

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

Б.А. Ляликов

**ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Часть III

Учебное пособие

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

Издательство
Томского политехнического университета
2016

УДК 621.181:536(075.8)
ББК 31.361я73
Л97

Ляликов Б.А.

Л97

Источники и системы теплоснабжения предприятий. Ч. III: учебное пособие / Б.А. Ляликов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 190 с.

В учебном пособии приведены материалы, необходимые для проектирования по курсу «Источники и системы теплоснабжения предприятий». Рассмотрены практические основы и методы проектирования элементов теплоснабжающих систем и теплоассооборудования промышленных предприятий.

Материал размещен в соответствии с учебной программой и максимально приближен к решению инженерных задач, поставленных в курсовом проектировании, по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения предприятий».

Пособие подготовлено на кафедре теоретической и промышленной теплотехники ТПУ ЭНИН, соответствует программе дисциплины и предназначено для студентов ИнЭО направления 140100 «Теплотехника и теплоэнергетика».

УДК 621.181:536(075.8)
ББК 31.361я73

Рецензенты

Директор СП «Тепловая инспекция и энергоаудит»
ИНТЕР РАО АО «Томск РТС»
Н.В. Суходолов

Кандидат технических наук, доцент кафедры
парогенераторостроения и парогенераторных установок
Б.В. Лебедев

© ФГАОУВО НИ ТПУ, 2016
© Ляликов Б.А., 2016
© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	7
1.1. Поверочный расчет паровых котлов малой и средней мощности (типа ДКВР)	7
1.2. Расчет процессов теплообмена в системе «технологический трубопровод с тепловой изоляцией и компенсацией теплопотерь».....	7
1.3. Моделирование тепловых режимов калориферных установок.....	8
1.4. Проект района теплоснабжения	9
2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ.....	10
2.1. Общие положения.....	10
2.2. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	10
2.2.1. Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха по отдельным газоходам.....	10
2.2.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания	16
2.2.3. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	19
2.3. Расчетный тепловой баланс	23
2.4. Расчет КПД и расхода топлива.....	24
2.5. Автоматизация поверочного теплового расчета паровых котлоагрегатов малой производительности.....	26
2.5.1. Описание программы для ЭВМ	26
2.5.2. Описание фрагментов программы	29
2.5.3. Примеры поверочного расчета паровых котлов малой и средней паропроизводительности	38
3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ «ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ТРУБОПРОВОД С ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИЕЙ И КОМПЕНСАЦИЕЙ ТЕПЛОПОТЕРЬ»	51
3.1. Общие положения.....	51
3.2. Анализ процессов теплообмена между телами в замкнутой системе	53
3.3. Алгоритм расчета процессов теплообмена в замкнутой системе тел	54
3.3.1. Расчет конвективной теплоотдачи при вынужденном движении жидкости в трубе 1	55
3.3.2. Расчет теплоотдачи при свободной конвекции от наружной поверхности трубы 1	57
3.3.3. Расчет теплоотдачи от воздуха в системе к трубе 2	58
3.3.4. Расчет конвективный теплоотдачи при вынужденной конвекции от наружной поверхности тела 3	58

3.4. Расчет теплообмена излучением в замкнутой системе	59
3.4.1. Расчет угловых коэффициентов методом поточной алгебры	59
3.4.2. Определение геометрических характеристик вспомогательной системы	63
3.4.3. Расчет лучистой составляющей теплового потока методом результирующих потоков	66
3.4.4. Расчет теплообмена между телами системы	68
3.4.5. Проверка правильности расчета суммарных тепловых потоков по температурам стенки.....	68
3.5. Автоматизация расчета процессов теплообмена в замкнутой системе.....	70
3.5.1. Общие сведения о программе для ЭВМ.....	70
3.5.2. Формирование файла с исходными данными.....	75
3.5.3. Пример расчета замкнутой системы.....	77
4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК	88
4.1. Разработка математической модели	88
4.1.1. Определение расчетной теплопроизводительности калориферной установки при заданной температуре воды после установки	88
4.1.2. Методика определения расчетной температуры обратной воды от калориферной установки при заданной её теплопроизводительности	93
4.2. Примеры расчета калориферных установок	99
4.3. Автоматизация расчета калориферных установок	102
5. ПРОЕКТ РАЙОНА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	107
5.1. Сбор данных о системе теплоснабжения	107
5.2. Расчет и построение температурных графиков сетевой воды	107
5.3. Расчет полезной максимальной часовой тепловой нагрузки и годового теплопотребления.....	110
5.4. Расчет расхода теплоносителя.....	113
5.5. Пример расчета тепловых нагрузок, теплопотребления и расходов сетевой воды	115
5.6. Расчет режима регулирования отпуска теплоты	120
5.7. Расчет нормативных непроизводственных расходов тепловой энергии	121
5.8. Расчет нормативного расхода топлива	133
5.9. Гидравлический расчет тепловой сети и подбор насосного оборудования	134
5.10. Техничко-экономические показатели работы системы теплоснабжения.....	139
6. ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ...	140
6.1. Методика расчета теплообменника	140
6.2. Автоматизация расчета вертикального теплообменника.....	143

7. РАСЧЕТ ДРОССЕЛЬНЫХ И СМЕСИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ.....	148
7.1. Дроссельные диафрагмы.....	148
7.2. Элеваторные установки.....	149
8. РАСЧЕТ ТЕПЛОПOTЕРЬ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ	153
8.1. Методика расчета тепловых потерь.....	153
8.2. Пример расчета	156
9. ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ	161
9.1. Описание принципа действия пластинчатых теплообменников	161
9.2. Характеристики пластинчатых водоподогревателей	162
9.3. Пример теплового и конструктивного расчета пластинчатого теплообменника	165
9.4. Автоматизация расчета пластинчатого теплообменника	171
ЛИТЕРАТУРА	173
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	175
Приложение 1	175
Приложение 2.....	177
Приложение 3.....	179
Приложение 4.....	181
Приложение 5.....	187
Приложение 6.....	189

ВВЕДЕНИЕ

В курсе дисциплины «Источники и системы теплоснабжения предприятий» излагаются методы проектирования, оптимизации и исследования режимов работы теплоэнергетических установок, систем теплоснабжения и их элементов, методы расчета технологических режимов работы этих элементов и систем с применением ЭВМ.

В процессе изучения материалов пособия формируются следующие знания:

- методов теплового и гидравлического расчета теплоэнергетических установок, систем теплоснабжения и их элементов;
- технологии выполнения и оформления технической документации на проектируемый объект;
- методов оптимизации режимов работы теплоэнергетических установок, систем и их элементов.

Отдельные разделы пособия помогут сформировать навыки и умение в следующих процедурах проектирования:

- комплектование проектно-конструкторской документации для энергетических установок и систем теплоснабжения предприятий;
- применение вычислительной техники в тепловых и гидравлических расчетах теплоэнергетических установок систем теплоснабжения;
- сформулировать задачу и выполнить расчеты по известному алгоритму.

В учебном пособии приведены варианты тем и заданий для курсового проектирования. Даны методики расчета и проектирования отдельных элементов систем теплоснабжения и промышленных теплообменных установок. В теплоэнергетической литературе излагаются методики и численные примеры проектирования элементов теплоэнергетических систем и теплоиспользующих установок, но редко приводятся автоматизированные варианты их использования с применением вычислительной техники. Частично этот пробел устраняется в данном пособии.

Перечень дисциплин, усвоение которых необходимо для решения задач, поставленных в данном пособии, – «Информатика», «Гидрогазодинамика», «Техническая термодинамика», «Теплообмен», «Промышленные теплообменные процессы и установки», «Котельные установки».

1. ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. Поверочный расчет паровых котлов малой и средней мощности (типа ДКВР)

Поверочный расчет котельных агрегатов, выпускаемых промышленностью, выполняется при проектировании источника теплоснабжения, предназначенного для выработки пара или горячей воды. Основной целью поверочного расчета является определение основных показателей работы котлоагрегата при заданных эксплуатационных условиях, а также, в случае изменения условий эксплуатации котла (работа в нерасчетном режиме, переход на другой вид топлива), обоснование необходимости и возможности проведения реконструктивных мероприятий.

Поверочный расчет выполняется с элементами конструктивного расчета отдельных поверхностей котельного агрегата (пароперегревателя, водяного экономайзера, воздухоподогревателя).

Конструктивный и поверочный тепловой расчет парового котла выполняется в соответствии с Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов [1, 2]. Методика поверочного расчета и автоматизация расчетов паровых котлов с применением ЭВМ содержится в разд. 2 учебного пособия.

Бланк и варианты заданий приводятся в прил. 1.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 50–60 страниц и графической части – два листа формата А1.

1.2. Расчет процессов теплообмена в системе «технологический трубопровод с тепловой изоляция и компенсацией теплотерь»

На химических, нефтехимических и других промышленных предприятиях применяют межцеховые технологические трубопроводы для транспорта жидких и газообразных сред внутри предприятия. Технологические трубопроводы являются связующими артериями технологической схемы, неотъемлемой частью технологического производства.

При проектировании и эксплуатации систем технологических трубопроводов для обоснования геометрических и теплофизических параметров элементов конструкции и теплоносителей необходимо произвести варианты теплотехнические расчеты процессов теплообмена в системе.

С целью минимизации трудозатрат и времени проектирования разрабатывается модель и программа для ЭВМ для расчета процессов теплообмена.

Методика и автоматизация расчетов процессов теплообмена приводится в разд. 3 учебного пособия.

Бланк и варианты заданий приводятся в прил. 2.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 50–60 страниц и графической части – два листа формата А1.

1.3. Моделирование тепловых режимов калориферных установок

В процессе длительной эксплуатации вентиляционных систем на предприятиях в некоторых случаях, по различным причинам (изменение параметров греющего теплоносителя на входе в установку, замена выработавшего ресурс вентиляционного оборудования не в строгом соответствии с проектными характеристиками и т.д.), происходит отклонение эксплуатационных параметров установок от проектных значений. Для определения режимов работы и параметров теплоносителей калориферной установки выполняются варианты расчёты для заданных эксплуатационных условий. На основе анализа результатов расчетов производится выбор параметров теплоносителей, обосновываются режимы работы и разрабатываются мероприятия, направленные на повышение тепловой эффективности установки для сложившихся эксплуатационных условий.

Для формирования тепловых балансов в процессе проектирования и эксплуатации калориферных установок возникает необходимость уточнять теплопроизводительность и параметры теплоносителей на входе и выходе из установки.

Теплопроизводительность при известной температуре воды на выходе из калорифера определяется в процессе решения прямой задачи. Температура воды на выходе из калорифера при заданной теплопроизводительности определяется в ходе решения обратной задачи.

С целью минимизации трудозатрат и времени моделирования разработана модель и программа для ЭВМ для расчета процессов теплообмена в калориферных установках.

Методика и автоматизация расчетов процессов теплообмена приводится в разд. 4 учебного пособия.

Бланк и варианты заданий приводятся в прил. 3.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 50–60 страниц и графической части – два листа формата А1.

1.4. Проект района теплоснабжения

Котельная генерирует тепловую энергию для покрытия присоединенной тепловой нагрузки. При проектировании района теплоснабжения основными задачами являются:

- определение присоединенных к котельной расчетных полезных тепловых нагрузок;
- определение режимов отпуска теплоты (расчет температурного графика сетевой воды, графика тепловых нагрузок);
- составление расчетной принципиальной тепловой схемы котельной и ее расчет;
- выбор основного и вспомогательного оборудования котельной;
- расчет технико-экономических показателей работы котельной;
- компоновка оборудования котельной (план и разрез котельной);
- составление теплового баланса системы теплоснабжения с учетом тепловых потерь при транспорте теплоносителя по тепловым сетям и расхода тепловой энергии на собственные нужды;
- разработка расчетной схемы тепловых сетей;
- гидравлический расчет тепловых сетей;
- построение пьезометрического графика и выбор насосной группы системы теплоснабжения.

Источником теплоты является водогрейная котельная. Методика расчета принципиальной тепловой схемы водогрейной котельной и выбора основного и вспомогательного оборудования приводится в [3, 4].

Разработка теплового баланса района теплоснабжения рассматривается на примере жилого микрорайона № 24. Бланк задания с перечнем вопросов, подлежащих разработке, исходные данные, справочные материалы приводятся в прил. 4.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 50–60 страниц и графической части – два листа формата А1.

2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

2.1. Общие положения

Тепловой расчет парового (рис. 2.1, 2.2) или водогрейного котла может быть конструктивным или поверочным. Конструктивный расчет выполняется при проектировании новых паровых или водогрейных котлов.

Поверочный расчет котельных агрегатов, выпускаемых промышленностью, выполняется при проектировании источника теплоснабжения, предназначенного для выработки пара или горячей воды. Основной целью поверочного расчета является определение основных показателей работы котлоагрегата или реконструктивных мероприятий, обеспечивающих высокую экономичность и надежность его эксплуатации при заданных условиях.

Конструктивный и поверочный тепловой расчет парового или водогрейного котла выполняется в соответствии с Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов [1, 2]. Ниже приводятся основные положения методики поверочного расчета.

2.2. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания

2.2.1. Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха по отдельным газоходам

Через неплотности в обмуровке происходят присосы атмосферного воздуха в газовый тракт котла. Присос воздуха принято выражать в долях теоретического количества воздуха, необходимого для горения,

$$\Delta\alpha = \Delta V_{\text{прис}} / V^0, \quad (2.1)$$

где $\Delta V_{\text{прис}}$ – количество воздуха, присасываемого в соответствующий газоход котла, приходящееся на 1 кг сжигаемого твердого или жидкого топлива или на 1 м³ при нормальных условиях, м³/кг или м³/м³.

Значения расчетных присосов воздуха для промышленных паровых и водогрейных котлов приведены в табл. 2.1.

Коэффициент избытка воздуха за каждой *поверхностью* нагрева после топочной камеры подсчитывается прибавлением к значениям избытка воздуха α_T (табл. 2.2) соответствующих присосов воздуха:

$$\alpha_i = \alpha_T + \sum_1^i \Delta\alpha_i, \quad (2.2)$$

где i – номер поверхности нагрева; α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки.

Коэффициент избытка воздуха принимается в зависимости от вида топлива, способа его сжигания и конструкции топки.

