопровода

$$q_{\text{пр}} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{к}}}{R_1} = \frac{148 - 18}{3,86} = 34 \text{ Вт/м};$$

$$q_{\text{обр}} = \frac{t_{\text{обр}} - t_{\text{к}}}{R_2} = \frac{71 - 16}{3,86} = 14 \text{ Вт/м}.$$

11.8.2.12. Температура теплоносителя в конце участка

$$t'_{\text{пр}} = t_{\text{пр}} - \Delta t_{\text{пр}} = 148 - 2 = 146^\circ\text{C},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{пр}} \cdot l_2 \cdot (1 + \beta)}{G_2 \cdot c_{\text{в}}} = \frac{34 \cdot 800 \cdot (1 + 0,3)}{8,68 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 2^\circ\text{C}; \quad l_2 = 800 \text{ м} - \text{длина}$$

второго участка; $\beta = 0,3$ – коэффициент, учитывающий тепловые потери арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. ($\beta = 0,2 - 0,3$); $G_2 = 8,68 \text{ кг/с}$ – расход теплоносителя на втором участке; $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$ – теплоемкость воды.

$$t'_{\text{обр}} = t_{\text{обр}} + \Delta t_{\text{обр}} = 71 + 1 = 72^\circ\text{C},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{обр}} = \frac{q_{\text{обр}} \cdot l_2 \cdot (1 + \beta)}{G_2 \cdot c_{\text{в}}} = \frac{14 \cdot 800 \cdot (1 + 0,3)}{8,68 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 1^\circ\text{C}.$$

11.8.2.13. Коэффициент эффективности изоляции Теплопотери трубопровода без изоляции

$$q_{\text{гол. пр}} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}} = \frac{148 - 75}{0,246} = 298 \text{ Вт/м},$$

$$\text{где } R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,108 \cdot 12} = 0,246 \text{ м} \cdot \text{K/Вт};$$

$$t_{\text{к}} = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_{\text{нар}}} + \frac{t_{\text{обр}}}{R_{\text{нар}}} + \frac{t_{\text{гр}}}{R_{\Sigma}}}{\frac{1}{R_{\text{нар}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}} + \frac{1}{R_{\Sigma}}} = \frac{\frac{148}{0,246} + \frac{71}{0,246} + \frac{2}{0,259}}{\frac{1}{0,246} + \frac{1}{0,246} + \frac{1}{0,259}} = 75^\circ\text{C}.$$

Полные тепловые потери трубопровода без изоляции

$$Q_{\text{гол}} = q_{\text{гол}} \cdot l_2 = 298 \cdot 800 = 238,4 \text{ кВт}.$$

Полные тепловые потери трубопровода с изоляцией

$$Q = q \cdot l_2 \cdot (1 + \beta) = 34 \cdot 800 \cdot (1 + 0,3) = 35,36 \text{ кВт}.$$

Коэффициент эффективности изоляции

$$\eta = \frac{Q_{\text{гол}} - Q}{Q_{\text{гол}}} = \frac{238,4 - 35,36}{238,4} = 85 \, \%.$$

11.8.3. Тепловой расчет третьего участка

11.8.3.1. Выбор тепловой изоляции

В качестве изоляции принимались маты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем $\rho = 60 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_{\text{из}} = 0,04 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$ (см. прил. 12): толщина изоляции $\delta = 90 \text{ мм}$.

Диаметр трубы с изоляцией:

$$d_{\text{из}} = d_{\text{нар}} + 2 \cdot \delta = 57 + 2 \cdot 90 = 237 \text{ мм},$$

где $d_{\text{нар}} = 57 \text{ мм}$ – наружный диаметр трубы водопровода.

11.8.3.2. Выбор диаметра канала

По диаметру трубопровода с изоляцией $d_{\text{из}}$ выбираем канал (см. прил. 13): тип канала – КЛ-90-60, внутренние размеры $900 \times 600 \text{ мм}$, наружные размеры $1150 \times 780 \text{ мм}$, $\lambda_{\text{к}} = 1,3 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – теплопроводность стенок канала.

Внутренний эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{э.внутр}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 0,6}{2 \cdot (0,9 + 0,6)} = 0,72 \text{ м}.$$

Внешний эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{э.внеш}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,15 \cdot 0,78}{2 \cdot (1,15 + 0,78)} = 0,93 \text{ м}.$$

Глубина залегания канала принимается: $h = 2 \text{ м}$.

11.8.3.3. Тепловое сопротивление изоляции $R_{\text{из}}$

и наружное тепловое сопротивление $R_{\text{нар}}$

$$R_{\text{из}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{нар}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \frac{237}{57} = 5,673 \text{ м} \cdot \text{К/Вт}.$$

$$R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{из}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,237 \cdot 12} = 0,11 \text{ м} \cdot \text{К/Вт},$$

где $\alpha_{\text{нар}} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – внешнее тепловое сопротивление трубопровода в канале.

11.8.3.4. Суммарное тепловое сопротивление трубопровода

$$R_1 = R_2 = R_{из} + R_{нар} = 5,673 + 0,11 = 5,783 \text{ м·К/Вт},$$

где R_1 – тепловое сопротивление прямой линии; R_2 – тепловое сопротивление обратной линии.

11.8.3.5. Тепловое сопротивление поверхности канала

$$R_{п.к} = \frac{1}{\pi \cdot d_{э.внутр} \cdot \alpha_{нар}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,72 \cdot 12} = 0,037 \text{ м·К/Вт},$$

где $\alpha_{нар} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – внешнее тепловое сопротивление канала.

11.8.3.6. Внутреннее тепловое сопротивление канала

$$R_k = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} \ln \frac{d_{э.внеш}}{d_{э.внутр}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,3} \ln \frac{0,93}{0,72} = 0,031 \text{ м·К/Вт},$$

где $\lambda_k = 1,3 \text{ Вт/м·К}$ – теплопроводность канала.

11.8.3.7. Тепловое сопротивление грунта

Если $h/d_{э.внеш} = 2 / 0,93 = 2,15 > 2$, тогда

$$R_{гр} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{гр}} \ln \frac{4 \cdot h}{d_{э.внутр}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 2,2}{0,93} = 0,204 \text{ м·К/Вт},$$

где $\lambda_{гр} = 1,75 \text{ Вт/м·К}$ – теплопроводность грунта.

11.8.3.8. Тепловое сопротивление канала и грунта

$$R_{\Sigma} = R_{п.к} + R_k + R_{гр} = 0,037 + 0,031 + 0,204 = 0,272 \text{ м·К/Вт}.$$

11.8.3.9. Температура воздуха в канале

$$t_k = \frac{\frac{t_{пр}}{R_1} + \frac{t_{обр}}{R_2} + \frac{t_{гр}}{R_{\Sigma}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{\Sigma}}} = \frac{\frac{148}{5,783} + \frac{71}{5,783} + \frac{2}{0,272}}{\frac{1}{5,783} + \frac{1}{5,783} + \frac{1}{0,272}} = 11^{\circ}\text{C},$$

где $t_{пр} = 2^{\circ}\text{C}$ – температура не промерзания грунта; $t_{пр} = 148^{\circ}\text{C}$ – температура воды в прямой линии с учетом падения на 1-м участке; $t_{обр} = 71^{\circ}\text{C}$ – температура воды в обратной линии с учетом падения на 1-м участке.

