

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Практикум

Составитель:
С. В. Горячев

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательной программе высшего образования по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Оренбург
2019

УДК 697.3(075.8)

ББК 31.38я73

Г71

Рецензент – кандидат технических наук, доцент Э.Л. Греков

Г71 **Источники и системы теплоснабжения промышленных предприятий:** практикум/ составитель С.В. Горячев; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 104 с.
ISBN

В практикуме изложены общие требования к выполнению лабораторных и практических работ по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения предприятий».

Практикум предназначен для обучающихся по образовательной программе высшего образования очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника.

УДК 697.3(075.8)

ББК 31.38я73

ISBN

© Горячев С.В.,
составление, 2019

© ОГУ, 2019

Содержание

Введение	5
1 Практические работы.....	6
1.1 Практическая работа № 1. Рассмотрение построения тепловых схем и принципа работы теплоэнергетических установок	6
1.2 Практическая работа № 2. Исследование структуры тепловых потерь теплогенератора.....	15
1.3 Практическая работа № 3. Определение тепловых поступлений в помещение от людей	20
1.4 Практическая работа № 4. Определение суммарной мощности теплоэнергетической установки	24
1.5 Практическая работа № 5. Гидравлический расчет горизонтальных кожухотрубных водоводяных подогревателей горячего водоснабжения.....	36
1.6 Практическая работа № 6. Исследование теплотехнических и гидравлических характеристик пластинчатого теплообменника	50
2 Лабораторные работы	58
2.1 Лабораторная работа № 1. Построение пьезометрического графика давления двухтрубной тепловой сети закрытой системы теплоснабжения	58
2.2 Лабораторная работа № 2. Построение пьезометрического графика давления двухтрубной тепловой сети открытой системы теплоснабжения.....	65
2.3 Лабораторная работа № 3. Расчет П-образного компенсатора	68
2.4 Лабораторная работа № 4. Расчет тепловых потерь трубопроводами при бесканальной прокладке	73
2.5 Лабораторная работа № 5. Расчет теплотерь транзитного участка изолированного теплопровода	78
2.6 Лабораторная работа № 6. Определение недодачи тепловой энергии.....	86

2.7 Лабораторная работа № 7. Индивидуальное отопление и горячее водоснабжение жилого дома.....	90
Список использованных источников	104

Введение

Структура мирового энергетического хозяйства к сегодняшнему дню сложилась таким образом, что четыре пятых используемой энергии получается при сжигании топлива, или при использовании запасенной в нем химической энергии, преобразовании ее в электрическую энергию на тепловых электростанциях. Тепловое потребление – одна из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны. На удовлетворение тепловой нагрузки страны расходуется ежегодно более 600 млн т условного топлива, т.е. около 30 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов.

В течение длительного периода тепловое хозяйство России развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Широкое развитие получила теплофикация, являющаяся наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения. Теплофикацией называется комбинированный способ получения электроэнергии и теплоты в виде потока горячей воды или пара в одном энергетическом цикле. Важной характеристикой теплофикации является централизация, то есть производство теплоты на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) или атомной электростанции (АТЭЦ), обслуживающих десятки и сотни тысяч жителей.

Для реализации теплофикации необходимо иметь тепловой источник на станции; разветвленную тепловую сеть в виде теплоизолированных теплопроводов, обеспечивающих доставку теплоносителя абонентам; тепловые пункты, готовящие для потребителей с помощью сетевой воды (пара) теплоноситель необходимых параметров, и собственно оборудование абонентов, использующее горячую воду (пар) в системах отопления, горячего водоснабжения (ГВС), вентиляции, кондиционирования воздуха и в технологических установках.

Представленное методическое пособие подготовлено для студентов направления 13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль подготовки: «Энергообеспечение предприятий», квалификация (степень) Бакалавр.

1 Практические работы

1.1 Практическая работа № 1. Рассмотрение построения тепловых схем и принципа работы теплоэнергетических установок

Цель работы: Изучить принцип построения тепловых схем теплоэнергетических установок и основы их расчета.

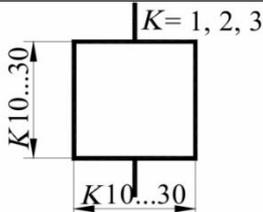
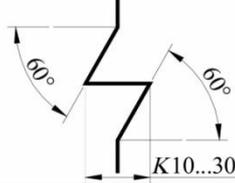
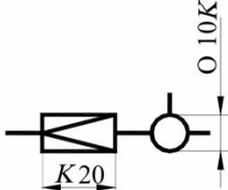
Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с теоретической частью практической работы
- 2 Выписать основные термины и определения
- 3 Разобраться с принципиальными тепловыми схемами теплоэнергетических установок и способом получения тепловой и электрической энергии

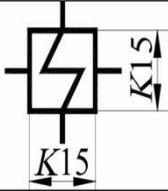
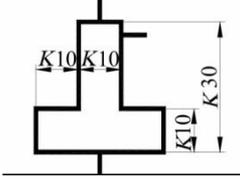
В теплоэнергетике одним из обязательных конструкторских документов является тепловая схема. Тепловая схема представляет собой условное графическое изображение основного и вспомогательного оборудования, объединяемого линиями трубопроводов для рабочего тела. Различают принципиальную, развернутую и рабочую или монтажную тепловые схемы. В принципиальной тепловой схеме указывают условно лишь главное оборудование (котлоагрегаты, подогреватели, деаэраторы, насосы) и трубопроводы, не размещая арматуры, вспомогательных устройств и второстепенных трубопроводов и не уточняя количества и расположения оборудования. Развернутая тепловая схема содержит все количество устанавливаемого оборудования, а также все коммуникации – трубопроводы, соединяющие оборудование с помещаемой на них запорной и регулирующей арматурой. Так как объединение в развернутой тепловой схеме всех элементов и оборудования котельной из-за их большого числа затруднительно, эту схему разделяют на части по технологическому процессу. Рабочую или монтажную тепловую схему выполняют в ортогональном, а отдельные сложные узлы в аксонометрическом изображении с указанием отметок расположения трубопроводов, их наклона, арматуры, креплений, размеров и т.д. Общие правила выполнения схем устанавливает ГОСТ 2.701-2008. ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. Схемы выполняются

компактно, но без ущерба для ясности и удобства их чтения. Графические изображения элементов (таблица 1.1) и линии связей между ними располагают таким образом, чтобы обеспечить наилучшее представление о структуре изделия и взаимодействии его составных частей. Линии связи, соединяющие функциональные части изделия, должны иметь наименьшее количество изломов и пересечений. Они должны состоять из горизонтальных и вертикальных участков. Схемы выполняют без соблюдения масштаба. Действительное пространственное расположение составных частей установки не учитывают.

Таблица 1.1 - Условные обозначения теплоэнергетического оборудования, гидравлических и пневматических машин и аппаратов

Наименование	Буквенное обозначение	Графическое обозначение
1	2	3
Котел паровой (водогрейный)	КП(КВ)	
Пароперегреватель	ПП	
Экономайзер	Э	
Редукционно-охладительная установка	РОУ	

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
Подогреватель поверхностный	П	
Деаэратор (рабочее давление деаэратора проставляется в контурах бака)	ДЭ	
Потребитель тепловой энергии	ПТ	
Насос	Н	
Компрессор	К	
Термометр	Т	
Манометр	М	

Для пояснения каких-либо особенностей схемы можно вводить дополнительные к установленным стандартам сведения и поясняющие надписи, не шифруя их.

Для изображения на схемах различных элементов и устройств применяют условные графические обозначения, установленные стандартами. Все размеры условных графических изображений, указанные в стандартах допускается пропорционально изменять. Можно применять другие графические изображения: прямоугольники произвольных размеров, содержащие пояснительный текст; внешние очертания частей изделий (в том числе аксонометрические изображения);

схематические разрезы. Графические обозначения выполняются линиями той же толщины, что и линии связи.

Нестандартные условные графические обозначения на схемах должны быть пояснены. Если на один элемент стандартами установлено несколько допустимых изображений, следует выбрать один из вариантов обозначения и применять его во всех схемах одного типа, входящих в комплект документации на изделие.

Условные графические обозначения теплоэнергетического оборудования, гидравлических устройств и арматуры трубопроводной на основании действующих государственных стандартов приведены в таблицах 1.1–1.3

Таблица 1.2- Условные графические обозначения арматуры трубопроводной

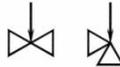
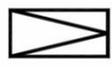
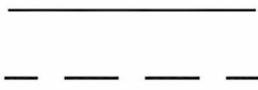
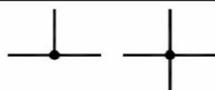
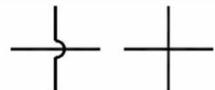
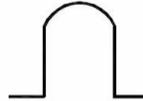
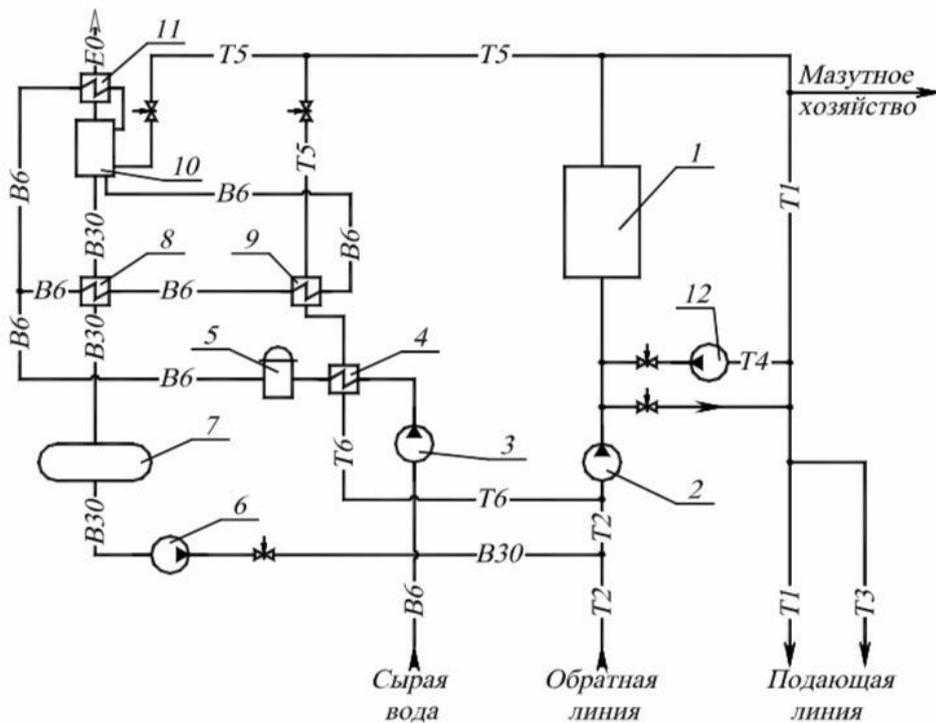
Наименование	Буквенное обозначение	Графическое обозначение
Клапан запорный: проходной угловой трехходовой	КЗ КУ КТ	
Клапан регулирующий	КР	
Клапан обратный (движение рабочей среды от белого треугольника к черному)	КО	
Клапан предохранительный	КН	
Клапан редукционный (вершина треугольника направлена в сторону повышенного давления)	КЦ	
Задвижка	ЗД	

Таблица 1.3 -Условные графические обозначения элементов трубопроводов

Наименование	Условное графическое изображение
Трубопровод: линия всасывания, напора, слива линия управления, дренажа, отвода конденсата	
Соединение трубопроводов, линий связи	
Пересечение трубопроводов без соединения	
Сифон (гидрозатвор)	
Компенсатор (общее обозначение)	

Тепловые схемы котельных с водогрейными котлами, основы их расчета

Для того чтобы тепловые схемы котельных с водогрейными котлами легко читались, рекомендуется следующий порядок изображения оборудования на них (см. рисунок 1). На верхней правой части листа размещают водогрейные котлы, а на левой – деаэраторы, ниже котлоагрегатов размещают рециркуляционные и еще ниже сетевые насосы, а под деаэраторами – теплообменники (подогреватели), баки деаэрированной и рабочей воды, подпиточные насосы, насосы сырой воды, дренажные баки и продувочный колодец. Работа отопительной котельной, принципиальная тепловая схема которой показана на рисунке 1, осуществляется следующим образом. Вода из обратной линии тепловых сетей небольшим напором поступает на всасывание сетевого насоса 2. Туда же подводится вода от подпиточного насоса 6, компенсирующая утечки воды в тепловых сетях. На всасывание насоса 2 подается и горячая вода, тепло которой частично использовано в теплообменниках 9 и 4 для подогрева, соответственно, химически очищенной и сырой воды



1 – водогрейный котел; 2 – сетевой насос; 3 – насос сырой воды; 4 – подогреватель сырой воды; 5 – химводоочистка; 6 – подпиточный насос; 7 – бак деаэрированной воды; 8 – подогреватель деаэрированной воды; 9 – подогреватель химически очищенной воды; 10 – охладитель деаэратор; 11 – охладитель выпара; 12 – рециркуляционный насос

Рисунок 1- Тепловая схема котельной с водогрейными котлами

Для обеспечения заданной (из условий предупреждения коррозии) температуры воды, перед котлом, в трубопровод (за сетевым насосом) подают при помощи рециркуляционного насоса 12 необходимое количество горячей воды, вышедшей из водогрейного котла 1. Линию, по которой подают горячую воду, называют рециркуляционной. При всех режимах работы тепловой сети, кроме максимально-зимнего, часть воды из обратной линии после сетевого насоса 2, минуя котел, подают по перепускной линии в подающую магистраль, где она, смешавшись с горячей водой из котла, обеспечивает заданную расчетную температуру в подающей магистрали тепловых сетей. Вода, предназначенная для восполнения утечек в тепловых сетях, предварительно подается насосом сырой воды 3 в подогреватель сырой воды 4, где она подогревается до температуры 18 °С – 20 °С и затем направляется на химводоочистку.

Химически очищенная вода подогревается в теплообменниках 8, 9 и 11 и деаэрируется в деаэраторе 10. Воду для подпитки тепловых сетей из бака деаэрированной воды 7 забирает подпиточный насос 6 и подает в обратную линию.

Основной целью расчета любой тепловой схемы котельной является выбор основного и вспомогательного оборудования с определением исходных данных для последующих технико-экономических расчетов.

Надежность и экономичность водогрейных котлов зависит от постоянства расхода воды через них, который не должен снижаться относительно установленного заводом-изготовителем. Во избежание низкотемпературной и сернокислотной коррозии конвективных поверхностей нагрева температура воды на входе в котел при сжигании топлив, не содержащих серу, должна быть не менее 60°C, малосернистых топлив не менее 70 °C и высокосернистых топлив не менее 110°C. Для повышения температуры воды на входе в водогрейный котел при температурах воды ниже указанных устанавливается рециркуляционный насос.

Сильное влияние на оборудование котельной с водогрейными агрегатами оказывает система горячего водоснабжения – закрытая или открытая. *Открытой* называется система, в которой теплоноситель – горячая вода – частично или полностью используется потребителем. В *закрытых* системах нагрев воды на горячее водоснабжение осуществляется прямой отопительной водой в местных теплообменниках.

При открытой системе горячего водоснабжения количество воды, идущее на подпитку тепловых сетей, заметно возрастает и может достигать 20% расхода воды через тепловые сети. Т.е. количество воды, которое необходимо подготовить на химводоочистке, при открытой системе горячего водоснабжения возрастает в несколько раз по сравнению с закрытой.

Так как расходы воды при открытой системе неравномерны, то для выравнивания суточного графика нагрузок на горячее водоснабжение и уменьшения расчетной производительности оборудования водоподготовки устанавливаются баки-аккумуляторы для деаэрированной воды. Из них в часы максимума потребления горячая вода подпиточными насосами подается на всасывание сетевых насосов.

Качество подготовки воды для подпитки открытой системы теплоснабжения должно быть значительно выше качества воды для подпитки закрытой системы, т.к. к воде горячего водоснабжения предъявляются такие же требования, как к питьевой водопроводной воде.

Тепловые схемы котельных с паровыми котлами и их расчет

Отпуск пара технологическим потребителям часто производится от производственных котельных, в которых вырабатывается насыщенный или слабо перегретый пар с давлением до 1,4 или 2,4 МПа. Пар используется технологическими потребителями и в небольшом количестве – на приготовление горячей воды, направляемой в систему теплоснабжения. Приготовление горячей воды производится в сетевых подогревателях, устанавливаемых в котельной.

Принципиальная тепловая схема производственной котельной с отпуском небольшого количества теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в закрытую систему теплоснабжения показана на рисунке 2.

Насос сырой воды подает воду в охладитель продувочной воды, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды. Затем сырая вода подогревается до 20–30 °С в пароводяном подогревателе сырой воды и направляется на химводоочистку. Химически очищенная вода направляется в охладитель деаэрированной воды и подогревается до определенной температуры. Дальнейший подогрев химически очищенной воды осуществляется в подогревателе паром. Перед поступлением в головку деаэратора часть химически очищенной воды проходит через охладитель выпара деаэратора.

Подогрев сетевой воды производится паром в последовательно включенных двух сетевых подогревателях. Конденсат от всех подогревателей направляется в головку деаэратора, в которую также поступает конденсат, возвращаемый внешними потребителями пара.

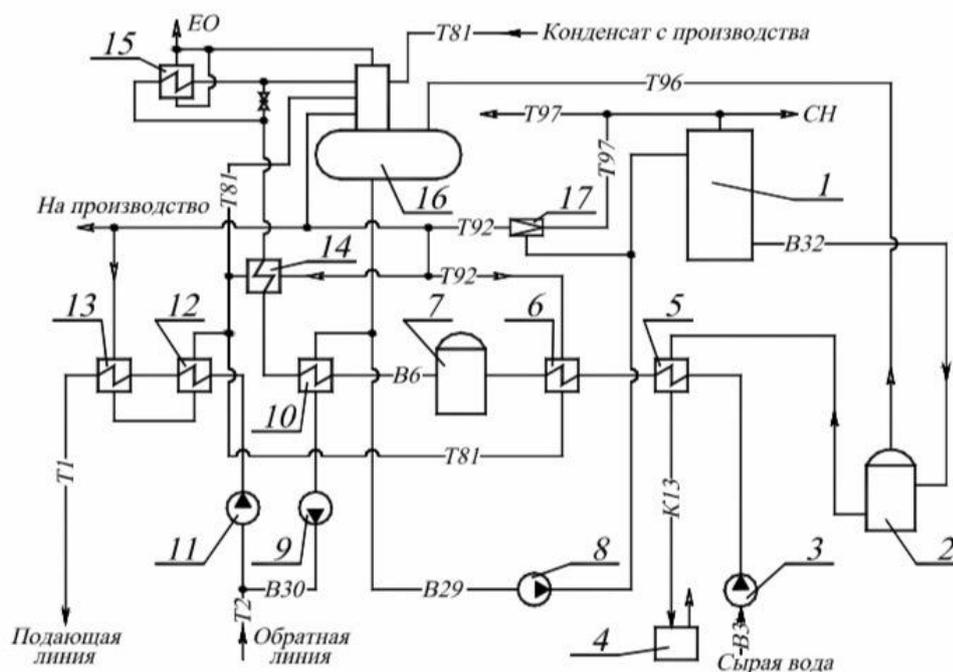


Рисунок 2-Тепловая схема производственной котельной

Подогрев воды в атмосферном деаэраторе производится паром от котлов и паром из расширителя непрерывной продувки, в котором котловая вода частично испаряется вследствие снижения давления. Продувочная вода после использования в охладителе непрерывной продувки сбрасывается в продувочный колодец (барботер).

Деаэрированная вода с температурой около 104 °С питательным насосом подается в паровые котлы. Подпиточная вода для системы теплоснабжения забирается из того же деаэратора, охлаждаясь в охладителе подпиточной воды до 70 °С перед поступлением к подпиточному насосу. Использование общего деаэратора для приготовления питательной подпиточной воды возможно только для закрытых систем теплоснабжения ввиду малого расхода подпиточной воды в них. В открытых системах теплоснабжения расход подпиточной воды значителен, поэтому в котельной следует устанавливать два деаэратора: один для приготовления питательной воды, другой – подпиточной воды. В котельных с паровыми котлами, как правило, устанавливаются деаэраторы атмосферного типа.

Для технологических потребителей, использующих пар более низкого давления по сравнению с вырабатываемым котлоагрегатами, и для подогревателей собственных нужд. В тепловых схемах котельных предусматривается редукционная установка для

снижения давления пара (РУ) или редуционно-охладительная установка для снижения давления и температуры пара (РОУ).

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего. В основе расчета тепловой схемы котельной с паровыми котлами, лежит решение уравнений теплового и материального балансов, составляемых для каждого элемента схемы. Вид уравнения теплового баланса зависит от количества участвующих в теплообмене сред, их фазового состояния и происходящих фазовых превращений

Контрольные вопросы:

- 1 Что такое тепловая схема?
- 2 Назовите принципиальные отличия развернутой схемы от рабочей
- 3 Объясните принцип работы отопительной котельной по принципиальной тепловой схеме
- 4 Для каких режимов выполняется расчет котельной?

1.2 Практическая работа № 2. Исследование структуры тепловых потерь теплогенератора

Цель работы: исследование тепловых потерь теплогенератора и выявление влияния различных факторов на их величину.

Программа занятия:

- 1 Закрепить знания по применению законов термодинамики и теплопередачи
- 2 Измерить температуру рабочего тела до начала и после окончания нагрева
- 3 Определить полезно используемое тепло

Полезно использованное количество теплоты в паровом котле Q_1 определяется повышением энтальпии рабочего тела (воды, пара) при прохождении поверхностей нагрева:

$$Q_1 = \frac{D_{nn}}{B_T} (h_{nn} - h_{пв}) + \frac{D_{BT}}{B_K} (h''_{BT} - h'_{BT}) + \frac{D_{np}}{B_K} (h' - h_{пв}), \quad (1)$$

где D_{nn} , D_{BT} – расход свежего и вторично-перегретого пара на турбину, кг/с;

D_{np} – расход продувочной воды из барабана котла с естественной или принудительной циркуляцией для поддержания заданного солевого режима в контурах циркуляции, кг/с;

h_{nn} , $h_{пв}$, h' – энтальпия перегретого пара, питательной воды, поступающей в экономайзер котла, и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; h''_{BT} , h'_{BT} – энтальпия вторично перегретого пара на выходе из промежуточного перегревателя и пара и входе в него, кДж/кг;

B_K – расход сжигаемого топлива, кг/с (для жидкого или твердого топлива) или м³/с (для газообразного топлива).

Располагаемое тепло сжигаемого топлива расходуется на полезно используемое тепло (используемое либо при работе турбины на конденсатной электрической станции – КЭС, либо для подогрева сетевой воды на ТЭЦ) и на потери. Балансовое уравнение котлоагрегата можно записать следующим образом:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (2)$$

где Q_2 – теплота уходящих из котла продуктов сгорания;

Q_3 – от химической неполноты сгорания топлива;

Q_4 – от механической неполноты сгорания топлива (твердые несгоревшие частицы);

Q_5 – через ограждающие конструкции котла (тепловую изоляцию);

Q_6 – с физической теплотой удаляемого из топки шлака.

Удельные затраты тепла (отнесенные к полному количеству тепла, выделившемуся в топке) определяются по выражению:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p} \quad (3)$$

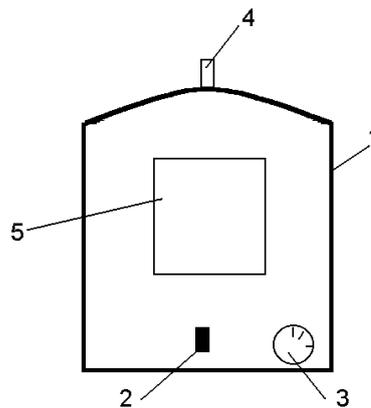
Соответственно уравнение теплового баланса может быть записано в виде:

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (4)$$

Полнота передачи располагаемой теплоты топлива в котле к рабочей среде определяется коэффициентом полезного действия (КПД) котла брутто:

$$\eta_K = \frac{Q_1}{Q_p} \cdot 100\% \quad (5)$$

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 3.