Таблица 2.1

Расчетные значения присосов воздуха в топку и в газоходы паровых и водогрейных котлов при номинальной нагрузке

Топочные камеры и газоходы	Присос воздуха
Топочные камеры пылеугольных котлов с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой труб экрана	0,05
То же с обмуровкой и обшивкой	0,07
То же без металлической обшивки	0,10
Топочные камеры слоевых механических и полумеханических топок	0,10
Фестон, ширмовый пароперегреватель, первый котельный пучок котлов производительностью $D > 50$ т/ч	0,00
Первый котельный пучок котлов производительностью $D < 50$ т/ч	0,05
Второй котельный пучок котлов производительностью $D < 50$ т/ч	0,10
Пароперегреватель	0,03
Водяной экономайзер котлов производительностью $D > 50$ т/ч на каждую ступень	0,02
Водяной экономайзер котлов производительностью $D < 50$ т/ч	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,10
чугунный без обшивки	0,20
Воздухоподогреватели трубчатые, нп каждую ступень:	
для котлов с $D > 50$ т/ч	0,03
для котлов с $D < 50$ т/ч	0,06
Золоуловители циклонные и батарейные	0,05
Газоходы стальные на каждые 10 м длины	0,01
Газоходы кирпичные на каждые 10 м длины	0,05

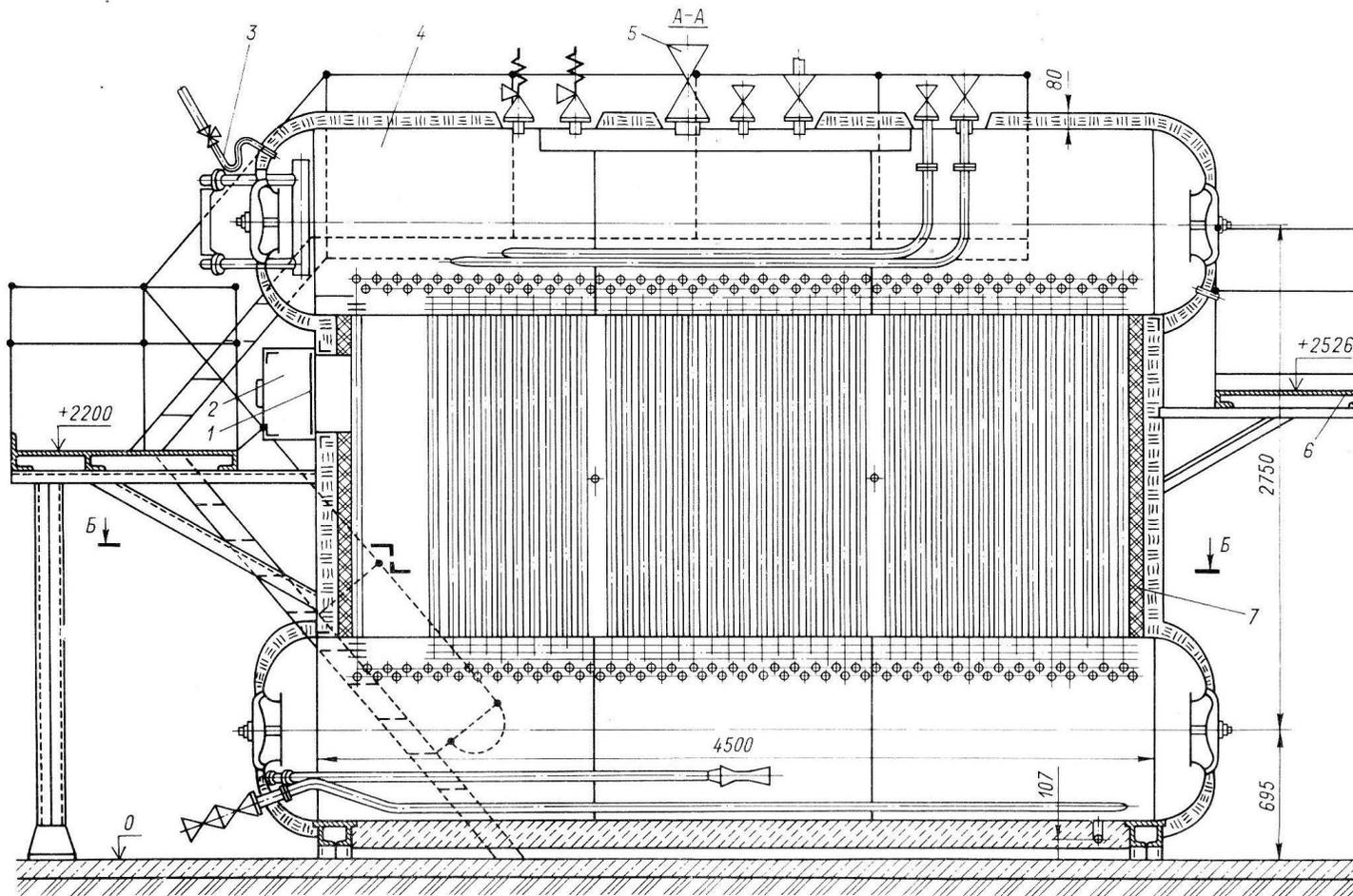


Рис. 2.1. Котлоагрегат ДЕ-10-14

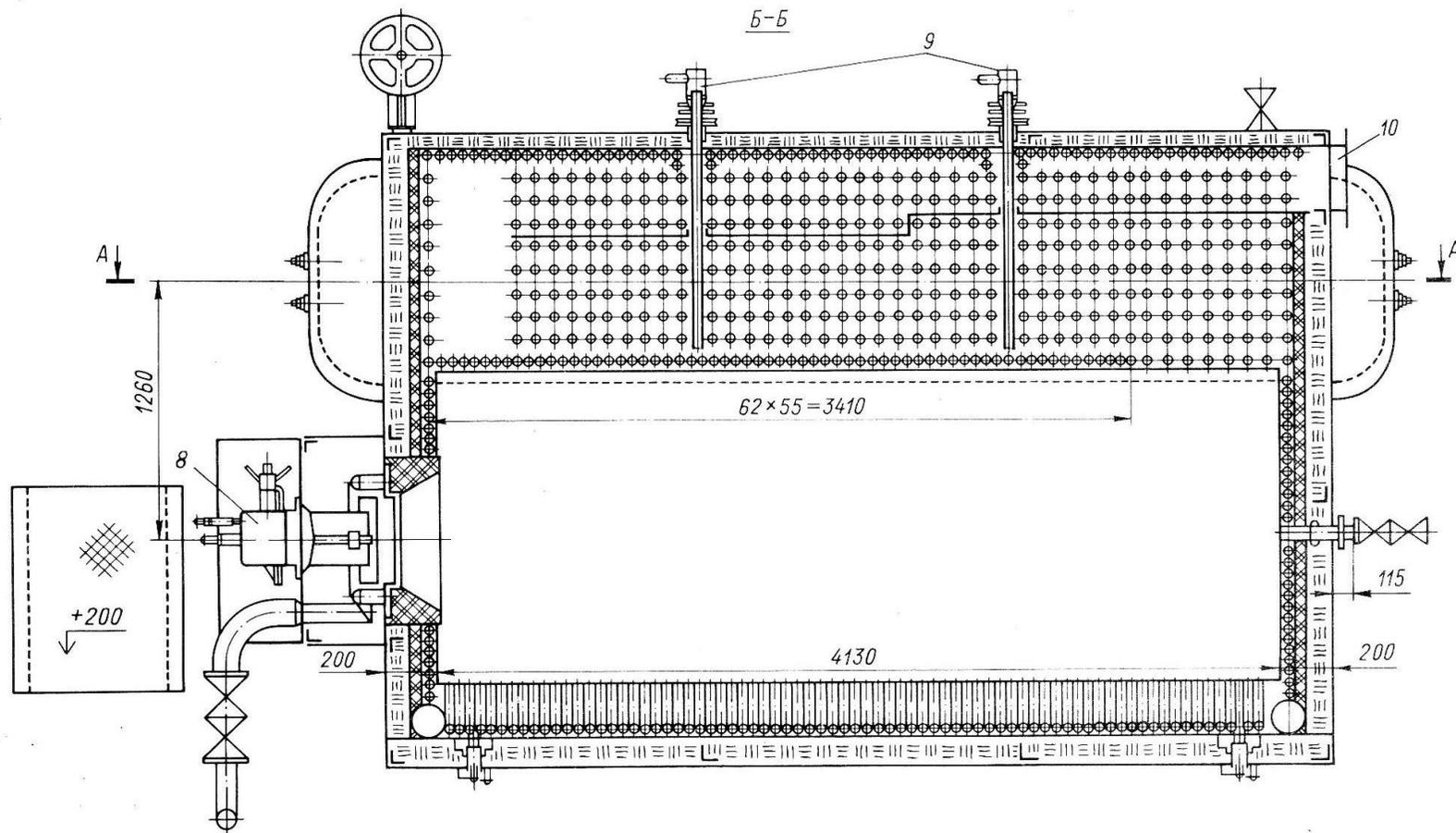


Рис. 2.2. Котлоагрегат ДЕ-10-14: 1 – взрывной предохранительный клапан; 2 – короб предохранительного взрывного клапана; 3 – трубка манометра; 4 – верхний барабан; 5 – паровая задвижка; 6 – площадка обслуживания; 7 – обмуровка огнеупорная; 8 – короб отвода продуктов сгорания; 9 – обдувочный аппарат; 10 – газомазутная горелка

Таблица 2.2

Расчетные значения коэффициента избытка воздуха
на выходе из топки a_T

Тип топки	Топливо	Значение a_T
1	2	3
С пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной колосниковой решеткой	Донецкий антрацит АС и АМ ($A_{\text{п}} = 0,5$)	1,6–1,7
	Каменные угли типа кузнецких Г и Д ($A_{\text{п}} = 0,3$), донецких Г и Д ($A_{\text{п}} = 0,8$), кузнецких 1СС ($A_{\text{п}} = 0,4$)	1,4–1,5
	Бурые угли типа ирша-бородинского ($W_{\text{п}} = 2,1$; $A_{\text{п}} = 0,4$)	1,4–1,5
С цепной решеткой прямого хода	Донецкий антрацит АС и АМ ($A_{\text{п}} = 0,5$)	1,5–1,6
С пневмомеханическими забрасывателями и с цепной решеткой обратного хода	Все топлива, указанные для топок с пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной колосниковой решеткой	1,3–1,4
Камерная (при пылевидном сжигании с твердым шлакоудалением)	Антрацитовый штыб, полуантрациты, тощие угли	1,2–1,25
	Каменные, бурые угли и фрезерный торф	1,2
	Мазут и природный газ	1,1
Скоростного горения	Рубленая щепка ($W_p = 50\%$)	1,2
	Дробленые отходы и опилки ($W_p = 50\%$)	1,3

Таблица 2.3

Конструктивные характеристики котлоагрегатов серии ДКВР

Величина	Размер- ность	Типоразмер котла				
		ДКВР- 2,5-14	ДКВР- 4-14	ДКВР- 6,5-14	ДКВР- 10-14	ДКВР- 20-14
1	2	3	4	5	6	7
Объем топки	м ²	10,4	13,7	20,8	35,7	54,0
Поверхность стен топки	м ²	36,4	41,4	54,0	84,8	124,8
Диаметр экранных труб	мм	51×2,5				
Относительный шаг экранных труб	—	1,56				
Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева	м ²	16,6	19,5	25,0	40,0	60,0
Площадь поверхности нагрева конвективных пучков	м ²	73,6	116,9	197,4	235,0	266,2
Диаметр труб конвективных пучков	мм	51×2,5				
Расположение труб конвективных пучков	—	Коридорное				
Поперечный шаг труб	мм	110				
Продольный шаг труб	мм	100				
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания	м ²	0,405	0,73	1,0	1,395	1,68
Число рядов труб по ходу продуктов сгорания (I пучок/II пучок)	—	20/20	20/20	22/22	22/22	—

2.2.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

Расчет теоретических и действительных объемов воздуха и продуктов сгорания производится в следующей последовательности:

Определение теоретического объема воздуха, необходимого для полного сгорания: при сжигании твердого и жидкого топлива (1 м^3 воздуха на 1 кг топлива)

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375S^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.3)$$

при сжигании газа (1 м^3 воздуха на 1 м^3 газа)

$$V^0 = 0,0476 \cdot [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2], \text{ м}^3 \text{ воздуха}/\text{м}^3 \text{ газа}, \quad (2.4)$$

где m – число атомов углерода; n – число атомов водорода.

Определение теоретического объема азота в продуктах сгорания при сжигании твердого и жидкого топлива ($\text{м}^3/\text{кг}$)

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.5)$$

при сжигании газа ($\text{м}^3/\text{м}^3$)

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + \frac{N_2}{100}, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.6)$$

Определение объема трехатомных газов при сжигании твердого и жидкого топлива

$$V_{N_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375S^P}{100} \text{оп+к}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.7)$$

при сжигании газа

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_m H_n), \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.8)$$

Определение теоретического объема водяных паров:

- при сжигании твердого и жидкого топлива

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V^0, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.9)$$

- при сжигании газа

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot \left(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m \text{H}_n + 0,124 d_{\text{Г.ТЛ}} \right) + 0,0161 V^0, \text{ м}^3 / \text{ м}^3. \quad (2.10)$$

Определение среднего коэффициента избытка воздуха в газоходе для каждой поверхности нагрева

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}, \quad (2.11)$$

где α' – коэффициент избытка воздуха перед газоходом; α'' – коэффициент избытка воздуха после газохода.

Определение избыточного количества воздуха для каждого газохода

$$V_{\text{изб}}^{\text{В}} = V^0 (\alpha_{\text{ср}} - 1), \text{ м}^3 / \text{ кг} (\text{ м}^3 / \text{ м}^3). \quad (2.12)$$

Определение действительного объема водяных паров для твердого и жидкого топлива и для газа

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{В}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 (\alpha_{\text{ср}} - 1) V^0, \text{ м}^3 / \text{ кг} (\text{ м}^3 / \text{ м}^3) \quad (2.13)$$

Определение действительного суммарного объема продуктов сгорания для твердого и жидкого топлива и для газа

$$V_{\text{Г}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_{\text{ср}} - 1) V^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 (\alpha_{\text{ср}} - 1) V^0, \text{ м}^3 / \text{ кг} (\text{ м}^3 / \text{ м}^3). \quad (2.14)$$

Определить объемные доли трехатомных газов и водяных паров, суммарную объемную долю

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\text{Г}}; \quad (2.15)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{Г}}; \quad (2.16)$$

$$r_{\text{II}} = r_{\text{RO}_2} / r_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (2.17)$$

Определить концентрацию золовых частиц в продуктах сгорания при сжигании твердого топлива

$$\mu = \frac{10 \cdot A^{\text{P}} \cdot \alpha_{\text{УН}}}{V_{\text{Г}}}, \text{ г} / \text{ м}^3, \quad (2.18)$$

где $\alpha_{\text{ун}}$ – доля золы топлива в уносе, для камерных топок при сжигании твердого топлива принимается $\alpha_{\text{ун}} = 0,95$, для слоевых топок по табл. 4.1, 4.2 [2].

Результаты расчета действительных объемов продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата сводятся в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Объемы продуктов сгорания,
объемные доли трехатомных газов, концентрация золы

Величина	Расчетная формула	Теоретические объемы:					
		$V^0 = \dots \text{ м}^3/\text{кг}; V_{\text{N}_2}^0 = \dots \text{ м}^3/\text{кг};$					
		$V_{\text{RO}_2} = \dots \text{ м}^3/\text{кг}; V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = \dots \text{ м}^3/\text{кг};$					
		Газоход					
		Топка, фестон	Пароперегреватель	Конвективные пучки	Экономайзер	Воздухоподогреватель	Золоуловитель
1	2	3	4	5	6	7	8
Коэффициент избытка воздуха после поверхности нагрева	табл. 2.1						
Средний коэффициент избытка воздуха в газоходе поверхности нагрева	(2.11)						
Избыточное количество воздуха, $\text{ м}^3/\text{кг}$	(2.12)						
Объем водяных паров, $\text{ м}^3/\text{кг}$	(2.13)						
Полный объем продуктов сгорания, $\text{ м}^3/\text{кг}$	(2.14)						
Объемная доля трехатомных газов	(2.15)						
Объемная доля водяных паров	(2.16)						
Суммарная объемная доля	(2.17)						
Концентрация золы в продуктах сгорания, $\text{ г}/\text{ м}^3$	(2.18)						

2.2.3. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Расчет энтальпий продуктов сгорания производится при действительных коэффициентах избытка воздуха после каждой поверхности нагрева. Значения коэффициента избытка воздуха после поверхности нагрева берутся из табл. 2.4.

Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания производится в следующей последовательности:

1. Вычислить энтальпию теоретического объема воздуха для всего выбранного диапазона температур для твердого и жидкого топлива (кДж/кг) и газа (кДж/м³)

$$I_B^0 = V^0 \cdot i_B, \quad (2.19)$$

где i_B – энтальпия 1 м³ воздуха, кДж/м³; V^0 – теоретический объем воздуха, необходимого для горения, принимается по табл. 2.4.

2. Определить энтальпию теоретического объема продуктов сгорания для всего выбранного диапазона температур (кДж/кг или кДж/м³)

$$I_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 \cdot i_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot i_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot i_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (2.20)$$

где i_{RO_2} , i_{N_2} , $i_{\text{H}_2\text{O}}$ – соответственно энтальпии 1 м³ трехатомных газов, теоретических объемов азота и водяных паров, кДж/кг; $V_{\text{RO}_2}^0$, $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – объемы трехатомных газов, теоретических объемов азота и водяных паров, м³/м³.