11.8.3.10. Температура поверхности изоляции:

$$t_{\text{пов. из. пр}} = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}}} = \frac{\frac{148}{5,673} + \frac{14}{0,11}}{\frac{1}{5,673} + \frac{1}{0,11}} = 14^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{пов. из. обр}} = \frac{\frac{t_{\text{обр}}}{R_{\text{из}}} + \frac{t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}}}{\frac{1}{R_{\text{из}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}}} = \frac{\frac{71}{5,673} + \frac{14}{0,11}}{\frac{1}{5,673} + \frac{1}{0,11}} = 12^{\circ}\text{C}.$$

11.8.3.11. Тепловые потери 1 м водопровода

$$q_{\text{пр}} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{к}}}{R_1} = \frac{148 - 14}{5,783} = 23,69 \text{ Вт/м},$$

$$q_{\text{обр}} = \frac{t_{\text{обр}} - t_{\text{к}}}{R_2} = \frac{71 - 11}{5,783} = 10,4 \text{ Вт/м}.$$

11.8.3.12. Температура теплоносителя в конце участка

$$t'_{\text{пр}} = t_{\text{пр}} - \Delta t_{\text{пр}} = 148 - 4 = 144^{\circ}\text{C},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{пр}} \cdot l_3 \cdot (1 + \beta)}{G_3 \cdot c_{\text{в}}} = \frac{23,69 \cdot 500 \cdot (1 + 0,3)}{1,09 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 4^{\circ}\text{C}; l_3 = 500 \text{ м} - \text{дли-}$$

на третьего участка; $\beta = 0,3$ – коэффициент, учитывающий тепловые потери арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. ($\beta = 0,2 - 0,3$); $G_3 = 1,09 \text{ кг/с}$ – расход теплоносителя на третьем участке; $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$ – теплоемкость воды.

$$t'_{\text{обр}} = t_{\text{обр}} + \Delta t_{\text{обр}} = 71 + 2 = 73^{\circ}\text{C},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{обр}} = \frac{q_{\text{обр}} \cdot l_3 \cdot (1 + \beta)}{G_3 \cdot c_{\text{в}}} = \frac{10,4 \cdot 500 \cdot (1 + 0,3)}{1,09 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 2^{\circ}\text{C}.$$

11.8.3.13. Коэффициент эффективности изоляции Теплопотери трубопровода без изоляции

$$q_{\text{гол. пр}} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{к}}}{R_{\text{нар}}} = \frac{148 - 57}{0,466} = 210 \text{ Вт/м},$$

$$\text{где } R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,057 \cdot 12} = 0,466 \text{ м}\cdot\text{К/Вт};$$

$$t_{\text{к}} = \frac{\frac{t_{\text{пр}}}{R_{\text{нар}}} + \frac{t_{\text{обр}}}{R_{\text{нар}}} + \frac{t_{\text{гр}}}{R_{\Sigma}}}{\frac{1}{R_{\text{нар}}} + \frac{1}{R_{\text{нар}}} + \frac{1}{R_{\Sigma}}} = \frac{\frac{148}{0,466} + \frac{71}{0,466} + \frac{2}{0,272}}{\frac{1}{0,466} + \frac{1}{0,466} + \frac{1}{0,272}} = 57^{\circ}\text{C}.$$

Полные тепловые потери трубопровода без изоляции

$$Q_{\text{гол}} = q_{\text{гол}} \cdot l_3 = 210 \cdot 500 = 105 \text{ кВт}.$$

Полные тепловые потери трубопровода с изоляцией

$$Q = q \cdot l_3 \cdot (1 + \beta) = 23,69 \cdot 500 \cdot (1 + 0,3) = 15,4 \text{ кВт}.$$

Коэффициент эффективности изоляции

$$\eta = \frac{Q_{\text{гол}} - Q}{Q_{\text{гол}}} = \frac{105 - 15,4}{105} = 85,3\%.$$

11.9. Центральное регулирование отпуска тепла

11.9.1. График качественного регулирования

Температура воды в подающей линии определяется из формулы

$$\tau_1 = \frac{Q_{\text{ком}}^t}{G_1 \cdot c_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{то}}} + \tau_2,$$

где G_1 – суммарный расход теплоносителя на первом участке, кг/с;
 $c_{\text{в}}$ – теплоёмкость воды, кДж/кг·К; $Q_{\text{ком}}^t$ – суммарная коммунальная (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение) тепловая нагрузка при соответствующей температуре наружного воздуха, кВт;
 τ_1 и τ_2 – температуры теплоносителя в подающей и обратной линиях, °С; $\eta_{\text{тп}} = 0,96$ и $\eta_{\text{то}} = 0,95$ – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в тепловой сети и сетевом подогревателе.

В летний период:

$$\tau_1 = \frac{Q_{\text{гв}}}{G_1 \cdot c_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{то}}} + \tau_2 = \frac{726,85}{9,77 \cdot 4,19 \cdot 0,95 \cdot 0,96} + 70 = 89^{\circ}\text{C}.$$

$G_1 = 9,77$ кг/с – из гидравлического расчета.

$c_B = 4,19$ кДж/кг·К.

$$Q_{ГВ} = Q_{ГВ}^ж + Q_{ГВ}^с = 643,05 + 83,8 = 726,85 \text{ кВт.}$$

$Q_{ГВ}$ – общая нагрузка на горячее водоснабжение в летний период, кВт.

При температуре начала (конца) отопительного периода $t_H = +8^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} Q_{от+в}^{+8} &= Q_{от}^{+8} + Q_{в}^{+8} = q_o^{сг} \cdot V_{сг} (t_B^p - t_H) + \\ &+ q_o^{жз} \cdot V_{жз} \cdot (t_B^{p'} - t_H) + q_B^{сг} \cdot V_{сг} (t_B^p - t_H) = \\ &= 0,75 \cdot 6000 (16 - 8) + 0,47 \cdot 13000 \cdot 7 (18 - 8) + \\ &+ (0,75 \cdot 0,3) \cdot 6000 (16 - 8) = 474,5 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

$$Q_{КОМ}^{+8} = Q_{ГВ} + Q_{от+в}^{+8} = 726,85 + 474,5 = 1201,35 \text{ кВт.}$$

$$\tau_1 = \frac{Q_{КОМ}^{+8}}{G_1 \cdot c \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_{то}} + \tau_2 = \frac{1201,35}{9,77 \cdot 4,19 \cdot 0,95 \cdot 0,96} + 70 = 102,2^\circ\text{C}.$$

При $t_H = -19^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} Q_{от+в}^{-19} &= Q_{от}^{-19} + Q_{в}^{-19} = q_o^{сг} \cdot V_{сг} (t_B^p - t_H) + \\ &+ q_o^{жз} \cdot V_{жз} \cdot (t_B^{p'} - t_H) + q_B^{сг} \cdot V_{сг} (t_B^p - t_H) = \\ &= 0,75 \cdot 6000 (16 + 19) + 0,47 \cdot 13000 \cdot 7 (18 + 19) + \\ &+ (0,75 \cdot 0,3) \cdot 6000 (16 + 19) = 1787,25 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

$$\tau_1 = \frac{Q_{КОМ}^{-19}}{G_1 \cdot c \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_{то}} + \tau_2 = \frac{(1787,25 + 726,85)}{9,77 \cdot 4,19 \cdot 0,95 \cdot 0,96} + 70 = 137,3^\circ\text{C}.$$

При $t = -29^\circ\text{C}$ температура теплоносителя в подающей линии будет равна максимальной $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$.

График качественного регулирования приведен на рис. 6.

11.9.2. График количественного регулирования

При температурах, не превышающих расчетную температуру наружного воздуха для отопления, расход в тепловой сети необходимо увеличить, т.к. температура в подающей линии сети не может превышать 150°C .

Найдем расход теплоносителя при $t = -35^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned}
 Q_{OT+B}^{-35} &= Q_{OT}^{-35} + Q_B^{-35} = q_o^{CT} \cdot V_{CT} (t_B^p - t_H) + \\
 &+ q_o^{ЖЗ} \cdot V_{ЖЗ} \cdot (t_B^{p'} - t_H) + q_B^{CT} \cdot V_{CT} (t_B^p - t_H) = \\
 &= 0,75 \cdot 6000 (16 + 35) + 0,47 \cdot 13000 \cdot 7 (18 + 35) + \\
 &+ (0,75 \cdot 0,3) \cdot 6000 (16 + 35) = 2565,16 \text{ кВт.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_{TC} &= \frac{Q_{КОМ}^{-35}}{c_B \cdot (t_{пр} - t_{обр}) \cdot \eta_{ТП} \cdot \eta_{ТО}} = \\
 &= \frac{(2565,16 + 726,85)}{4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 10,77 \text{ кг/с.}
 \end{aligned}$$

График количественного регулирования приведен на рис. 7.