1 – электрический котел; 2 – выключатель; 3 – регулятор электрической нагрузки; 4 – датчик температуры; 5 – смотровое окно

Рисунок 3- Схема экспериментальной установки

Методика проведения эксперимента основывается на применении законов термодинамики и теплопередачи (первое и второе начало термодинамики, закон Ньютона-Рихмана и т. д.). По показаниям датчиков измеряется температура рабочего тела до начала и после окончания нагрева, определяется полезно используемое тепло.

По величине электрической нагрузки определяется величина затраченной энергии. По измеренной температуре поверхности ограждающих конструкций электрического котла и температуре окружающей среды определяются потери в окружающую среду.

Таблица 1.4-Параметры для расчета

№ вар.	Температура рабочего тела		Электрические замеры		Температуры окружающей среды и ограждающих конструкций		Время проведения эксперимента
	t ₁ , °C	t ₂ , °C	U, В	I, А	t _{ст} , °C	t _{ос} , °C	
1	12	60	220	35	10	9	15
2	10	55	220	40	25	20	8
3	8	59	220	33	20	15	16
4	11	65	220	30	18	10	17
5	7	60	220	45	13	10	14
6	8	70	220	32	-5	7	11
7	13	68	220	44	10	10	10
8	9	72	220	45	-3	5	9
9	15	75	220	41	19	11	13
10	12	71	220	40	15	14	15
11	11	70	220	39	12	11	7
12	14	64	220	37	18	14	4
13	10	68	220	42	15	11	11
14	20	76	220	35	22	19	10
15	18	80	220	45	20	17	12

Используя данные таблицы 1.4 рассчитать тепловые потери по следующей методике.

Вычисляются средние значения измеренных величин.

Полезно использованная тепловая энергия определяется по формуле:

$$Q = \frac{V \cdot c_V \cdot (t_2 - t_1)}{\tau}, \quad (6)$$

где V – объем камеры нагрева электрического котла; м^3 (принять 5 м^3);

c_V – объемная теплоемкость рабочего тела, $\text{кДж}/\text{м}^3$;

t_1 – температура начала процесса до подогрева рабочего тела, К ;

t_2 – температура окончания процесса подогрева рабочего тела, К ;

τ – время реализации процесса, с .

Подведенная мощность нагревателя (определяется либо по показаниям амперметра и вольтметра, либо по паспорту электрического котла):

$$Q_p^p = \int_{\tau_1}^{\tau_2} I^2 R d\tau = I^2 R \tau, \quad (7)$$

где τ – время;

I – сила тока, А ;

R – сопротивление, Ом .

Тепловые потери в окружающую среду определяются по закону Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha_{CT} \cdot F_{CT} \cdot (t_{CT} - t_{oc}), \quad (8)$$

где α_{CT} – коэффициент теплоотдачи от стенки котла к окружающей среде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F_{CT} – площадь наружных поверхностей котла, м^2 ;

t_{CT} – температура поверхности ограждающих конструкций котла, К ;

t_{oc} – температура окружающей котел среды (воздух), К .

Для расчета принять $\alpha_{CT}=113 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $F_{CT}=1,19 \text{ м}^2$

Далее составляется тепловой баланс и по результатам расчета определяется значимость каждой из потерь тепла в балансовом уравнении.

Контрольные вопросы:

- 1 В чем состоит различие Q_H^P и Q_R^P ?
- 2 Как изменяется КПД котла с уменьшением его нагрузки?
- 3 Какими методами достигается уменьшение размеров конвективных поверхностей нагрева?
- 4 В чем различие в методике распределения тепловосприятности по поверхностям в барабанных и прямоточных котлах?
- 5 Что включает в себя тепловая схема котельной?

1.3 Практическая работа № 3. Определение тепловых поступлений в помещение от людей

Цель работы: закрепление знаний в области применения тепловизионного оборудования

Программа занятия:

- 1 Проведение тепловизионной съемки одного человека и группы людей
- 2 По данным измерений произвести расчет тепlopоступлений от людей

Теплота, выделяемая человеком, суммируется из отдачи скрытого и явного тепла. Она взаимосвязана в основном со степенью тяжести выполняемой им работы, с температурой и скоростью движения окружающего воздуха и теплозащитными свойствами одежды.

Отдача человеком явного тепла рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{ч.я}} = \beta_u \cdot \beta_{\text{од}} \cdot (2,5 + 10,3\sqrt{v_{\text{в}}})(t_{\text{ч}} - t_{\text{в}}), \quad (9)$$

где β_u – коэффициент интенсивности работы, принимаемый для легкой работы–1; для работы средней тяжести – 1,07; и для тяжелой работы–1,15;

$\beta_{од}$ – коэффициент, характеризующий теплозащитные свойства одежды. Для легкой одежды-1, для обычной одежды– 0,65 и 0,4 – для утепленной одежды;

$v_в$ – скорость движения воздуха в помещении, м/с;

$t_в$ – температура воздуха в помещении, °С;

$t_ч$ – температура поверхности одежды человека, измеренная тепловизором.

В практике наибольшее применение получил табличный метод.

При подсчете тепlopоступлений в помещение от людей принимают, что 85 % от тепловыделений мужчины составляют тепловыделения от женщины. Тепловыделения ребенка составляют 75 % от тепловыделений мужчины.

К примеру, необходимо определить тепловыделения 100 чел., находящихся в актовом зале. Температура воздуха внутри помещения 23 °С. Используя таблицу 1.5 методом интерполяции определяются тепловыделения одного человека. Следовательно, тепlopоступления одного человека при температуре в 23 °С составляют 102 Вт тепла. Таким образом, тепlopоступления от 100 человек составят 20,4 кВт тепла.

Таблица 1.5-Зависимость тепловыделений от температуры воздуха в помещении

Параметры	Значения параметров при температуре воздуха в помещении, °С				
	15	20	25	30	35
1	2	3	4	5	6
Состояние покоя					
Тепло:					
Явное	116	87	58	40	16
Полное	145	116	93	93	93
Влага	40	40	5	75	115
Параметры	Значения параметров при температуре воздуха в помещении, °С				

Продолжение таблицы 1.5

1	2	3	4	5	6
	15	20	25	30	35
Двуокись углерода	23	23	23	23	23
Легкая работа					
Тепло: Явное	122	99	64	40	8
Полное	157	151	145	145	145
Влага	55	75	115	150	200
Двуокись углерода	25	25	25	25	25
Работа средней тяжести					
Тепло: Явное	133	104	70	40	8
Полное	208	203	197	197	197
Влага	110	140	185	230	280
Двуокись углерода	35	35	35	35	35
Тяжелая работа					
Тепло: Явное	162	128	93	52	16
Полное	290	290	290	290	290
Влага	185	240	295	355	415
Двуокись углерода	45	45	45	45	45

Скорость движения воздуха в помещении v_g определяется по ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».

Методика проведения эксперимента

1. Используя тепловизионную аппаратуру необходимо измерить температуру поверхности одежды человека.
2. По исходным данным, приведенным в таблице 1.6, пользуясь формулой (9) требуется определить отдачу человеком явного тепла.
3. По таблице 1.5 табличным методом определить отдачу человеком явного тепла.
4. Сравнить результаты, полученные расчетным и табличным методами:

$$\varepsilon_p = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}, \quad (10)$$

где Q_1 – теплоступления, полученные табличным методом; Q_2 – теплоступления, полученные расчетным методом.

Таблица 1.6-Исходные данные для расчета

№ вар	N, человек	$t_u, ^\circ\text{C}$	$t_B, ^\circ\text{C}$
1	200	26	20
2	35	30	25
3	50	24	19
4	130	22	15
5	20	31	23
6	150	36	27
7	90	30	25
8	55	33	20
9	40	29	21
10	250	28	26
11	30	35	31
12	50	33	29
13	100	31	24
14	120	27	20
15	70	21	17

Контрольные вопросы:

- 1 Как рассчитать отдачу человеком явного тепла расчетным методом?
- 2 Как определить отдачу человеком явного тепла табличным методом?
- 3 Как определить отдачу человеком полного тепла табличным методом?
- 4 Как влияет на величину тепловыделений явного тепла степень тяжести выполняемого человеком труда?
- 5 Как влияет одежда на величину тепловыделений явного тепла?

1.4 Практическая работа № 4. Определение суммарной мощности теплоэнергетической установки

Цель работы: изучить методы и способы определения мощности теплоэнергетической установки

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с теорией
- 2 Изучить методики расчета мощности теплоэнергетической установки
- 3 Защитить лабораторную работу

Основными уравнениями при расчете конвективного теплообмена являются:
уравнение теплопередачи

$$Q_T = kH\Delta t_{cp}, \text{ кВт} \quad (11)$$

где k —коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Δt_{cp} —средняя разность температур между теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$;

H —площадь поверхности теплопередачи, м^2 .

Уравнение теплового баланса выглядит следующим образом:

$$Q_6 = V\varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{xc}^0), \text{ кВт} \quad (12)$$

где H' и H'' -энтальпия газов до и после газохода, определяемая по H - ϑ -диаграмме при данном α ;

$\Delta\alpha$ -величина присоса холодного воздуха в газоход ;

V и φ -принимается из теплового баланса котла

Расчет считается завершенным при выполнении равенства $Q_T=Q_6$ или

$$kH\Delta t_{cp} = V\varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{xc}^0), \quad (13)$$

где H –расчетная поверхность нагрева газохода, м^2 .

Для водотрубных котлов $H = n \pi \cdot d \cdot l$, м

Здесь n - число труб наружным диаметром d (м) в газоходе; l - длина труб, соответствующая высоте газохода, м;

Температурный напор Δt_{cp} , определяется как:

$$t_{cp} = \vartheta_{cp} - t_n, \quad (14)$$

где ϑ_{cp} - средняя температура газов в газоходе (при условии охлаждения газов не чем на 300 °С);

t_n - температура охлаждающей среды. Для парового котла t_n принимается равной температуре кипения воды при давлении в котле, а для водогрейного – равной полусумме более температур воды на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, °С.

k - коэффициент теплопередачи от газов к нагреваемой среде, подсчитывается из выражения

$$k = \psi \alpha_1, \quad (15)$$

где α_1 - коэффициент теплопередачи от газов к стенке, Вт/(м²·°С). В этом выражении $\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_{л})$; ξ - коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева, вследствие неравномерного омывания ее газами. Для поперечно омываемых пучков $\xi = 1,0$; ψ - коэффициент тепловой эффективности, определяется по таблицам 1.7, 1.8

Таблица 1.7 - Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании различных твердых топлив

Топливо	Значение
АШ и тощие угли	0,6
Каменные, бурые угли, промпродукты каменных углей	0,65
Подмосковный уголь	0,7
Фрезерный торф и древесное топливо	0,6
Сланцы (северо-западные, кашпирские)	0,5

Примечание: Большой коэффициент тепловой эффективности принимается для меньшей скорости. α_k - коэффициент теплоотдачи конвекций от газов к стенке, зависящий от скорости и температуры потока, диаметра и расположения труб, характера их омывания, Вт/(м² · °С) (рисунок 4 – 6); $\alpha_{л}$ - коэффициент теплоотдачи излучением, зависящий от температуры газов, толщины излучающего слоя и парциальных давлений трехатомных сухих газов и водяных паров (рисунок 7).

Таблица 1.8 - Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании мазута и газа

Поверхность нагрева	Скорость продуктов сгорания, м/с	Значение ψ
При сжигании мазута		
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхности нагрева дробью	12-20	0,65-0,6
	4-12	0,7-0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки; котельные, пучки котлов малой мощности	12-20	0,6
	4-12	0,65-0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и ниже)	4-12	0,5-0,55
При сжигании газа		
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С		0,85
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С		0,85

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, (Вт/(м² · °С)) определяется:

-для запыленного потока (при сжигании твердого топлива)

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot a$$

-для незапыленного потока (при сжигании газа и мазута)

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot a \cdot c_{\text{г}},$$

где $\alpha_{\text{н}}$ - коэффициент теплоотдачи, определяется по номограмме на рисунке 7; a - степень черноты потока, определяемая по формуле; $c_{\text{г}}$ - коэффициент, определяемый по рисунку 7. Для определения $\alpha_{\text{н}}$ и коэффициента $c_{\text{г}}$ вычисляется температура загрязненной стенки t_3 , °С по выражению:

$$t_3 = t_{\text{н}} + \Delta t, \quad (16)$$

где $t_{\text{н}}$ - средняя температура охлаждающей среды ;

Δt при сжигании твердых и жидких топлив принимается равным 60 °С, при сжигании газа – 25 °С. В таблице 1.8 приведены значения коэффициента загрязнения ϵ , зависящего от рода сжигаемого топлива, диаметра труб и их расположения, скорости перемещения газов.

Таблица 1.9 - Значения коэффициента загрязнения

Топливо	Гладкотрубные пучки	Чугунные экономайзеры
Твердое	0,004-0,005	0,008
Мазут	0,004	0,006
Природный газ	0,001	0,0025

Чтобы воспользоваться рисунками 4- 7, необходимо предварительно найти:

1 Среднюю температуру газов по формуле:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} \quad (17)$$

2 Объемную долю $r_{\text{H}_2\text{O}}$ для данного газохода.

3 Число рядов труб вдоль и поперек газового потока, поперечный (S_1) и продольный (S_2) шаги труб с наружным диаметром d (коридорное расположение) ; диагональный шаг S_2 / d (шахматное расположение).

4 Площадь живого сечения газохода F (м^2) подсчитывается:

а) для продольного омывания потоком газов труб снаружи

$$F = a \cdot b - \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4} \quad (18)$$

б) для поперечного омывания потоком трубного пучка

$$F = a \cdot b - n \cdot d \cdot l, \quad (19)$$

где a и b - поперечные размеры газохода в свету, м;

n - число труб в газоходе;

l - средняя длина труб в газоходе, м. (Для расчета принять $a \cdot b = 150 \cdot 180$ мм)

5 Среднюю скорость газов в газоходе, определяемую по формуле:

$$W_{cp} = \frac{B_p \cdot V_g (273 + \vartheta_{cp})}{273 \cdot F}, \quad (20)$$

где V_g - объем дымовых газов в газоходе, м³/кг,

B_p - расход топлива на котел, м³/с (для расчета принять $B_p = 2,5$ м³/с)

6 Эффективную толщину излучающего слоя для гладкотрубных пучков, определяемую по формулам:

$$\frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7 \quad S = \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d \quad (21)$$

$$130 > \frac{S_1 + S_2}{d} > 7 \quad S = \left(2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6 \right) d \quad (22)$$

Чтобы быстрее стабилизировать равенство (13) задаются двумя произвольными значениями температура газов на выходе из рассчитываемого газохода и по этим значениям находят все необходимые величины, входящие в равенство (13). Если равенство стабилизируется при одной из принятых температур, то эта температура и будет искомой. Если баланс равенства (13) не будет, то искомую температуру находят графоаналитически, Для этого на оси абсцисс (рисунок 8) откладывают в известном

масштабе температуры газов, покидающих газоход, а на оси ординат – числовые значения Q_T и Q_B , подсчитанные при этих температурах, и соединяют прямыми. Точка пересечения прямых Q_T и Q_B даст искомую температуру на выходе из газохода.

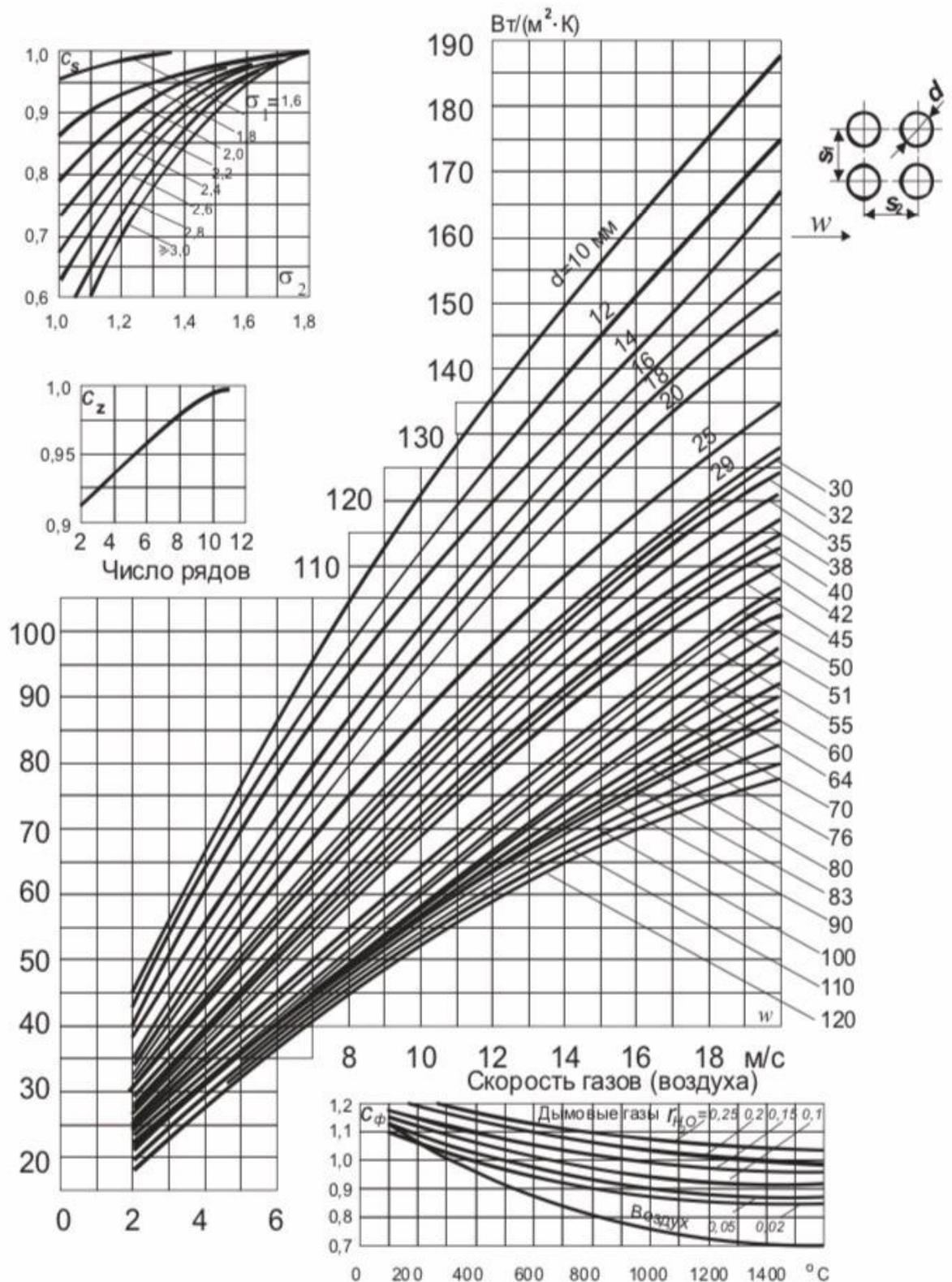


Рисунок 4 - Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков

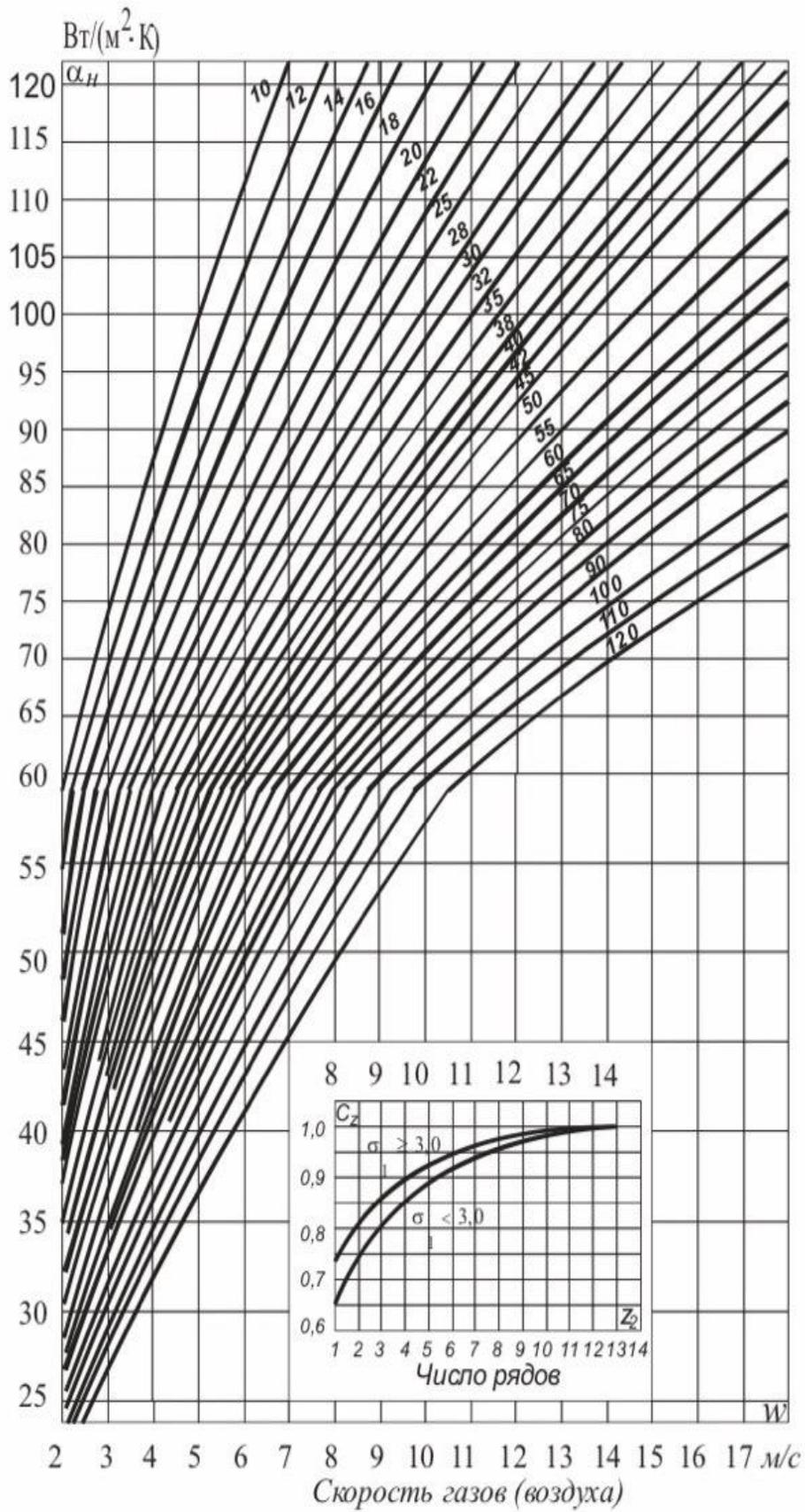


Рисунок 5 (а) - Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

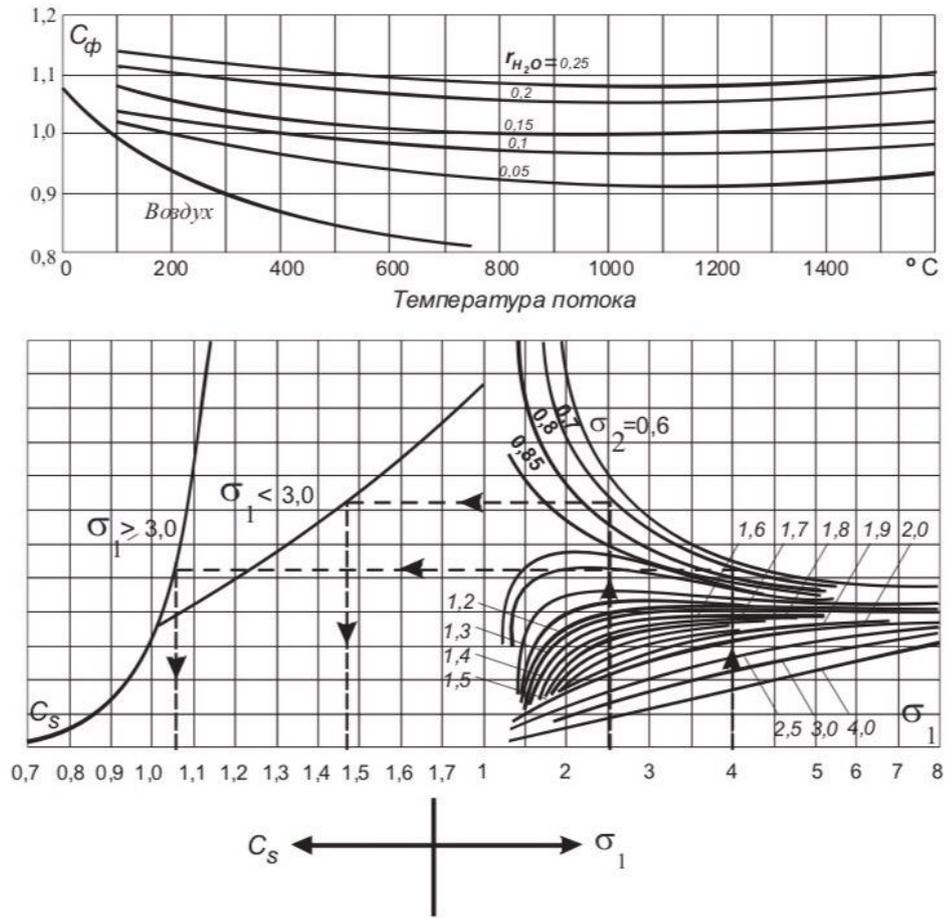
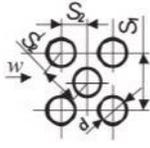