3. Определить энтальпию избыточного количества воздуха для всего выбранного диапазона температур (кДж/кг или кДж/м³)

$$I_{\text{изб}}^B = (\alpha - 1)I_B^0. \quad (2.21)$$

4. Определить энтальпию продуктов сгорания при коэффициентах избытка воздуха $\alpha > 1$ (кДж/кг или кДж/м³)

$$I = I_{\Gamma}^0 + I_{\text{изб}}^B + I_{\text{зл}}, \quad (2.22)$$

где $I_{\text{зл}}$ – энтальпия золы, учитывается только при $\alpha_{\text{ун}}A^P > 1,4 \cdot 10^2$ кДж/кг

$$I_{\text{зл}} = i_{\text{зл}} \frac{A^P}{100} \alpha_{\text{ун}}, \quad (2.23)$$

здесь $i_{\text{зл}}$ – энтальпия 1 кг золы, кДж/кг.

Результаты расчета энтальпии воздуха и продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата сводятся в табл. 2.5 и 2.6.

Данные табл. 2.6 позволяют по температуре продуктов сгорания определять их энтальпию линейной интерполяцией

$$I_x = \frac{I_{\text{б}} - I_{\text{м}}}{100} (t_{\text{изв}} - t_{\text{м}}) + I_{\text{м}}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.24)$$

или, наоборот, по энтальпии продуктов сгорания – их температуру

$$t_x = t_{\text{м}} + \frac{I_{\text{изв}} - I_{\text{м}}}{I_{\text{б}} - I_{\text{м}}} \cdot 100, \text{ кДж/кг}, \quad (2.25)$$

где $I_{\text{б}}$, $I_{\text{м}}$ – энтальпии, соответствующие большей и меньшей температурам искомого интервала температур; $t_{\text{изв}}$ – температура, для которой вычисляется энтальпия, °С; $I_{\text{изв}}$ – энтальпия, по значению которой определяется температура, кДж/кг.

Таблица 2.5

Энтальпия 1 м³ воздуха,
газообразных продуктов сгорания и 1 кг золы

t °С	i_{RO_2}	i_{N_2}	I_{O_2}	$i_{\text{H}_2\text{O}}$	$i_{\text{в}}$	$i_{\text{зл}}$
	кДж/м ³					кДж/кг
100	170	130	132	151	133	81
200	359	261	268	305	267	170
300	561	393	408	464	404	264
400	774	528	553	628	543	361
500	999	666	701	797	686	460
600	1226	806	852	970	832	562
700	1466	949	1008	1151	982	664
800	1709	1096	1163	1340	1134	769
900	1957	1247	1323	1529	1285	878
1000	2209	1398	1482	1730	1440	987
1100	2465	1550	1642	1932	1600	1100
1200	2726	1701	1806	2138	1760	1209
1300	2986	1856	1970	2352	1919	1365
1400	3251	2016	2133	2566	2083	1587
1500	3515	2171	2301	2789	2247	1764
1600	3780	2331	2469	3011	2411	1881
1700	4049	2490	2637	3238	2574	2070
1800	4317	2650	2805	3469	2738	2192
1900	4586	2814	2978	3700	2906	2934
2000	4859	2973	3150	3939	3074	2520
2100	5132	3137	3318	4175	3242	–
2200	5405	3301	3494	4414	3410	–

Таблица 2.6

Энтальпия продуктов сгорания $I = f(t)$ кДж/кг или кДж/м³

Поверхность нагрева	Температура после поверхности нагрева, °С	Энтальпия теоретического объема воздуха I_v^0 , формула (2.19)	Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания $I_{г}^0$, формула (2.20)	Энтальпия избыточного количества воздуха, $I_{изб}^в$, формула (2.21)	Энтальпия продуктов сгорания, $I_{п.сг}$, формула (2.22)
1	2	3	4	5	6
Верх топочной камеры, фестон а _г	2000				
	1900				
	1800				
	1700				
	1600				
	1500				
	1400				
	1300				
	1200				
	1100				
	1000				
	900				
800					

Окончание табл. 2.6

Поверхность нагрева	Температура после поверхности нагрева, С	Энтальпия теоретического объема воздуха $I^0_{в}$, формула (2.19)	Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания $I^0_{г}$, формула (2.20)	Энтальпия избыточного количества воздуха, $I^{в}_{изб}$, формула (2.21)	Энтальпия продуктов сгорания, $I_{п.сг}$, формула (2.22)
1	2	3	4	5	6
Пароперегреватель, $a_{пе} =$	1000				
	900				
	800				
	700				
	600				
Конвективные пучки, a_k	500				
	700				
	600				
	500				
	400				
Водяной экономайзер, $a_{эк}$	300				
	200				
	400				
Воздухоподогреватель, $a_{вп}$	200				
	100				

2.3. Расчетный тепловой баланс

При работе парового или водогрейного котла вся поступившая в него теплота расходуется на выработку полезной теплоты и на покрытие различных потерь теплоты, связанных с технологическим процессом выработки пара или горячей воды.

Тепловой баланс котла для 1 кг сжигаемого твердого и жидкого топлива или 1 м³ газа при нормальных условиях

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (2.26)$$

где Q_p^p – располагаемая теплота, кДж/кг (кДж/м³); Q_1 – полезная теплота, содержащаяся в паре или горячей воде на выходе из котла, кДж/кг (кДж/м³); Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 – соответственно потери теплоты с уходящими газами, от химической неполноты сгорания, от механической неполноты сгорания, от наружного охлаждения, от физической теплоты, содержащейся в удаляемом шлаке, кДж/кг (кДж/м³).

Потеря теплоты с уходящими газами

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{x.v}^o) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (2.27)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг; $I_{x.v}^o$ – энтальпия теоретического объема холодного воздуха при $t_b = 30^\circ\text{C}$, кДж/кг; $I_{x.v}^o = 39,8 \cdot V^o$, кДж/кг.

Потеря теплоты от химической и механической неполноты горения для различных топок и топлив принимается по табл. 4.1÷4.4 [2].

Потеря теплоты от наружного охлаждения составляет:

Для парового котла

$$q_5 = q_{5 \text{ ном}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}, \%, \quad (2.28)$$

Для водогрейного котла

$$q_5^{в.к} = q_{5 \text{ ном}}^{в.к} \frac{N_{\text{ном}}}{N}, \%, \quad (2.29)$$

где $q_{5 \text{ ном}}$, $q_{5 \text{ ном}}^{в.к}$ – потеря теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке парового и водогрейного котла, принимаются по табл. 4.5 и 4.6 соответственно [2].

Потеря в виде физической теплоты шлаков $q_{6\text{ шл}}$ и потеря от охлаждения конструкций котла $q_{6\text{ охл}}$, не включенных в циркуляционный контур котла

$$q_6 = q_{6\text{ шл}} + q_{6\text{ охл}}, \% \quad (2.30)$$

Расчет потерь $q_2 \div q_6$ производится с учетом данных табл. 4.1–4.6 [2].

Расчеты топки, конвективных поверхностей нагрева, КПД котла, расхода топлива проводятся по методике, изложенной в подразд. 4.2, гл. 5 и 6 [2].

2.4. Расчет КПД и расхода топлива

Коэффициентом полезного действия (КПД) парового или водогрейного котла называется отношение полезной теплоты к располагаемой теплоте. Не вся полезная теплота, выработанная агрегатом, направляется к потребителю. Часть выработанной теплоты в виде пара расходуется на собственные нужды.

Если КПД агрегата определяется по выработанной теплоте, то его называют *брутто*, а если по отпущенной теплоте – *нетто*.

КПД брутто парового котельного агрегата можно определить по уравнению прямого баланса

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{пг}}}{Q_{\text{р}}^{\text{п}} \cdot B_{\text{пг}}} \cdot 100, \% \quad (2.31)$$

где $Q_{\text{пг}}$ – полезная мощность парового котла, кВт; $B_{\text{пг}}$ – расход топлива паровым котлом, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{\text{р}}^{\text{п}}$ – располагаемая теплота, кДж/кг ($\text{кДж}/\text{м}^3$).

КПД брутто парового котла по уравнению обратного баланса

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \% \quad (2.32)$$

При тепловом расчете парового котла тепловой баланс составляется для определения КПД и расчетного расхода топлива.

Расчет производится в следующей последовательности:

1. Определяется располагаемая теплота:

- для твердого и жидкого топлива

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} + Q_{\text{в.вн}} + i_{\text{тл}} + Q_{\text{ф}} - Q_{\text{к}}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.33)$$

- для газообразного топлива

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{в.вн}, \text{ кДж/м}^3, \quad (2.34)$$

где Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{в.вн}$ – теплота, внесенная в котельный агрегат предварительно подогретым вне котла воздухом, кДж/кг (кДж/м³); $i_{тл}$ – физическая теплота, внесенная топливом, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{ф}$ – теплота, внесенная при паровом распылении жидкого топлива, кДж/кг; Q_k – теплота, затраченная на разложение карбонатов (учитывается только при сжигании сланцев).

Физическая теплота топлива учитывается только при сжигании мазута при его предварительном подогреве от постороннего источника теплоты:

$$i_{тл} = c_{тл} \cdot t_{тл}, \text{ кДж/м}^3, \quad (2.35)$$

где $t_{тл}$ – температура топлива (100 °С); $c_{тл}$ – теплоемкость топлива, кДж/(кг К).

Теплота, внесенная в котельный агрегат через форсунку при паровом распылении жидкого топлива,

$$Q_{ф} = 0,35 \cdot (i_{ф} - 2520), \text{ кДж/кг}, \quad (2.36)$$

где $i_{ф}$ – энтальпия пара, расходуемого на распыление топлива, кДж/кг.

2. При сжигании твердого топлива определяется потеря теплоты от механической неполноты горения. Значения потери теплоты от механической неполноты горения принимаются для различных топлив и конструкций топок по табл. 4.1–4.4 [2].

3. Определяется потеря теплоты с уходящими газами.

4. Определяется потеря теплоты от химической неполноты сгорания. Значения потери теплоты от химической неполноты сгорания принимаются для различных топлив и конструкций топок по табл. 4.1–4.4 [2].

5. Определяется потеря теплоты в окружающую среду.

6. Определяется полезная мощность парового котла

$$Q_{пе} = D_{пе} (i_{п.п} - i_{п.в}) + D_{н.п} \cdot (i_{н.п} - i_{п.в}) + 0,01 \cdot p \cdot (D_{пе} + D_{н.п}) \cdot (i_{кип} - i_{п.в}), \text{ кДж/кг}, \quad (2.37)$$

где $D_{пе}$ – расход выработанного перегретого пара, кг/с; $D_{н.п}$ – расход выработанного насыщенного пара, кг/с; $i_{п.п}$, $i_{п.в}$, $i_{н.п}$, $i_{кип}$ – энтальпии перегретого пара, питательной воды на входе в экономайзер, насыщен-

ного пара и кипящей воды в барабане, кДж/кг; p – непрерывная продувка парового котла, %.

7. Определяется потеря теплоты в виде физической теплоты шлаков.

8. Определяется КПД брутто парового котла по обратному балансу

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \%$$

9. Подсчитывается расход топлива, подаваемого в топку парового котла, из уравнения прямого теплового баланса

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{шт}}}{Q_{\text{р}} \cdot B_{\text{шт}}} \cdot 100 \%$$

10. Подсчитывается расчетный расход:

- для твердого топлива

$$B_{\text{р}} = B_{\text{шт}} \left(1 - \frac{q_4}{100} \right), \text{ кг/с;}$$

- для газа или мазута

$$B_{\text{р}} = B_{\text{шт}}, \text{ кг/с или м}^3\text{/с.}$$

Расчеты топки, конвективных поверхностей нагрева, экономайзера, проводятся по методике, изложенной в гл. 5÷6 [2].

2.5. Автоматизация поверочного теплового расчета паровых котлоагрегатов малой производительности

2.5.1. Описание программы для ЭВМ

В связи с большим объемом вычислительной работы и с целью повышения производительности работ при проектировании и поверочном расчете котельного агрегата широко применяется вычислительная техника.

Основной целью поверочного расчета является определение основных показателей действующих котлоагрегатов и его элементов. Результаты поверочного расчета используются для разработки реконструктивных мероприятий котельного агрегата с целью обеспечения высокой надежности и экономичности его эксплуатации при заданных условиях. Ниже приводится описание структуры программы для ЭВМ

Программу можно представить в виде последовательно выполняемых этапов (подпрограмм):

1. Расчет объемов продуктов сгорания и воздуха.
2. Расчет энтальпий продуктов сгорания по всем газоходам.
3. Расчет теплового баланса котла.
4. Расчет топки.
5. Расчет пароперегревателя.
6. Расчет конвективных поверхностей нагрева и экономайзера.

На рис. 2.1 приводится блок-схема программы поверочного расчета котлоагрегата.

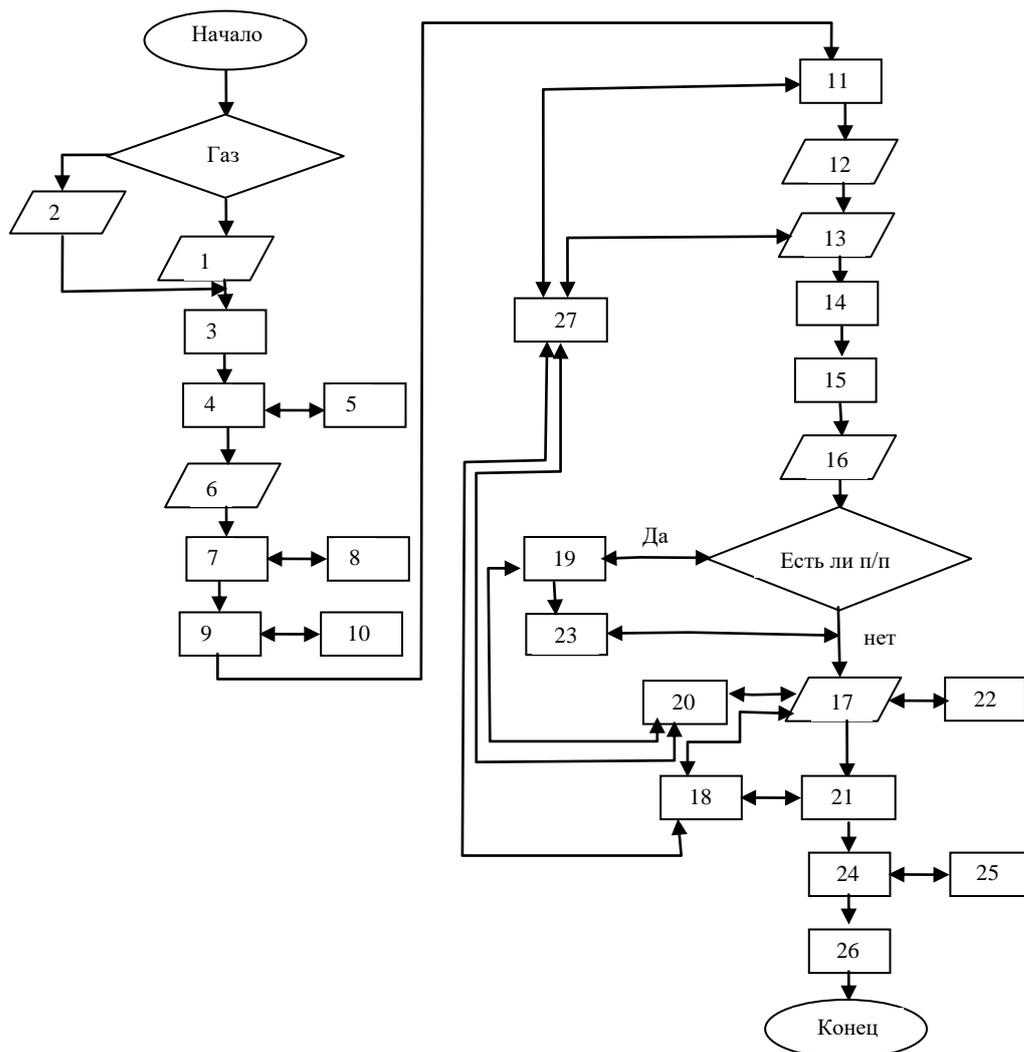


Рис. 2.1. Блок-схема теплового расчета парового котла ДКВР

Пояснения к блок-схеме:

- 1 – ввод состава твердого или жидкого топлива и присосов воздуха;
- 2 – ввод состава газообразного топлива и расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания;

- 3 – расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания для угля и мазута;
- 4, 5 – расчет действительных объемов продуктов сгорания;
- 6 – вывод результатов расчета объемов воздуха и продуктов сгорания;
- 7 – ввод табличных справочных значений энтальпий 1 м^3 воздуха и газообразных продуктов сгорания для выполнения интерполяции;
- 8 – расчет энтальпий теоретического объема воздуха и продуктов сгорания;
- 9, 10 – расчет энтальпий избыточного воздуха и энтальпий действительных объемов продуктов сгорания, вывод таблицы $I = f(v)$;
- 11 – тепловой баланс и расчет расхода топлива;
- 12 – вывод таблицы расчета теплового баланса;
- 13 – ввод исходных данных для расчета топки;
- 14 – расчет коэффициента ослабления лучей;
- 15 – расчет температуры на выходе из топки;
- 16 – вывод таблицы результатов расчета топки;
- 17 – ввод исходных данных для расчета конвективной поверхности нагрева, проверка на окончание вычислений и определение входных данных для следующей итерации;
- 18 – определяется теплота, отданная продуктами сгорания Q_6 , расчетная температура продуктов сгорания и температурный напор для конвективной поверхности нагрева;
- 19 – расчет пароперегревателя;
- 20 – расчет w_r , α_k , $\alpha_{л}$, α_{Σ} для пароперегревателя и конвективных поверхностей нагрева;
- 21 – вывод результатов расчета конвективной поверхности нагрева;
- 22 – определение коэффициента теплопередачи, средней логарифмической разности температур и теплоты, воспринятой конвективной поверхностью нагрева;
- 23 – вывод результатов расчета пароперегревателя;
- 24 – расчет водяного экономайзера;
- 25 – выбор оптимальной скорости продуктов сгорания в водяном экономайзере;
- 26 – вывод результатов расчета водяного экономайзера;
- 27 – подпрограмма интерполяции.

2.5.2. Описание фрагментов программы

Считывание исходных данных при выполнении программы производится из двух внешних файлов. В первом файле содержатся данные об индивидуальных характеристиках котла, во втором – массивы справочных данных о теплофизических свойствах теплоносителей.

Procedure Read1; {считывание данных, параметров работы котла}
begin

Назначение входного и выходного файлов

Считывание значения ключей *J1, J2*

J1 – наличие пароперегревателя (1 – да, 0 – нет);

J2 – вид топлива (0 – газ; 1 – уголь; 2 – мазут)

if J2 – 1 >= 0 then

begin

Ввод характеристик мазута или угля *C, S, W, A*

end

else

begin

Ввод характеристик природного газа

end

end;

Ввод содержания *H, N, O* в топливе

Перечень вводимых исходных данных:

$Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ – низшая теплотворная способность топлива, ккал/кг;

$t_{\text{м}}$ – температура мазута (для газа, угля ввести 0), °С;

$Q_{\text{н}}$ – потеря теплоты от механической неполноты горения топлива, %;

$t_{\text{у}}$ – температура уходящих газов, °С;

$D_{\text{н}}$ – номинальная производительность котла, т/ч;

D – расчетная производительность котла, т/ч;

$Q_{5\text{н}}$ – потеря теплоты в окружающую среду, %;

Q_{3} – потеря с химическим недожогом, %;

$E_{\text{к}}$ – энтальпия кипящей воды, ккал/кг;

$E_{\text{п}}$ – энтальпия пара, ккал/кг;

E_B – энтальпия питательной воды, ккал/кг;
 D_y – процент продувки, %;
 F_t – поверхность стен топки, m^2 ;
 V_t – объем топки, m^3 ;
 V_{01} – угловой коэффициент излучения;
 V_H – параметр, используемый для расчета действительной температуры на выходе из топки;
 t_T – заданная в первом приближении температура на выходе из топки, °С;
 M_f – доля топочного объема, заполненного светящейся частью факела;
 t_{KB} – температура кипящей воды в котельной установке, °С;
 PS – коэффициент тепловой эффективности;
 DD – диаметр труб конвективной поверхности нагрева, м;
 HN – конвективная поверхность нагрева, m^2 ;
 S_1, S_2 – шаги между трубами в конвективном пучке, м;
 FPS – площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания в конвективном пучке, m^2 ;
 $t_{1[1]}, t_{1[2]}$ – температура продуктов сгорания в первом приближении на входе и на выходе из конвективного пучка, °С;
 DDP – диаметр труб в пароперегревателе, м;
 S_1, S_2 – шаги между трубами в пароперегревателе, м;
 FKS, FKS – живые сечения для прохода продуктов сгорания и пара в пароперегревателе, m^2 ;
 EN – энтальпия насыщенного пара, ккал/кг;
 VP – удельный объем пара, $m^3/кг$;
 t_{pp} – температура перегретого пара, °С;
 $F1E$ – поверхность трубного пучка экономайзера, m^2 ;
 $L2E$ – длина трубного пучка экономайзера, м.
 Ввод коэффициентов присосов воздуха на выходе из топки и других поверхностей нагрева (пароперегревателя, воздухоподогревателя, экономайзера)
end; {Read1}

Procedure Read2; {считывание массивов теплофизических свойств теплоносителей}

begin

Циклы по считыванию ТФС теплоносителей
--

end; {Read2}

Описание интерфейсной части расчетного модуля

Unit UDkwr;

Interface

Uses Uchismet1;

Раздел описания переменных модуля

Procedure Read1; {считывание исходных данных}

Procedure Read2; {ввод массивов ТФС теплоносителей}

Procedure V_VG; {расчет теоретических и действительных объемов продуктов сгорания}

Procedure TabV_VG; {вывод результатов расчета объемов воздуха и продуктов сгорания}

Procedure IVOIGO(NN: integer) {расчет энтальпий теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания}

Procedure Intalp; {вывод заголовка таблицы энтальпий}

Procedure Intalp1; {расчет энтальпий действительных объемов продуктов сгорания и воздуха}

Procedure Balans; {расчет теплового баланса котла}

Procedure Topka; {расчет топки}

Procedure KonvPov; {расчет конвективных поверхностей нагрева}

Procedure KonvPovTab; {вывод результатов расчета конвективной поверхности нагрева}

Procedure KofG(I,J1: integer); {расчет коэффициента ослабления лучей трехатомными газами}

Procedure D27(I,J1: integer); {расчет балансовой теплоты, отданной продуктами сгорания; расчет температуры продуктов сгорания и температурного напора для конвективной поверхности нагрева}

Procedure D18(I,J1: integer); {расчет средней скорости продуктов сгорания в конвективной части; коэффициентов теплоотдачи конвективной и лучистой составляющих теплового потока}

Procedure D28(I: integer); {расчет коэффициента теплопередачи; средней логарифмической разности температур; количества теплоты воспринятой конвективной поверхностью теплообмена}

Procedure Eкопот; {расчет экономайзера}

Procedure PP; {расчет пароперегревателя}

Implementation

Секция реализации процедур

end.

Пояснения к работе программы

Для формирования таблицы энтальпий воздуха и продуктов сгорания (см. табл. 2.6), необходимой для определения параметров теплоносителей в котельной установке, задействуются три процедуры *Intalp*, *Intalp1*, *IVOIGO(NN)*, взаимодействующих друг с другом. Рассмотрим алгоритм расчета энтальпий и формирование табл. 2.6 на примере одной поверхности нагрева котельной установки – топки.

В процедуре *Intalp* производится обращение к процедуре *IVOIGO(NN)* с передачей значения фактического параметра, характеризующего значение температуры, для которой в процедуре *IVOIGO(NN)* будут выполнены расчеты энтальпий теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания. После этого в процедуре *Intalp* организуется вывод заголовка таблицы энтальпий теоретических и действительных объемов воздуха и продуктов сгорания, вычисляются значения энтальпий. Затем из процедуры *Intalp* производится обращение к процедуре *Intalp1*, в которой организуется форматный вывод энтальпий воздуха и продуктов сгорания (см. табл. 2.5).

Ниже приводятся структуры процедур *Intalp*, *Intalp1*, *IVOIGO(NN)*.

Procedure IVOIGO(NN:integer); {Расчет энтальпий теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания. NN – индекс элемента в массиве температур}

begin

IN2[NN] := ... ; {расчет энтальпии азота}

IN2O[NN] := ... ; {расчет энтальпии водяных паров}

IOB[NN] := ... ; {расчет энтальпии теоретического объема воздуха}

IOG[NN] := ... ; {расчет энтальпии теоретического объема продуктов сгорания}

end; { IVOIGO }

Procedure Intalp1; {Форматированный вывод значений энтальпий }

Раздел локальных описаний

begin

Неявный цикл по температуре (параметр цикла *TT*), в котором осуществляется построчный вывод энтальпий теоретических и действительных объемов воздуха и продуктов сгорания для каждой поверхности котла. Если нижняя граница цикла достигнута, то выход во внешнюю процедуру - *Intalp*, иначе - изменение значения параметра цикла *TT* и передача управления на начало неявного цикла. Параметр цикла *TT* изменяется от верхней границы до нижней для соответствующей поверхности нагрева котла. Значения верхней и нижней границы задаются во внешней процедуре *Intalp*

end; { Intalp1 }

Блок-схема процедуры V_VG (определение теоретических и действительных объемов воздуха и продуктов сгорания) приводится на рис. 2.2.

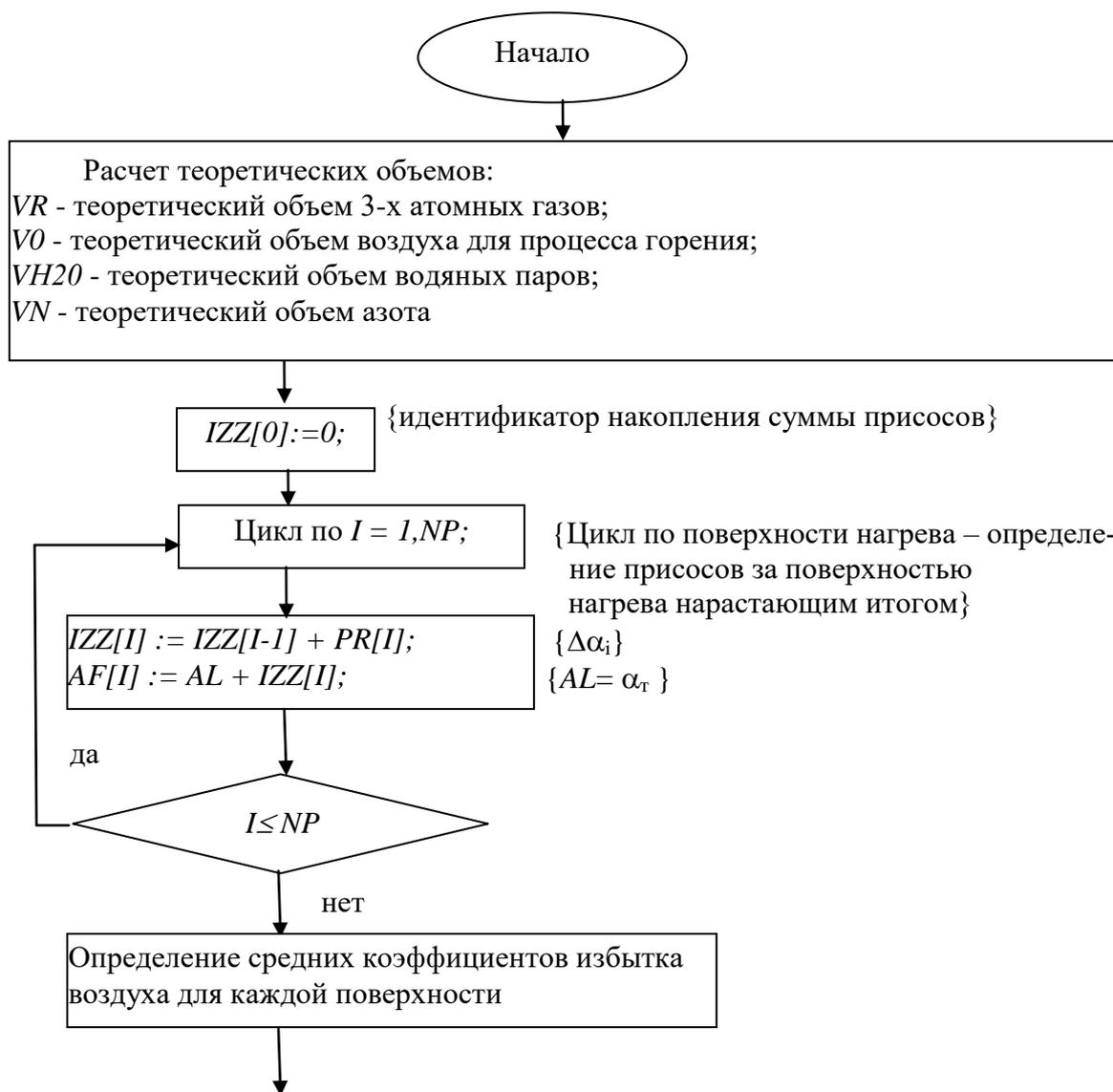


Рис. 2.2. Блок-схема процедуры V_VG (начало)