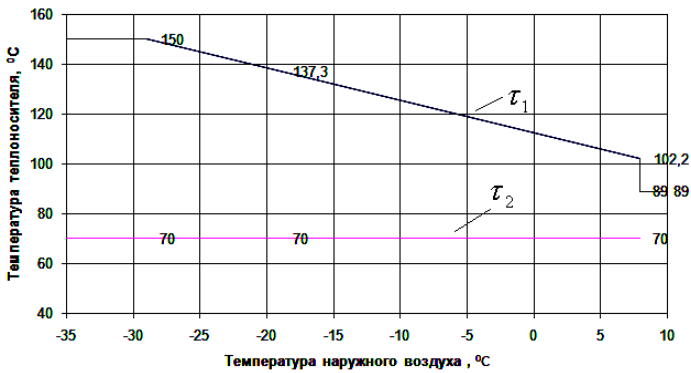


Рис. 6. График качественного регулирования

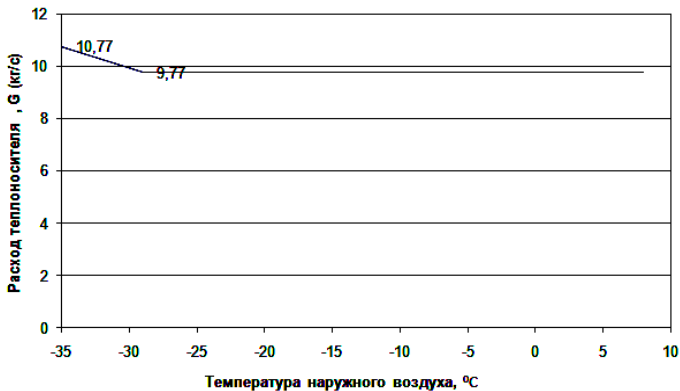


Рис. 7. График количественного регулирования

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Издательский Дом МЭИ, 2006. – 472 с.
2. Проектирование систем теплоснабжения промышленных узлов / Розкин М.Я., Козуля И.Э., Русланов Г.В. и др. – Киев: Будивильник, 1978. – 128 с.
3. СНиП П-33-75. Отопление, вентиляция и конденсирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1976. – 111с.
4. СНиП-А 6-72. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1973. – 320 с.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник/ под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1983. – 552 с.
6. Панин В.И. Справочное пособие по теплоэнергетике жилищно-коммунального хозяйства. – М.: Стройиздат, 1970. – 415 с.
7. СНиП П-36-73. Тепловые сети. – М.: Стройиздат, 1974. – 56 с.
8. СНиП П-34-76. Горячее водоснабжение. – М.: Стройиздат, 1976. – 70 с.
9. Роддатис К.Ф. Котельные установки. – М.: Энергия. 1977. – 432 с.
10. Бузников Е.Ф. и др. Производственные и отопительные котельные. – М.: Энергоиздат, 1984. – 248 с.
11. Александров В.Г. Паровые котлы средней и малой мощности. – Л.: Энергия, 1972. – 200 с.
12. СНиП П-35-76. Котельные установки. – М.: Стройиздат, 1977. – 50 с.
13. Каталог: Котлы малой и средней мощности и топочные устройства / НИИЭинформэнерго маш. – М., 1978. – 45 с.
14. Соловьев Ю.П. Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей. – М.: Энергия, 1976. – 192 с.
15. Соловьев Ю.П., Михельсон А.И. Вспомогательное оборудование ТЭЦ, центральных котельных и его автоматизация. – М.: Энергия, 1972. – 256 с.
16. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1978. – 192 с.
17. Переверзов В.А., Шумов В.В. Справочник мастера тепловых сетей. – М.: Энергия, 1976. – 287 с.
18. Лифшиц О.В. Справочник по водоподготовке котельных установок. – М.: Энергия, 1976. – 287 с.
19. Гусев Ю.Л. Основы проектирования котельных установок. – М.: Стройиздат, 1973. – 248 с.
20. Рихтер Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых электростанций: учебник для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 296 с.
21. Справочное пособие теплоэнергетика электрических станций / под ред. А.М.Леонова и Б.В.Яковлева. – Минск: Белорусь, 1974. – 368 с.
22. Ривкин А.М. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. – М.: Энергия, 1985. – 210 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Климатологические данные некоторых городов России (на основании СНиП II.А.6–72. Строительная климатология и геофизика)

Город	Отопительный период				
	Продолжи- тельность <i>n</i> , сут	Температура воздуха, °С			
		расчетная для проектирования		средняя отопитель- ного периода	средняя самого холодного месяца
		отопления	вентиляции		
		<i>t</i> _{н.о}	<i>t</i> _{н.в}		
Европейская часть					
Архангельск	251	–32	–19	–4,7	–12,5
Астрахань	172	–22	–8	–1,6	–6,8
Брянск	206	–24	–13	–2,6	–8,5
Воронеж	199	–25	–14	–3,4	–9,3
Волгоград	182	–22	–13	–3,4	–9,2
Н. Новгород	218	–30	–16	–4,7	–12,0
Златоуст (Челяб. обл.)	232	–30	–20	–6,6	–15,4
Иваново	217	–28	–16	–4,4	–11,8
Казань	218	–30	–18	–5,7	–13,5
Тверь	219	–29	–15	–3,7	–10,4
Вятка	231	–31	–19	–5,8	–14,2
Самара	206	–27	–18	–6,1	–13,8
Курск	198	–24	–14	–3,0	–8,6
Санкт-Петербург	219	–25	–11	–2,2	–7,9
Магнитогорск	218	–34	–22	–7,9	–16,9
Махачкала	151	–14	–2	+2,6	–0,4
Москва	205	–25	–14	–3,2	–9,4
Мурманск	281	–28	–18	–3,3	–10,1
Нижний Тагил	238	–34	–21	–6,6	–16,1
Новороссийск	134	–13	–2	+4,4	+2,6
Оренбург	201	–29	–20	–8,1	–14,8
Орск	204	–29	–21	–7,9	–16,4
Пенза	206	–27	–17	–5,1	–12,1
Пермь	226	–34	–20	–6,4	–15,1
Петрозаводск	237	–29	–14	–2,9	

Город	Продолжительность n , сут	Отопительный период			
		Температура воздуха, °С			
		расчетная для проектирования		средняя отопительного периода	средняя самого холодного месяца
		отопления $t_{н.о}$	вентиляции $t_{н.в}$		
Ростов-на-Дону	175	-22	-8	-1,1	-5,7
Рязань	212	-27	-16	-4,2	-11,1
Саратов	198	-25	-16	-5,0	-11,9
Екатеринбург	228	-31	-20	-6,4	-15,3
Смоленск	210	-26	-13	-2,7	-8,6
Тула	207	-28	-14	-3,8	-10,1
Ульяновск	213	-31	-18	-5,7	-13,8
Уфа	211	-29	-19	-6,4	-14,1
Челябинск	216	-29	-20	-7,1	-15,5
Азиатская часть					
Барнаул	219	-39	-23	-8,3	-17,7
Владивосток	201	-25	-16	-4,8	-14,4
Иркутск	241	-38	-25	-8,9	-20,9
Красноярск	235	-40	-22	-7,2	-17,1
Новосибирск	227	-39	-24	-9,1	-19,0
Омск	220	-37	-23	-7,7	-19,2
Тобольск (Тюменская обл.)	229	-36	-22	-7,0	-18,5
Томск	234	-40	-25	-8,8	-19,2
Тюмень	220	-35	-21	-5,7	-16,6
Хабаровск	205	-32	-23	-10,1	-22,3
Чита	240	-38	-30	-11,6	-26,6