Рисунок 5 (б) - Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

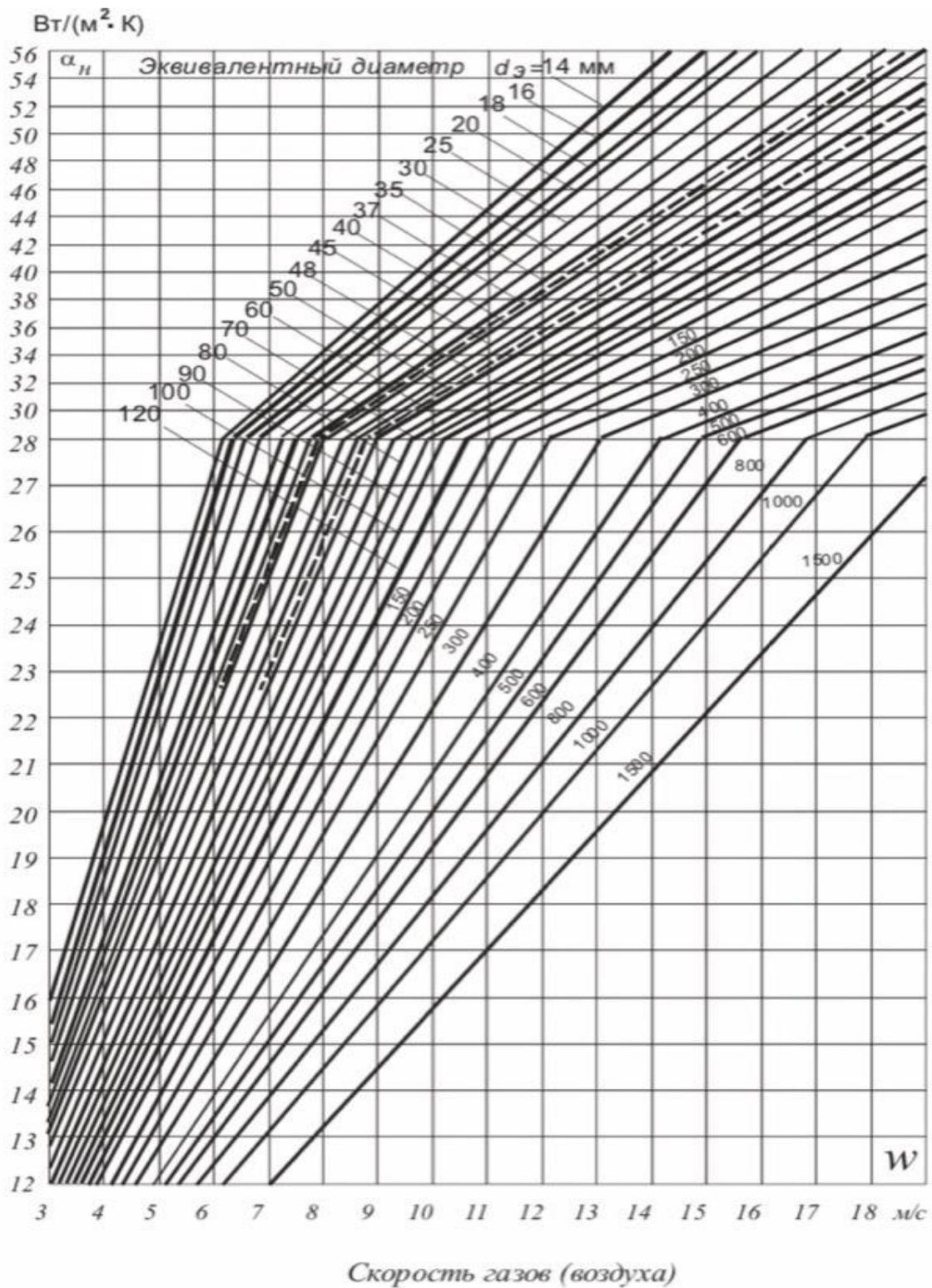


Рисунок 6 (а)- Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания

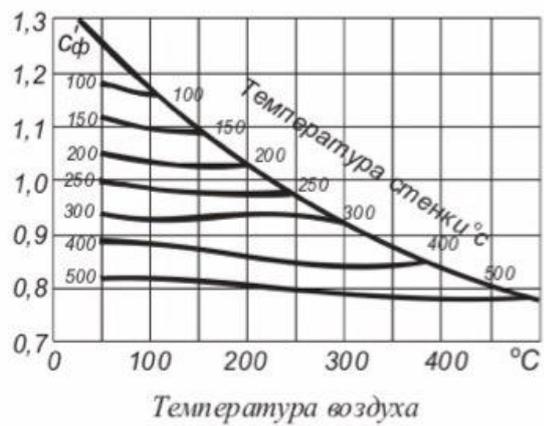
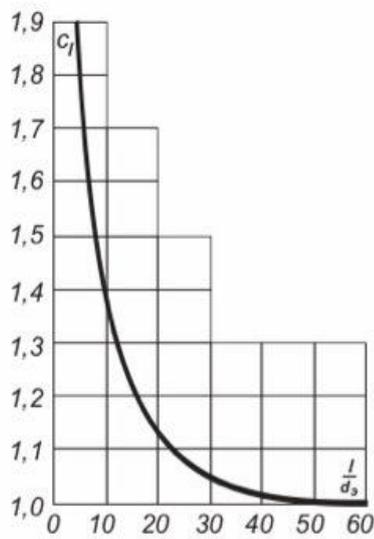
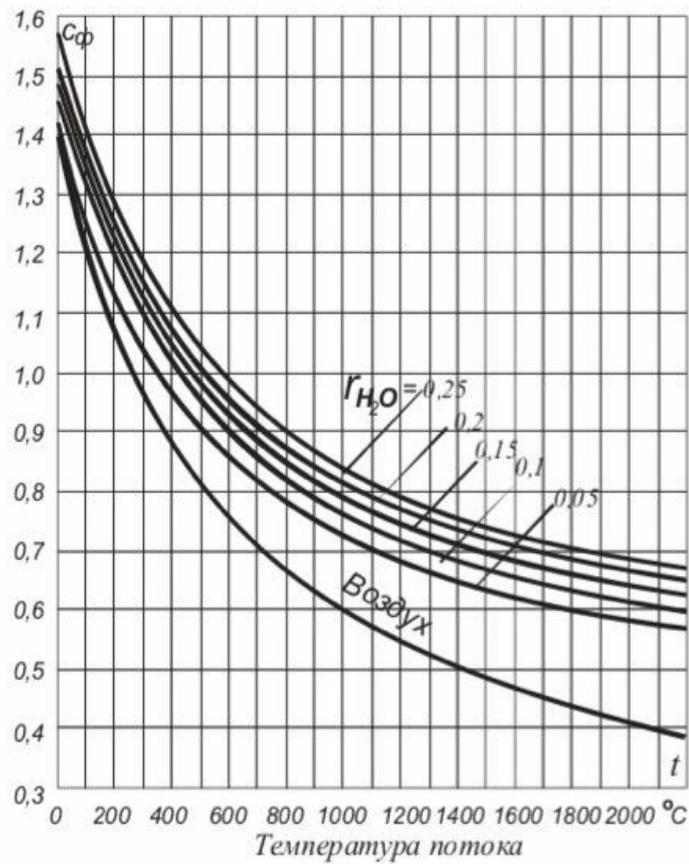


Рисунок 6 (б)- Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания

Примечание: при охлаждении и нагреве воздуха продуктов сгорания и воздуха

$$\alpha_k = C'_\phi \cdot C_l \cdot \alpha_n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°К}).$$

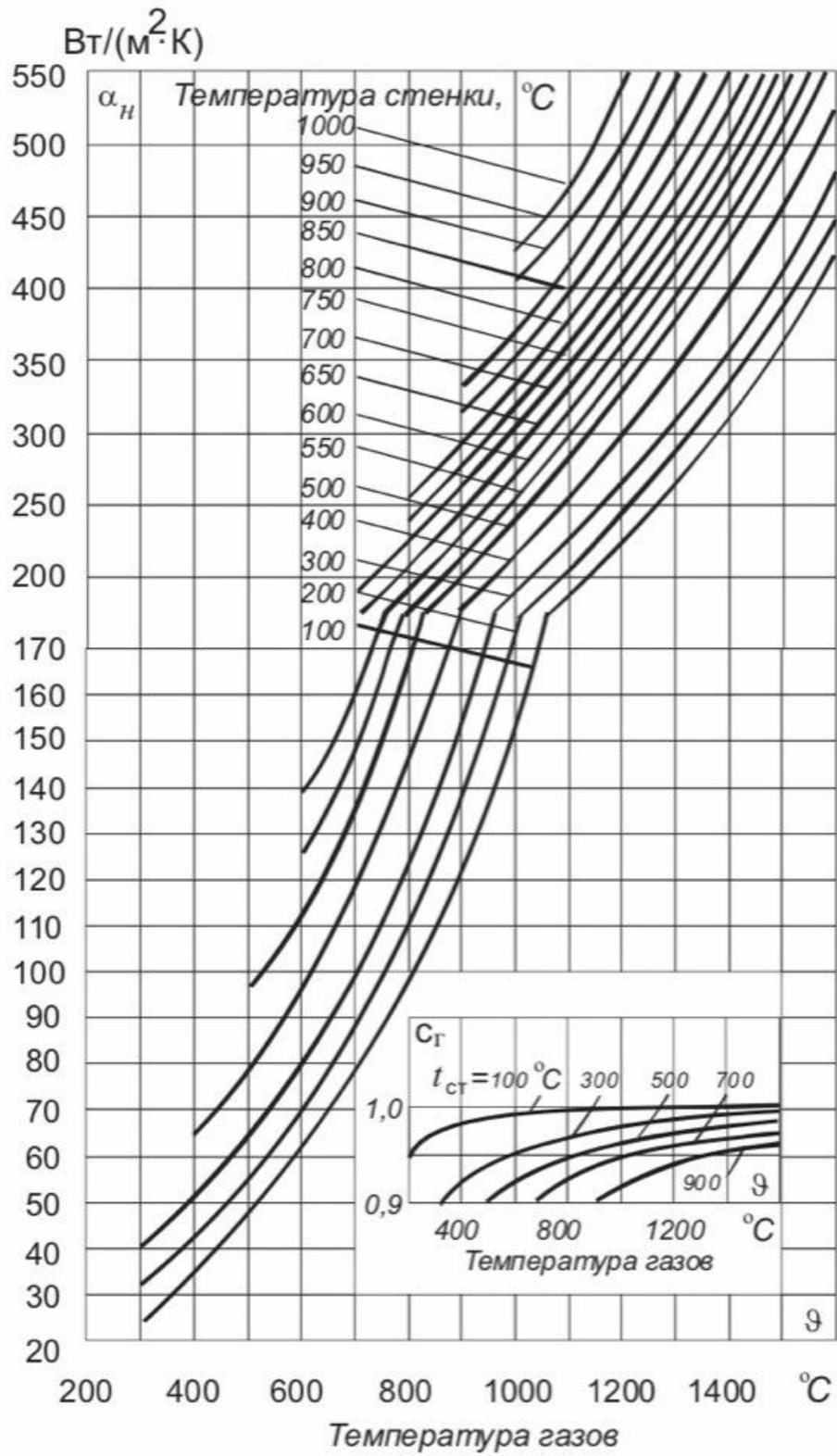


Рисунок 7- Коэффициент теплоотдачи излучением

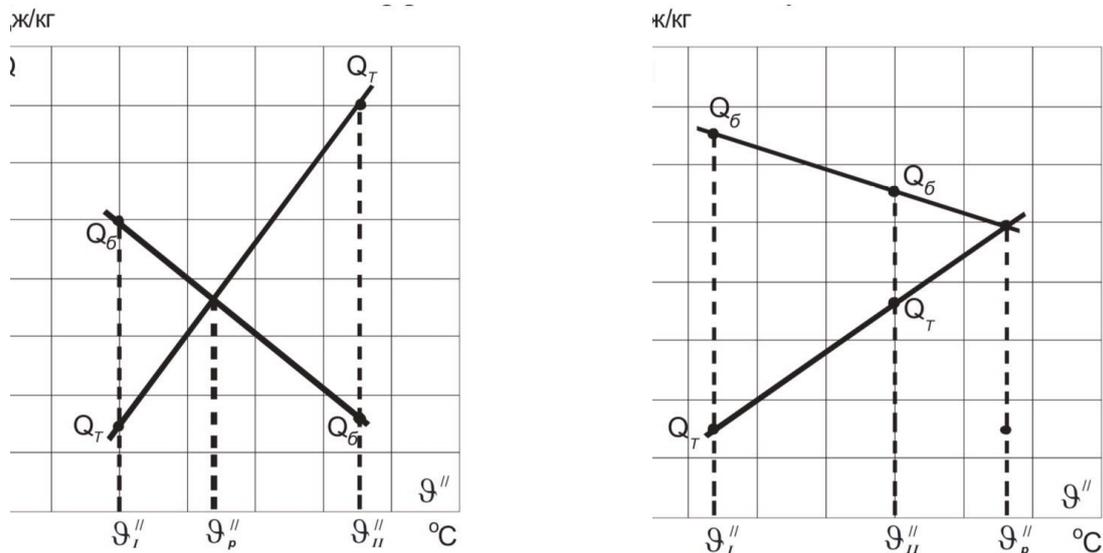


Рисунок 8 -Графическое определение расчетной температуры

Используя данные таблицы 1.10, необходимо рассчитать параметры газохода.

Таблица 1.10 -Исходные данные для расчета

№вар.	$v', ^\circ\text{C}$	$v'', ^\circ\text{C}$	n,шт	d, мм	l,м	S_1	S_2	$V_{Г, \text{м}^3} / \text{кг}$
1	200	130	10	53	3	1,3	1,5	12,3
2	280	125	12	54	2	1,4	2,0	11,5
3	170	155	11	40	5	1,5	1,5	10,8
4	210	140	13	44	6	1,4	1,8	12
5	250	140	9	53	4	1,5	1,6	11,88
6	350	180	21	53	2	1,7	2,0	10,5
7	260	160	20	50	5	1,4	1,5	9,5
8	190	170	11	44	4	1,6	1,8	5,8
9	260	150	13	51	3	1,7	1,6	7,6
10	290	130	13	35	3	1,6	1,9	10,4
11	160	120	15	40	2	1,7	2,1	8,8
12	210	160	14	44	1	1,7	2,0	9,6
13	290	180	13	40	1	1,5	1,8	10,1
14	230	140	12	53	3	1,4	1,6	12,5
15	150	125	12	53	2	1,3	1,7	11,6

Примечание: тип омывания труб принять для четных вариантов-продольный, для нечетных –поперечный.

Контрольные вопросы:

- 1 Что такое коэффициент теплопередачи?

- 2 Как определяется энтальпия газов по H - θ –диаграмме?
- 3 Как определяется коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$?
- 4 Как определяется площадь живого сечения газохода?

1.5 Практическая работа № 5. Гидравлический расчет горизонтальных кожухотрубных водоводяных подогревателей горячего водоснабжения

Цель: в ходе работы необходимо подобрать и выполнить тепловой расчет горизонтальных секционных кожухотрубных водоводяных подогревателей горячего водоснабжения при двухступенчатой смешанной схеме подключения при регулировании отпуска теплоты по нагрузке отопления

Программа занятия:

- 1 Определить расчетные расходы воды и тепла на горячее водоснабжение и теплового потока на отоплении
- 2 Построить график температур воды в тепловых сетях
- 3 Расчёт водоподогревателей горячего водоснабжения

1 Определение расчётных расходов воды и тепла на горячее водоснабжение и теплового потока на отопление

Расчет числа водоразборных приборов N производится на основании задания. Таким образом, количество водоразборных приборов в рассчитываемом квартале можно найти по формуле:

$$N = 2 \cdot n_{кв} \cdot n_{эт} \cdot n_{дом}, \quad (23)$$

где $n_{кв}$ – кол-во квартир на этаже;

$n_{эт}$ – кол-во этажей;

$n_{дом}$ – кол-во домов в квартале.

Расчет общего числа потребителей горячей воды в квартире U можно определить исходя из норматива 18 м^2 общей жилой площади на одного человека [5, п. 5.7]. Таким образом, количество потребителей U в рассчитываемом квартале можно найти:

$$U = \frac{f_{\text{эт}}}{18} n_{\text{эт}} \cdot n_{\text{кв}}, \quad (24)$$

где $f_{\text{эт}}$ – общая площадь этажа жилого дома, м^2 .

Вероятность использования санитарно-технических приборов для системы в целом определяется по формуле:

$$P_{\text{hc}}^h = \frac{3600 \cdot P^h \cdot q_0^h}{q_{0,\text{hr}}^h}, \quad (25)$$

где $q_0^h = 0,2 \text{ л/с}$ – секундный расход горячей воды одним прибором [2, п. 3.2.];

$q_{0,\text{hr}}^h = 200 \text{ л/час}$ – часовой расход горячей воды одним прибором [2, п. 3.6]

P^h – вероятность действия санитарно-технических приборов при одинаковых водоподогревателях в здании, определяется по формуле:

$$P^h = \frac{q_{\text{hr},u}^h \cdot U}{q_0^h \cdot N \cdot 3600}, \quad (26)$$

где $q_{\text{hr},u}^h$ – норма расхода горячей воды в час наибольшего водопотребления, л/ч, принимается по [2, прил.3].

Для жилых домов квартирного типа с ваннами длиной от 1500 до 1700 мм, оборудованными душами $q_{\text{hr},u}^h = 10 \text{ л/ч}$

Максимальный часовой расход воды, $\text{м}^3/\text{час}$:

$$q_{\text{hr}}^h = 0,005 \cdot q_0^h \cdot \alpha_{\text{hr}}, \quad (27)$$

где α_{hr} – коэффициент, определяемый согласно [2, прил. 4] в зависимости от общего числа приборов N , обслуживаемых проектируемой системой, и вероятности их использования P_{hr}^h

Средний часовой расход воды в сутки максимального водопотребления, м³/час:

$$q_T^h = \frac{q_u^h \cdot U}{1000 \cdot T}, \quad (28)$$

где $q_u^h = 120$ л – норма расхода горячей воды в сутки наибольшего водопотребления [2, прил.3];

T – расчетное время потребления воды, принимается 24 часа.

Средний часовой расход воды в средние сутки, м³/час:

$$q_{Tm}^h = \frac{q_{um}^h \cdot U}{1000 \cdot T} \quad (29)$$

где $q_{um}^h = 105$ л – норма расхода горячей воды в средние сутки [2, прил.3].

Коэффициент суточной неравномерности:

$$K_c = \frac{q_T^h}{q_{Tm}^h} \quad (30)$$

Коэффициент часовой неравномерности:

$$K_q = \frac{q_{hc}^h}{q_{Tm}^h} \quad (31)$$

Среднечасовой поток тепла на горячее водоснабжение, кВт:

$$Q_{hm} = 1,16 \cdot q_T^h (65 - t^c) \cdot (1 + K^t), \quad (32)$$

где $t^c = 50$ °С – температура холодной воды в зимний период [2, прил. 1],

$K^t = 0,35$ – коэффициент, учитывающий потери тепла трубопроводами.

Максимальный часовой поток на горячее водоснабжение, кВт:

$$Q_{hmax} = 1,16 \cdot (q_{hr}^h + q_T^h \cdot K^t) \cdot (65 - t^c) \quad (33)$$

Максимальный тепловой поток тепла на отопление, кВт:

$$Q'_0 = q_0 \cdot F_{жс} \cdot 10^{-3}, \quad (34)$$

где q_0 – укрупненный показатель максимального теплового потока на отопление жилых зданий на 1 м^2 общей площади, Вт/м^2 , принимается по [3, прил. 2];

$F_{жс}$ – общая жилая площадь зданий в квартале, м^2

$$F_{жс} = f_{эм} \cdot n_{эм} \cdot n_{дом} \quad (35)$$

2 Построение графика температур воды в тепловых сетях

Температурный график строится на основании заданного типа регулирования с использованием типовых графиков, приведенных в [5, таблицы 4.3 – 4.7], в зависимости от параметров сетевой воды и температуры наружного воздуха t_n при расчетных условиях

При регулировании по нагрузке отопления график температур воды в тепловой сети : τ'_1 и τ'_2 в зависимости от температуры наружного воздуха t_n представляет собой две непараллельные линии. Начало и конец отопительного периода в соответствии с рекомендациями [3] принимается при температуре

$$t_n = +8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Так как температура горячей воды должна быть не ниже $60 \text{ }^\circ\text{C}$ необходимо обеспечить ее нагревание до указанной температуры в водоподогревателях горячего водоснабжения в любое время года, то есть при любой температуре наружного воздуха. Для этого требуется поддерживать температуру воды в подающей магистрали тепловой сети не менее $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Отсюда возникает точка излома температурного графика, которая делит его на два диапазона. График температур, построенный с использованием типовых графиков с точкой излома при минимально допустимой температуре воды в подающей линии $\tau''_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, носит название отопительно-бытового (рисунок 9).