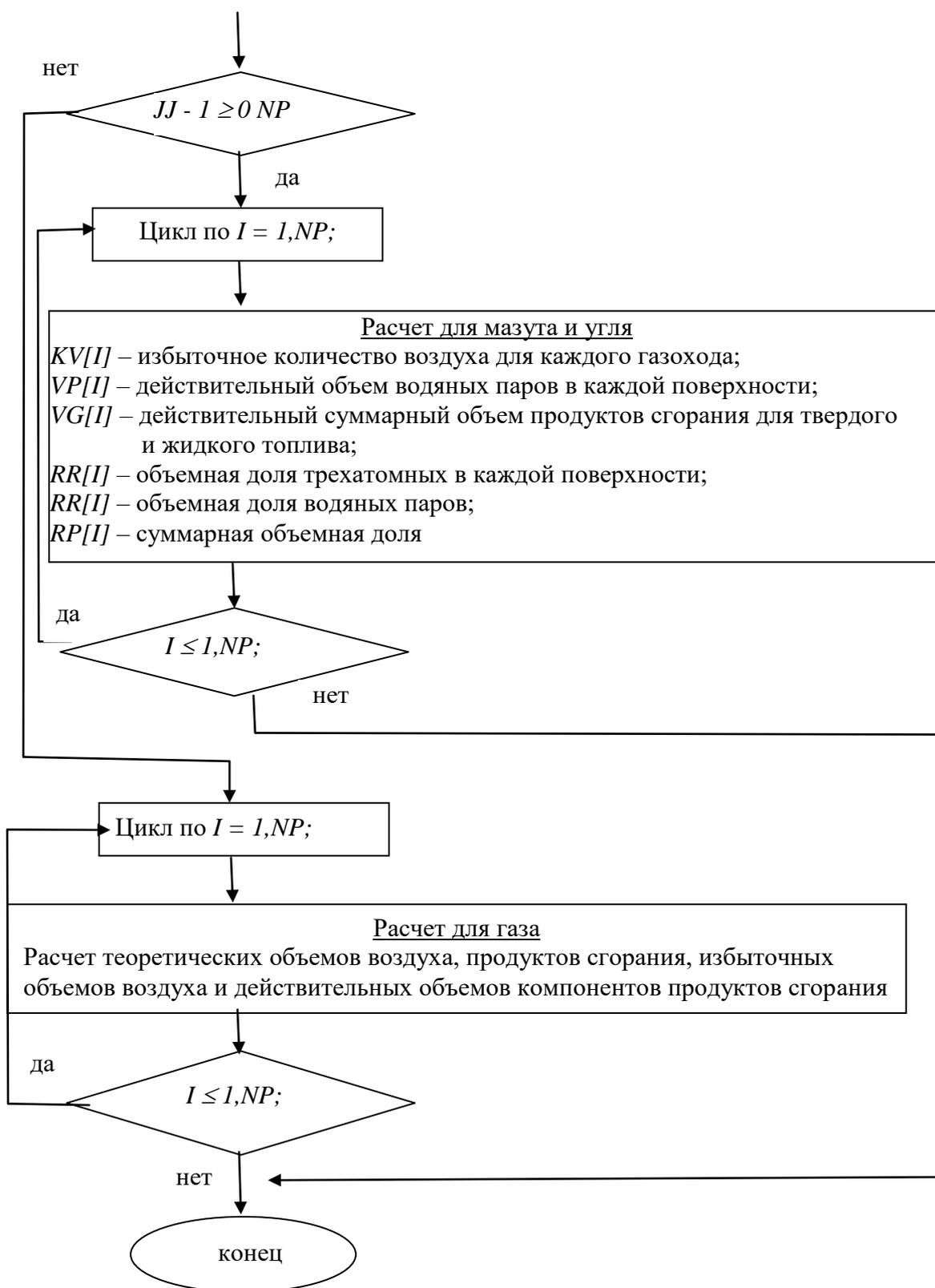


Рис. 2.2. Блок-схема процедуры V_VG (окончание)

```

Procedure Intalp; {Расчет энтальпии избыточного воздуха
и обращение к процедурам IVOIGO и Intalp1 }
begin
  for I := 1 to 22 do IVOIGO(I); {обращение к процедуре вычисления
                                энтальпий теоретических объемов
                                воздуха и продуктов сгорания}

  write(fout, ': тонка', ":4);
  for K := 17 to 22 do IZ[k] := (AL - 1)*IBP[k]; {определяются эн-
                                                тальпии избыточ-
                                                ного воздуха}

  TT := 2000; TK := 1500; {задаются верхняя и нижняя границы
                            температур для точки}
  Intalp1; {обращение к процедуре вывода значений энтальпий}

  write(fout, ': Верх тонки', ":4); {аналогично производится фор-
                                    матный вывод энтальпий для
                                    остальных поверхностей нагре-
                                    ва котла}

  ...
End; {Intalp}

```

Таким образом, поверочный расчет парового котла по этой программе позволяет определить параметры теплоносителей по всем поверхностям нагрева, показатели работы котла, расход топлива для различных режимов эксплуатации котла.

Ниже приводятся инструкции по формированию файлов с исходными данными характеристик котла.

Инструкция по формированию файла с исходными данными характеристик котла

1-я строка:

m[1,1] – ключ для определения наличия пароперегревателя (1 – есть; 0 – нет);

m[2,1] – ключ для определения вида топлива (0 – газ; 1 – уголь; 2 – мазут);

2-я строка:

m[1,2] ÷ m[4,2] – ввод характеристик мазута или угля (C, S, W, A);

3-я строка:

m[1,3] ÷ m[3,3] – ввод характеристик мазута или угля (H, N, O);

4-я строка:

- $m[1,4]$ – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;
- $m[2,4]$ – температура мазута перед форсунками (для газа, угля ввести ноль), °С;
- $m[3,4]$ – потеря теплоты от механической неполноты горения, %;
- $m[4,4]$ – температура уходящих газов, °С;
- $m[5,4]$ – номинальная паропроизводительность котла, кг/с;
- $m[6,4]$ – рабочая паропроизводительность котла, кг/с;
- $m[7,4]$ – потеря теплоты в окружающую среду, %;
- $m[8,4]$ – потеря теплоты с химическим недожогом;

5-я строка:

- $m[1,5]$ – энтальпия кипящей воды, кДж/кг;
- $m[2,5]$ – энтальпия пара, кДж/кг;
- $m[3,5]$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;
- $m[4,5]$ – процент продувки, %;

6-я строка:

- $m[1,6]$ – поверхность стен топки, м²;
- $m[2,6]$ – объем топки, м³;
- $m[3,6]$ – угловой коэффициент излучения;

7-я строка:

- $m[1,7]$ – параметр, используемый для расчета действительной температуры на выходе из топки;
- $m[2,7]$ – заданная в первом приближении температура на выходе из топки, °С;
- $m[3,7]$ – доля топочного объема, заполненного светящейся частью факела;

8-я строка:

- $m[1,8]$ – температура кипящей воды в котельной установке, °С;
- $m[2,8]$ – коэффициент тепловой эффективности конвективной поверхности;
- $m[3,8]$ – диаметр труб конвективной поверхности нагрева, м;
- $m[4,8]$ – поверхность нагрева, м²;
- $m[5,8] \div m[6,8]$ – шаги между трубами в поперечном и продольном направлении в конвективной поверхности, м;
- $m[7,8]$ – площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания в конвективном пучке, м²;

9-я строка:

- $m[1,9] \div m[2,9]$ – температура продуктов сгорания в первом приближении на выходе и на входе в конвективный пучок;

10-я строка (при наличии пароперегревателя):
 $m[1,10]$ – диаметр труб в пароперегревателе, м;
 $m[2,10] \div m[3,10]$ – шаги между трубами в пароперегревателе, м;
 $m[4,10] \div m[5,10]$ – живые сечения для прохода продуктов сгорания и пара в пароперегревателе, м²;
 $m[6,10]$ – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг;
 $m[7,10]$ – удельный объем перегретого пара, м³/кг;
 $m[8,10]$ – температура перегретого пара, °С;

11-я строка:
 $m[1,11]$ – поверхность нагрева экономайзера, м²;
 $m[2,11]$ – длина трубного пучка экономайзера, м;

12-я строка:
 $m[1,12]$ – коэффициент избытка воздуха;

13-я строка:
 $m[1,13] \div m[4,13]$ – ввод присосов воздуха в поверхностях нагрева котла.

Инструкция по формированию файла с массивами теплофизических свойств теплоносителей

$m[1,1] \div m[22,1]$ – массив температур, °С;
 $m[1,2] \div m[22,2]$ – массив энтальпий 1 м³ трехатомных газов, кДж/м³;
 $m[1,3] \div m[22,3]$ – массив энтальпий 1 м³ воздуха, кДж/м³;
 $m[1,4] \div m[22,4]$ – массив коэффициентов теплопроводности продуктов сгорания, кДж/(м °С);
 $m[1,5] \div m[22,5]$ – массив коэффициентов вязкости продуктов сгорания, м²/с;
 $m[1,6] \div m[22,6]$ – массив коэффициентов Прандтля;
 $m[1,7] \div m[7,7]$ – массив скоростей продуктов сгорания в экономайзере, м/с.
 $m[1,8] \div m[7,8]$ – массив коэффициентов теплопередачи в зависимости от скорости продуктов сгорания в экономайзере, Вт/(м² °С);
 $m[1,9] \div m[7,9]$ – массив коэффициентов тепловой эффективности.

2.5.3. Примеры поверочного расчета паровых котлов малой и средней паропроизводительности

Поверочный расчет парового котла ДЕ-16-14 при сжигании мазута

Файл с исходными данными характеристик котла

```
0 2
84.65 0.3 3.0 0.05
11.7 0 0.3
40280.0 100.1 0 130.1 4.0 4.5 1.5 0.5
830.0 2780.0 420.0 3.0
51.84 22.5 1.0
0.48 1050.1 0.55
195.0 0.6 0.051 156.0 0.11 0.11 0.713
200.0 400.0
0.184 4.49
1.1
0 0.05 0.2
```

Файл с исходными данными массивов теплофизических свойств теплоносителей

```
100.0 110.0 120.0 200.0 300.0 400.0 500.0 600.0 700.0 800.0 900.0
1000.0 1100.0 1200.0 1300.0 1400.0 1500.0 1600.0 1700.0 1800.0 1900.0
2000.0
170.0 188.0 206.0 359.0 561.0 774.0 999.0 1226.0 1466.0 1709.0 1957.0
2209.0 2465.0 2726.0 2986.0 3251.0 3515.0 3780.0 4049.0 4317.0 4586.0
4859.0
133.0 146.0 156.0 267.0 404.0 543.0 686.0 832.0 982.0 1134.0 1285.0
1440.0 1600.0 1760.0 1919.0 2083.0 2247.0 2411.0 2574.0 2738.0 2906.0
3074.0
3.13E-2 3.22E-2 3.31E-2 4.01E-2 4.84E-2 5.7E-2
6.56E-2 7.42E-2 8.27E-2 9.15E-2 10.0E-2 10.9E-2
21.54E-6 22.64E-6 23.74E-6 32.8E-6 45.81E-6 60.38E-6
76.3E-6 93.61E-6 112.1E-6 131.8E-6 152.5E-6 174.3E-6
0.69 0.69 0.685 0.67 0.65 0.64 0.63 0.62 0.61 0.60 0.59 0.58
4.0 5.0 6.0 7.0 8.0 9.0 10.0
14.0 16.0 17.7 19.5 21.0 22.5 24.3
1.065 1.063 1.06 1.03 1.0 0.97 0.95 0.94
```

**Результаты расчета парового котла ДЕ-16-14
при сжигании мазута**

ОБЪЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА

ВЕЛИЧИНА	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕМЫ: VO=10.54; VN=8.32; VR=1.58; VH=1.51		
	Коэффициент избытка воздуха	1.10	1.15
Средний коэффициент избытка воздуха	1.10	1.13	1.25
Избыточное количество воздуха	1.05	1.32	2.63
Объем водяных паров	1.52	1.53	1.55
Полный объем продуктов сгорания	12.48	12.74	14.08
Объемная доля трехатомных газов	0.126	0.124	0.112
Объемная доля водяных паров	0.122	0.120	0.110
Суммарная объемная доля	0.248	0.244	0.222

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ

Поверхность нагрева	Температура после поверхности нагрева	Энтальпия теоретического объема воздуха	Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания	Энтальпия избыточного количества воздуха	Энтальпия действительных объемов продуктов сгорания
-	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$I_{\text{в}}^{\circ}, \text{ кДж/кг}$	$I_{\text{г}}^{\circ}, \text{ кДж/кг}$	$I_{\text{изб}}^{\text{P}}, \text{ кДж/кг}$	$I_{\text{г}}, \text{ кДж/кг}$
: ТОПКА	: 2000	: 32387.6	: 38593.5	: 3238.8:	
41832.2					
:	: 1900	: 30617.6	: 36369.9	: 3061.8:	
39431.7					
:	: 1800	: 28847.5	: 34178.6	: 2884.8:	
2884.8: 37063.3					
:	: 1700	: 27119.6	: 32014.8	: 2712.0:	
34726.7					

:	:	1600	:	25402.3	:	29875.4	:	2540.2:	
32415.6	:		:		:		:		
:	:	1500	:	23674.4	:	27768.2	:	2367.4:	
30135.6	:		:		:		:		

:	ВЕРХ ТОПКИ	:	1500	:	23674.4	:	27768.2	:	2367.4:
30135.6	:		:		:		:		
:	:	1400	:	21946.5	:	25688.6	:	2194.6:	
27883.2	:		:		:		:		
:	:	1300	:	20218.6	:	23633.3	:	2021.9:	
25655.2	:		:		:		:		
:	:	1200	:	18543.3	:	21611.9	:	1854.3:	
23466.2	:		:		:		:		
:	:	1100	:	16857.6	:	19614.8	:	1685.8:	
21300.6	:		:		:		:		
:	:	1000	:	15171.8	:	17651.6	:	1517.2:	
19168.8	:		:		:		:		
:	:	900	:	13538.7	:	15720.6	:	1353.9:	
17074.5	:		:		:		:		

:	КОНВ. ПОВЕРХН.:	:	700	:	10346.3	:	11957.0	:	1552.0:
13509.0	:		:		:		:		
:	:	600	:	8765.9	:	10122.8	:	1314.9:	
11437.7	:		:		:		:		
:	:	500	:	7227.7	:	8335.1	:	1084.2:	
9419.2	:		:		:		:		
:	:	400	:	5721.0	:	6576.4	:	858.2:	
7434.6	:		:		:		:		
:	:	300	:	4256.5	:	4862.7	:	638.5:	
5501.1	:		:		:		:		
:	:	200	:	2813.1	:	3192.2	:	422.0:	
3614.1	:		:		:		:		

:	ЭКОНОМАЙЗЕР	:	500	:	7227.7	:	8335.1	:	2529.7:
10864.8	:		:		:		:		
:	:	400	:	5721.0	:	6576.4	:	2002.4:	
8578.8	:		:		:		:		
:	:	300	:	4256.5	:	4862.7	:	1489.8:	
6352.4	:		:		:		:		
:	:	200	:	2813.1	:	3192.2	:	984.6:	
4176.8	:		:		:		:		
:	:	120	:	1643.6	:	1888.0	:	575.3:	
2463.3	:		:		:		:		
:	:	110	:	1538.3	:	1728.0	:	538.4:	
2266.3	:		:		:		:		
:	:	100	:	1401.3	:	1568.1	:	490.5:	
2058.6	:		:		:		:		

НИЗШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА: $Q_H^P = 40280.0$ кДж/кг;

ТЕМПЕРАТУРА ТОПЛИВА (ДЛЯ ГАЗА, УГЛЯ ВВЕСТИ 0): $t_M = 100.1$ °С;

ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ: $t_{yx} = 130.1 \text{ }^\circ\text{C}$;
 МЕХАНИЧЕСКИЙ НЕДОЖЕГ: $Q_4 = 0.00 \text{ } \%$;
 НОМИНАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОТЛА: $D_n = 4.0 \text{ кг/с}$;
 РАСЧЕТНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ: $D_p = 4.5 \text{ кг/с}$;
 ПОТЕРИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ: $Q_{5НОМ} = 1.3 \text{ } \%$;
 ЭНТАЛЬПИЯ КИПЯЩЕЙ ВОДЫ: $i_{кв} = 830.0 \text{ кДж/кг}$;
 ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА: $i_p = 2780.0 \text{ кДж/кг}$;
 ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ: $i_{пв} = 420.0 \text{ кДж/кг}$;
 ЭНТАЛЬПИЯ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ: $i_{yx} = 2660.0 \text{ кДж/кг}$;
 % ПРОДУВКИ: $G_{пр} = 3.0 \text{ } \%$.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
РАСПОЛАГАЕМАЯ ТЕПЛОТА	кДж/кг	40479.2
ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ	$^\circ\text{C}$	130.1
ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ	%	5.17
КПД КОТЛА БРУТТО	%	92.99
РАСХОД ТОПЛИВА	кг/с	0.284
КОЭФФИЦИЕНТ СОХРАНЕНИЯ ТЕПЛОТЫ	%	0.986

РАСЧЕТ ТОПКИ

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕД ПОСЛЕДНЕЙ ИТЕРАЦИЕЙ	$^\circ\text{C}$	1050.1
ПОЛЕЗНОЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ	кДж/кг	40738.2
СРЕДНИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	-	0.55
ЭФФЕКТИВНАЯ ТОЛЩИНА ИЗЛУЧАЮЩЕГО СЛОЯ	м	1.56
КОЭФФИЦИЕНТ ОСЛАБЛЕНИЯ ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	-	7.49
КОЭФФИЦИЕНТ ОСЛАБЛЕНИЯ ЛУЧЕЙ САЖЕЙ	-	3.16
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ САЖИ	-	0.413
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ФАКЕЛА	-	0.506
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ТОПКИ	-	0.650
ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ	$^\circ\text{C}$	1044.3

РАСЧЁТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕПЛОТА ПО БАЛАНСУ Q_6	кДж/кг	17534.0
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ W_T	м/с	19.4
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООТДАЧИ КОНВЕКЦИЕЙ α_K	Вт/(м ² *°С)	99.44
ТОЛЩИНА ИЗЛУЧАЮЩЕГО СЛОЯ S	м	0.23
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООТДАЧИ ИЗЛУЧЕНИЕМ α_L	Вт/(м ² *°С)	1.11
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ K	Вт/(м ² *°С)	60.33
ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР D_t	°С	528.17
ТЕПЛОТА ПО УРАВНЕНИЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ Q_+	кДж/кг	17528.07
ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПОСЛЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА	°С	495.42
НЕВЯЗКА	%	0.0337

РАСЧЁТ ЭКОНОМАЙЗЕРА

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ПОСЛЕ ЭКОНОМАЙЗЕРА	°С	194.0
СКОРОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ	м/с	7.8
ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА ЭКОНОМАЙЗЕРА	м ²	949.5
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ	Вт/(м ² *°С)	20.58
ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР	°С	117.38
НЕВЯЗКА	%	3.70
КОЛИЧЕСТВО ТРУБ	шт.	6
КОЛИЧЕСТВО РЯДОВ	-	35

**Поверочный расчет парового котла
с пароперегревателем ДЕ-10-14 при сжигании газа**

Файл с исходными данными характеристик котла

1 0
0.1 0
89.7 5.2 1.7 0.5 0.1
0 2.7 0
37430.0 0 0 150.1 2.78 2.78 1.7 0.5
830.0 3049.0 420.0 3.0
41.47 17.14 0.95
0.48 1000.1 0.1
195.0 0.85 0.051 117.69 0.11 0.11 0.41
200.0 400.0
0.032 0.1 0.1 0.41 0.08 2790.0 0.161 300.0
0.152 3.72
1.1
0 0.03 0.15 0.2

**Результаты расчета парового котла
с пароперегревателем ДЕ-10-14 при сжигании газа**

ОБЪЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА

ВЕЛИЧИНА	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕМЫ: VO = 10.00; VN = 7.93; VR = 1.08; VH = 2.21			
	ТОПКА	ПАРОПЕРЕ- ГРЕВАТЕЛЬ	КОНВКТИВНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ	ЭКОНОМАЙЗЕР
Коэффициент избытка воздуха	1.10	1.13	1.28	1.48
Средний коэффициент избытка воздуха	1.10	1.12	1.21	1.38
Избыточное количество воздуха	1.10	1.15	2.05	3.80
Объем водяных паров	2.23	2.23	2.24	2.27
Полный объем продуктов сгорания	12.23	12.39	13.30	15.08
Объемная доля трехатомных газов	0.088	0.087	0.081	0.071
Объемная доля водяных паров	0.182	0.180	0.169	0.151
Суммарная объемная доля	0.270	0.267	0.250	0.222

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ

Поверхность нагрева	Температура после поверхности нагрева	Энтальпия теоретического объема воздуха	Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания	Энтальпия избыточного количества воздуха	Энтальпия действительных объемов продуктов сгорания
-	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$I_{\text{в}}^{\circ}, \text{ кДж/кг}$	$I_{\text{г}}^{\circ}, \text{ кДж/кг}$	$I_{\text{изб}}^{\text{в}}, \text{ кДж/кг}$	$I_{\text{г}}, \text{ кДж/кг}$
:ТОПКА	: 2000	: 30749.7	: 37767.5	: 3075.0	: 40842.4
:	: 1900	: 29069.1	: 35575.0	: 2906.9	: 38481.9
:	: 1800	: 27388.6	: 33415.5	: 2738.9	: 36154.4
:	: 1700	: 25748.1	: 31285.6	: 2574.8	: 33860.5
:	: 1600	: 24117.6	: 29183.3	: 2411.8	: 31595.1
:	: 1500	: 22477.1	: 27113.9	: 2247.7	: 29361.6

:ВЕРХ ТОПКИ	: 1500	: 22477.1	: 27113.9	: 2247.7	: 29361.6
:	: 1400	: 20836.5	: 25074.1	: 2083.7	: 27157.8
:	: 1300	: 19196.0	: 23061.9	: 1919.6	: 24981.5
:	: 1200	: 17605.5	: 21083.6	: 1760.6	: 22844.2
:	: 1100	: 16005.0	: 19132.9	: 1600.5	: 20733.4
:	: 1000	: 14404.5	: 17216.2	: 1440.5	: 18656.6
:	: 900	: 12854.0	: 15332.3	: 1285.4	: 16617.7

:ПАРОПЕРЕГ	: 900	: 12854.0	: 15332.3	: 1671.0	: 17003.4
:РЕВАТЕЛЬ	: 800	: 11343.6	: 13481.4	: 1474.7	: 14956.1
:	: 700	: 9823.1	: 11664.5	: 1277.0	: 12941.5
:	: 600	: 8322.6	: 9879.4	: 1081.9	: 10961.3

:КОНВЕКТИВНАЯ:	: 700	: 9823.1	: 11664.5	: 2750.5	: 14415.0
:ПОВЕРХНОСТЬ	: 600	: 8322.6	: 9879.4	: 2330.3	: 12209.7
:	: 500	: 6862.2	: 8136.9	: 1921.4	: 10058.3
:	: 400	: 5431.7	: 6425.2	: 1520.9	: 7946.0
:	: 300	: 4041.3	: 4754.9	: 1131.6	: 5886.5
:	: 200	: 2670.8	: 3125.2	: 747.8	: 3873.0

:ЭКОНОМАЙЗЕР:	: 500	: 6862.2	: 8136.9	: 3293.8	: 11430.7
:	: 400	: 5431.7	: 6425.2	: 2607.2	: 9032.4
:	: 300	: 4041.3	: 4754.9	: 1939.8	: 6694.8
:	: 200	: 2670.8	: 3125.2	: 1282.0	: 4407.2
:	: 120	: 1560.5	: 1851.3	: 749.0	: 2600.3
:	: 110	: 1460.5	: 1694.5	: 701.0	: 2395.5
:	: 100	: 1330.4	: 1538.1	: 638.6	: 2176.7

НИЗШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА: $Q_H^P = 37430.0$ кДж/кг;

ТЕМПЕРАТУРА ТОПЛИВА (ДЛЯ ГАЗА, УГЛЯ ВВЕСТИ 0): $t_T = 0.0$ °С;

ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ: $t_{yx} = 150.1$ °С;

МЕХАНИЧЕСКИЙ НЕДОЖЕГ: $Q_4 = 0.00$ %;

НОМИНАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОТЛА: $D_H = 2.8$ кг/с;

РАСЧЕТНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ: $D_p = 2.8$ кг/с;

ПОТЕРИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ: $Q_5 = 1.7$ %;

ЭНТАЛЬПИЯ КИПЯЩЕЙ ВОДЫ: $i_{кв} = 830.0$ кДж/кг;

ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА: $i_p = 3049.0$ кДж/кг;

ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ: $i_{пв} = 420.0$ кДж/кг;

ЭНТАЛЬПИЯ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ: $i_{yx} = 3224.9$ кДж/кг;

% ПРОДУВКИ: $G_{пр} = 3.0$ %;

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
РАСПОЛАГАЕМАЯ ТЕПЛОТА	кДж/кг	37430.0
ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ	°С	150.1
ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ	%	7.04
КПД КОТЛА БРУТТО	%	90.76
РАСХОД ТОПЛИВА	кг/с	0.216
КОЭФФИЦИЕНТ СОХРАНЕНИЯ ТЕПЛОТЫ	%	0.982

Температура продуктов сгорания после топки $t_T = 1035,2$ °С.

РАСЧЕТ ТОПКИ

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕД ПОСЛЕДНЕЙ ИТЕРАЦИЕЙ	°С	1035.2
ПОЛЕЗНОЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ	кДж/кг	37680.9
СРЕДНИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	-	0.62
ЭФФЕКТИВНАЯ ТОЛЩИНА ИЗЛУЧАЮЩЕГО СЛОЯ	м	1.49
КОЭФФИЦИЕНТ ОСЛАБЛЕНИЯ ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	-	8.21
КОЭФФИЦИЕНТ ОСЛАБЛЕНИЯ ЛУЧЕЙ САЖЕЙ	-	3.16
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ САЖИ	-	0.341
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ФАКЕЛА	-	0.345
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ТОПКИ	-	0.461
ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ	°С	1084.5

РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ	кДж/кг	3331.1
ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПОСЛЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ	°С	898.9
ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА	м ²	182.1

РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕПЛОТА ПО БАЛАНСУ Q_6	кДж/кг	9891.2
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ W_T	м/с	21.6
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОТДАЧИ КОНВЕКЦИЕЙ α_k	Вт/(м ² *°С)	110.25
ТОЛЩИНА ИЗЛУЧАЮЩЕГО СЛОЯ S	м	0.23
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОТДАЧИ ИЗЛУЧЕНИЕМ α_r	Вт/(м ² *°С)	1.57
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ K	Вт/(м ² *°С)	95.05
ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР D_t	°С	234.59
ТЕПЛОТА ПО УРАВНЕНИЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ Q_t	кДж/кг	12141.04
ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПОСЛЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА	°С	236.87
НЕВЯЗКА	%	0.23

РАСЧЕТ ЭКОНОМАЙЗЕРА

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ПОСЛЕ ЭКОНОМАЙЗЕРА	°С	138.5
СКОРОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ	м/с	7.3
ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА ЭКОНОМАЙЗЕРА	м ²	310.2
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ	Вт/(м ² *°С)	20.7
ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР	°С	71.35
НЕВЯЗКА	%	2.61
КОЛИЧЕСТВО ТРУБ	шт.	5
КОЛИЧЕСТВО РЯДОВ	-	17

**Поверочный расчет парового котла
с пароперегревателем KE-10-14 при сжигании угля**

Файл с исходными данными характеристик котла

1 1
37.3 1.0 18.0 29.5
2.8 0.9 10.5
19940 0 5.5 110.1 3.78 3.78 1.7 0.5
830.0 3049 420.0 3.0
57.3 22.6 0.9
0.45 1000.1 0.52
195.0 0.65 0.051 213.9 0.09 0.11 1.15
200.0 400.0
0.032 0.1 0.1 0.41 0.08 2790 0.161 300
0.210 5.50
1.4
0 0.03 0.15 0.2

*Результаты расчета парового котла
с пароперегревателем KE-10-14 при сжигании угля*

ОБЪЕМЫ ГАЗОВ И ВОЗДУХА

ВЕЛИЧИНА	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕМЫ: VO = 4.04; VN = 3.20; VR = 0.70; VH = 0.60			
	ТОПКА	ПАРОПЕРЕ- ГРЕВАТЕЛЬ	КОНВКТИВНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ	ЭКОНОМАЙЗЕР
Коэффициент избытка воздуха	1.40	1.43	1.58	1.78
Средний коэффициент избытка воздуха	1.40	1.42	1.51	1.68
Избыточное количество воздуха	1.62	1.68	2.04	2.75
Объем водяных паров	0.63	0.63	0.63	0.64
Полный объем продуктов сгорания	6.14	6.20	6.57	7.29
Объемная доля трехатомных газов	0.114	0.113	0.107	0.096
Объемная доля водяных паров	0.102	0.101	0.096	0.088
Суммарная объемная доля	0.216	0.214	0.203	0.184

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ГАЗОВ

Поверхность нагрева	Температура после поверхности нагрева	Энтальпия теоретического объема воздуха	Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания	Энтальпия избыточного количества воздуха	Энтальпия действительных объемов продуктов сгорания
-	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$I^\circ_{\text{в}},$ кДж/кг	$I^\circ_{\text{г}},$ кДж/кг	$I^{\text{в}}_{\text{изб}},$ кДж/кг	$I_{\text{г}},$ кДж/кг
: ТОПКА	: 2000	: 12423.1	: 15376.9	: 4969.3	: 20346.1
: :	: 1900	: 11744.2	: 14491.2	: 4697.7	: 19188.9
: :	: 1800	: 11065.2	: 13618.5	: 4426.1	: 18044.6
: :	: 1700	: 10402.5	: 12756.5	: 4161.0	: 16917.5
: :	: 1600	: 9743.7	: 11903.9	: 3897.5	: 15801.4
: :	: 1500	: 9080.9	: 11064.2	: 3632.4	: 14696.5
<hr style="border-top: 1px dashed black;"/>					
: ВЕРХ ТОПКИ	: 1500	: 9080.9	: 11064.2	: 3632.4	: 14696.5
: :	: 1400	: 8418.1	: 10235.2	: 3367.3	: 13602.5
: :	: 1300	: 7755.4	: 9415.7	: 3102.1	: 12517.8
: :	: 1200	: 7112.8	: 8609.7	: 2845.1	: 11454.8
: :	: 1100	: 6466.2	: 7813.1	: 2586.5	: 10399.5
: :	: 1000	: 5819.6	: 7030.0	: 2327.8	: 9357.9
: :	: 900	: 5193.1	: 6259.9	: 2077.3	: 8337.1
<hr style="border-top: 1px dashed black;"/>					
: ПАРОПЕРЕГ.	: 900	: 5193.1	: 6259.9	: 2233.1	: 8492.9
: :	: 800	: 4582.9	: 5502.6	: 1970.6	: 7473.3
: :	: 700	: 3968.6	: 4758.9	: 1706.5	: 6465.4
: :	: 600	: 3362.4	: 4027.4	: 1445.8	: 5473.3
<hr style="border-top: 1px dashed black;"/>					
: КОНВ. ПОВЕРХН:	: 700	: 3968.6	: 4758.9	: 2301.8	: 7060.7
: :	: 600	: 3362.4	: 4027.4	: 1950.2	: 5977.6
: :	: 500	: 2772.4	: 3315.1	: 1608.0	: 4923.1
: :	: 400	: 2194.5	: 2614.3	: 1272.8	: 3887.1
: :	: 300	: 1632.7	: 1931.9	: 947.0	: 2878.9
: :	: 200	: 1079.0	: 1267.4	: 625.8	: 1893.2
<hr style="border-top: 1px dashed black;"/>					
: ЭКОНОМАЙЗЕР	: 500	: 2772.4	: 3315.1	: 2162.4	: 5477.6
: :	: 400	: 2194.5	: 2614.3	: 1711.7	: 4326.0
: :	: 300	: 1632.7	: 1931.9	: 1273.5	: 3205.4
: :	: 200	: 1079.0	: 1267.4	: 841.7	: 2109.0
: :	: 120	: 630.5	: 749.0	: 491.8	: 1240.7
: :	: 110	: 590.0	: 685.4	: 460.2	: 1145.7
: :	: 100	: 537.5	: 622.0	: 419.3	: 1041.2

НИЗШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА: $Q_n^P = 22500.0$ кДж/кг;
 ТЕМПЕРАТУРА ТОПЛИВА (ДЛЯ ГАЗА, УГЛЯ ВВЕСТИ 0): $t_y = 0.0$ °С;
 ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ: $t_{yx} = 110.1$ °С;
 МЕХАНИЧЕСКИЙ НЕДОЖЕГ: $Q_4 = 5.50$ %;
 НОМИНАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОТЛА: $D_n = 3.8$ кг/с;
 РАСЧЕТНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ: $D_p = 3.8$ кг/с;
 ПОТЕРИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ: $Q_5 = 1.7$ %;
 ЭНТАЛЬПИЯ КИПЯЩЕЙ ВОДЫ: $i_{кв} = 830.0$ кДж/кг;
 ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА: $i_n = 3049.0$ кДж/кг;
 ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ: $i_{пв} = 420.0$ кДж/кг;
 ЭНТАЛЬПИЯ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ: $i_{yx} = 1146.6$ кДж/кг;
 % ПРОДУВКИ: $G_{пр} = 3.0$ %;