Температура внутреннего воздуха в помещениях

Помещение	$t_{в}, ^\circ\text{C}$
Жилые здания, гостиницы, общежития, административные здания, конторские и бытовые помещения	18
Детские сады, ясли, диспансеры, поликлиники, больницы	20
Бани	25
Учебные заведения, общеобразовательные школы, клубы, предприятия общественного питания	16
Театры, магазины, прачечные, пожарные депо	15
Кинотеатры	14
Гаражи	10
Спортивные сооружения	16
Помещения цехов:	
легкий физический труд	18
физический труд средней тяжести	14–16
тяжелый физический труд	12–14

Укрупненные удельные расходы теплоты на технологические нужды $q_{\text{тех}}$

Продукция	Единицы измерения	Вид теплоносителя	Параметры теплоносителя		$q_{\text{тех}}$, ГДж		
			P , МПа	$^{\circ}\text{C}$	Технология	Сантехника	Всего
Чугун	т	Пар	0,79	200–350	0,71	0,19	0,9
Сталь мартеновская	т	Пар	0,4–0,48	220–250	0,25	0,42	0,67
Сталь кислородно-конверторная	т	Пар	0,4–0,8	Насыщ.	0,07	0,23	0,30
Прокат крупносортовый	т	Пар Гор. вода	0,3–0,4 –	Насыщ. 100–110	0,105 0,105	0,165 0,165	0,270 0,270
Прокат мелкосортный	т	Пар Гор. вода	0,3–0,4 –	Насыщ. 100–110	0,125 0,125	0,145 0,145	0,270 0,270
Стальной лист горячекатаный	т	Пар Гор. вода	0,39–0,4 –	Насыщ. 100–110	1,3 0,13	0,70 0,70	2,0 0,83
Стальной лист холоднокатаный	т	Пар Гор. вода	0,4–0,6 –	200–220 100–110	1,3 1,3	0,70 0,65	2,0 1,95
Стальные трубы	т	Пар	0,3–0,7	до 400	2,1	8,1	10,2
Кузнечно-прессовый цех	тыс. т	Пар	0,3–1,2	до 400	2500	до 6000	6500
Механо-сборочные, механические цеха	тыс. м ² площади	Пар	0,3–1,2	до 300	2100	3000	5100
Валовой кокс	т	Пар	0,88–1,28	Насыщ.	0,57	0,1	0,67
Сырой бензол	т	Пар	2,94–3,43	Насыщ.	6,7	0,4	7,1
Безводная смола	т	Пар	0,5–1,26	Насыщ.	2,3	0,2	2,5
Сухой пековый кокс	т	Пар	0,5–1,28	Насыщ.	2,2	0,1	2,3
Глинозем при работе на бокситах	т	Пар	0,69–1,96	Насыщ.	13,8	0,8	14,6
Цемент.	т	Гор. вода	–	150	0,05	0,07	0,12
Керамзит	тыс. м ³	Пар	0,2–0,3	Насыщ.	19,2	26,4	45,6
Железобетон плотн.	м ³	Пар	0,17	Насыщ.	0,5	0,33	0,83
Кирпич	тыс. шт.	Пар	0,4–0,8	Насыщ.	2,0	0,1	2,1
Теплоизоляционные материалы	м ³	Пар	0,59	Насыщ.	1,4	0,7	2,1
Бумага, картон	т	Пар	0,3–0,9	Насыщ.	1,8	0,8	18,8
Аммиак, метанол	т	Пар	0,5	200–220	3,2	0,13	3,33
Серная кислота	т	Пар	1	Насыщ.	0,28	0,13	0,41

**Удельные теплотери q_0 и удельные расходы теплоты
на вентиляцию q_v промышленных, служебных
и общественных зданий**

А. Промышленные и общественные здания

Назначение здания	Строительный объем здания, тыс. м ³	Удельная характеристика, Дж/(с·м ³ ·К)	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Чугунолитейные цехи	10–50	0,35–0,29	1,28–1,17
	50–100	0,29–0,25	1,17–1,05
	100–150	0,25–0,21	1,05–0,95
Сталелитейные цехи	10–50	0,35–0,29	1,12–0,97
	50–100	0,29–0,25	0,97–0,86
	100–150	0,25–0,21	0,86–0,80
Меднолитейные цехи	5–10	0,47–0,42	2,80–2,36
	10–20	0,42–0,29	2,36–1,86
	20–30	0,29–0,24	1,86–1,38
Мартеновский цех	50–1000	0,18–0,12	0,12–0,08
Инструментальный цех	5–10	0,64–0,52	3,5–2,3
Котельный цех	100–250	0,29	0,7
Отопительные котельные	10–20	0,09	0,23–0,45
Термические цехи	До 10	0,47–0,35	1,52–1,40
	10–30	0,35–0,29	1,40–1,17
	30–75	0,29–0,24	1,17–0,70
Кузнечные цехи	До 10	0,47–0,35	0,80–0,70
	10–50	0,35–0,29	0,70–0,58
	50–100	0,29–0,18	0,58–0,35
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5–10	0,65–0,53	0,47–0,29
	10–50	0,53–0,47	0,29–0,17
	50–100	0,47–0,44	0,17–0,14
	100–200	0,44–0,42	0,14–0,10
Деревообделочные цехи	До 5	0,69–0,64	0,69–0,58
	5–10	0,64–0,53	0,58–0,53
	10–50	0,53–0,47	0,53–0,47
Цехи металлических покрытий	50–100	0,45–0,42	0,61–0,53
	100–150	0,42–0,35	0,53–0,42
Цехи покрытий металлами	До 2	0,75–0,69	5,85–4,70
	2–5	0,69–0,64	4,70–3,45
	5–10	0,64–0,53	3,45–2,36
Ремонтные цехи	5–10	0,69–0,58	0,23–0,18
	10–20	0,58–0,53	0,18–0,12

Назначение здания	Строительный объем здания, тыс. м³	Удельная характеристика, Дж/(с·м³·К)	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Локомотивное депо	До 5 5–10	0,81–0,75 0,75–0,69	0,47–0,35 0,35–0,29
Проходные	До 0,5 0,5–2,0 2–5	1,53–1,40 1,40–0,80 0,80–0,58	– – 0,18–0,12
Казармы и помещения ВОХР	5–10 10–15	0,44–0,39 0,39–0,36	– –
Жилье и общественные здания:			
– одноэтажные		0,7–0,83	30% от отопи- тельной
– двух–трехэтажные		0,47–0,58	
– четырех–пятиэтажные		0,42–0,47	
– шести и более этажные		0,35–0,47	

**Б. Удельные расходы теплоты, Дж/(с·м³·К), на вентиляцию
служебных и общественных зданий**

Назначения здания	q_v
Административные здания, здания научно–исследовательских и проектных институтов	0,21
Клубы	0,24
Театры и кинотеатры	0,48
Магазины и учебные заведения, пожарные депо	0,12
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	0,29
Больницы	0,35
Бани, лаборатории	1,20
Прачечные	0,94
Предприятия общественного питания	0,84
Детские ясли–сады	1,12
Школы общеобразовательные	0,10

Примечание. При отсутствии перечня общественных зданий можно принимать для ориентировочных расчетов $q_v=0,235$ Дж/(с·м³·К) для суммарного объема всех общественных зданий.