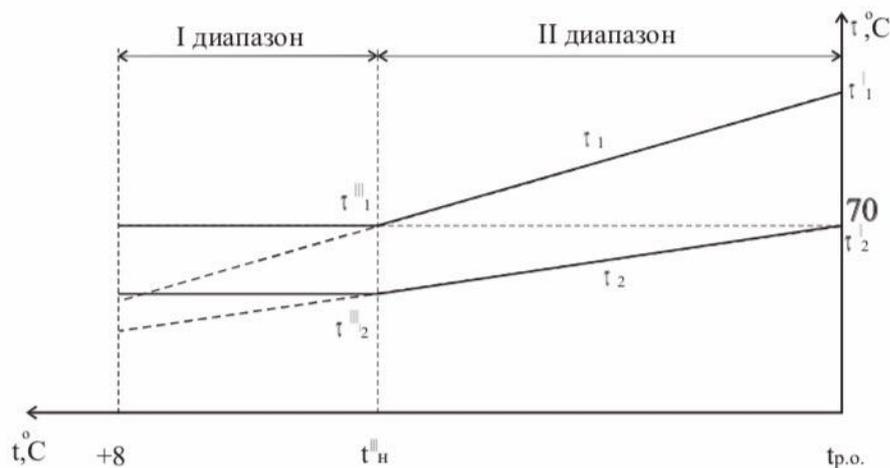


Рисунок 9 – Отопительно-бытовой график температур

По графику устанавливаются температуры воды, $^{\circ}\text{C}$, в подающей и обратной магистралях в точке излома: τ_1'' и τ_2''

3 Расчёт водоподогревателей горячего водоснабжения

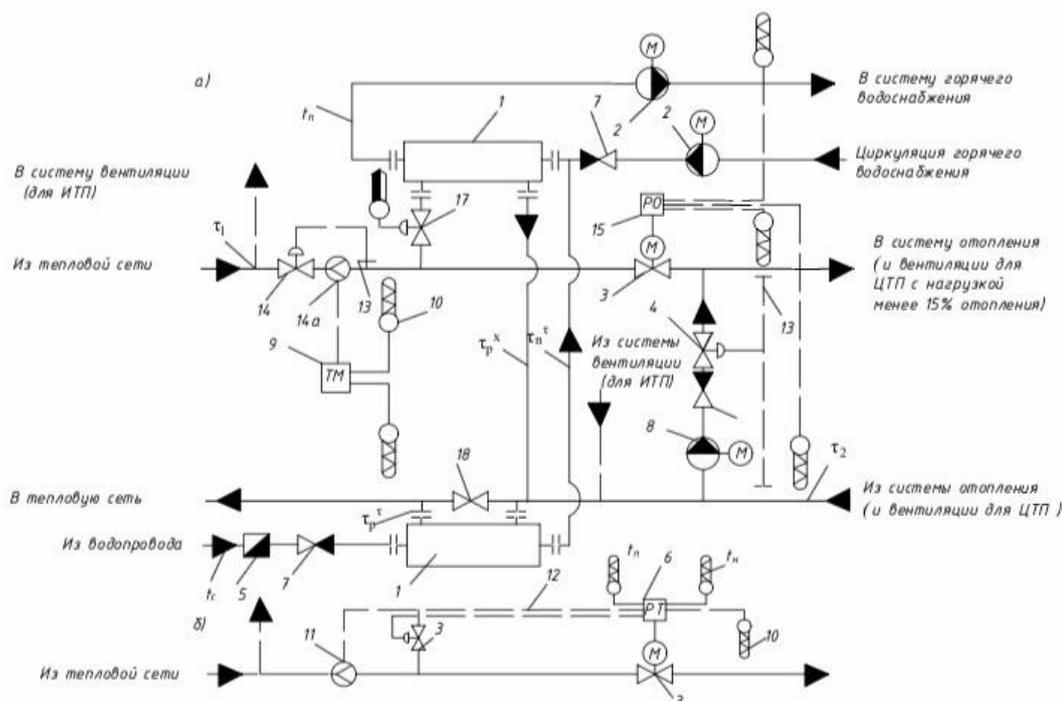
Подогреватели рассчитывают на самый неблагоприятный режим, т.е. режим, соответствующий точке излома температурного графика.

Так как тепловая нагрузка района жилищно-коммунальная, система теплоснабжения двухтрубная закрыта, то в данном случае присоединение подогревателей горячего водоснабжения выполняется по двухступенчатой смешанной схеме (рисунок 10)

Принцип работы схемы

Вода с температурой t_c из холодного водопровода, пройдя через водомер, поступает в подогреватель I-й ступени, она нагревается до температуры t_h^I и далее смешивается с циркуляционной водой, пришедшей из системы горячего водоснабжения (водой которую не разобрали потребители) и поступает в подогреватель II-й ступени, где нагревается до температуры $t_h = 60^{\circ}\text{C}$ и подаётся к водоразборным кранам. На данном кольце может стоять только один насос обозначенный на схеме 10: 1) Если давление в водопроводе достаточно для преодоления всех гидравлических сопротивлений, то на схеме устанавливается циркуляционный насос. 2) Если давления в водопроводе не достаточно для

преодоления гидравлического сопротивления системы, то устанавливается повысительно-циркуляционный насос.



1 — водоподогреватель горячего водоснабжения, 2 —повысительно-циркуляционный насос горячего водоснабжения (пунктиром — циркуляционный насос), 3 — регулирующий клапан с электроприводом, 4 —регулятор перепада давлений (прямого действия), 5—водомер для холодной воды, 6 — регулятор подачи теплоты на отопление, горячее водоснабжение и ограничения максимального расхода сетевой воды на ввод 7—обратный клапан, 8 — корректирующий подмешивающий насос, 9—теплосчетчик, 10—датчик температуры, 11—датчик расхода воды, 12—сигнал ограничений максимального расхода воды из тепловой сети на ввод, 13— датчик давления воды в трубопроводе, 14 — регулятор ограничений максимального расхода воды на ввод (прямого действия), 14а — датчик расхода воды в виде сужающего устройства (камерная диафрагма), 15—регулятор подачи теплоты на отопление, 16—задвижка, нормально закрытая, 17— регулятор подачи теплоты на горячее водоснабжение (прямого действия).

Рисунок 10— Присоединение водоподогревателей горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме в ЦТП

а — схема с самостоятельным регулятором ограничения расхода сетевой воды на ввод; б — фрагмент схемы с совмещением функций регулирования расхода теплоты на отопление, горячее водоснабжение и ограничения расхода сетевой воды в одном регуляторе.

Вода из тепловой сети, пройдя ограничитель максимального расхода и тепло счетчик, разделяется в две стороны: одна часть идёт в систему отопления, а другая часть поступает в подогреватель II-й ступени, выйдя из которого смешивается с обратной водой, пришедшей из системы отопления, и поступает в подогреватель I-й ступени, после чего уходит в тепловую сеть.

Регулирование подачи тепла на горячее водоснабжение осуществляется с помощью регулятора РТ (17) настроенного на поддержание температуры горячей воды на выходе из водоподогревателя второй ступени $t_2 = 60$ °С. Регулирование подачи теплоты на отопление осуществляется с помощью отопительного регулятора РО (15), который управляет регулирующим клапаном (3) по импульсам $t_{н, 1, 2}$, пропускает в систему отопления расчётный расход. В случае потепления в холодный период года, когда клапан начинает пропускать расход меньше расчётного расхода на отопление, регулятор перепада давлений (4) срабатывает по импульсу (13) и включает насос (8), который подмешивает воду из обратной магистрали до расчётного значения расхода в системе отопления.

В случае максимального водоразбора на горячее водоснабжение срабатывает ограничитель (14), пропускающий через себя только строго определённый расход воды. При этом регулятор (17) продолжает работать в расчётном режиме, а система отопления недополучит тепло. Она восстановит тепловой баланс в часы минимального водоразбора.

3.1 Тепловой расчёт водоподогревателей

Задачей теплового расчёта подогревателей является определение расчётной поверхности нагрева, выбор номера и количества подогревателей. К установке в ЦТП принимается двухпоточная компоновка каждой ступени водоподогревателя.

Расчетная тепловая производительность водоподогревателей, Вт, для систем горячего водоснабжения при отсутствии баков-аккумуляторов нагреваемой воды у потребителей определяются по максимальному тепловому потоку на горячее водоснабжение:

$$Q_h^{sp} = Q_{hmax} = Q_h^{spI} + Q_h^{spII} \quad (36)$$

Расчетная теплопроизводительность водоподогревателя первой ступени (ВП I), Вт:

$$Q_h^{spI} = G_{hmax} (t_h^I - t^c) \frac{c}{3,6}, \quad (37)$$

где G_{hmax} – максимальный часовой расход нагреваемой воды, кг/час, находится по формуле:

$$G_{hmax} = \frac{Q_{hmax} \cdot 3,6}{c(t_2 - t^c)}, \quad (38)$$

где c – теплоемкость воды, принимается $c = 4,19$ кДж/кг·К;

t_h^I – температура нагреваемой воды на выходе из I ступени водонагревателя, которая при зависимом присоединении системы отопления определяется по формуле:

$$t_h^I = \tau_2''' - 5 \quad (39)$$

Расчетная теплопроизводительность водоподогревателя второй ступени (ВП II), Вт:

$$Q_h^{spII} = Q_h^{sp} - Q_h^{spI} \quad (40)$$

Расход греющей воды G_d^{sp} , кг/ч, для тепловых пунктов при отсутствии вентиляционной нагрузки принимается одинаковым для I и II ступеней водоподогревателя и определяется при регулировании отпуска теплоты по нагрузке отопления по формуле:

$$G_d^{sp} = G_d^{spI} = G_d^{spII} = G_{do} + 1,2 \cdot G_{dhm}, \quad (41)$$

где G_{dhm} – расход греющей воды на горячее водоснабжение, кг/ч, находится по формуле:

$$G_{dhm} = \frac{Q_{hm} \cdot 3,6}{c(\tau_1''' - \tau_2''')} \cdot \left(\frac{55 - t_h^I}{55 - t^c} + 0,2 \right), \quad (42)$$

где τ_2''' , τ_1''' – температуры в подающей и обратной магистралях в точке излома температурного графика.

G_{do} – расход греющей воды на отопление, кг/ч, находится по формуле:

$$G_{do} = \frac{Q_0' \cdot 3,6}{c(\tau_1' - \tau_2')}, \quad (43)$$

где τ_2' , τ_1' – температуры в подающей и обратной магистралях при расчетной температуре наружного воздуха t_n ;

Температуры нагреваемой воды:

- на входе в I ступень: $t_c = 5$ °С;
- на выходе из I ступени и входе во II ступень: t_h^I ;
- на выходе из II ступени: $t_h = 60$ °С.

Температуры греющей воды, °С:

- на входе в водоподогреватель II ступени

$$\tau_1'' = \tau_1''' = 70$$
 °С;

- на выходе из водоподогревателя II ступени и на входе в водоподогреватель I ступени:

$$\tau_1' = \tau_2'' = \tau_1''' - \frac{Q_h^{spII} \cdot 3,6}{c \cdot G_d^{spII}} \quad (44)$$

- на выходе из водоподогревателя I ступени:

$$\tau_2' = \tau_1''' - \frac{Q_h^{sp} \cdot 3,6}{c \cdot G_d^{sp}} \quad (45)$$

Скорость воды в трубках принимается предварительно $\omega = 1$ м/с и определяется площадь живого сечения трубок при $\rho = 1000$ кг/м³. Для двухпоточной компоновке водоподогревателей:

$$f_{mp}' = \frac{G_{hmax}}{2 \cdot \omega \cdot \rho \cdot 3600} \quad (46)$$

По полученному $f_{тр}$ подбирается водоподогреватель [4, прил. 7, таблица 1].

Следует выписать следующие характеристики подогревателя (таблица 1.11)

Таблица 1.11 – Характеристики водоподогревателя

Наименование характеристики водоподогревателя	Значение
Наружный диаметр D_n , мм,	
Число трубок в секции n , шт	
Площадь сечения межтрубного пространства $f_{мтр}$, м ²	
Площадь сечения трубок $f_{тр}$, м ²	
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{экв}$, м	
Длина секции, м	
Поверхность нагрева одной секции принятой длины $f_{сек}$, м ²	
Трубы гладкие/ребристые	
Материал стенки трубок	
Толщина стенок трубок, $\delta_{ст}$, м	

Действительная скорость воды в трубках (должна быть в диапазоне от 0,5 до 1,2 м/с):

$$\omega_{mp} = \frac{G_{hmax}}{2 \cdot f'_{mp} \cdot \rho \cdot 3600} \quad (47)$$

Поверхность нагрева подогревателя F , m^2 , определяется по формуле:

$$F = \frac{Q_h^{sp}}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (48)$$

где $Q_h^{sp} = Q_h^{spI}$ для ВП I,

$Q_h^{sp} = Q_h^{spII}$ для ВП II,

Δt_{cp} - расчетная разность температур между греющей и нагреваемой водой, находится по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (49)$$

где Δt_{δ} , $\Delta t_{\mathcal{M}}$ - соответственно большая и меньшая разности температур между греющей и нагреваемой средой на входе и на выходе из водоподогревателя:

Для ВП I:

$$\Delta t_{\delta} = \tau_2' - t^c$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = \tau_1' - t_h^I$$

Для ВП II:

$$\Delta t_{\delta} = \tau_2'' - t_h^I$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = \tau_1''' - t_h^I$$

k - коэффициент теплопередачи водонагревателя рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{нак}}{\lambda_{нак}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (50)$$

где $\beta = 0,8 - 0,95$ коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб в зависимости от химических свойств воды;

$\delta_{ст}$ - толщина стенки трубки, м, принимается по техническим характеристикам выбранного водоподогревателя;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубок, для латуни принимается $\lambda_{ст} = 104,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\delta_{нак}$ – толщина слоя накипи, м, принимается на основании эксплуатационных данных для конкретного района с учетом качества воды. При отсутствии данных допускается принимать равной 0,0005 м; $\lambda_{нак} = 2,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности накипи;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, находится по формуле:

$$\alpha_1 = 1,16 \left[1210 + 18t_{cp}^{sp} - 0,038(t_{cp}^{sp})^2 \right] \frac{\omega_{мтр}^{0,8}}{d_{экв}^{0,2}}, \quad (51)$$

здесь t_{cp}^{sp} – средняя температура греющей воды, $^\circ\text{C}$, находится по формуле:

$$t_{cp}^{sp} = \frac{t_{ex}^{sp} - t_{вых}^{sp}}{2} \quad (52)$$

$\omega_{мтр}$ – скорость воды в межтрубном пространстве, м/с:

$$\omega_{мтр} = \frac{G_d^{sp}}{2 \cdot 3600 \cdot f_{мтр} \cdot \rho} \quad (53)$$

α_2 – коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$:

$$\alpha_2 = 1,16 \left[1210 + 18t_{cp}^H - 0,038(t_{cp}^H)^2 \right] \frac{\omega_{тр}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}, \quad (54)$$

здесь t_{cp}^H – средняя температура греющей воды, $^\circ\text{C}$, находится по формуле:

$$t_{cp}^H = \frac{t_{ex}^H + t_{вых}^H}{2} \quad (55)$$

Число секций водонагревателя в одном потоке N , шт, исходя из двухпоточной компоновки определяется по формуле:

$$N = \frac{F}{2 \cdot f_{сек}} \quad (56)$$

Так как количество секций водоподогревателя – число целое, то получившееся значение N необходимо округлить до целого числа следующим образом: если дробная часть его составляет значение менее либо равно 0,2, то число N следует округлить в меньшую сторону, если более 0,2 – следует округлить N в большую сторону.

3.2. Гидравлический расчёт водоподогревателей

Потери давления в водоподогревателях горячего водоснабжения следует определять для первой и второй ступени отдельно по следующим формулам:

Потери давления ΔP_n , кПа, для нагреваемой воды, проходящей в трубках:

$$\Delta P_n = \varphi \cdot 7,5 \cdot \left(\frac{q_{hr}^n}{2 \cdot f_{mp} \cdot \rho} \right)^2 \cdot N, \quad (57)$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование; принимается по опытным данным, при их отсутствии следует принимать $\varphi = 2 \div 3$;

Потери давления $\Delta P_{гр}$, кПа, для греющей воды, проходящей в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{гр} = B \cdot (\omega_{mp})^2 \cdot N, \quad (58)$$

где B – коэффициент, принимаемый по [4, прил. 7, таблица 3].

4 Задание к выполнению практической работы

В ходе расчетно-графической работы, используя данные таблицы 1.12, необходимо подобрать и выполнить тепловой расчет горизонтальных секционных кожухотрубных водоводяных подогревателей горячего водоснабжения при двухступенчатой смешанной схеме подключения при регулировании отпуска теплоты по нагрузке отопления при следующих исходных данных:

расчетная температура наружного воздуха t_n , °С,

расчетные параметры теплоносителя $\tau_1' / \tau_{2,o}'$, °С,

температура горячей воды $t_g = 60$ °С,

температура холодной воды $t_c = 5$ °С

Таблица 1.12 – Исходные данные к расчету

№ вар	t_i , °С	τ_1' / τ_2' , °С	Кол-во квартир на этаже	Этажность	Кол-во домов в квартале
1	33	150/70	3	4	9
2	34	140/70	4	5	7
3	35	130/70	2	6	8
4	36	150/70	4	7	6
5	37	140/70	3	8	5
6	38	130/70	4	9	7
7	39	150/70	5	4	6
8	40	140/70	3	5	7
9	26	130/70	5	6	7
10	27	150/70	3	7	6
11	28	140/70	4	8	5
12	29	130/70	2	9	5
13	30	150/70	4	4	7
14	31	140/70	3	5	6
15	32	130/70	6	6	8

Контрольные вопросы:

- 1 Что такое максимальный часовой расход воды и как его определить?
- 2 Что такое коэффициент суточной неравномерности?
- 3 Как определяется среднечасовой поток тепла на горячее водоснабжение?

4 Как определяется расчетная тепловая производительность водоподогревателей для систем горячего водоснабжения при отсутствии баков-аккумуляторов нагреваемой воды у потребителей ?

1.6 Практическая работа №6. Исследование теплотехнических и гидравлических характеристик пластинчатого теплообменника

Цель: углубление знаний в области использования и эксплуатации тепломассообменного оборудования

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с теорией
- 2 Определить коэффициент теплопередачи и гидравлические характеристики пластинчатого теплообменника

Коэффициент теплопередачи пластинчатого теплообменника k , Вт/(м² К) характеризует интенсивность переноса тепла от греющего теплоносителя к нагреваемому через твердую стенку-пластину и определяется по формуле:

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (59)$$

где β - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплоотдачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным $0,7 \div 0,85$;

$\delta_{ст}$ - толщина стенки пластины, м;

$\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности материала стенки пластины, Вт/(м² К).

В последнее время в системах отопления стали использовать пластинчатые теплообменники (ПТ) как отечественного, так и зарубежного производства. Конструктивные особенности такого теплообменника представлены на рисунках 11 и 12. По сравнению с кожухотрубными теплообменниками они обладают как

достоинствами, так и недостатками. К достоинствам следует отнести: малые габариты, малый вес, простой монтаж и обслуживание, большой коэффициент теплопередачи.

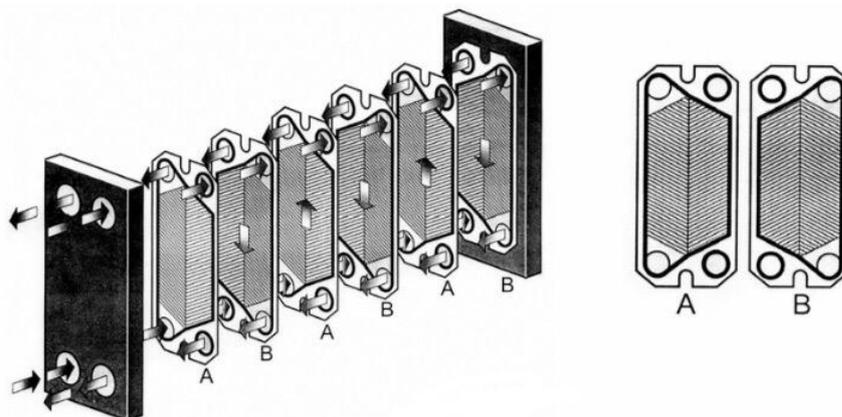
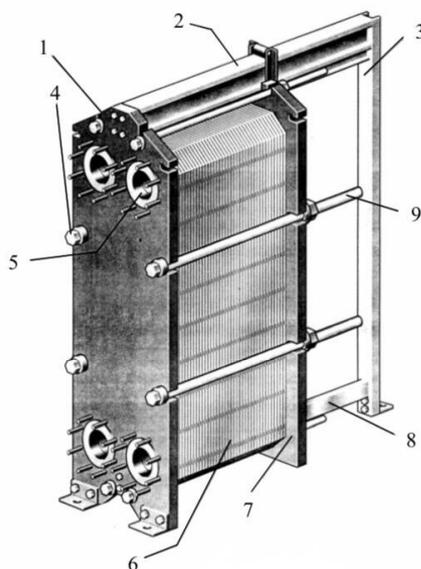


Рисунок 11 – Конструктивные особенности пластинчатого теплообменника

Наряду с достоинствами ПТ имеют и недостатки: требуется замена прокладок между пластинами после чистки, наблюдается деформация пластин из-за разности давлений на поверхности пластин, более чувствительны к загрязнению теплоносителя, что резко снижает значение коэффициента теплопередачи теплообменника.



1 – опорная пластина; 2 – несущий стержень; 3 – опорная стойка; 4 – стягивающие болты; 5 – соединения; 6 – каналные пластины; 7 – прижимная пластина; 8 – направляющий стержень; 9 – защита болтов.

Рисунок 12 – Основные элементы ПТ

Пластинчатый теплообменник состоит из набора гофрированных металлических пластин с отверстиями для прохождения двух жидкостей, между которыми и происходит теплопередача. Набор пластин собирается между опорной и прижимной пластинами и сжимается стягивающими болтами. Пластины снабжены прокладками, которые уплотняют канал и направляют жидкости в другие каналы. Гофрированное строение пластин способствует завихрению жидкости и уменьшает влияние перепадов давления на пластины. Пластина А - это пластина с "ёлочным" рисунком, направленным вниз. Пластина В - это пластина с "ёлочным" рисунком, направленным вверх.

Ниже приводится методика расчета ПТ отечественного производства по ГОСТ 15518-87. Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м² К) от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле:

$$\alpha_1 = 1,16A \left[23000 + 283t_{cp} - 0,63(t_{cp}^{sp})^2 \right] v_{cp}^{0,73}, \quad (60)$$

где A - коэффициент, зависящий от типа пластин; t_{cp} - средняя температура, °С соответствующего теплоносителя

Коэффициент тепловосприятости α_2 , Вт/(м² К) от стенки пластины к нагреваемой воде:

$$\alpha_2 = 1,16A \left[23000 + 283t_{cp}^H - 0,63(t_{cp}^{sp})^2 \right] v_{cp}^{0,73}, \quad (61)$$

где A - коэффициент, зависящий от типа пластин;

t_{cp} - средняя температура, °С соответствующего теплоносителя

$$t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}, \quad (62)$$

где $t_{вх}$, $t_{вых}$ - температура теплоносителя соответственно на входе и выходе из теплообменника, °С.

Фактическая скорость греющей и нагреваемой воды, м/с, находим по формулам:

$$v_{cp} = \frac{G_{cp}}{f_{cp} \cdot \rho_{cp}} \quad (63)$$

$$v_n = \frac{G_n}{f_n \cdot \rho_n}, \quad (64)$$

где $f_{гр}$, f_n - общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды m^2 ;

ρ - плотность воды, kg/m^3 ;

$G_{гр}$, G_n – расход, $kg/ч$, соответственно, греющей и нагреваемой воды:

$$Q_0 = G_{гр} \cdot (t_1 - t_2)C \quad (65)$$

$$Q_0 = G_n \cdot (t_{01} - t_{02})C, \quad (66)$$

где Q_0 - расчетная тепловая мощность водоподогревателя, Вт;

C - удельная теплоемкость воды, $kJ/(kg \cdot K)$;

t_1 - температура греющей воды на входе в водоподогреватель, $^{\circ}C$;

t_2 - температура греющей воды на выходе из водоподогревателя, $^{\circ}C$;

t_{01} - температура нагреваемой воды на выходе из водоподогревателя, $^{\circ}C$;

t_{02} - температура нагреваемой воды на входе в водоподогреватель, $^{\circ}C$.