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
РАСПОЛАГАЕМАЯ ТЕПЛОТА	кДж/кг	22500.0
ТЕМПЕРАТУРА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ	°С	110.1
ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ	%	3.61
КПД КОТЛА БРУТТО	%	88.69
РАСХОД ТОПЛИВА	кг/с	0.473
КОЭФФИЦИЕНТ СОХРАНЕНИЯ ТЕПЛОТЫ	%	0.981

Температура дымовых газов после топки (1-е приближение) $t_{т} = 1059,2$ °С

Температура дымовых газов после топки (2-е приближение) $t_{т} = 1096,4$ °С

РАСЧЕТ ТОПКИ

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕР-	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕД ПОСЛЕДНЕЙ ИТЕРАЦИЕЙ	°С	1096.4
ПОЛЕЗНОЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ	кДж/кг	22606.2
СРЕДНИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	-	0.40
ЭФФЕКТИВНАЯ ТОЛЩИНА ИЗЛУЧАЮЩЕГО СЛОЯ	м	1.42
КОЭФФИЦИЕНТ ОСЛАБЛЕНИЯ ЛУЧЕЙ ГАЗАМИ	-	7.91
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ГАЗОВ	-	0.232
СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ТОПКИ	-	0.661
ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ	°С	1143.6

РАСЧЁТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ	кДж/кг	2070.6
ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПОСЛЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ	°С	980.1
ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА	м ²	842.9

РАСЧЁТ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕПЛОТА ПО БАЛАНСУ Q_6	кДж/кг	6895.4
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ W_T	м/с	9.3
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООТДАЧИ КОНВЕКЦИЕЙ α_K	Вт / (м ² *°С)	63.24
ТОЛЩИНА ИЗЛУЧАЮЩЕГО СЛОЯ S	м	0.18
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООТДАЧИ ИЗЛУЧЕНИЕМ α_L	Вт / (м ² *°С)	1.23
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ K	Вт / (м ² *°С)	41.91
ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР D_t	°С	392.14
ТЕПЛОТА ПО УРАВНЕНИЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ Q_t	кДж/кг	7434.0
ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПОСЛЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА	°С	354.09
НЕВЯЗКА	%	7.81

РАСЧЁТ ЭКОНОМАЙЗЕРА

ВЕЛИЧИНА	РАЗМЕРНОСТЬ	ЗНАЧЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ПОСЛЕ ЭКОНОМАЙЗЕРА	°С	160.7
СКОРОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ	м/с	8.4
ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА ЭКОНОМАЙЗЕРА	м ²	918.5
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ	Вт / (м ² *°С)	21.99
ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР	°С	61.54
НЕВЯЗКА	%	5.43
КОЛИЧЕСТВО ТРУБ	шт.	5
КОЛИЧЕСТВО РЯДОВ	-	49

3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ «ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ТРУБОПРОВОД С ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИЕЙ И КОМПЕНСАЦИЕЙ ТЕПЛОПOTЕРЬ»

3.1. Общие положения

На химических, нефтехимических и других промышленных предприятиях применяют межцеховые технологические трубопроводы для транспорта жидких и газообразных сред внутри предприятия. Технологические трубопроводы являются связующими артериями технологической схемы, неотъемлемой частью технологического производства.

При проектировании и эксплуатации систем технологических трубопроводов для определения теплофизических параметров элементов конструкции и теплоносителей необходимо выполнить теплотехнический расчет процессов теплообмена в системе (рис. 3.1).

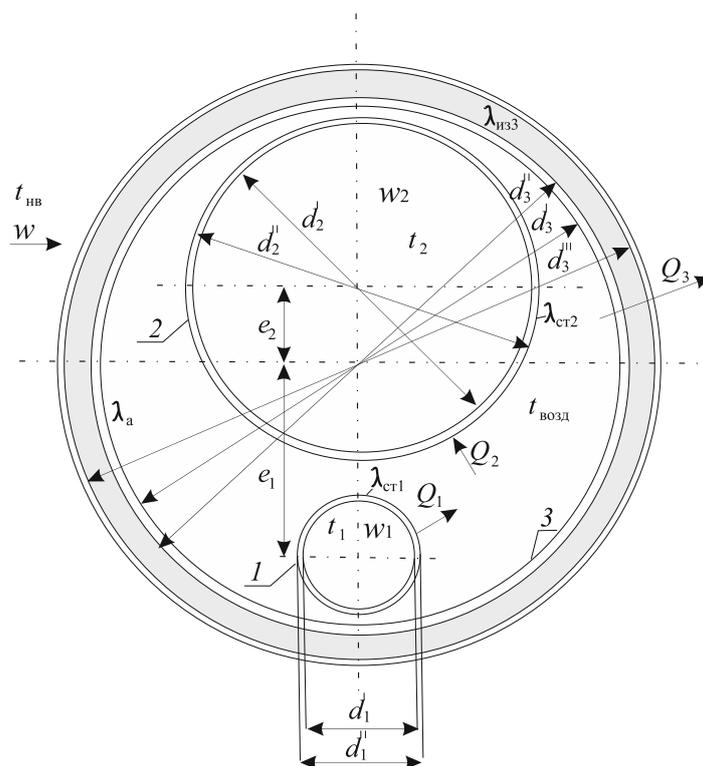


Рис. 3.1. Схема замкнутой системы обогрева технологических трубопроводов: 1 – обогревающий водяной «спутник»; 2 – технологический трубопровод; 3 – теплоизоляционная конструкция

Для сохранения параметров технологических продуктов при межцеховом транспорте необходимо снизить до минимума и компенсировать тепловые потери через стенки трубопроводов в окружающую среду путем теплоизоляции системы и подвода теплоты от внешнего источника – «спутника».

Обозначения на рис. 3.1:

t_1 – температура греющего теплоносителя в «спутнике», °С;

t_n – температура наружного воздуха, °С;

w – скорость ветра, м/с;

λ_n – теплопроводность теплоизоляционной конструкции, Вт/(м °С);

t_b – температура воздуха внутри замкнутой системы, °С;

w_1 – скорость греющего теплоносителя в «спутнике», м/с;

t_2 – температура технологического продукта, °С;

$d_1', d_1'', d_2', d_2'', d_3', d_3'', d_3''', d_3''''$ – геометрические характеристики элементов замкнутой системы, м.

e_1, e_2 – эксцентриситеты тел, м;

Q_1, Q_2, Q_3 – тепловые потоки в системе, Вт.

Целью расчетов является моделирование тепловых режимов в системе обогрева технологических трубопроводов для заданных начальных условий.

Моделирование процессов теплообмена заключается в постановке численного эксперимента с применением ЭВМ с целью оценки тепловых потоков, определяющих тепловой баланс в замкнутой системе трех тел (рис. 3.2).

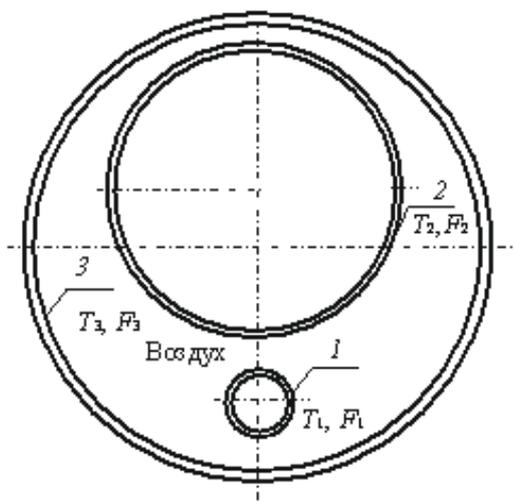


Рис. 3.2. Система трех тел

Тепловые потоки в замкнутой системе можно представить как сумму двух составляющих: конвективной и лучистой. Для определения конвективной составляющей применяются критериальные уравнения конвективного теплообмена. Лучистая составляющая тепловых потоков находится с использованием методов поточной алгебры и сальдированных перетоков.

Контроль правильности расчетов осуществляется по температурам стенок системы методом последовательных приближений с применением уравнений теплопроводности и теплоотдачи.

Расчет проводится по сечениям конструкции с заданным шагом между сечениями. Для повышения производительности расчетов применяется программа для ЭВМ на языке Паскаль.

3.2. Анализ процессов теплообмена между телами в замкнутой системе

Анализ процессов теплообмена между телами в замкнутой системе тел позволяет обосновать выбор уравнений конвективного теплообмена и методики теплового расчета в целом.

Тело 1. Источник тепла (рис. 3.1) – трубопровод с сетевой водой (горячим теплоносителем) для компенсации остаточных тепловых потерь через тепловую изоляцию замкнутой системы. Тепловой поток от источника теплоты можно представить в виде суммы двух составляющих потоков: конвективного и лучистого.

Конвективная составляющая потока последовательно передается от сетевой воды сначала теплоотдачей в условиях вынужденной конвекции к внутренней поверхности стенки трубы 1. Затем теплопроводностью через стенку передается к наружной поверхности трубы 1. От наружной поверхности трубы теплота передается естественной конвекцией к воздуху.

Лучистая составляющая теплового потока от трубы 1 возникает в процессе взаимного теплообмена излучением между наружной поверхностью трубы 1, наружной поверхностью трубы 2 и внутренней поверхностью трубы 3.

Тело 2. Трубопровод с технологическим продуктом. Теплообмен осуществляется естественной конвекцией от воздуха в замкнутой системе к наружной поверхности трубы 2, теплопроводностью к внутренней стенке и далее в условиях вынужденной конвекции тепловой поток передается технологическому продукту. Лучистая составляющая потока формируется в результате взаимного теплообмена излучением с наружной поверхностью трубы 1 и внутренней поверхностью трубы 3.

Тело 3. Внутренняя поверхность тела 3 получает теплоту в условиях естественной конвекции от воздуха в замкнутой системе, а также в результате взаимного теплообмена излучением с наружными поверхностями тел 1 и 2. От внутренней поверхности тела 3 теплопроводностью через многослойное термическое сопротивление теплота переносится к внешней поверхности тела 3. От наружной поверхности тела 3 теплота рассеивается конвективной теплоотдачей в окружающую среду.

Допущения и ограничения, принимаемые в расчете процессов теплообмена:

- а) рассматривается стационарный режим теплообмена;
- б) по каждой из поверхностей тел 1, 2, 3 температура является постоянной по всей окружности для данного сечения.

3.3. Алгоритм расчета процессов теплообмена в замкнутой системе тел

Рассмотрим пример теплового расчета замкнутой системы (рис. 3.1).

Пример

Заданы исходные данные для расчета процессов теплообмена в замкнутой системе (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
1	Температура греющего теплоносителя в трубе 1	t_1	°С	120
2	Скорость теплоносителя в трубе 1	w_1	м/с	0,5
3	Скорость ветра	w	м/с	5
4	Скорость технологического продукта в трубе 2	w_2	м/с	1,0
5	Расчетная температура наружного воздуха	$t_{нв}^p$	°С	-40
6	Температура в трубе 2	t_2	°С	20
7	Температура воздуха в замкнутой системе	$t_в$	°С	25
8	Толщина теплоизоляционного слоя	$\delta_{из}$	мм	40
9	Теплопроводность тепловой изоляции	$\lambda_{из}$	Вт/(м К)	0,06
10	Теплопроводность стенок труб 1, 2	$\lambda_{ст}$	Вт/(м К)	50,5
11	Теплопроводность листов алюминия теплоизоляционной конструкции тела 3	λ_a	Вт/(м К)	210

Геометрические характеристики элементов замкнутой системы принимаются по табл. 3.2 в соответствии с обозначениями на рис. 3.1.

Таблица 3.2

Геометрические характеристики элементов замкнутой системы

№ п/п	Обозначение	Размерность	Значение
1	d'_1	мм	25
2	d''_1	мм	32
3	d'_2	мм	244
4	d''_2	мм	250
5	d'_3	мм	330
6	d''_3	мм	332
7	d'''_3	мм	412
8	d''''_3	мм	414
9	L	м	22,4

Сначала определяется конвективная составляющая тепловых потерь.

3.3.1. Расчет конвективной теплоотдачи при вынужденном движении жидкости в трубе 1

Диапазон изменения исходных данных для расчета принимается с учетом эксплуатационного и климатического факторов в следующих пределах табл. 3.3.

Таблица 3.3

Диапазоны изменения исходных данных

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Пределы изменения
1	2	3	4	5
1	Температура сетевой воды	t_1	°С	40 ÷ 95
2	Скорость движения сетевой воды	w_1	м/с	0,1 ÷ 3
3	Температура наружного воздуха	$t_{нв}$	°С	8 ÷ -45
4	Скорость ветра	w	м/с	0 ÷ 20

Для определения температурного напора между теплоносителями и поверхностью конструкции необходимо в первом приближении задать температурой стенок тел и воздуха в замкнутой системе.

Температура стенок в процессе теплового расчета уточняется методом последовательных приближений.

Из справочной теплотехнической литературы принимаются теплофизические свойства воды по температуре воды ($t_1 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$) на входе в трубу l (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Теплофизические свойства воды

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
1	Температурный коэффициент объемного расширения воды	β_1	1/К	$8,5 \cdot 10^{-4}$
2	Кинематическая вязкость	ν	$\text{м}^2/\text{с}$	$0,244 \cdot 10^{-6}$
3	Число Прандтля	$\text{Pr}_в$	–	1,43

По числу Рейнольдса определяется режим течения жидкости в трубе l :

Ламинарный режим – $\text{Re} < 2300$.

Переходный режим – $2300 < \text{Re} < 10000$.

Турбулентный режим $\text{Re} > 10000$:

$$\text{Re} = \frac{w_1 d_1}{\nu_1} = \frac{0,5 \cdot 0,025}{0,244 \cdot 10^{-6}} = 51233.$$

С учетом режима течения принимается критериальное уравнение для расчета конвективной теплоотдачи для определения числа Нуссельта (Nu). Для турбулентного режима при вынужденном движении жидкости число Nu определяется по формуле

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{ж_1, d_1'} &= 0,021 \cdot \text{Re}_{ж_1, d_1'}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ж_1, d_1'}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{ж_1}}{\text{Pr}_{c_1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (51233)^{0,8} \cdot 1,43^{0,43} \cdot 1 = 143,16. \end{aligned}$$

Локальный коэффициент теплоотдачи на входе в трубу l

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_{ж_1, d_1'} \lambda_1}{d_1'} = \frac{143,16 \cdot 0,686}{0,025} = 3928,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

3.3.2. Расчет теплоотдачи при свободной конвекции от наружной поверхности трубы 1

Труба 1 (рис. 3.1) расположена в полости трубы 3 с отрицательным вертикальным эксцентриситетом e_1 относительно горизонтальной оси трубы 3.

Конвективный тепловой поток от тела 1 омывает сначала технологический трубопровод, а затем образует зоны циркуляции в замкнутой системе.

Для условий свободной конвекции определяется безразмерный коэффициент теплоотдачи (Nu)

$$Nu_{v1,d1} = 0,47(Gr_{v1,d1} Pr_{v1})^{0,25} = 0,47 \cdot (420268 \cdot 0,71)^{0,25} = 11,69 ;$$

здесь Gr – число Грасгофа, характеризующее соотношение подъемных сил и сил вязкости;

$$Gr_B = \frac{g \beta \Delta t d_1^3}{\nu_B^2} = \frac{9,8 \cdot 3,36 \cdot 10^{-3} \cdot 94 \cdot 0,032^3}{(15,553 \cdot 10^{-6})^2} = 420268,7 ,$$

где g – ускорение свободного падения; $\beta = 3,35 \cdot 10^{-3}, 1/^\circ\text{C}$ – температурный коэффициент объемного расширения воздуха; $\Delta t_1 = t_{c1} - t_B = 119 - 25 = 94^\circ\text{C}$ – температурный напор между наружной стенкой тела 1 и воздухом в замкнутой системе; $\nu_{v1} = 15,553 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$ – вязкость воздуха при температуре воздуха внутри системы.