**Число часов за отопительный период со среднесуточной
температурой наружного воздуха, равной и ниже данной
(для ориентировочных расчетов)**

Город	Температура наружного воздуха, °С										
	Ниже –45	–40	–35	–30	–25	–20	–15	–10	–5	0	+8
Европейская часть											
Архангельск	–	1	10	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Астрахань	–	–	–	3	32	114	291	601	1238	2460	4128
Баку	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	2860
Брянск	–	–	–	2	17	89	356	870	1730	3210	4950
Вильнюс	–	–	–	–	3	23	130	415	1040	2930	4650
Воронеж	–	–	–	7	34	144	470	1020	1850	3380	4780
Волгоград	–	–	–	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Н. Новгород	–	–	2	25	99	281	685	1350	2320	3820	5230
Златоуст	–	–	5	48	190	490	1100	2050	3060	4200	5560
Иваново	–	–	5	42	102	275	635	1300	2070	3800	5210
Казань	–	–	1	20	117	328	790	1520	2480	3800	5230
Тверь	–	–	–	14	48	160	516	1080	2020	3620	5250
Киев	–	–	–	1	5	36	166	502	1128	2352	4484
Вятка	–	–	6	61	173	428	960	1750	2790	4080	5550
Кишинев	–	–	–	–	–	2	46	226	615	2140	3980
Самара	–	–	1	10	114	400	890	1490	2360	3780	4950
Курск	–	–	–	3	15	97	343	872	1740	3260	4750
С. Петербург	–	–	–	–	21	83	273	708	1533	2878	5240
Магнитогорск	–	7	26	65	190	566	1250	2560	3360	4100	5250
Махачкала	–	–	–	–	–	3	18	72	260	1030	3620
Минск	–	–	–	4	19	71	232	635	1344	2745	4860
Москва	–	–	3	15	47	172	418	905	1734	3033	4910
Мурманск	–	–	–	6	38	135	452	1117	2276	4002	6740
Нижний Тагил	–	5	19	50	154	465	1030	2340	3300	4080	5700
Новороссийск	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	3220

Город	Температура наружного воздуха, °С										
	Ниже –45	–40	–35	–30	–25	–20	–15	–10	–5	0	+8
Оренбург	–	–	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820
Орск	–	–	3	30	202	620	1250	2010	2760	3900	4890
Пенза	–	–	2	11	55	232	670	1420	2390	3670	4950
Пермь	–	3	15	75	220	504	1050	1840	2850	4080	5420
Петрозаводск	–	–	–	4	40	172	480	1070	2050	3890	5690
Ростов-на-Дону	–	–	–	–	5	41	178	494	1130	2720	4200
Рязань	–	–	1	13	58	187	540	1170	2080	3620	5100
Саратов	–	–	–	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Екатеринбург	–	1	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470
Смоленск	–	–	–	2	23	112	381	964	1852	3241	5050
Тула	–	–	2	10	24	70	206	456	2440	3500	4960
Уфа	–	–	5	40	160	436	980	1780	2770	3900	5060
Челябинск	–	–	7	39	166	520	1110	1950	2980	3920	5180
Азиатская часть											
Барнаул	1	12	52	170	415	792	1430	2260	3120	4130	5250
Владивосток	–	–	–	–	2	91	518	1350	2210	3320	4820
Иркутск	–	7	58	172	458	864	1730	2600	3300	4320	5780
Красноярск	1	18	82	210	468	828	1360	2110	3000	4050	5650
Новосибирск	–	15	89	205	488	910	1550	2430	3290	4270	5450
Омск	1	6	64	195	485	950	1660	2480	3310	4250	5280
Тобольск	–	6	43	158	386	820	1500	2360	3290	4070	5500
Томск	3	17	82	228	500	932	1600	2500	3360	4400	5600
Тюмень	–	5	25	118	294	670	1270	2120	3050	4050	5280
Хабаровск	–	–	2	53	348	1050	1880	2600	3240	3900	4920

Нормы расхода горячей воды (СНиП 11-34-76. Горячее водоснабжение)

Потребители	Единица	Норма расхода горячей воды		
		среднего недельного, л/сут	в сутки наи- большего водопотреб- ления, л/сут	максимально- го часового, л/ч
Жилые дома квартирного типа, оборудованные:	1 житель			
а) умывальниками, мойками и душами		85	100	7,9
б) сидячими ваннами и душами		90	110	9,2
в) ваннами длиной от 1500 до 1700 мм и душами		105	120	10
Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей и повышенном благоустр- ойстве		115	130	10,9
Предприятия по обслуживанию автомобилей	По нормам технологического проектирования			
Общезижития с общими душевыми	1 житель	60	60	6,3
Общезижития с общими душевыми, столовыми и прачечными		80	80	6,5
Гостиницы, мотели, пансионаты с общими ваннами и душами		70	70	8,2
Гостиницы с ваннами в отдель- ных номерах:				
а) до 25% общего числа номеров		100	100	10,4
б) до 75% общего числа номеров		160	160	15,3
в) во всех номерах		200	200	16,0
Больницы, санатории общего типа (с общими ваннами и душе- выми)	1 койка	180	180	10,5
Санатории, дома отдыха с ван- нами при всех жилых комнатах		200	200	13
Поликлиники и амбулатории	1 боль- ной	6	6	0,8
Прачечные:	1 кг оухо- го белья			
немеханизированные		15	15	15
механизированные		25	25	25

Потребители	Единица	Норма расхода горячей воды		
		среднего недельного, л/сут	в сутки наи- большего водопотреб- ления, л/сут	максимально- го часового, л/ч
Учебные заведения, общеобразова- вательные школы с душевыми при гимнастических залах	1 уч. и 1 преп. в смену	6	8	1,2
Школы–интернаты	1 место	100	100	7,5
Детские сады и ясли				
а) с дневным прибыванием де- тей	1 ребенок	30	30	4,5
б) с круглосуточным прибыва- нием детей		35	35	4,5
Предприятия общественного питания	1 блюдо	1,5–2,0	1,5–2,0	1,5–2,0
Продовольственные магазины	1 раб. место	100	100	9,6
Стадионы, спортивные залы для физкультурников	1 физ- культур- ник	30	30	2,5
Бани:				
а) мытье в мыльной с обмыва- нием в душе	1 посети- тель	120	120	120
б) мытье в мыльной с приемом оздоровительных процедур		190	190	190
в) душевая кабина		290	290	290
г) ванная кабина		360	360	360

Некоторые характеристики котлов ДЕ-14ГМ

Наименование	Марка котла				
	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Паропроизводительность, т/ч кг/с	<u>4,14</u> 1,150	<u>6,73</u> 1,870	<u>10,35</u> 2,875	<u>16,56</u> 4,600	<u>26,88</u> 7,467
КПД котла– брутто на мазуте на газа	<u>88,19</u> 90,31	<u>88,73</u> 90,96	<u>89,76</u> 92,15	<u>88,24</u> 91,76	<u>91,10</u> 92,79
Дымосос:					
– расчетная производи- тельность, м³/ч	1,944	3,127	4,540	7,519	11,227
– полное при- веденное давление, кгс/м²	58,4	108,7	177,0	184,57	282,6
– тип	ВДН-9	ВДН-10	ВДН-10	ДН-11,2	ДН-12,5
– число об/мин	1000	1000	1500	1500	1500
Вентилятор:					
– расчетная производи- тельность, м³/ч	0,992	1,598	2,420	3,192	6,000
– полное при- веденное давление, кгс/м²	104	125	136	190,3	204,6
– тип	ВДН-8	ВДН-9	ВДН-10	ВДН-11,2	ВДН-11,2
– число об/мин	1000	1000	1000	1000	1500

Некоторые характеристики водогрейных котлов КВ-ГМ

Наименование	Марка котла						
	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-6,5	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
Теплопроизводительность, <u>гкал/ч</u> МВт	<u>4,0</u> 4,652	<u>6,5</u> 7,560	<u>10,0</u> 11,63	<u>20,0</u> 23,26	<u>30,0</u> 34,89	<u>50,0</u> 58,15	<u>100,0</u> 16,3
Расход воды, кг/с	13,75	22,24	34,33	68,67	102,86	<u>171,8*</u> 342,0	<u>343,33*</u> 683,88
КПД при номинальной нагрузке, % Газ Мазут	<u>90,5</u> 86,35	<u>91,1</u> 87	<u>91,9</u> 88,4	<u>91,9</u> 88,0	<u>91,2</u> 87,7	<u>92,5</u> 91,1	<u>92,5</u> 91,3
Гидравлическое сопротивление котла, кгс/м²	11900	11950	15000	23000	19000	<u>13300*</u> 7500	<u>16500*</u> 7900

* Числитель – основной режим, знаменатель – пиковый.