Расчетную поверхность нагрева водоподогревателя F , можно определить по формуле:

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (67)$$

где Δt_{cp} - температурный напор водоподогревателя определяется по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1 - t_{02}) - (t_{01} - t_2)}{2,31lg \frac{t_1 - t_{01}}{t_2 - t_{02}}} \quad (68)$$

Действительная поверхность нагрева F_g , всего подогревателя определяется из выражения:

$$F_g = (2mx - 1)f_{nl}, \quad (69)$$

где m - число каналов по нагреваемой воде;

f_{nl} - поверхность нагрева одной пластины, м²;

x - количество ходов в теплообменнике:

$$x = \frac{F + f_{nl}}{2mf_{nl}} \quad (70)$$

Потери давления Δp , кПа, определяют по формулам:

для нагреваемой воды

$$\Delta p_n = \varphi B (33 - 0,08t_{cp}^n) v_n^{1,75} x \quad (71)$$

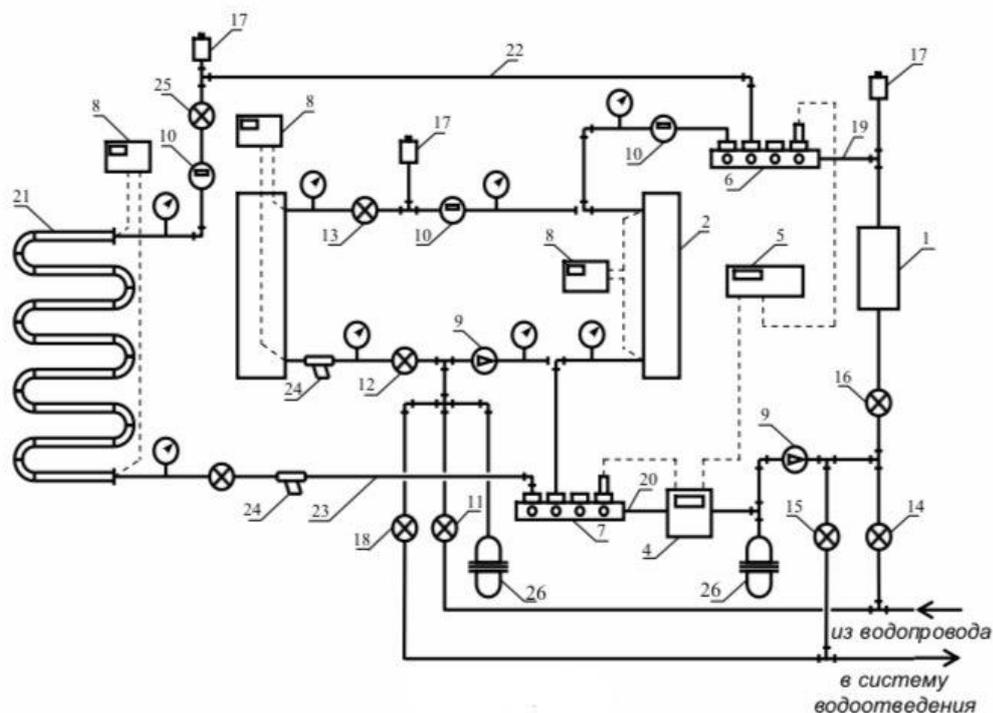
для греющей воды

$$\Delta p_{cp} = \varphi B (33 - 0,08t_{cp}^{cp}) v_{cp}^{1,75} x, \quad (72)$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей воды равен 1,0, а для нагреваемой воды - 1,5;

B - коэффициент, зависящий от типа пластины ($B = 4,5$).

Расчет производится используя данные таблицы 1.13 и схеме пластинчатого теплообменника приведенной на рисунке 13.



1— электродкотел; 2 – теплообменник; 3 – система отопления; 4 – расходомер; 5 – теплосчётчик; 6,7 – коллекторы; 8 – температурные датчики; 9 – насос; 10 – тахометрические счетчики; 11,12,13,14,15,16,18,25 – шаровые краны; 17 – автоматические воздухоотводчики; 19,22 – подающий трубопровод; 20,23 – обратный трубопровод; 21–змеевиковый теплообменник; 24– элеватор; 26 – расширительный бак

Рисунок 13– Принципиальная схема для испытания ПТ

Система заполняется холодной водой из водопровода при следующих положениях запорнорегулирующей арматуры: шаровые краны 11,12,13,14,16 — открыты, краны на коллекторах 6 и 7 открыты, а краны 15 и 18 закрыты. Воздух удаляется из системы с помощью автоматических воздухоотводчиков 17. Заполнив систему теплоносителем, включают генератор тепла 1 и циркуляционные насосы 9. Горячая вода по подающему трубопроводу 19 поступает в коллектор 6, оттуда в пластинчатый теплообменник 2, где передается часть тепла вторичному теплоносителю, циркулирующему в системе отопления 3. Охлажденная вода из теплообменника 2 поступает в коллектор 7 и по обратному трубопроводу 20 насосом 9 перекачивается в электродкотел 1. Значения температур воды на входе $t_{вх}$ и выходе $t_{вых}$ из системы отопления 3 и теплообменника 2 фиксируются с помощью датчиков 8. Расход теплоносителя в системе отопления и

через теплообменник определяется по показаниям тахометрических счетчиков 10. Общий расход тепла в системе определяется по показаниям расходомера 4 и теплосчётчика 5. Постоянство расхода воды в системе обеспечивается неизменным уровнем воды в закрытом расширительном баке 26. Испытания теплообменника проводятся только при установившемся режиме. Определив экспериментальные значения $t_{вх}$, $t_{вых}$, $G_{гр}$, $G_{н}$, по формулам (3.33÷3.38) рассчитывают коэффициент теплопередачи k теплообменника, его расчетную и действительную поверхность, а также потери давления в подогревателе по нагреваемой и греющей воде при $m=3$, $f_{пл}=0,032 \text{ м}^2$, $\delta_{ст} = 0,5 \text{ мм}$, $\lambda_{ст}=16 \text{ Вт/(м К)}$, $F_g=0,416 \text{ м}^2$.

Таблица 1.13- Исходные данные для расчета

NN	Теплоносители		Расход, кг / с		Температура, °С			
	1-горячий	2-холодный	G_1	G_2	t_1'	t_{01}''	t_2'	t_{02}''
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Вода	Вода	2,0	1,2	105	65	27	62
2	Вода	Вода	2,3	3,0	100	60	20	45
3	Вода	Вода	1,6	4,0	120	70	15	50
4	Вода	Вода	2,0	2,0	95	65	15	45
5	Вода	Вода	2,3	1,2	100	65	17	50
6	Вода	Вода	5,0	4,0	105	55	18	70
7	Вода	Вода	2,5	2,0	125	60	22	65
8	Вода	Вода	3,0	3,0	105	60	40	80
9	Вода	Вода	2,0	0,8	105	70	17	54
10	Вода	Вода	1,5	1,6	100	70	15	45

Продолжение таблицы 1.13

1	2	3	4	5	6	7	8	9
11	Вода	Вода	4,0	3,0	110	60	20	55
12	Вода	Вода	2,3	4,5	100	55	18	50
13	Вода	Вода	1,6	4,0	95	60	15	45
14	Вода	Вода	2,0	2,0	95	50	23	71
15	Вода	Вода	2,0	1,2	130	70	18	55
Примечание – для расчетов принять $\delta_{ст} = 0,004$, м; $\lambda_{ст} = 113$ Вт/(м ² К).								

Контрольные вопросы

- 1 Какие факторы влияют на теплоотдачу теплообменника?
- 2 Принцип действия ПТ.
- 3 Достоинства и недостатки ПТ
- 4 Что включает в себя принципиальная схема с ПТ?

3 Лабораторные работы

2.1 Лабораторная работа №1. Построение пьезометрического графика давления двухтрубной тепловой сети закрытой системы теплоснабжения

Цель: углубление знаний в сфере гидравлических расчетов систем теплоснабжения.

Программа занятия:

- 1 Изучить методику проведения эксперимента
- 2 Используя исходные данные, рассчитать гидравлические характеристики данной тепловой сети
- 3 Построить пьезометрический график давлений

В ходе работы тепловых сетей в абонентских системах и в определенных точках образуются различные напоры и давления, которые находятся в зависимости между собой:

$$H = p \cdot \gamma, \quad (73)$$

где H – напор в определенной точке тепловой сети, м вод. ст.;

p – давление, Па;

γ – удельный вес теплоносителя, Н/м³.

Напор H представляет собой давление, выраженное в линейных единицах столба жидкости, передаваемой по трубопроводу. Подобно между собой связаны потери напора и давления в тепловых сетях.

Падение давления (напора) при перемещении теплоносителя по трубопроводу состоит из потерь по длине и потерь в местных сопротивлениях:

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_M, \quad (74)$$

где Δp_L – линейное падение давления, обуславливаемое шероховатостью внутренней стенки трубопровода;

Δp_M – падение давления в местных сопротивлениях (задвижки, краны колена, шайбы, переходы, тройники и т. д).

Линейные потери давления рассчитываются по уравнению Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_L = \lambda \cdot (l/d) \cdot \frac{W^2}{2\rho}, \quad (75)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина трубопровода, м;

d – диаметр трубопровода, м;

W – скорость движения теплоносителя, м/с;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитываются по формуле:

$$\Delta p_M = \frac{\sum \xi W^2}{2\rho}, \quad (76)$$

где ξ – коэффициент местных сопротивлений, определяемый по справочным данным.

В случае выражения скорости движения теплоносителя через его расход, падение давления определится как:

$$p = S \cdot V_p^2, \quad (77)$$

где S – коэффициент пропорциональности, определяющий сопротивление сети;

V_p – объемный расход теплоносителя, м³/ч.

В теплосетях напоры подразделяются на:

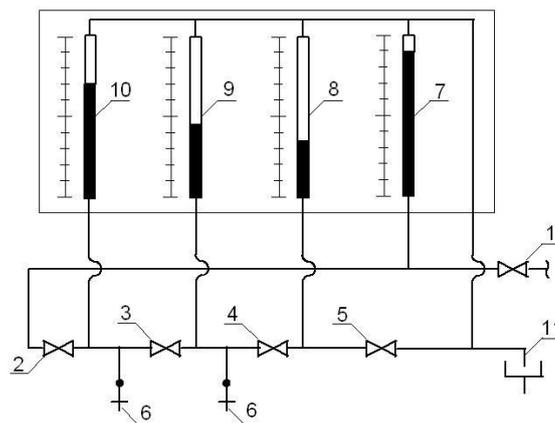
- полный напор H_0 – напор, рассчитываемый от условно выбранного уровня (уровень пола источника тепла или уровень земли);
- пьезометрический напор H_{II} – напор, рассчитываемый от уровня прокладки трубопровода (уровень земли);

- располагаемый напор H_p – разность пьезометрических напоров в прямой и обратной линиях теплосети;
- падение напора ΔH (падение давления) – разность пьезометрических напоров в начале трубопровода и на вводе у потребителя.

Для определения диаметра трубопровода при известном расходе требуется выбрать наиболее рациональное и экономически выгодное удельное падение давления и принять давление в различных точках трубопровода теплоснабжающей системы.

Экспериментальная установка

Экспериментальная установка представляет собой модель закрытой системы теплоснабжения и позволяет проводить исследование различных гидравлических режимов работы системы. Принципиальная схема экспериментальной установки изображена на рисунке 14.



1, 2, 3, 4, 5 – регулирующие вентили; 6 – кран; 7, 8, 9, 10 – манометры для определения уровня давления; 11 – спускной патрубок

Рисунок 14 – Схема экспериментальной установки

В состав установки для проведения экспериментов входят: система пьезометрических трубок для определения напора; сеть трубопроводов с диаметром труб от 20 до 25 мм; регулирующие вентили, служащие для моделирования падения давления по длине трубопровода и в местных сопротивлениях; краны, используемые при моделировании работы открытой системы теплоснабжения; спускной патрубок для подключения водомерного сосуда.

Методика проведения эксперимента

1 Из системы ГВС трубопроводы заполняются водой, при этом в системе устанавливается статическое давление. Все регулирующие вентили поставить в открытое положение.

2 Для моделирования гидравлических потерь воды вентили 2, 3, 4, 5 прикрываются, после установления постоянного расхода. К патрубку 11 подсоединяется водомерный сосуд для измерения расхода воды в системе. Кран 6 закрыт.

3 По показаниям пьезометрических трубок, установленных по ходу движения теплоносителя, определяется пьезометрическое давление в трубопроводе.

4 Проводится отсчет показаний водомера за промежуток времени n , мин.

5 Рассчитываются диаметры труб на участках сети. Используя регулирующие вентили 1, 2, 3, 4, 5 устанавливаются требуемые гидравлические режимы сети.

Методика расчета

1 Используя приведенные показания пьезометров в таблице 2.1, строится пьезометрический график для рассматриваемого гидравлического режима работы сети.

2 Разностью показаний в пьезометрических трубках определяется падение давления на участках сети:

$$\Delta p_1 = p_7 - p_{10}, \quad (78)$$

где Δp_1 – падение давления на первом участке (по показаниям пьезометров 7 и 10).

3 С помощью водомерного сосуда определяется расход воды:

$$V_p = \frac{V'}{60 \cdot 10^3 \cdot n}, \quad (79)$$

где V_p – объемный расход воды в системе, $\text{м}^3/\text{с}$;

V' – объем водомерного сосуда, л;

n – время заполнения водомерного сосуда, мин.

4 По известным диаметрам труб d_{BH} (м) определяется скорость движения теплоносителя:

$$W = \frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot d_{BH}^2}, \quad (80)$$

где d_{BH} – внутренний диаметр трубопровода;

V_p – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$.

5 Массовый расход теплоносителя, необходимый при определении потерь давления, рассчитывается как:

$$G = V_p \cdot \rho \quad (81)$$

6 Падение давления на i -м участке сети определяется по формуле:

$$\Delta p_i = \Delta p_{Л} + \Delta p_{М} = R_{Л}(l + l_{Э}), \quad (82)$$

где $R_{Л}$ – удельное падение давления по длине участка трубопровода, Па/м;

l – длина участка трубопровода, м;

$l_{Э}$ – эквивалентная длина местных сопротивлений, м.

7 Удельное падение давления по длине участка трубопровода определяется следующим образом:

$$R_{Л} = \frac{\lambda \cdot W^2 \cdot d_{BH}}{2\rho}, \quad (83)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина);

W – скорость движения теплоносителя, м/с;

ρ – плотность теплоносителя, $\rho = \rho(t)$, $\text{кг}/\text{м}^3$;

G – массовый расход теплоносителя, $\text{кг}/\text{с}$.

8 Эквивалентная длина местных сопротивлений рассчитывается по формуле:

$$l_{\text{Э}} = \frac{\sum \zeta \cdot 9,09 \cdot d_y^{1,25}}{K_{\text{Э}}}, \quad (84)$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке, Э - эквивалентная шероховатость; $K_{\text{Э}} = 0,005$ м.

Таблица 2.1– Исходные данные к расчету

№ вар.	Объем сосуда, л	n, мин	Показания пьезометров, мм.вод. ст				Диаметр $d_y \cdot 10^{-3}$, м	Длины участков, м		V, м ³ /с	W, м/с	R _л , Па/м	Δp, Па	ΣΔp, Па
			p ₁₀	p ₉	p ₈	p ₇		L	l _Э					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	100	1	11	15	28	34	32	20						
2	200	5	20	28	36	49	40	30						
3	280	2	40	55	68	71	50	40						
4	320	7	36	44	52	67	63	35						
5	350	9	25	33	41	55	40	25						
6	400	8	13	20	25	32	32	40						
7	250	2	41	49	54	68	80	48						
8	550	10	18	22	29	33	50	29						
9	200	4	21	26	34	41	63	27						

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
10	350	9	23	27	35	45	80	45						
11	400	2	39	43	55	64	40	50						
12	250	5	43	49	52	58	32	60						
13	100	8	10	25	39	47	80	65						
14	150	3	15	22	23	36	50	47						
15	450	10	29	38	43	51	63	29						
Примечание – для расчетов принять $\lambda = 0,32$ м; $\Sigma\zeta = 2$														

Контрольные вопросы:

- 1 Что такое напор?
- 2 Чем отличается полный напор от пьезометрического напора?
- 3 Как связаны между собой потери давления и напора?
- 4 Чем вызваны потери давления и какие виды потерь выделяют?
- 5 Как определить удельные падения давления по длине трубопровода?
- 6 Что такое гидравлическая характеристика системы и как она определяется?
- 7 Что такое закрытая система теплоснабжения?
- 8 Дайте определение понятия «гидравлическая устойчивость».
- 9 Какими мерами можно повысить «гидравлическую устойчивость системы»?
- 10 Что такое эквивалентная длина местных сопротивлений?

2.2 Лабораторная работа № 2. Построение пьезометрического графика давления двухтрубной тепловой сети открытой системы теплоснабжения

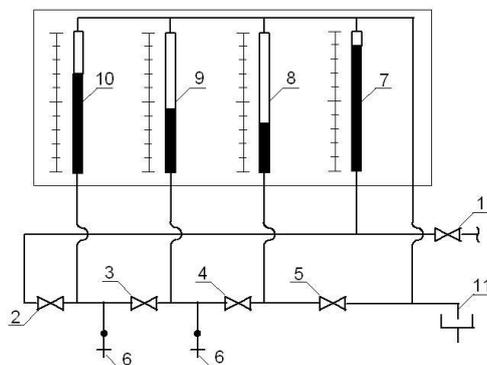
Цель занятия: закрепление знаний в области условий эксплуатации открытых систем теплоснабжения.

Программа занятия:

- 1 Изучить методику проведения эксперимента
- 2 Используя исходные данные, рассчитать гидравлические характеристики данной тепловой сети
- 3 Построить пьезометрический график давлений

При расчете гидравлических характеристик используются формулы, приведенные в лабораторной работе № 1.

Экспериментальная установка, принципиальная схема которой показана на рисунке 15, применяется для моделирования гидравлических режимов открытых систем теплоснабжения.



1, 2, 3, 4, 5 – регулирующие вентили; 6 – кран; 7, 8, 9, 10 – манометры для определения уровня давления; 11 – спускной патрубок

Рисунок 15 – Схема экспериментальной установки

Методика проведения эксперимента

1 Из системы ГВС трубопроводы заполняются водой, при этом в системе устанавливается статическое давление. Все регулирующие вентили поставить в

открытое положение, с целью избежать аварийные ситуации, когда давление внутри системы превосходит предел прочности пьезометрических трубок, что приводит к их разрыву.

2 Для моделирования гидравлических потерь, после установления постоянного расхода воды, прикрываются вентили 2, 3, 4, 5.

3 Открываются вентили с целью моделирования работы потребителей тепла.

4 По показаниям пьезометрических трубок, фиксированных по ходу движения теплоносителя, определяется пьезометрическое давление в трубопроводе.

5 Определяются диаметры труб на участках сети, длины участков и показатели местных сопротивлений .

6 С помощью регулирующих вентилях устанавливаются необходимые гидравлические режимы сети.

Методика расчета

Методика расчета аналогична методике, приведенной в лабораторной работе №1, кроме того, что расчетный расход теплоносителя для системы рассчитывается как сумма объемов водомерных сосудов I, II, III, заполненных за один промежуток времени. Суммарный объем воды в системе равен:

$$V_p = V_I + V_{II} + V_{III} , \quad (84)$$

где V_p – объемный расход воды в системе ;

V_I – объемный расход теплоносителя через спускной патрубков, м³/с;

V_{II} , V_{III} – объемные расходы воды через краны для моделирования потребителей тепла, м³/с.

Падение давления на участке сети определяется по формулам, представленным в лабораторной работе №1, с учетом изменения расхода теплоносителя на участках.

Используя исходные данные таблицы 2.2. рассчитать гидравлические характеристики работы теплосети. Результаты расчета и обработки измерений занести в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Исходные данные к расчету

Номер варианта	Объем водомерного сосуда, л			Время заполнения сосуда, мин			Показания пьезометров				Диаметр $d_y \cdot 10^{-3}$, м	Длина участка, м		V, м ³ /с	W, м/с	R _л , Па/м	Δр, Па	ΣΔр, Па
	I	II	III	I	II	III						l	l _э					
1	5	10	15	5	7	10	11	15	28	34	32	20						
2	10	20	30	10	13	15	20	28	36	49	40	30						
3	20	28	32	8	10	12	40	55	68	71	50	40						
4	28	32	36	15	10	17	36	44	52	67	63	35						
5	30	35	40	10	15	20	25	33	41	55	40	25						
6	35	40	45	11	20	25	13	20	25	32	32	40						
7	20	25	30	12	24	36	41	49	54	68	80	48						
8	45	55	60	13	20	23	18	22	29	33	50	29						
9	10	20	30	14	16	18	21	26	34	41	63	27						
10	25	35	45	19	25	35	23	27	35	45	80	45						
11	20	40	60	20	22	26	39	43	55	64	40	50						
12	20	25	30	15	20	25	43	49	52	58	32	60						
13	5	10	20	18	26	38	10	25	39	47	80	65						
14	10	15	25	13	20	26	15	22	23	36	50	47						
15	35	45	55	10	20	30	29	38	43	51	63	29						

Контрольные вопросы:

- 1 Как рассчитывается напор?
- 2 Чем отличается пьезометрический график от графика давлений в конденсатных сетях?€
- 3 Как связаны между собой потери давления и напора?
- 4 Чем вызваны потери давления, и какие виды потерь выделяют?
- 5 Как зависит расход воды на отопление от режима водоразбора и чем определяется?
- 6 Чем вызвана установка насосных и дроссельных подстанций?
- 7 Как влияет работа насосной подстанции на вид пьезометрического графика тепловой сети?
- 8 Как определяются потери напора в сети при водоразборе для открытой системы теплоснабжения?

2.3 Лабораторная работа №3. Расчет П-образного компенсатора

Цель работы: изучить методику расчета П-образных компенсаторов.

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с теоретическими сведениями
- 2 Рассчитать характеристики компенсатора
- 3 Изобразить расчётную схему компенсатора
- 4 Оформить отчёт и сделать выводы

Компенсаторами теплопроводов называют эластичные и растягиваемые в пределах своей деформации устройства, монтируемые в трубопроводы и берущие на себя основную часть компенсации. Задачей компенсаторов, помимо главной своей функции гашения потенциальных деформаций системы, является обеспечение высокой герметичности посредством соединения собой двух концов трубопровода.

Компенсационные фитинги в виде буквы "П" устанавливаются на прямых отрезках трубопровода, так как оба конца присоединяющиеся к трубам, находятся на одной

оси. Компенсаторы такого типа используются в технологических коммуникациях различного рода. Как правило, их изготавливают из того же материала, что и трубопроводную систему.

При монтаже стальных трубопроводов более рентабельно изготавливать компенсаторы из цельного отрезка трубы способом гнутья. При этом требуется соблюдать следующее условие: $R = 4D$, где D – диаметр трубы, а R – радиус изгиба. В случае, когда протяженность П-образного компенсатора более чем 9 м, необходимо чтобы он состоял не менее, чем из двух частей.

Схема компенсатора представлена на рисунке 16.