Некоторые характеристики котлов КЕ-14С

Наименование	Марка котла				
	КЕ-2,5-14С	КЕ-4-14С	КЕ-6,5-14С	КЕ-10-14С	КЕ-25-14С
Производительность, т/ч	2,5	4,0	6,5	10,0	25,0
КПД-брутто при сжигании каменных углей, %	81– 83	81– 83	81– 83	81– 83	87
Габаритные размеры с площадками и лестницами, м:					
длина	5,1	6,4	7,7	8,5	13,6
ширина	4,5	4,5	4,5	4,5	6,0
высота	4,15	4,15	4,15	4,15	6,0

Примечания

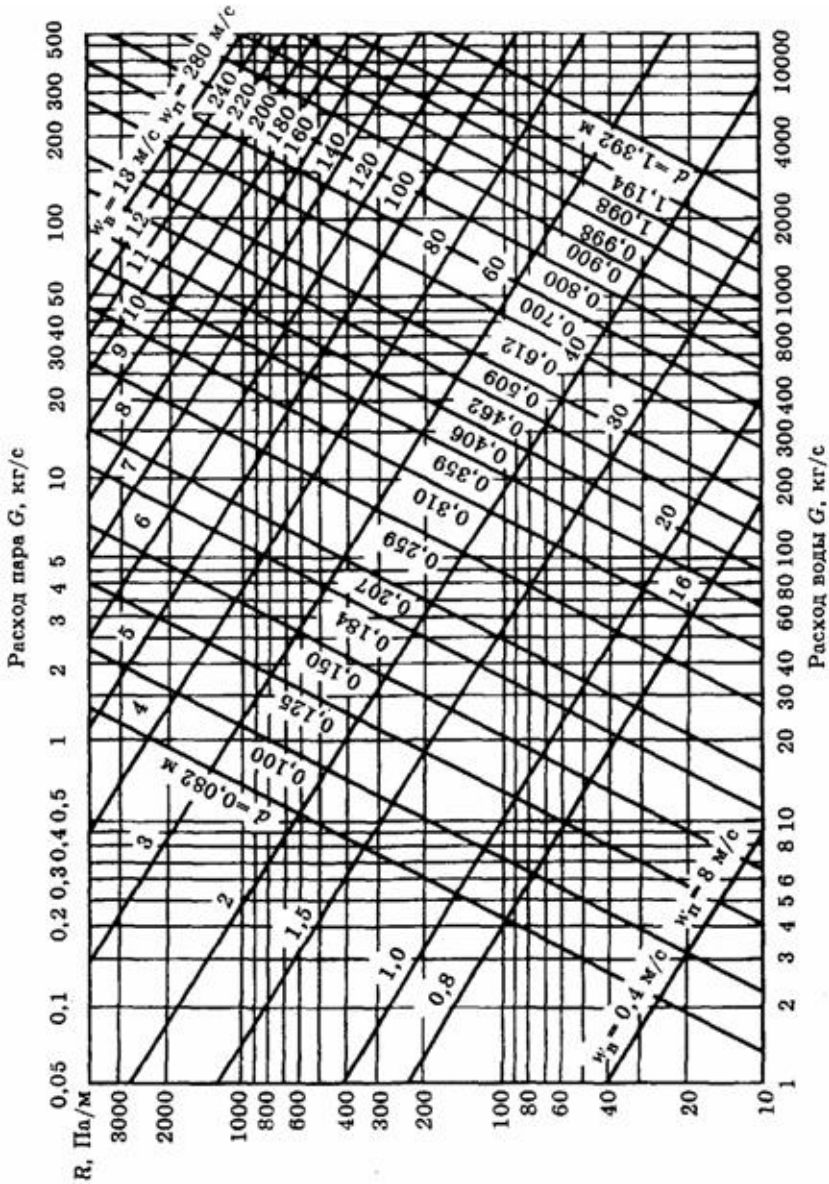
1. Давление пара – 1,37 МПа.
2. Температура насыщенного пара – 194°C.
3. Температура перегретого пара – 225°C.

Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая мощность) на одного жителя при расчетной наружной температуре, кДж/с

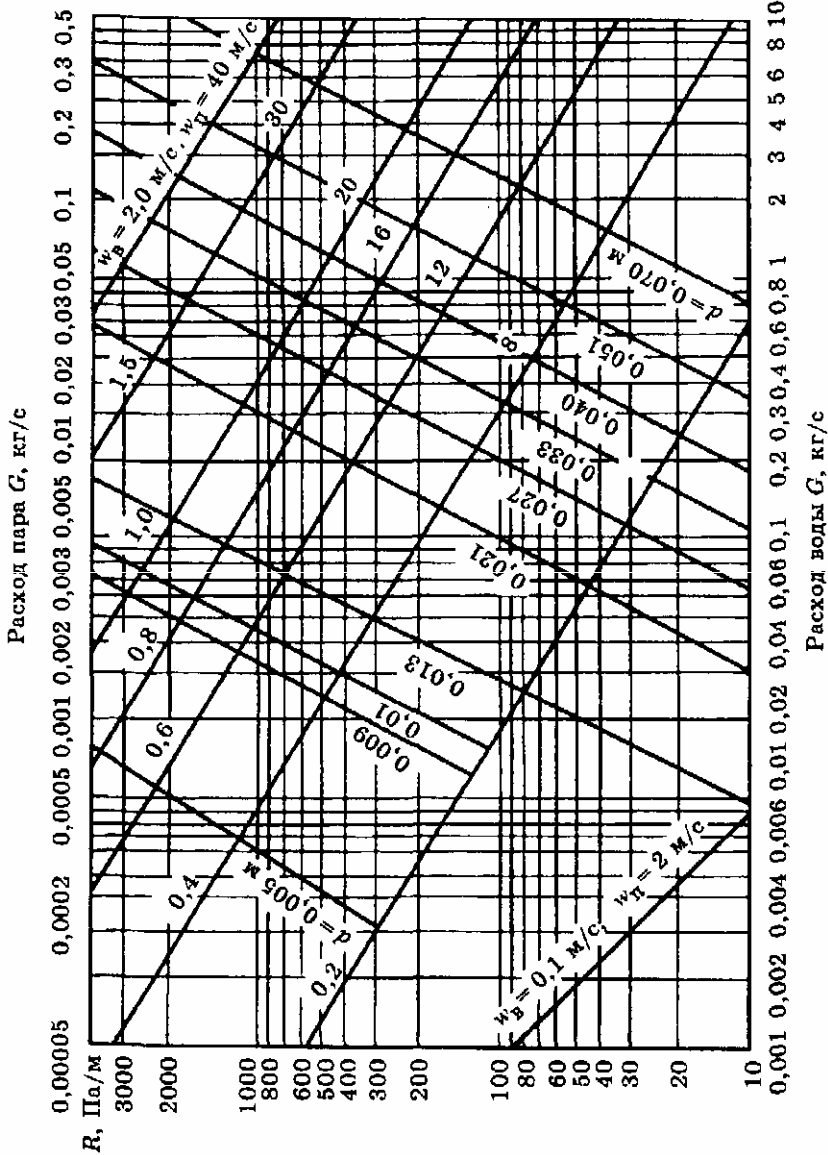
Вид тепловой нагрузки	Сибирь, Урал и север европейской части: $t_{HO} = -35^{\circ}\text{C};$ $t_{HB} = -21^{\circ}\text{C}$	Средняя полоса европейской части и север Средней Азии: $t_{HO} = -25^{\circ}\text{C};$ $t_{HB} = -14^{\circ}\text{C}$	Юг европейской части: $t_{HO} = -15^{\circ}\text{C};$ $t_{HB} = -7^{\circ}\text{C}$	Крым, Кавказ и юг Средней Азии: $t_{HO} = -5^{\circ}\text{C};$ $t_{HB} = 0^{\circ}\text{C}$
Отопление и вентиляция жилых зданий	1,44	1,21	1,05	0,75
Отопление и вентиляция общественных зданий	0,42	0,35	0,31	0,21
Горячее водоснабжение	0,31	0,31	0,31	0,31
Бани	0,014	0,014	0,014	0,014
Прачечные	0,042	0,042	0,042	0,042
Предприятия общественного питания	0,035	0,035	0,035	0,035
Итого	2,26	1,96	1,76	1,36

При составлении таблицы принято:

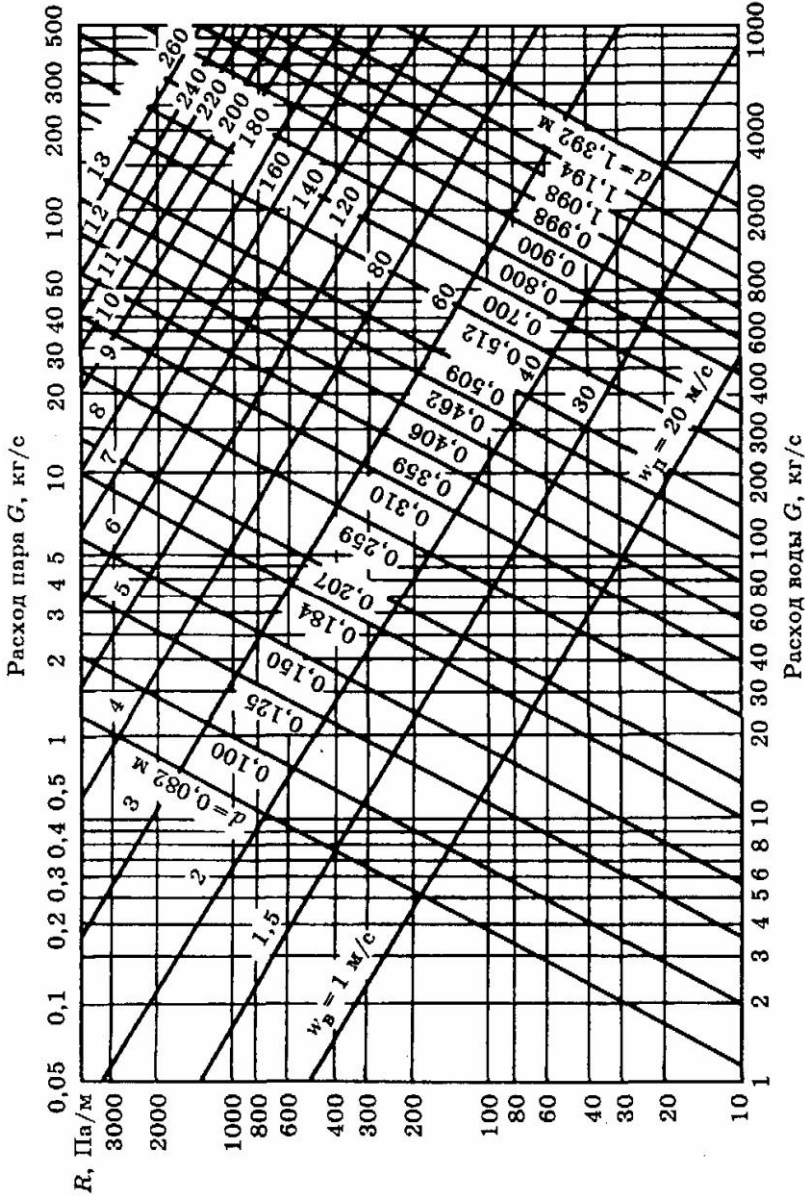
1. Удельные теплотопотери жилых и общественных зданий для района с $t_{HO} = -35^{\circ}\text{C}$ $q_0 = 0,42 \text{ Дж}/(\text{с}\cdot\text{м}^3\cdot\text{К})$.
2. Объем жилых зданий на одного жителя 60 м^3 .
3. Объем общественных зданий на одного жителя 18 м^3 .
4. Удельный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий $q_v = 0,236 \text{ Дж}/(\text{с}\cdot\text{м}^3\cdot\text{К})$, число часов работы вентиляции $n_v = 50 \text{ ч/нед}$.
5. Расход горячей воды на одного жителя 110 л/сут при $t_t = 65^{\circ}\text{C}$.
6. Удельный расход теплоты на 1 помывку в бане 37000 кДж (1 помывка в месяц на 1 чел.).
7. Удельный расход теплоты в прачечной на 1 кг сухого белья 6700 кДж (16 кг сухого белья на 1 чел. в месяц).
8. Расход теплоты на общественное питание на 1 чел. в сутки 3150 кДж .



Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов при $\kappa_3=0,0002 \text{ м}$; $\rho_в=975 \text{ кг/м}^3$; $\rho_п=2,45 \text{ кг/м}^3$, при другой плотности $R_2=(2,45/\rho_2)R_1$



$\kappa_3 = 0,0005 \text{ м}$; $\rho_b = 975 \text{ кг/м}^3$; $\rho_n = 2,45 \text{ кг/м}^3$; при другой плотности
 $R_2 = (2,45/\rho_2)R_1$

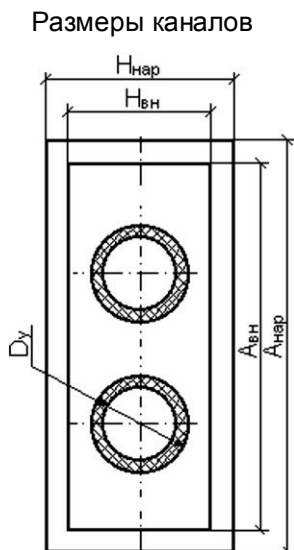


$\kappa_3 = 0,0005$ м; $\rho_B = 975$ кг/м³; $\rho_n = 2,45$ кг/м³; при другой плотности
 $R_2 = (2,45/\rho_2)R_1$

**Характеристики теплоизоляционных изделий, применяемых
для изоляции трубопроводов тепловых сетей
при воздушной прокладке**

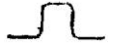
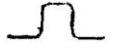
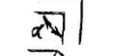
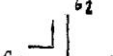
Наименование	Условные проходы труб D_y , мм	Плотность в конструкции, кг/м ³	Теплопро- водность $\lambda_{из}$, Вт/(м·К)	Максималь- ная темпера- тура приме- нения, °С
Цилиндры и полуцилиндры из минеральной ваты на синтетическом связующем	25–200	100 150 200	0,049 0,051 0,053	400
Плиты мягкие из минеральной ваты на синтетическом связующем	100–450	55–75 76–115	0,04 0,043	400
То же плиты полужесткие	500–1400	90–150	0,044	400
Маты минераловатные прошивные в обкладке из металлической сетки или стеклоткани	200–1400	90 120 150	0,043 0,045 0,049	400
Маты минераловатные прошивные марки ВФ–75 на металлической сетке	200–1400	100	0,037	300
Маты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем марок МТ–35 и МТ–50	50–400	60 80	0,04 0,042	180
То же плиты полужесткие марок ППТ–50 и ППТ–75	500–1400	60 90	0,042 0,044	180
Полуцилиндры из пенопласта марки ФРП–1	40–250	65–85 86–110	0,041 0,043	130 150
Сегменты из пенопласта марки ФРП–1	300–1000	65–85 86–110	0,041 0,043	130 150
Полуцилиндры совелитовые	50–150	350 400	0,075 0,078	440
Сегменты совелитовые	200–400	350 400	0,075 0,078	440
Полицилиндры вулканитовые	50–250	300 350 400	0,074 0,079 0,084	440