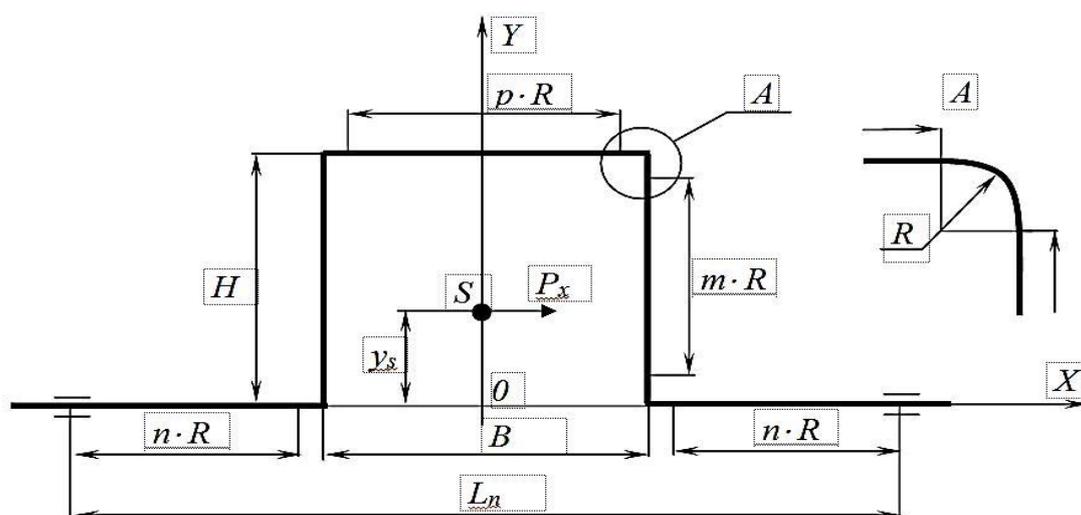


Рисунок 16 – Схема П-образного компенсатора

Основной задачей работы является расчет компенсатора, используя данные таблицы 2.3, по следующей методике:

- 1 Рассчитывается радиус изгиба R , м:

$$R = 1,5 \cdot D_{\pi} \quad (86)$$

- 2 Определяются коэффициенты m , n , p :

$$m = \frac{H - 2R}{R} \quad (87)$$

$$n = \frac{L_n - 2R - B}{2R}$$

$$p = \frac{B - 2R}{R}$$

3 Рассчитывается радиус поперечного сечения трубы (посередине толщины стенки):

$$r_{cp} = \frac{D_n - \delta}{2} \quad (88)$$

4 Находится параметр h :

$$h = \frac{(1 + ctg\alpha)\delta}{2r_{cp}} \quad (89)$$

5 По теории Кармана напряжение изгиба под воздействием изгибающих моментов одинаковой величины в изогнутых трубах больше, чем на прямых участках, по этой причине в расчёт включается коррекционный коэффициент m_1 зависящий от параметра h ., который для сварных отводов:

$$m_1 = \frac{0,9}{h^{0,67}} \quad (90)$$

6 Рассчитывается коэффициент Кармана для сварных швов:

$$k = \frac{h^{5/6}}{1,52} \quad (91)$$

7 Вычисляется внутренний диаметр трубопровода:

$$D_s = D_n - 2\delta \quad (92)$$

8 Определяется компенсирующая способность П-образного компенсатора:

$$\Delta l_k = L_n \cdot t \cdot 10^{-5} \quad (93)$$

9 Рассчитывается приведённая длина оси компенсатора:

$$L_{np} = \left(2m + 2n + 2p + \frac{6,28}{k} \right) R \quad (94)$$

10 Вычисляются координаты упругого центра. Так как П-образный компенсатор симметричный, то упругий центр (точка S на рисунке) лежит на оси Y , то есть $x_c = 0$ м, а y_s находится по формуле:

$$y_s = \left(\frac{6,28}{k} + \frac{3,14}{k} m + m^2 + 2m + p(m + 2) \right) \frac{R^2}{L_{np}} \quad (95)$$

11 Определяется момент инерции упругой линии оси компенсатора относительно оси x_c :

$$J_{xs} = \left(\frac{9,42}{k} + \frac{6,28}{k} m + \frac{3,14}{k} m^2 + 0,67m^3 + 2m^2 + 2m + p(m + 2)^2 \right) R^3 - L_{np} y_s \quad (96)$$

12 Рассчитывается момент инерции поперечного сечения трубопровода:

$$J = \frac{\pi(D_n^4 - D_g^4)}{64} \quad (97)$$

13 Вычисляется сила упругого отпора компенсатора:

$$P_x = \frac{\Delta l E J}{J_{xs}} \quad (98)$$

14 Рассчитывается момент сопротивления трубопровода:

$$W = \frac{\pi(D_n^4 - D_g^4)}{32D_n} \quad (99)$$

15 Определяется наибольший изгибающий момент, функционирующий в верхней части компенсатора (на прямом участке в месте начала изгиба):

$$M_{max} = P_x(H - y_s) \quad (100)$$

16 Вычисляется напряжение изгиба на изогнутых участках компенсаторов:

$$\sigma = \frac{m_1 M_{max}}{W} \quad (101)$$

17 Сравнивается полученное напряжение изгиба σ с расчётным напряжением σ_k . Необходимо выполнение условия:

$$\sigma_k \geq \sigma \quad (102)$$

По результатам полученных расчётов сделать сводную таблицу с параметрами П-образного компенсатора.

Таблица 2. 3 – Исходные данные к расчету

№ варианта	Наружный диаметр трубопровода $D_n \cdot 10^{-3}$, м;	Вылет компенсатора H , м;	Модуль нормальной упругости $E \cdot 10^5$, МПа;	Ширина компенсатора B , м;	Толщина стенки трубопровода $\delta \cdot 10^{-3}$, м;	Температура теплоносителя t , °С;	Угол сектора отвода α , град;	Расстояние между неподвижными опорами L_n , м;	Допустимое напряжение изгиба σ_k , Па.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	60	2	1,98	1	3,5	90	75	50	148,5
2	48	1,5	1,75	2	3	85	80	60	140
3	75,5	3	2,01	1,5	3,2	81	70	55	157,2
4	88,5	2	1,84	3	3,5	90	85	65	154,8

Продолжение таблицы 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	42,3	1,4	1,95	4	2,8	75	75	50	146,3
6	101,3	2,5	2,8	4,5	3,5	88	86	60	128,9
7	60	2	1,68	3,5	3	87	80	55	144,3
8	88,5	1,5	1,79	2	3,5	79	72	65	139,8
9	75,5	3	2,54	1	3,2	80	85	50	156,1
10	48	4	1,99	1	3	90	74	60	149,5
11	42,3	2	1,83	2,5	2,8	84	86	55	135,9
12	60	3,5	1,71	2	3,5	88	75	65	145,5
13	48	3,4	1,83	3	3	89	80	50	147,6
14	101,3	2,5	1,96	3,5	3,5	82	79	65	144,2
15	75,5	3	2,05	1	3,2	85	80	60	149,1

Контрольные вопросы:

- 1 Что такое компенсатор?
- 2 Виды компенсаторов.
- 3 Назовите достоинства и недостатки П-образного компенсатора

2.4 Лабораторная работа № 4. Расчет тепловых потерь трубопроводами при бесканальной прокладке

Цель работы: изучение методологии определения теплотерь трубопроводами и закрепление знаний по теории теплопроводности.

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с теоретическими основами теории теплопроводности
- 2 Изучить методику расчета теплотерь
- 3 Рассчитать тепловые потери трубопровода
- 4 Сделать вывод и подготовить отчет

При прокладке теплопровода в грунт последний представляет собой некоторое термическое сопротивление. Тепловой поток направляется от теплоносителя к поверхности земли и затем в атмосферу. На рисунке 17 показан проложенный в грунте изолированный трубопровод.

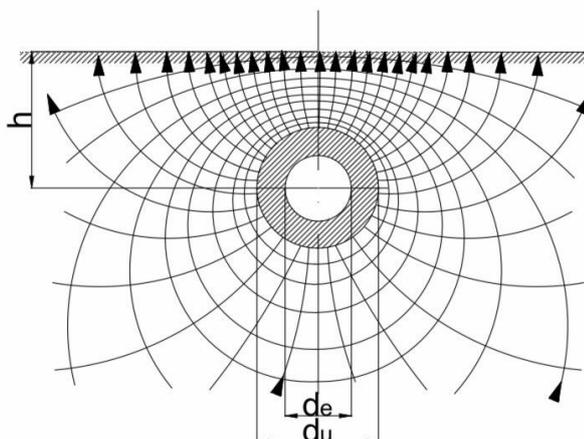


Рисунок 17– Изолированный трубопровод

На рисунке показаны изотермы в виде окружностей, центры которых со снижением температуры смещаются вниз от поверхности земли. Линии теплового воздействия симметричны относительно вертикальной плоскости, идущей через ось трубопровода. Они начинаются у наружной стенки трубопровода и выходят из грунта по нормали. В теории теплопередачи задачу расчета термического сопротивления грунта решают методом «источника и стока». В этом случае окончательная формула Форхгеймера имеет вид:

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \left[\frac{2h_{эк}}{d_{н}} + \sqrt{\left(\frac{2h_{эк}}{d_{н}}\right)^2 - 1} \right], \quad (103)$$

где $R_{гр}$ – термическое сопротивление грунта, включающее внешнее термическое сопротивление от грунта к воздуху, °C/(Вт/м);

$\lambda_{гр}$ – теплопроводность грунта, Вт/(м²·°C);

$d_{н}$ - наружный диаметр изоляции, м.

Эквивалентная глубина заложения $h_{эк}$ определяется по следующей формуле:

$$h_{\text{эк}} = h + \frac{\lambda_{\text{гр}}}{\alpha}, \quad (104)$$

где h – глубина заложения трубопровода от поверхности земли до его оси, м;

α – коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к воздуху, Вт/(м·°С);

$\lambda_{\text{гр}}/\alpha \sim \lambda_{\text{гр}}$ – эквивалентная толщина слоя грунта, заменяющего внешнее термическое сопротивление массива, м.

Формула (1) может быть упрощена в следствии большой глубины заложения трубопровода (при $2h/d = 2$ ошибка составляет 5 %):

$$R_{\text{эп}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h_{\text{эк}}}{d_{\text{н}}} \quad (105)$$

Теплопотери через изолированный теплопровод при бесканальной прокладке в грунте находят из выражения:

$$Q = \frac{\tau_{\text{в}} - \tau_{\text{н}}}{\sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{\text{ин}}}{d_{\text{ив}}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h_{\text{эк}}}{d_{\text{н}}}}, \quad (106)$$

где $\tau_{\text{в}}$, $\tau_{\text{н}}$ – средние температуры теплоносителя и наружного воздуха, °С;

λ – теплопроводность i -го слоя изоляции, Вт/(м·°С);

$d_{\text{ин}}$, $d_{\text{ив}}$ – наружный и внутренний диаметры i -го слоя изоляции, м:

$$d_{\text{ин}} = d_{\text{ив}} + 2\delta,$$

где δ – толщина изоляции

В большинстве случаев внешнее термическое сопротивление при расчетах не учитывается, в этом случае расчетной температурой принимается температура грунта на глубине заложения теплопровода.

При бесканальной прокладке нескольких теплопроводов или двух параллельных, тепловые потоки взаимодействуют друг на друга, а температурные поля отдельных теплопроводов суммируются. В случае, когда один теплопровод имеет температуру

выше, чем второй, тепловые потери второго теплопровода будут меньше, а при большой разнице температур возможен вариант того, что во втором теплопроводе вообще не будет тепловых потерь. Для того, чтобы рассчитать теплотери параллельных трубопроводов при бесканальной прокладке в грунте необходимо воспользоваться принципом наложения температурных полей, создаваемых каждым теплопроводом отдельно.

В следствии взаимовлияния параллельно проложенных теплопроводов другна друга вводится условное дополнительное термическое сопротивление R . При бесканальной прокладке двухтрубных трубопроводов это сопротивление определяется как:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)}, \quad (107)$$

где b —расстояние между осями труб, м;

h — глубина заложения трубопровода от поверхности земли до его оси, м.

Для двухтрубного теплопровода при бесканальной прокладке тепловые потери для первого и второго трубопроводов рассчитываются по следующим формулам:

$$Q_1 = \frac{(\tau_1 - \tau_n)R_2 - (\tau_2 - \tau_n)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (108)$$

$$Q_2 = \frac{(\tau_2 - \tau_n)R_1 - (\tau_1 - \tau_n)R_0}{R_1R_2 - R_0^2},$$

где τ_1 и τ_2 — температуры теплоносителей в первом и втором трубопроводах, °С;

t_n — наружная температура, принимаемая равной естественной температуре грунта;

R_1, R_2 — термические сопротивления первого и второго трубопроводов, включающие термическое сопротивление грунта и изоляции:

$$R_j = R_{juz} + R_{jzp} = \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{iH}}{d_{iB}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h_{ЭК}}{d_H} \quad (109)$$

Общие теплотери суммируются из теплотерь первого и второго трубопровода:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (110)$$

Используя данные таблицы 2.4 рассчитать тепловые потери трубопровода при бесканальной прокладке, сделать выводы.

Таблица 2.4 – Исходные данные к расчету

№вар	di _B , мм	δ ₁ ,мм	δ ₂ ,мм	λ _{из} , Вт/(м·°C);	h,м	b,м	τ ₁ ,°C	τ ₂ ,°C	t _H ,°C	λ _{гр} , Вт/(м·°C)
1	325	100	60	0,09	0,96	0,65	90	50	5	1,7
2	250	80	50	0,1	1	0,7	100	65	8	1,13
3	160	60	30	0,08	0,8	0,5	90	45	7	1,2
4	200	100	90	0,07	1,2	1,1	90	65	11	1,4
5	400	115	80	0,09	1,5	1,5	130	80	1	1,54
6	500	120	90	0,2	1,8	1,7	150	95	2	1,65
7	110	90	50	0,097	0,9	0,55	85	58	6	1,17
8	125	100	50	0,088	0,6	0,65	95	49	9	1,55
9	200	90	60	0,069	1,1	0,8	100	50	10	1,32
10	630	150	100	0,5	2,5	0,75	140	95	4	1,45
11	325	100	80	0,1	0,9	0,65	85	45	17	1,25
12	250	120	80	0,08	1	0,85	99	56	11	1,47
13	400	140	100	0,07	1,8	0,9	100	65	3	1,8
14	200	100	90	0,02	1,1	0,88	120	50	6	1,65
15	160	80	60	0,06	0,9	0,99	90	40	2	1,58

Контрольные вопросы:

- 1 Каким образом направлен тепловой поток от бесканально проложенного трубопровода
- 2 Что такое эквивалентная глубина заложения?
- 3 Как определяется термическое сопротивление грунта в зависимости от глубины заложения трубопровода ?
- 4 Как определяются теплотери через двухтрубный изолированный теплопровод при бесканальной прокладке ?
- 5 Какие виды прокладки теплопроводов вы знаете?

2.5 Лабораторная работа №5. Расчет теплотерь транзитного участка изолированного теплопровода

Цель работы: углубление теоретических знаний и приобретение практических навыков определения величины рассеяния тепла на участке изолированного теплопровода.

Программа занятия:

- 1 Изучить теоретическую часть
- 2 Определить тепловые потери на отдельном участке трубопровода тепловой сети
- 3 Оформить отчет, сделать вывод

Теплотери водяной тепловой сети - это разность между количеством тепла, произведенным на источнике теплоснабжения и суммарным расходом тепла из сети всеми потребительскими установками. Долю этих потерь представляют теплотери в следствии утечки теплоносителя при транспортировке от источника теплоснабжения к абонентам, из-за имеющихся неплотностей в трубопроводе. Такие потери необходимо нормировать. Однако существенной частью теплотерь являются потери,

возникающие в результате передачи теплоты от теплоносителя через изоляцию в окружающую среду.

Теплопотери сети суммируются из линейных и местных. Местные тепловые потери в сетях с большой протяженностью сравнительно малы, по этой причине их величина приближенно оценивается коэффициентом β , который выражает часть от значения линейных тепловых потерь.

Значение этого коэффициента рекомендуется принимать:

- при подземной бесканальной прокладке $\beta = 0,15$;
- при подземной канальной прокладке $\beta = 0,20$;
- при воздушной прокладке $\beta = 0,25$.

Линейные теплопотери зависят от различных условий, в особенности от: диаметров и протяженности трубопровода, температуры окружающей среды и теплоносителя, размеров и коэффициентов теплопроводности изоляционных и строительных конструкций и др.

Испытания для определения теплопотерь проводят при установившемся тепловом режиме, таким образом трубопровод до начала проверки необходимо нагревать в течении длительного промежутка времени (до трех суток) при такой же температуре, которая будет вокруг теплопровода в момент испытания. Эта необходимость определяется тем, что при неустановившемся режиме взаимодействие теплопровода и окружающего грунта способно кардинально изменить результаты исследования.

Испытания проходят на участках теплосети с постоянным расходом воды, т.е. на испытываемых участках теплопроводов должен сохраняться постоянный гидравлический режим. Испытания требуется проводить не менее трех часов.

В ходе испытаний подающих трубопроводов с целью определения теплопотерь проводят следующие измерения:

- а) через каждую минуту измеряют температуру в начальных и конечных сечениях участков теплопровода;
- б) измеряется расход воды на участках;
- в) производят замеры температуры воздуха в канале.

Температура воды в начальных и конечных сечениях теплопровода определяется ртутными термометрами с ценой деления шкалы 1 °С (лабораторные термометры).

Расход воды на участках трубопроводов определяется по показаниям водомеров, температура воздуха в канале – стеклянными жидкостными термометрами с термодинамической стоградусной шкалой с пределами шкалы от 0 °С до + 65 °С и ценой деления 1,0 °С. Все термометры перед испытанием подвергаются проверке путем сравнения их показаний с показаниями образцового термометра.

Методика расчета

Для определения теплотерь на отдельном транзитном участке трубопровода тепловой сети с неизменным расходом воды по длине, требуется знать расход воды и ее температуру в начале и в конце испытываемого участка.

Теплотери участка водяной сети рассчитывают по формуле, ккал/ч:

$$Q = v \cdot \rho \cdot c(\tau_1 - \tau_2), \quad (111)$$

где Q – потери тепла на участке, ккал/ч;

v – расход воды на участке, м³/ч;

ρ – удельный вес воды, кг/м³;

c – теплоемкость воды, ккал/(кг·°С);

τ_1 и τ_2 – температура воды в начале и в конце участка, °С.

Температура воды в тепловой сети изменяется в некоторых пределах, поэтому в выражение (111) следует подставить средние значения начальной и конечной температур, отнесенные к одним и тем же частицам движущейся воды. Для этой цели по замерам строится график видимых температур (график одновременно замеренных температур) в определенных точках в зависимости от времени (рисунок 18). Длительность перемещения воды для участков тепловой сети по выражению (112), таблице 2.5 и графически (рисунок 18) близко совпадает.

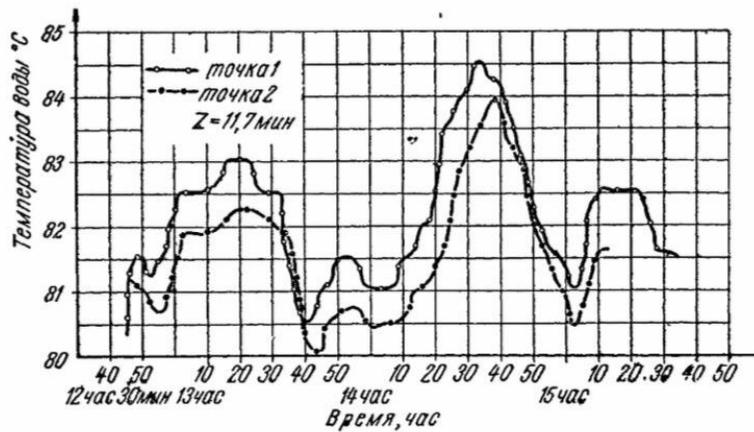


Рисунок 18 – График видимых одновременно замеренных температур

На основании графика видимых температур строится график совмещенных температур, отнесенных к одним и тем же частицам движущейся воды (рисунок 19).

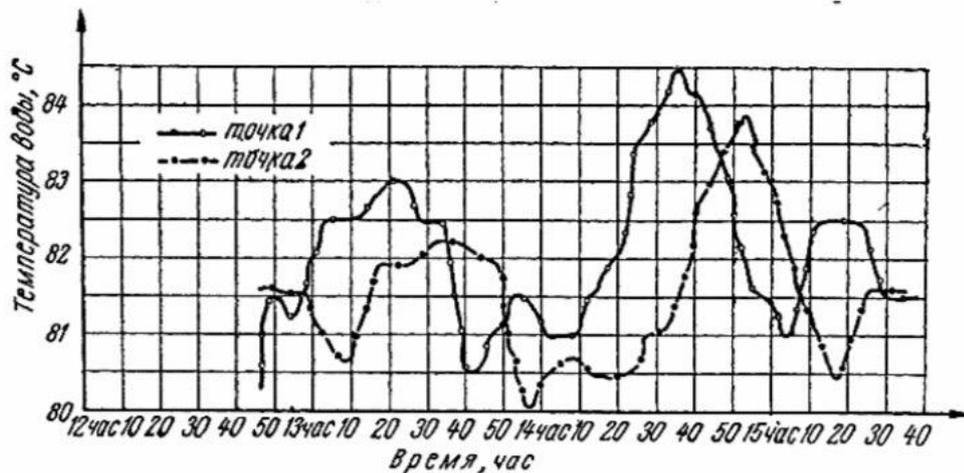


Рисунок 19 – График совмещенных температур

При построении графика совмещенных температур кривая температуры воды в начальном сечении участка берется без изменения из графика видимых температур, а все точки кривой видимых температур в конце участка переносятся на график совмещенных температур со сдвигом на длительность перемещения воды из начального в конечное сечение трубопровода.

Длительность перемещения воды из начального в конечное сечение трубопровода определяется графически (по графику совмещенных температур) и по выражению:

$$Z = \frac{V_T}{V_{\text{ч}}}, \quad (112)$$

где Z – время движения теплоносителя по испытываемому участку;

V_T – объем испытываемого участка трубопровода, м³;

$V_{\text{час}}$ – часовой расход воды, м³/ч.

По графику совмещенных температур выбираем период времени, для которого находим средние температуры воды в начальном и конечном сечении трубопровода. Для определения этих средних температур необходимо иметь не менее 20 отсчетов, сделанных в период наиболее стабильного температурного режима (таблица 2.5).

По выражению (111) определяются действительные тепловые потери трубопроводов сети. Удельные тепловые потери будут равны:

$$q = \frac{Q}{l(1 + \beta)}, \quad (113)$$

где q – удельные тепловые потери, ккал/(м·ч);

β – коэффициент, учитывающий местные тепловые потери для канальной подземной прокладки, $\beta = 0,20$.

Для оценки эффективности изоляционной конструкции определяется показатель, называемый КПД изоляции, который находится по выражению:

$$\eta = \frac{Q_{\text{гол}} - Q_{\text{из}}}{Q_{\text{гол}}}, \quad (114)$$

где η – КПД изоляции;

$Q_{\text{гол}}$ – тепловые потери голой трубы, ккал/ч;

$Q_{\text{из}}$ – тепловые потери изолированной трубы, ккал/ч.

Тепловые потери голой трубы находятся по зависимости:

$$Q_{\text{гол}} = (1 + \beta)\pi d_n l \alpha (t_{\text{ср в}} - t_{\text{к}}), \quad (115)$$

где β – коэффициент, учитывающий местные тепловые потери;

d_n – наружный диаметр трубопровода, м;

l – длина участка, м;

α – коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$;

$t_{\text{ср в}} = \frac{T_1 + T_2}{2}$ – средняя температура воды на участке трубопровода, °C ;

t_k – температура окружающей среды (при подземной канальной прокладке температура воздуха в канале, а при бесканальной – температура грунта на оси заложения теплопровода).

Таблица 2.5 – Выборка замеров для подсчета средних температур воды в сечениях трубопроводов

Точка 1					Точка 2						
Время		Температура, °C	Время		Температура, °C	Время		Температура, °C	Время		Температура, °C
Ч	мин		Ч	Мин		Ч	Мин		ч	мин	
13	00	82,2	13	13	82,7	13	13	81,5	13	26	82,0
	01	82,5		14	82,7		14	81,6		27	82,1
	02	82,5		15	82,8		15	81,8		28	82,1
	03	82,5		16	83,0		16	81,9		29	82,2
	04	82,5		17	83,0		17	81,9		30	82,2
	05	82,5		18	84,0		18	81,9		31	82,2
	06	82,5		19	85,0		19	81,9		32	82,2
	07	82,5		20	83,0		20	81,9		33	82,2
	08	82,5		21	83,0		21	81,9		34	82,2
	09	82,5		22	83,0		22	81,9		35	82,2
	10	82,5		23	83,0		23	81,9		36	82,2
	11	82,5		24	82,9		24	81,9		37	82,2
	12	82,6					25	82,0			
Средняя температура в начале участка трубопровода $t_1 = 2067,4/25 = 82,7 \text{ °C}$						Средняя температура в конце участка трубопровода $t_2 = 2067,4/25 = 82,7 \text{ °C}$					

При определении коэффициента теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху необходимо знать температуру на поверхности изоляции, которая определяется по выражению

$$t_n = \frac{\tau_1 R_{\text{п}} + t_k R_{\text{и}}}{R_{\text{п}} + R_{\text{и}}}, \quad (116)$$

где R_{Π} – термическое сопротивление поверхности, определяемое по зависимости, м ч °С/ккал

$$R_{\Pi} = \frac{1}{\alpha r_{\Pi}} \quad (117)$$

$R_{и}$ – термическое сопротивление слоя изоляции, определяемое по зависимости, м ч °С/ккал

$$R_{и} = \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_{н}}{r_{в}} \quad (118)$$

В выражениях (117), (118):

α – коэффициент теплоотдачи от твёрдой поверхности к воздуху, ккал/(м² · ч · °С);

λ – коэффициент теплопроводности твёрдого тела, ккал/(м · ч · °С);

$r_{н}$, $r_{в}$ – внутренний и наружный радиусы или эквивалентные им величины

$$r_{э} = \frac{2f}{S},$$

где f – площадь поперечного сечения, м²;

S – периметр сечения, м.

Коэффициент от поверхности изоляции к воздуху по приближённой формуле равен:

$$\alpha = 8 + 0,04t_{\Pi} + 6\sqrt{\omega}, \text{ ккал/(м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С)}$$

где ω – скорость воздуха около изоляции, м/с.

При отсутствии вынужденной конвекции принимается $\alpha = 10$.

При нормальных тепловых потерях КПД изоляции находится в пределах 0,85...0,95. Действительные удельные теплотери трубопроводов сопоставляются с тепловыми потерями, вычисленными по теоретическим формулам следующего вида, ккал/(м² ч °С)

$$q = \frac{2\pi(t_{\text{ср в}} - t_{\text{к}})}{R}, \quad (119)$$

где R – термическое сопротивление изоляционной конструкции.

Термическое сопротивление грунта $R_{\text{гр}}$ определяется по выражению:

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{2h}{r}, \quad (120)$$

где h – глубина заложения оси теплопровода, м

Используя данные таблицы 2.6 рассчитайте тепловые потери на отдельном транзитном участке трубопровода тепловой сети, сделайте выводы и оформите отчет

Таблица 2.6 – Исходные данные для расчета

№ вар	$v, \text{ м}^3/\text{ч}$	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_2, ^\circ\text{C}$	$d_{\text{н}}, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$	$t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$
1	20	81	60	159	40	+5
2	30	90	55	125	50	+8
3	40	95	60	110	60	+7
4	15	100	50	75	45	+11
5	10	85	58	63	30	+10
6	45	95	49	90	65	+20
7	50	100	50	75	25	+16
8	65	140	95	63	80	+9
9	40	85	45	90	30	+10
10	20	99	56	50	45	+14
11	25	85	45	63	10	+17
12	35	99	56	90	50	+11
13	60	100	65	75	65	+13
14	45	120	50	110	47	+6
15	55	90	40	63	28	+12

Примечание: значения $\delta_1, \delta_2, \lambda_{тр}, \lambda_{из}$ использовать из предыдущей лабораторной работы.

Контрольные вопросы:

- 1 Что представляют собой тепловые потери?
- 2 Причины возникновения тепловых потерь?
- 3 Виды испытаний по определению величины тепловых потерь?

2.6 Лабораторная работа № 6. Определение недодачи тепловой энергии

Цель работы: получение навыков определения избытка (недостатка) теплоты.

Программа занятия:

- 1 Измерить температуру наружного воздуха
- 2 Измерить температуру воды на входе в тепловой узел τ_1, τ_2, τ_3
- 3 Измерить температуру воздуха внутри помещения
- 4 Определить избыток (недостаток) тепловой энергии в системе отопления.
- 5 Расчетным способом определить температуру воздуха в помещении и сравнить с измеренной

В случае, если температуры воздуха снаружи помещения или внутри отличаются от расчетных, отопительная тепловая нагрузка рассчитывается следующим образом:

$$\bar{Q}_{от} = \frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = \frac{G_{от} c (\tau_1 - \tau_2)}{G_{от} c (\tau_1^p - \tau_2^p)} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1^p - \tau_2^p} = \frac{t_{вн} - t_n}{t_{вн}^p - t_{от}^p}, \quad (121)$$

где $t_{вн}, t_{вн}^p$ – текущее и расчетное значение температуры воздуха внутри помещения;

$t_n, t_{от}^p$ – текущее и расчетное значение температуры наружного воздуха;

$Q_{от}, Q_{от}^p$ – текущее и расчетное значение нагрузки отопительных установок;

τ_1, τ_1^p – текущее и расчетное значение температуры воды в подающем трубопроводе;

τ_2, τ_2^p – текущее и расчетное значение температуры воды в обратном трубопроводе;

τ_3, τ_3^p —текущее и расчетное значение температуры воды в подающей магистрали системы отопления.

Температура теплоносителя:

$$\tau_1 = t_{\text{вн}}^p + \Delta t_{\text{от}}^p \bar{Q}_{\text{от}}^{0,8} + (\delta\tau_0 - 0,5Q^p) \frac{\bar{Q}_{\text{от}}}{\bar{G}_{\text{от}}} \quad (122)$$

$$\tau_2 = t_{\text{вн}}^p + \Delta t_{\text{от}}^p \bar{Q}_{\text{от}}^{0,8} - 0,5Q^p \frac{\bar{Q}_{\text{от}}}{\bar{G}_{\text{от}}} \quad (123)$$

$$\tau_3 = t_{\text{вн}}^p + \Delta t_{\text{от}}^p \bar{Q}_{\text{от}}^{0,8} + 0,5Q^p \frac{\bar{Q}_{\text{от}}}{\bar{G}_{\text{от}}},$$

где $\bar{G}_{\text{от}} = \frac{G_{\text{от}}}{G_{\text{от}}^p}$ — отношение текущего и расчетного расходов сетевой воды на отопление (для расчетов принять $\bar{G}_{\text{от}}=1,5$ кг/с);

$\Delta t_{\text{от}}^p = \frac{\tau_3^0 + \tau_2^0}{2}$ — температурный напор в расчетном режиме;

$\delta\tau_0 = \tau_1^p - \tau_2^p$ — перепад температур в теплосети в расчетном режиме;

$Q^p = \tau_3^p - \tau_2^p$ — перепад температур в системе отопления в расчетном режиме

Практическая часть

- 1 Определить температуры воздуха $t_{\text{н.изл}}$, $t_{\text{вн.изл}}$, и ВОДЫ: $\tau_{1\text{изм}}$, $\tau_{2\text{изм}}$, $\tau_{3\text{изм}}$.
- 2 Определить относительную (фактическую) подачу тепла по формуле:

$$\bar{Q}_1 = \frac{\tau_{1\text{изм}} - \tau_{2\text{изм}}}{\tau_1^p - \tau_2^p}$$

- 3 Определить относительную подачу теплоты (требуемую) по формуле:

$$\bar{Q}_2 = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1^p - \tau_2^p},$$

где τ_1, τ_2 определяются по формулам (122) и (123).

- 4 Определить избыток/недостаток тепловой энергии

$$\delta Q = \frac{\bar{Q}_1}{Q_2} 100\%$$

5 Найти расчетную, требуемую температуру воздуха в помещении по формуле:

$$t_{\text{вн}} = t_{\text{н}} + (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{от}}^p) Q_1$$

6 Сравнить с $t_{\text{н.изл}}$ и сделать выводы.

Таблица 2.7– Исходные данные для расчета

№ вар	$\tau_1^p, ^\circ\text{C}$	$\tau_2^p, ^\circ\text{C}$	$\tau_3^p, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вн}}^p, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{от}}^p, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{н.изл}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вн.изл}}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{1\text{изм}}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{2\text{изм}}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{3\text{изм}}, ^\circ\text{C}$
1	130	70	130	-15	20	-20	-10	18	90	61	90
2	95	70	95	-10	22	-18	-5	20	69	54	69
3	105	70	105	0	22	-15	1	22	35	31	35
4	130	70	130	-1	22	-10	5	21	89	64	89
5	95	70	95	-15	20	-25	-20	18	94	70	94
6	105	70	105	-20	22	-18	-14	23	93	69	93
7	130	70	130	-20	20	-10	-15	17	95	67	95
8	95	70	95	-21	22	-20	-16	22	92	65	92
9	105	70	105	-16	20	-22	-18	19	93	68	93
10	130	70	130	0	22	-10	-3	19	84	66	84
11	95	70	95	-15	22	-10	-11	20	88	66	88
12	105	70	105	-5	22	-10	-10	24	84	65	84
13	130	70	130	-19	22	-20	-24	21	95	65	95
14	95	70	95	0	20	-15	-6	22	74	57	74
15	105	70	105	-5	20	-10	3	18	35	31	35

Контрольные вопросы

1 Что такое относительная тепловая нагрузка?

- 2 Что такое отопительный график?
- 3 Почему отопительный график непрямолинейный?
- 4 Чем определяется количество тепла, передаваемого из тепловой сети в систему отопления?

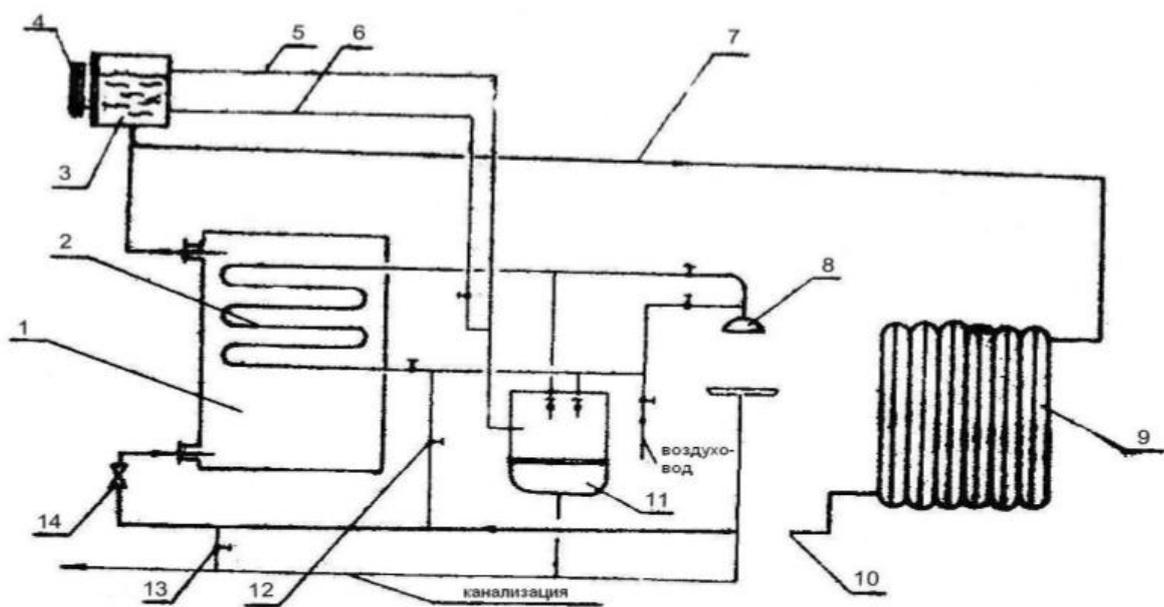
2.7 Лабораторная работа №7. Индивидуальное отопление и горячее водоснабжение жилого дома

Цель работы: знакомство со схемой системы отопления и горячего водоснабжения жилого дома; получение практических навыков проведения теплотехнических испытаний бытового котла; знакомство с работой автоматики регулирования и безопасности бытового котла.

Программа занятия:

- 1 Изучить теоретическую часть
- 2 Определить теплотехнические показатели котла, а также проверить работу автоматики регулирования и безопасности.
- 3 Оформить отчет, сделать вывод

Для отопления и горячего водоснабжения индивидуальных домов в настоящее время широко применяются бытовые котлы, работающие на твердом, жидком и газообразном топливе, а также на электроэнергии. Общая тепловая мощность котла не превышает 30 кВт. Котел устанавливается у потребителя и является элементом отопительной системы дома. Схема системы отопления представлена на рисунке 20. Система отопления замкнутая. Циркуляция воды в системе осуществляется за счет гравитационных сил: более горячая вода поднимается вверх, более холодная опускается вниз.

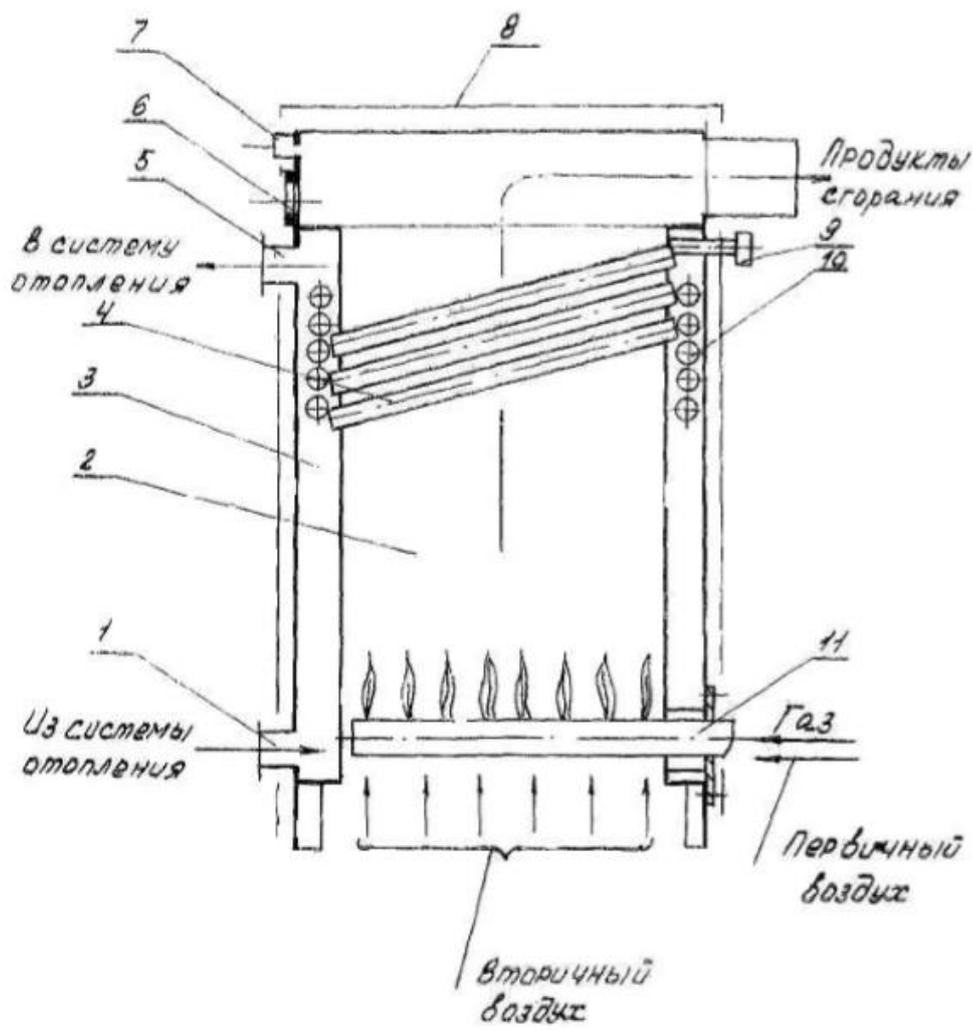


1 – котел; 2 – теплообменник горячего водоснабжения; 3 – расширительный бак; 4 – уровень; 5 – переливная линия; 6 – контрольный трубопровод; 7 – прямой трубопровод; 8 – душ; 9 – радиатор; 10 – обратный трубопровод

Рисунок 20 – Схема отопления и горячего водоснабжения жилого дома

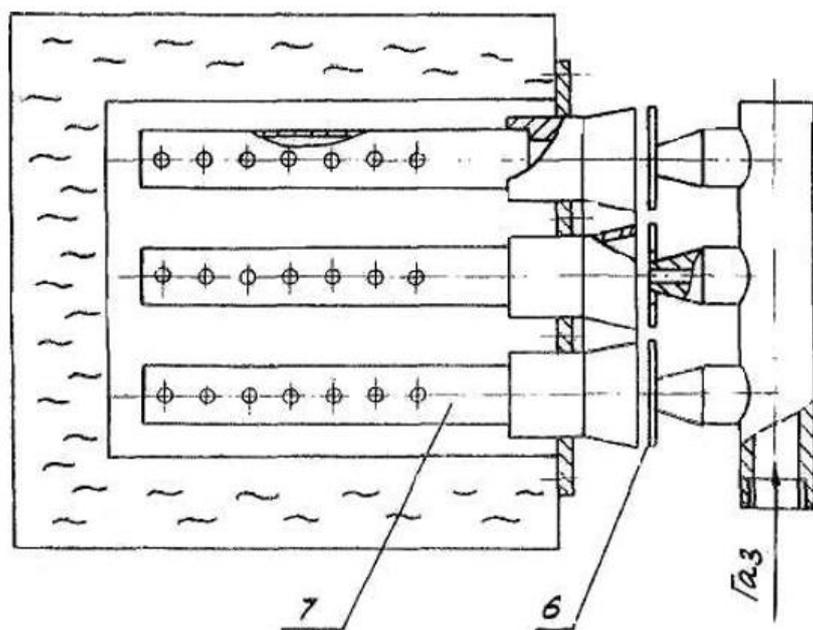
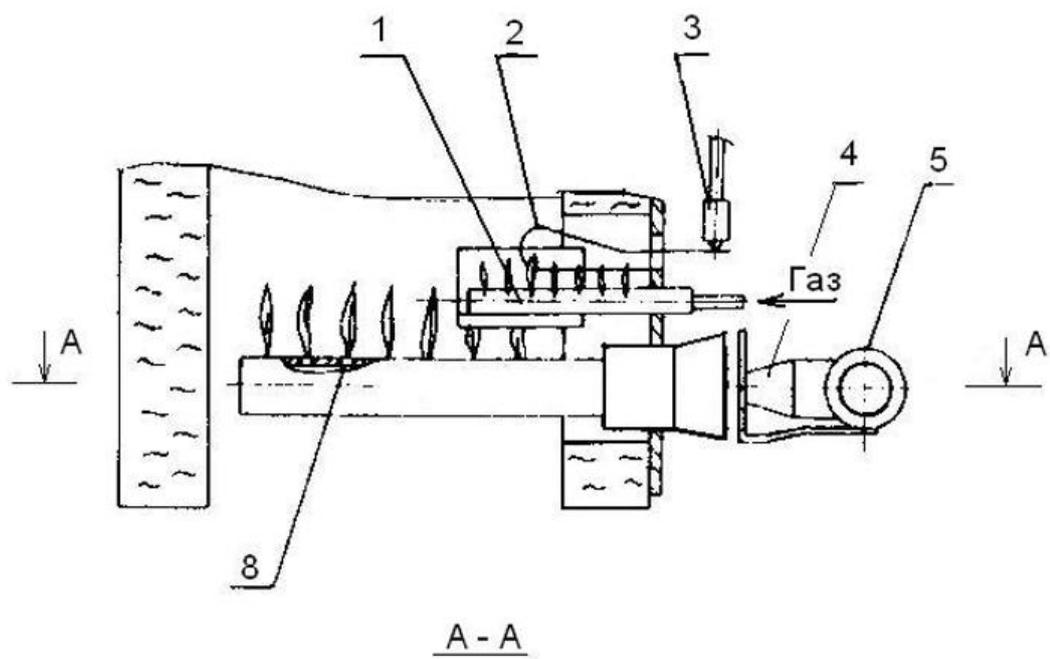
Вода системы отопления нагревается в котле 1 и отдает свое тепло радиатору 9 и теплообменнику горячего водоснабжения 2. Теплообменник горячего водоснабжения может быть встроен в водяной объем котла или находиться за его пределами (выносной теплообменник). Для возможности свободного расширения воды при ее нагреве в верхней части отопительной системы устанавливается расширительный бак 3, в котором также находится некоторый запас воды. Через трубопровод 5 осуществляется слив воды при перезаполнении системы. Трубопровод 6 позволяет контролировать наличие воды в расширительном баке. Для этого служит уровень 4. Слив и заполнение системы водой осуществляется кранами 12, 13. Кран 14, установленный на обратной линии, позволяет отключить систему отопления на летний период. При этом система работает только на горячее

водоснабжение за счет совместной работы котла и теплообменника горячего водоснабжения 2. Распределительные трубопроводы прямой и обратной воды 7, 10 выполняются с небольшим уклоном для возможности беспрепятственного удаления воздуха при заполнении системы водой. Газовый отопительный котел (рисунок 21) состоит из топочной камеры 2, горелочного устройства 11, водяного объема 3 и конвективной поверхности 4. В водяном объеме котла установлены теплообменник горячего водоснабжения 10 и регулятор температуры 9. Конвективная поверхность необходима для повышения КПД котла. По дымовому тракту также установлены датчики тяги 7 и прерыватель тяги 6. Прерыватель тяги представляет собой канал, связывающий дымоход за котлом с объемом помещения, по которому поступает воздух из помещения. При изменении разрежения в газоходе происходит изменение количества воздуха, подсасываемого в газоход через тягопрерыватель, чем несколько стабилизируется разрежение в газоходе котла. Продукты сгорания, полученные от сжигания газа в объеме топки, отдают свое тепло стенкам топки и конвективной поверхности котла. Отработавшие продукты сгорания отводятся в газоход. КПД бытовых котлов не превышает 85 %. Вода из системы отопления подводится в водяной объем котла через нижний патрубок 1, а отводится через верхний патрубок 5. Теплообменник горячего водоснабжения располагается в верхней части водяного объема котла. Это позволяет обеспечивать внутреннюю циркуляцию в объеме котла при отключении отопления, а также располагать теплообменник в самой горячей воде котла.



1, 5 – подводящий и отводящий патрубки; 2 – топочный объем; 3– водяной объем; 4 – конвективная поверхность; 6 – тягопрерыватель; 7 – датчик тяги; 8 – облицовка; 9 – регулятор температуры; 10 – теплообменник горячего водоснабжения; 11– горелка

Рисунок 21 – Газовый бытовой котел



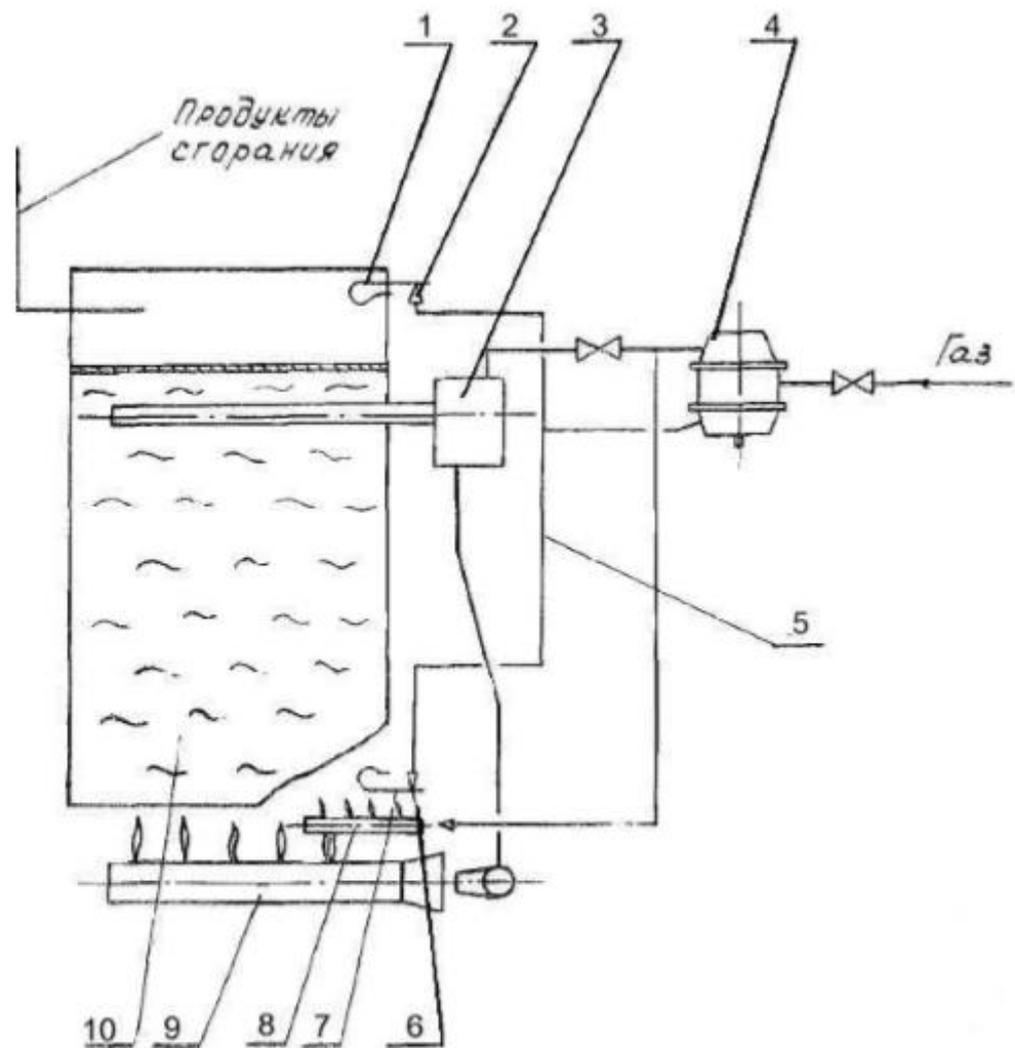
1– запальник; 2 – биметаллическая пластина; 3 – датчик наличия пламени; 4 – сопло; 5 – коллектор; 6 – заслонка; 7 – дырчатая труба; 8 – отверстие

Рисунок 22 – Горелочный блок

Горелка котла (рисунок 22) — горелка атмосферного типа. Газ низкого давления подается в распределительный коллектор 5 и истекает через сопла 4. Струи газа инжeksiруют первичный воздух, и в дырчатые трубы 7 попадает газоздушная смесь с коэффициентом расхода воздуха $\alpha = 0,25 \div 0,45$. Расход первичного воздуха можно регулировать, изменяя положение воздушных заслонок 6. Горение газа начинается на выходе из отверстия 8 и заканчивается до конвективной поверхности котла, чтобы исключить химический недожог топлива. Вторичный воздух попадает в топку котла через открытые проемы за счет разрежения в объёме котла. Расход вторичного воздуха регулируется, как правило, жалюзийными решетками или изменением разрежения. Суммарный коэффициент расхода воздуха котла составляет $1,3 \div 4,8$. Регулирование расхода газа на горелку — двухпозиционное — максимум ноль в зависимости от температуры воды на выходе из котла. Розжиг горелки при ее включении обеспечивается за счет постоянно действующего запальника 1. Контроль пламени запальника осуществляется датчиком контроля пламени 3 совместно с чувствительным элементом 2.