Основные типы сборных железобетонных каналов для тепловых сетей



Условный диаметр трубопровода D_y , мм	Обозначение (марка) канала	Размеры канала, мм			
		внутренние		наружные	
		Ширина $A_{вн}$	Высота $H_{вн}$	Ширина $A_{нар}$	Высота $H_{нар}$
25–50	КЛ60–30	600	300	850	440
70–80	КЛ60–45		450		600
100–150	КЛ90–45	900	450	1150	630
	КЛ60–60	600	600	850	750
175–200	КЛ90–60	900	600	1150	780
250–300	КЛ120–60	1200		1450	
350–400	КЛ150–60	1500	600	1800	850
	КЛ210–60	2100		2400	890
25–32	КНЖМ-0	500	300	950	430
450–500	КЛс90–90	900	900	1060	1070
	КЛс120–90	1200		1400	
	КЛс150–90	1500		1740	
600–700	КЛс120–120	1200	1200	1400	1370
	КЛс150–120	1500		1740	1470
	КЛс210–120	2100		2380	1470
50–70	КНЖМ-I	750	410	890	570
80–150	КНЖМ-II	1000	510	1140	690
200–250	КНЖМ-III	1250	650	1390	830
300–350	КНЖМ-IV	1500	810	1640	990
400	КНЖМ-V	1600	910	1740	1090
450–500	КНЖМ-VI	2100	1100	2260	1330
600	КНЖМ-VII	2800	1250	3080	1570
600–700	СК-700	–	–	–	–
450–800	КС90–90	900	900	1380	1090
	КС120–90	1200		1680	1090
	КС150–90	1500		1980	1110
	КС210–90	2100		2580	1180
450–800	КС90–120	900	1200	1680	1390
600	КС120–120	1200		1680	1390
	КС150–120	1500		1980	1410
700	КС210–120	2100	1200	2580	1480
800	КС300–150	3000	1500	3610	1950
900	КС360–180	3600	1800	4300	2280
1000	КС420–210	4200	2100	4940	2640
	КС400–195	4000	1950	5000	2550

Эквивалентные длины местных сопротивлений

Местные сопротивления	Схема	ξ	Эквивалентные длины, м, при внутреннем диаметре, мм														
			50	100	150	207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
Параллельная задвижка		0,5–0,3	0,72	1,53	2,11	2,9	3,6	4,34	5,94	7,55	9,91	11,8	13,9	16,0	18,2	–	–
Клапан нормальный		5,0–7,7	7,2	18,4	33,1	52,7	74,0	98	153	220	–	–	–	–	–	–	–
Клапан «Косва»		2,9–0,87	4,2	7,8	10,3	11,9	13,5	14,0	17,2	21,2	–	–	–	–	–	–	–
П-образный компенсатор $r = (1,5-2)d$ $r = 3d$		2,5	3,6	8,5	14,3	21,3	28,0	35,0	49,5	66,2	82,8	98,0	115,5	133,4	152	189	230
		1,9	2,74	6,46	10,8	16,1	21,3	26,6	37,6	–	–	–	–	–	–	–	–
Сальниковый компенсатор		0,3	–	1,02	1,71	2,55	3,36	4,2	5,94	7,95	9,94	11,8	13,9	16,0	18,2	22,7	27,6
Сварное колено 90°: одношовное		1,3	1,87	4,42	7,43	11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,4	79,1	98,4	119
двухшовное $r=d$		0,7	1,01	2,38	4,0	5,95	7,84	9,8	13,9	18,5	23,2	27,4	32,3	37,4	42,6	53	61,3
трехшовное $r=1,5d$		0,6	0,86	2,04	3,43	5,1	6,73	8,4	11,9	15,9	19,9	23,5	27,7	32,0	36,5	45,4	54,6
Проходной тройник $G_1/G = 0,2$ $G_1/G = 0,4$ $G_1/G = 0,6$ $G_1/G = 0,8$ $G_1/G = 1,0$		5,3	7,63	18,0	30,3	45,0	59,5	74,2	105	141	75	208	245	283	332	401	487
		0,5	0,7	1,7	2,86	4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	16,6	19,6	23,1	26,7	30,4	37,9	46
		0,1	0,14	0,34	0,57	0,85	1,12	1,4	1,98	2,65	3,31	3,92	4,62	5,34	6,08	7,6	9,2
		0,05	0,07	0,17	0,29	0,43	0,56	0,7	0,99	1,33	1,66	1,96	2,31	2,67	3,04	3,8	4,6
		0,05	0,07	0,17	0,29	0,43	0,56	0,7	0,99	1,33	1,66	1,96	2,31	2,67	3,04	3,8	4,6
Ответвление тройника $G_2/G = 0,2$ $G_2/G = 0,4$ $G_2/G = 0,6$ $G_2/G = 0,8$		5,5	20,2	47,6	80	119	157	196	277	371	182	216	254	293	334	416	505
		2,6	4,9	11,6	19,4	28,8	38,0	47,6	67,4	90	86	102	120	139	158	197	239
		1,7	1,87	4,42	7,43	11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	56,2	66,6	78,6	90,8	103	129	156
		1,3	0,72	1,7	2,86	4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	43,1	51,0	60,1	69,5	79,1	98,4	119

Эквивалентная шероховатость κ_s , мм

0,2 0,5 1,0

Поправочный множитель

1,26 1,0 0,84

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. Цель и задачи курсовой работы.....	3
2. Определение величины теплопотребления и тепловой нагрузки источника теплоснабжения.....	5
2.1. Тепловая нагрузка на технологические нужды	5
2.2. Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение	6
2.3. Тепловая нагрузка на отопление жилых и общественных зданий.....	7
2.4. Тепловая нагрузка на вентиляцию	8
3. Выбор теплоносителя и источника теплоснабжения	9
4. Выбор схемы тепловой сети и схемы присоединения потребителей к теплоисточнику	10
5. Трасса и профиль теплопровода.....	11
6. Прокладка тепловых сетей.....	12
7. Гидравлический расчет тепловых сетей.....	13
7.1. Предварительный расчет	14
7.2. Окончательный расчет.....	15
7.3. Пьезометрический график тепловой сети.....	16
8. Выбор насосов для системы теплоснабжения.....	17
9. Тепловой расчет системы теплоснабжения.....	18
10. Расчет тепловой схемы источника теплоснабжения на базе производственно-отопительной котельной.....	20
10.1. Определение тепловой нагрузки производственно-отопительной котельной.....	20
10.2. Выбор типа и количества устанавливаемых котельных агрегатов	21
10.3. Проектирование тепловой схемы котельной.....	23
10.4. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной.....	27
10.5. Центральное регулирование отпуска тепла.....	30
11. Пример расчета системы теплоснабжения района на базе производственно отопительной котельной.....	31
11.1. Исходные данные.....	31
11.2. Определение тепловой нагрузки производственно-отопительной котельной.....	32
11.3. Выбор типа и числа устанавливаемых котельных агрегатов	34

11.4. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной.....	35
11.5. Гидравлический расчет водопровода (рис. 4).....	39
11.6. Гидравлический расчет паропровода.....	44
11.7. Тепловой расчет паропровода.....	46
11.8. Тепловой расчет водопровода.....	49
11.9. Центральное регулирование отпуска тепла.....	59
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	62
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	63
Приложение 1. Климатологические данные некоторых городов России (на основании СНиП II.А.6–72. Строительная климатология и геофизика).....	63
Приложение 2. Температура внутреннего воздуха в помещениях	65
Приложение 3. Укрупненные удельные расходы теплоты на технологические нужды $q_{\text{тех}}$	66
Приложение 4. Удельные теплотопотери q_0 и удельные расходы теплоты на вентиляцию q_v промышленных, служебных и общественных зданий.....	67
Приложение 5. Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной (для ориентировочных расчетов).....	69
Приложение 6. Нормы расхода горячей воды (СНиП 11-34-76. Горячее водоснабжение).....	71
Приложение 7. Некоторые характеристики котлов ДЕ-14ГМ...	73
Приложение 8. Некоторые характеристики водогрейных котлов КВ-ГМ.....	74
Приложение 9. Некоторые характеристики котлов КЕ-14С.....	74
Приложение 10. Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая мощность) на одного жителя при расчетной наружной температуре	75
Приложение 11.....	76
Приложение 12. Характеристики теплоизоляционных изделий, применяемых для изоляции трубопроводов тепловых сетей при воздушной прокладке	79
Приложение 13. Основные типы сборных железобетонных каналов для тепловых сетей	80
Приложение 14. Эквивалентные длины местных сопротивлений	81