Описание автоматики регулирования и безопасности котла

Схема автоматики бытового котла (рисунок 23) предназначена для поддержания постоянной температуры воды на выходе из котла, а также отключения подачи газа на горелку котла и запальник при погасании запальника и снижении тяги в газоходе. Погасание газа может привести к взрыву, а снижение тяги — к попаданию продуктов сгорания в объём помещения и отравлению людей. Регулятор температуры 3 включает или отключает подачу газа на горелку 9 в зависимости от температуры в водяном объёме котла 10. Расход газа на запальник 8 постоянный и регулировке не подлежит. При нормальной работе котла в линии безопасности котла 5 поддерживается некоторое давление. При аварийной ситуации, (погасание факела или пропадание тяги) через датчики 2, 6 сбрасывается давление газа из трубопровода безопасности 5, а, следовательно, и из объёма полости предохранительного клапана 4, что приводит к его закрытию и прекращению подачи газа на запальник и горелку.

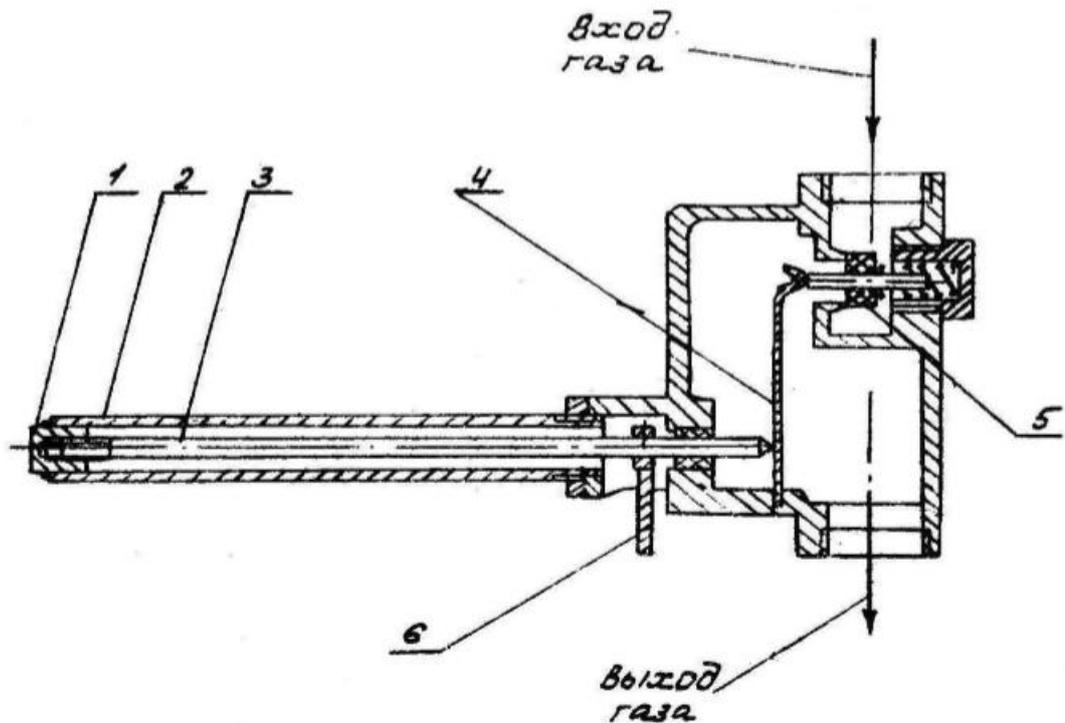


1, 7 – чувствительный элемент; 2 – датчик тяги; 3 – регулятор температуры; 4 – предохранительный клапан; 5 – трубопровод безопасности; 6 – датчик наличия пламени; 8 – запальник; 9 – горелка; 10 – водяной объем котла

Рисунок 23 – Автоматика бытового котла

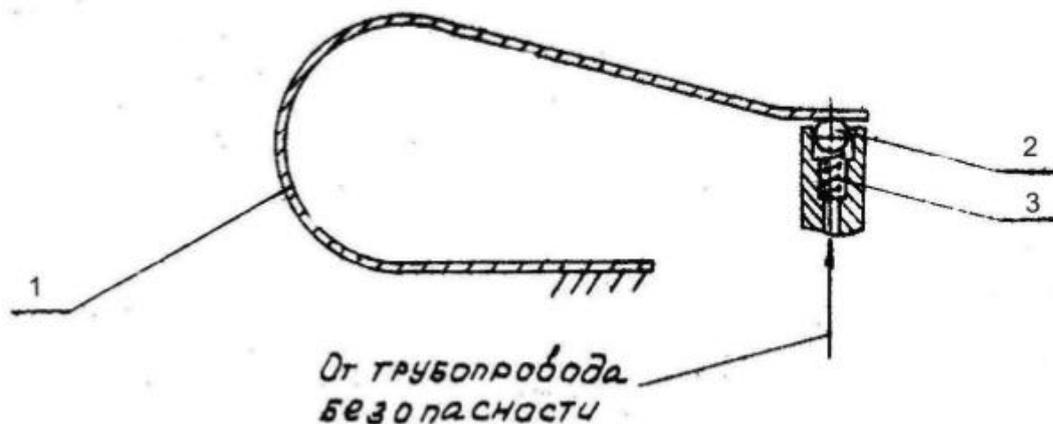
Регулятор температуры (рисунок 24) состоит из двух стержней — полого 2 и вставленного в него 3, выполненных из материалов, имеющих разные коэффициенты линейного расширения. Внутренний стержень соединен с внешним посредством резьбовой втулки 1. При росте температуры стержень 2 удлиняется больше, чем стержень 3 и начинает вытягивать его из газовой коробки регулятора. Коромысло 4 перемещается за стержнем 1 и освобождает подпружиненный клапан

5, который садится на седло и прекращает подачу газа. При сжижении температуры воды стержень 3 толкает коромысло в обратную сторону, что приводит к отходу клапана от седла и пуску газа на горелку. На стержне 1 установлен рычаг 6, позволяющий вкручивать или выкручивать стержень 3 во втулку 1, что приводит ко взаимному перемещению стержней и перенастройке регулятора температуры. Регулятор может быть настроен на поддержание температуры воды 50+90°C.



1– втулка; 2, 3 – стержни; 4 – коромысло; 5 – клапан; 6 – рычаг регулировочный

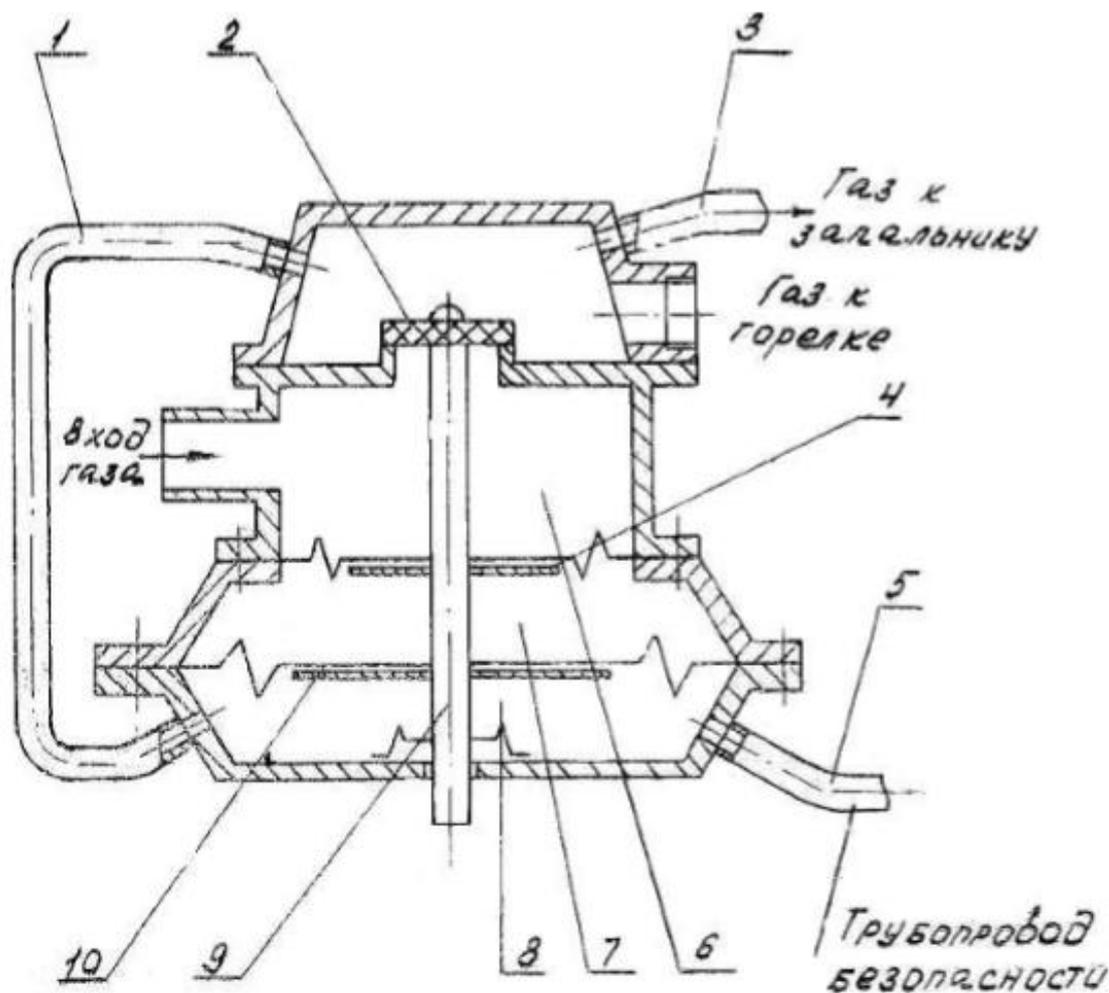
Рисунок 24 – Регулятор температуры



1 – чувствительный элемент; 2 – клапан; 3 – пружина

Рисунок 25 – Датчик тяги

Датчик безопасности (рисунок 25) состоит из загнутой биметаллической пластины 1, которая при нагревании разгибается и освобождает сбросной клапан 2 датчика тяги или же запирает клапан датчика контроля пламени. В датчике наличия пламени пластина нагревается за счет пламени запальника, а в датчике тяги — за счет температуры продуктов сгорания, выбивающихся из газохода котла в помещение. Предохранительный клапан (рисунок 26) состоит из малой 4 и большой 10 мембран, трех рабочих полостей 6, 7, 8, клапана 2, импульсной линии 1. Газ подводится в рабочую полость 6 и своим давлением, посредством мембраны 4 плотно закрывает клапан 2.



1 – импульсная линия; 2 – клапан; 3 – линия запальника; 4, 10 – малая и большая мембраны; 5 – трубопровод безопасности; 6, 7, 8 – рабочие полости; 9 – шток

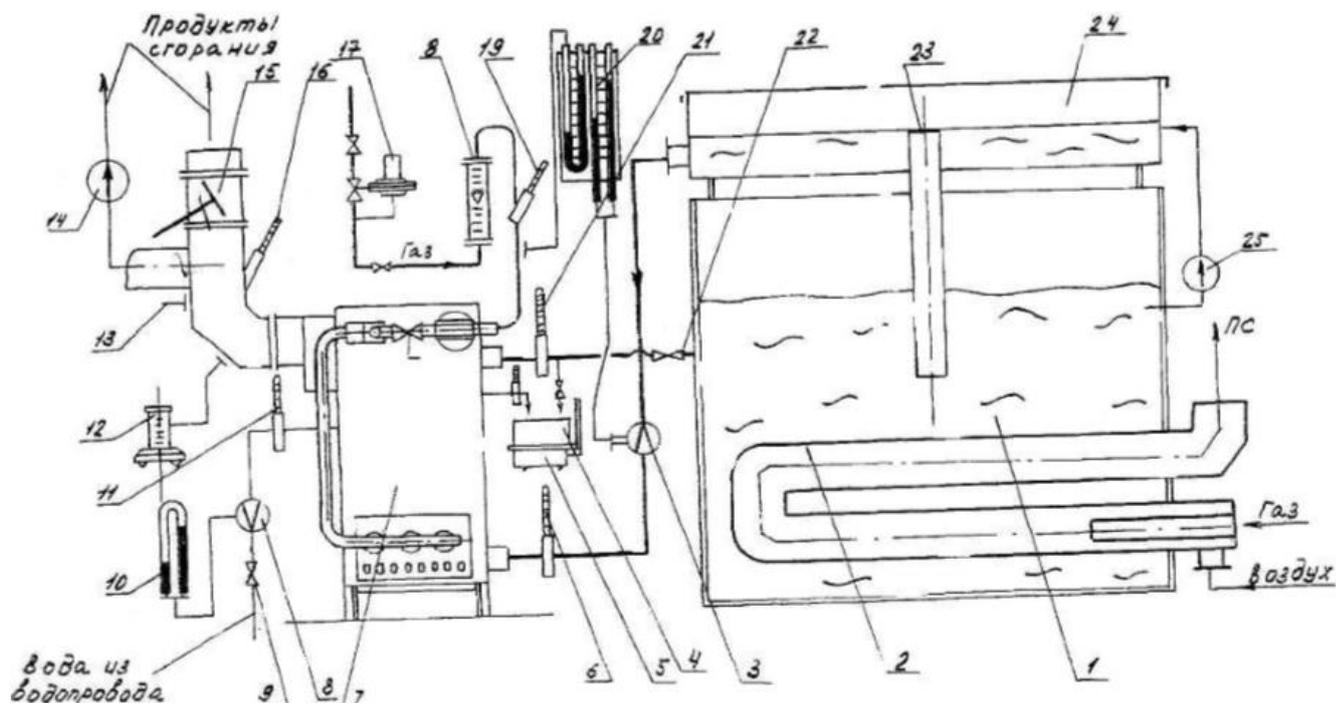
Рисунок 26 – Клапан безопасности

Для первоначального пуска газа на запальник (кран перед горелкой закрыт) необходимо нажать на выступающий конец штока 9 и оторвать клапан 2 от седла. Газ поступит в верхнюю полость клапана безопасности, и давление газа по импульсной линии 1 передается в полость 8. Давления в полостях 6 и 8 сравниваются. За счет большей площади мембраны 10 шток вместе с клапаном поднимутся, и клапан будет находиться во взведенном состоянии. При аварийной ситуации – погасании запальника, прекращении тяги, датчики сбрасывают давление газа из

трубопровода безопасности 5, что приводит к снижению давления в полости 8, а следовательно, и к закрытию клапана 2. При розжиге запальника датчик контроля пламени сбрасывает давление газа из трубопровода безопасности, пока не прогреется биметаллическая пластина. Поэтому до ее прогрева (15 – 30 с) необходимо нажимать на конец штока клапана безопасности.

Порядок проведения испытания бытового котла

Целью испытаний является определение теплотехнических показателей котла, а также проверка работы автоматики регулирования и безопасности. Стенд испытательный предназначен для теплотехнических испытаний газовых котлов для отопления и горячего водоснабжения. Стенд испытательный состоит (рисунок 27) из водяной емкости 1, погружного газового нагревателя 2; водяных расходомерных шайб 3, 8; накопительной емкости 4; весов 5; термометров 6, 11, 19, 21; испытуемого котла 7, кранов 9, 22; жидкостных манометров 10, 20; микроманометра 12; устройства для отбора продуктов сгорания 13; вытяжного вентилятора 14; заслонки 15; регулятора давления газа 17; ротаметра 18; переливной трубы 23; напорного бака 24; циркуляционного насоса 25. Необходимая для испытаний температура воды, подаваемой в котел, создается за счет предварительного нагрева воды в емкости 1 погружным газовым нагревателем 2. Из емкости 1 насосом 25 нагретая вода подается в напорный бак 15. В напорном баке уровень воды поддерживается постоянным за счет переливной трубы 23. Из напорного бака вода подается в котел, а затем нагретая вода снова попадает в емкость 1, т. е. создается движение воды по замкнутому контуру. Необходимый расход воды через котел устанавливается краном 22 по перепаду давления на водяной шайбе 3, измеряемом жидкостным манометром 20. Точный расход воды через котел определяется весовым методом. Температура воды до после котла измеряется термометрами 6, 21. Для испытания котла при работе его на горячее водоснабжение используется водопроводная вода. При этом необходимый расход воды устанавливается краном 9 по расходе мерной шайбе 8. Точный расход воды на горячее водоснабжение определяется весовым методом. Температура воды до после котла измеряется термометрами 11, 21.



1 – водяная емкость; 2 – погружной газовый нагреватель; 3, 8 – водяные расходомерные шайбы; 4 – накопительная емкость; 5 – весы; 6, 11, 19, 21 – термометры; 7 – испытуемый котел; 9, 22 – краны; 10, 20 – жидкостный манометр; 12 – микроманометр; 13 – устройство для отбора продуктов сгорания; 14 – вытяжной вентилятор; 15 – заслонка; 17 – регулятор давления газа; 18 – ротаметр; 23 – переливная труба; 24 – напорный бак; 25 – циркуляционный насос

Рисунок 27– Испытательный стенд:

Расход газа на котел определяется по показанию ротаметра 18 с учетом температуры и давления газа. Давление газа перед горелкой измеряется жидкостным манометром. Температура продуктов сгорания определяется термометром 16. Рабочее разрежение в дымоходе за котлом измеряется микроманометром 12 и устанавливается заслонкой 15. Максимальное необходимое разрежение в газоходе обеспечивается кратковременным включением вытяжного вентилятора 14 при закрытой заслонке 15. Отбор продуктов сгорания на анализ осуществляется через устройство 13. Состав продукта сгорания в газоходе

определяется газоанализатором ГХП 3. Измерения проводятся по достижении стационарных условий работы котла: и давление газа перед горелкой ~ 130 мм вод. ст. (1,28 кПа), разрежение в газоходе ~ 0,3 мм вод. ст. (2,9 Па), температура воды перед котлом ~ 55 – 65 °С и перепад температуры воды на котле ~ 20 °С. При проверке работы автоматики котла определяется температура воды на выходе из котла, при которой отключается подача газа на горелку, а также время отключения газа, на котел при аварийной ситуации – погасание запальника: нарушение тяги. Результаты измерений вносятся в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 – Результаты измерений

Наименование измеряемого параметра	Ед. измерения	Значение
Газ		
Давление перед горелкой	мм вод. ст.	
Показание ротаметра	ед. шкалы	
Температура	°С	
Вода		
Перепад давления на расходомерной шайбе	мм вод. ст.	
Температура воды:	°С	
до котла		
после котла		
Продукты сгорания		
Состав	%	
CO ₂		
CO ₂ +O ₂		
Температура	°С	
Разрежение	мм вод. ст.	
Автоматика		
Температура отключения горелки	°С	
Время отключения газа при аварийной ситуации:	с	
погасание запальника		
пропадание тяги		

Расчет основных показателей работы котла

Под основными показателями работы котла имеются в виду КПД котла и полезная тепловая мощность.

1. КПД котла:

По прямому балансу:

$$\eta = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{затр}}} 100\% = \frac{G_{\text{в}}(i_{\text{в}}'' - i_{\text{в}}')}{V_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}}, \quad (124)$$

где $Q_{\text{пол}}$ – полезное тепло, т. е. тепло, воспринятое водой в котле, кДж/ч;

$Q_{\text{затр}}$ – затраченное тепло, т.е. тепло, выделившееся в котле при сжигании газа, кДж/ч;

$G_{\text{в}}$ – расход воды через котел, кг/ч,

$$G_{\text{в}} = 38,33 \cdot \sqrt{\Delta P_{\text{ш}}}, \quad (125)$$

где $\Delta P_{\text{ш}}$ - перепад давления на водяной шайбе, мм вод. ст.);

$i_{\text{в}}''$, $i_{\text{в}}'$ - энтальпия воды на входе и выходе котла, кДж/кг;

$V_{\text{г}}$ – расход газа, м³/ч, $V_{\text{г}} = 1,903 + 0,0519 (H - 20)$ (H – показание ротаметра, ед. шкалы);

$Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ - теплота сгорания газа, кДж/м³, $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 35500$.

По обратному балансу:

$$\eta = 100 - q_2 - q_5, \quad (126)$$

где q_2 – доля тепла, теряемая с уходящими газами, %,

$$q_2 = \frac{i_{\text{нс}} + (\alpha - 1) \cdot i_{\text{возд}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \cdot 100, \quad (127)$$

где $i_{\text{нс}}$, $i_{\text{возд}}$ - энтальпия продуктов сгорания и воздуха при температуре уходящих газов, кДж/м³;

α - коэффициент расхода воздуха, определяется по азотной формуле по результатам химического анализа продуктов сгорания,

$$\alpha = \frac{100 - \text{CO}_2 - \text{O}_2}{100 - \text{CO}_2 - 4,76\text{O}_2}, \quad (128)$$

q_5 – доля тепла, теряемая теплопроводностью через стенку котла,

$$q_5 = \frac{3.6 \cdot \alpha_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot (\bar{t}_в - t_{\text{возд}})}{V}. \quad (129)$$

где $F_{\text{ст}}$ – общая поверхность котла, $F_{\text{ст}} = 2(a+b)h + 2ab$;

a, b, h – геометрические размеры котла, м;

$\alpha_{\text{ст}}$ – коэффициент теплоотдачи, Вт/м², $\alpha_{\text{ст}} = 13$;

$\bar{t}_в$ – средняя температура воды в котле, °С;

$t_{\text{возд}}$ – температура воздуха в помещении, °С).

2. Полезная тепловая мощность, кВт:

$$N_{\text{пол}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{3600}. \quad (130)$$

Контрольные вопросы

- 1 Назначение автоматики бытового котла.
- 2 Основные задачи испытаний бытового котла.
- 3 В чем разница между КПД по прямому и обратному балансу?
- 4 Каким образом и за счет чего осуществляется циркуляция воды в системе отопления?

Список использованных источников

- 1 СНИП 2.04.05-91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование./ Минстрой России – М.: ГП ЦПП, 1994. – 66 с.
- 2 СНИП 2.04.01-85*. Внутренний водопровод и канализация зданий./ Минстрой России – М.: ГП ЦПП, 2000. – 56 с.
- 3 СНИП 2.04.07-86*. Тепловые сети./ Минстрой России. – М.: ГП ЦПП, 1994. – 48 с.
- 4 СП 41-101-95. Свод правил по проектированию и строительству./ Минстрой России ГУП ЦПП, 1997.
- 5 Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник./ В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж и др. – 3-е изд. перераб. и доп.. – М.: Стройиздат, 1986. – 432 с.