Величины в уравнении Грасгофа определяются по справочным таблицам теплофизических свойств воздуха при заданной температуре воздуха внутри замкнутой конструкции t_B .

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы 1 к воздуху в системе

$$\alpha_{v1} = \frac{Nu_{v1,d1} \lambda_{v1}}{d_1} = \frac{11,69 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,032} = 9,60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Определяется конвективный тепловой поток на погонный метр

$$q_{к1} = \alpha_{v1,d1} (t_{c1} - t_B) F_1 = 9,60 \cdot 94 \cdot 0,201 = 181,4 \text{ Вт}/\text{п.м.}$$

3.3.3. Расчет теплоотдачи от воздуха в системе к трубе 2

Для условий свободной конвекции определяется критерий Nu

$$\text{Nu}_{\text{в},d_2} = 0,5(\text{Gr}_{\text{в},d_2} \text{Pr}_{\text{в}})^{0,25} = 0,5 \cdot (10,6 \cdot 10^6 \cdot 0,71)^{0,25} = 26,23,$$

где

$$\text{Gr}_{\text{в}} = \frac{g \beta \Delta t_2 d_2^3}{\nu_{\text{в}}^2} = \frac{9,8 \cdot 3,35 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 0,25}{(1,553 \cdot 10^{-6})^2} = 10,6 \cdot 10^6,$$

где $\Delta t_2 = t_{\text{в}} - t_{\text{с}2} = 25 - 20 = 5, ^\circ\text{C}$ – температурный напор между наружной стенкой тела 2 и воздухом в замкнутой системе.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности трубы 2

$$\alpha_{\text{в}2} = \frac{\text{Nu}_{\text{в},d_2} \lambda_{\text{в}}}{d_2} = \frac{26,23 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,250} = 2,758 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

3.3.4. Расчет конвективный теплоотдачи при вынужденной конвекции от наружной поверхности тела 3

Выбор уравнения для расчета числа Nu производится с учетом режима омывания воздушным потоком одиночной трубы:

$$\text{Re}_3 = \frac{w d_3}{\nu_{\text{в}}} = \frac{5,0 \cdot 0,414}{10,01 \cdot 10^{-6}} = 205520,8.$$

При турбулентном режиме число Nu определяется по формуле

$$\text{Nu}_{\text{в},d_3} = 0,25 \cdot \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,38} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} = 0,25 \cdot 205520,8^{0,6} \cdot 0,71^{0,38} \cdot 1 = 338,2.$$

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы 3

$$\alpha_{3\text{к}} = \frac{\text{Nu}_{\text{в},d_3} \lambda}{d_3} = \frac{338,2 \cdot 2,12 \cdot 10^{-2}}{0,414} = 17,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

3.4. Расчет теплообмена излучением в замкнутой системе

3.4.1. Расчет угловых коэффициентов методом поточной алгебры

Для решения задачи теплообмена излучением в замкнутой системе трех тел (рис. 3.1, 3.2) применяется метод поточной алгебры и метод результирующих потоков.

С помощью метода поточной алгебры определяются взаимные поверхности тел системы (рис. 3.3) и угловые коэффициенты излучения. Далее значения угловых коэффициентов излучения используются в методе результирующих потоков (метод «Сальдо»).

Угловым коэффициентом излучения $\varphi_{i,j}$ представляет собой долю полусферического излучения поверхности F_i на поверхность F_j и выражается через взаимную поверхность

$$\varphi_{i,j} = \frac{H_{i,j}}{F_i},$$

где $H_{i,j}$ – взаимная поверхность излучения с тела i на тело j , м^2 ; F_i – излучающая поверхность тела i , м^2 .

Поскольку $\varphi_{i,j}$ – величина безразмерная, то взаимная поверхность имеет размерность м^2 и по смыслу записи

$$H_{i,j} = \varphi_{i,j} \cdot F_i.$$

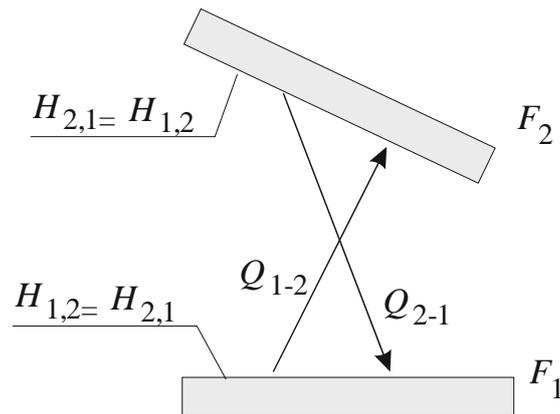


Рис. 3.3. К определению взаимных поверхностей

Взаимная поверхность $H_{i,j}$ является некоторой частью излучающей поверхности F_i . Угловые коэффициенты излучения необходимо

определить для того, чтобы затем, используя их, найти с помощью метода результирующих потоков лучистые составляющие, после чего можно определить полные тепловые потоки в замкнутой системе. Для определения взаимных поверхностей и угловых коэффициентов необходимо составить и решить систему линейных алгебраических уравнений (СЛАУ), выражающую зависимость взаимных поверхностей от геометрических характеристик системы. СЛАУ составляется с учетом ряда свойств взаимных поверхностей:

1. Свойство *взаимности*: взаимная поверхность с поверхности F_i на поверхность F_j равна взаимной поверхности с F_j на F_i . Например:

$$H_{1,2} = H_{2,1}; H_{1,3} = H_{3,1} \text{ и т.д.}$$

2. Свойство *замыкаемости*: если любое излучающее тело, в замкнутой системе тел считать замыкающим систему, то всё его излучение падает на все поверхности системы, в том числе и «на себя», а в соответствии со свойством аддитивности сумма всех взаимных поверхностей с этого тела на все, облучаемые им, равна поверхности этого тела. Например, для рассматриваемой замкнутой системы трех тел свойство замыкаемости выражается следующей системой уравнений:

$$H_{1,1} + H_{1,2} + H_{1,3} = F_1;$$

$$H_{2,1} + H_{2,2} + H_{2,3} = F_2;$$

$$H_{3,1} + H_{3,2} + H_{3,3} = F_3.$$

3. Свойство *затеняемости*: если излучение с одной поверхности на другую непосредственно не попадает, то взаимная поверхность для них равна нулю. Например, для случая на рис. 3.4 затеняемые поверхности

$$H_{1,2} = H_{2,1} = 0.$$

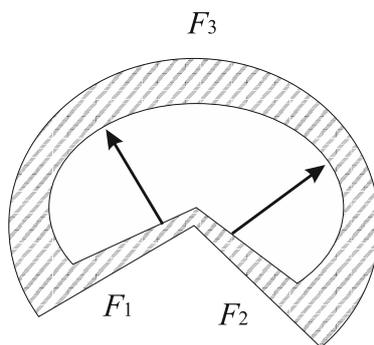


Рис. 3.4. Схема затеняемых тел

4. Свойство *невогнутости*: если тело невогнутое (плоское или выпуклое), то оно само на себя не излучает и взаимная поверхность «на

себя» равна нулю. Например, для греющего спутника (см. тело 1, рис. 3.1) и технологического трубопровода (см. тело 2, рис. 3.2) в нашем случае $H_{1,1}=0$; $H_{2,1}=0$.

5. Свойство *полного делителя*: полный делитель – воображаемая натянутая поверхность, разделяющая систему на две замкнутые системы, не нарушая ни одну из поверхностей системы. Например, в системе, состоящей из двух труб и двух касательных к ним плоскостей (рис. 3.5), два делителя: D_1, D_2 .

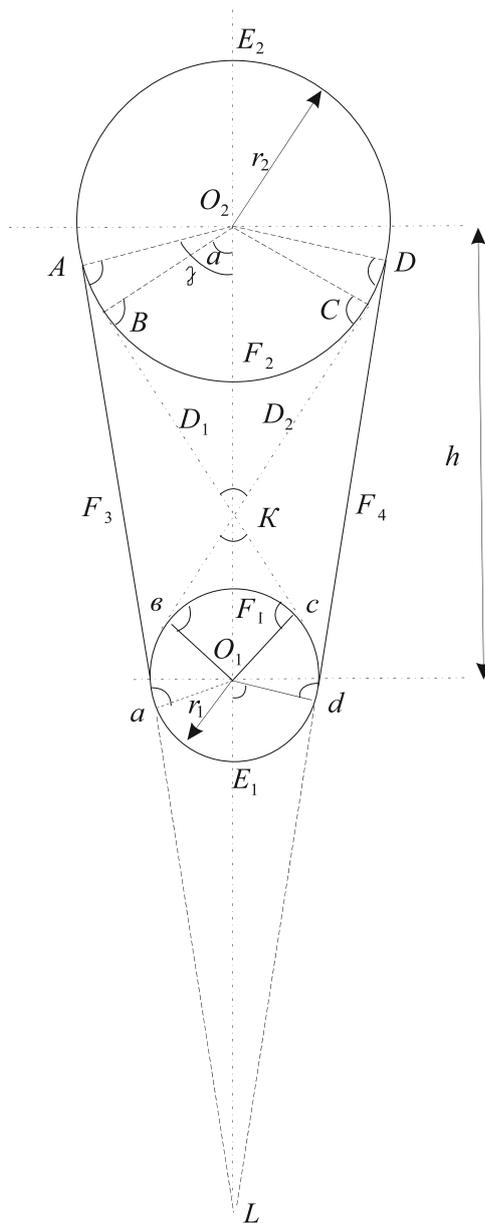


Рис. 3.5. Расчетная схема вспомогательной системы

Проверка на решаемость системы трех тел состоит в сопоставлении количества неизвестных (количество взаимных поверхностей) и количе-

ства возможных уравнений в системе, составленных на основе свойств системы:

1. Число искомым взаимных поверхностей $n^2 = 3^2 = 9$, где n – количество тел в системе.

2. Число возможных алгебраических уравнений:

2.1. Число уравнений по условию взаимности $\frac{n^2 - n}{2} = \frac{9 - 3}{2} = 3$.

2.2. Число уравнений по условию замыкаемости $n = 3$.

2.3. Число уравнений по условию невогнутости $n_H = 2$.

2.4. Число уравнений по условию затеняемости $n_3 = 0$.

2.5. Число уравнений по условию полного делителя $n_D = 0$.

При проверке на решаемость системы трех тел сопоставляется число уравнений в системе и количество неизвестных:

$$z = n^2 - \left(\frac{n^2 - n}{2} + n + n_H + n_3 + n_D \right) = 9 - \left(\frac{9 - 3}{2} + 3 + 2 + 0 + 0 \right) = 9 - 8 = 1.$$

Количество неизвестных превышает число уравнений в системе, т.е. система трех тел не решается. Так как непосредственно система из трех тел не решается, вводится вспомогательная геометрически подобная система состоящая из четырех тел: две трубы и две касательные к ним плоскости (рис. 3.5). При решении этой системы определяется часть неизвестных, входящих в систему трех тел, после чего она становится решаемой.

Проверка на решаемость системы четырех тел:

$$\begin{aligned} z &= n^2 - \left(\frac{n^2 - n}{2} + n + n_H + n_3 + n_D \right) = \\ &= 16 - \left(\frac{16 - 4}{2} + 4 + 4 + 0 + 2 \right) = 16 - 16 = 0. \end{aligned}$$

Таким образом, система четырех тел решается.

Составляется и решается СЛАУ для системы четырех тел.

Система уравнений по свойству замыкаемости ($n = 4$):

$$\begin{cases} H_{1,1} + H_{1,2} + H_{1,3} + H_{1,4} = F_1; \\ H_{2,1} + H_{2,2} + H_{2,3} + H_{2,4} = F_2; \\ H_{3,1} + H_{3,2} + H_{3,3} + H_{3,4} = F_3; \\ H_{4,1} + H_{4,2} + H_{4,3} + H_{4,4} = F_4. \end{cases}$$

Система уравнений по свойству взаимности $\left(\frac{n^2 - n}{2} = 6 \right)$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{1,2} = H_{2,1}; H_{1,3} = H_{3,1}; H_{1,4} = H_{4,1}; \\ H_{2,3} = H_{3,2}; H_{2,4} = H_{4,2}; H_{3,4} = H_{4,3}. \end{array} \right\}$$

Система уравнений по свойству невогнутости ($n_n = 4$)

$$\{ H_{1,1} = 0; H_{2,2} = 0; H_{3,3} = 0; H_{4,4} = 0 \}.$$

Система уравнений по свойству затеняемости ($n_3 = 0$).

Система уравнений по свойству полного делителя ($n_d = 2$).

Используя свойства взаимности, невогнутости и затеняемости преобразуем и упростим систему уравнений (см. систему 3.1÷3.6). После преобразования и упрощения получаем исходную систему линейных алгебраических уравнений для решения методом Гаусса

$$\left. \begin{array}{l} H_{1,2} + H_{1,3} + H_{1,4} = F_1; \\ H_{1,2} + H_{2,3} + H_{2,4} = F_2; \\ H_{1,3} + H_{2,3} + H_{3,4} = F_3; \\ H_{1,4} + H_{2,4} + H_{3,4} = F_4; \\ H_{1,2} + H_{1,4} + H_{2,3} + H_{3,4} = F_5; \\ H_{1,2} + H_{1,3} + H_{2,4} + H_{3,4} = F_6. \end{array} \right\} \begin{array}{l} (3.1) \\ (3.2) \\ (3.3) \\ (3.4) \\ (3.5) \\ (3.6) \end{array}$$

Уравнения 3.1÷3.4 в системе составлены на основании свойств замыкаемости с учетом свойств взаимности, невогнутости и затеняемости. Уравнения системы 3.5÷3.6 составлены по свойству полного делителя.

Для решения системы необходимо определить геометрические характеристики вспомогательной системы (рис. 3.5).

3.4.2. Определение геометрических характеристик вспомогательной системы

Поверхности тел 1 и 2 (рис. 3.5) на 1 погонный метр труб

$$F_1 = \pi \cdot d_1 = 3,14 \cdot 0,032 = 1,005 \text{ м}^2/\text{п.м.};$$

$$F_2 = \pi \cdot d_2 = 3,14 \cdot 0,250 = 0,785 \text{ м}^2/\text{п.м.}$$

1. Из подобия фигур $BKCO_2$ и $bkcO_1$ (см. рис. 3.5) находятся следующие геометрические характеристики вспомогательной системы.

Так как равны три соответственных угла при вершинах треугольников O_2BK и O_1bk , можно записать равенство отношений собственных сторон этих треугольников и дуг bc и BC :

$$r_1/r_2 = bk/BK = O_1k/O_2K = bc/BC = E.$$

Тогда $bK = E \cdot BK$; $O_1K = E \cdot O_2K$ и т.д.; где $E = r_1/r_2 = 0,016/0,125 = 0,128$;
 $h = O_1K + O_2K = E \cdot O_2K + O_2K = (1 + E) \cdot O_2K = 0,165$ м;

$$O_2K = \frac{h}{(1 + E)} = \frac{0,165}{(1 + 0,128)} = 0,146 \text{ м.}$$

$$\cos(\alpha) = r_2/O_2K = 0,856;$$

$$\alpha = \arccos(r_2/O_2K) = \arccos(0,125/0,146) = 0,806 = 31,73^\circ.$$

Перевод угла из градусов в радианы:

$$\alpha_\pi = \alpha \cdot \pi/180 = 31,73 \cdot 3,14/180 = 0,554;$$

$$BC = d_2'' \cdot \alpha_\pi = 0,250 \cdot 0,554 = 0,1385;$$

$$bc = d_1'' \cdot \alpha_\pi = 0,032 \cdot 0,554 = 0,0177;$$

$$BK = CK = r_2 \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,125 \cdot \text{tg}(31,73) = 0,0770;$$

$$bk = ck = r_1 \cdot \text{tg}(\alpha) = 0,016 \cdot \text{tg}(31,73) = 0,0116.$$

2. Из подобия треугольников LDO_2 и LdO_1 :

$$r_1/r_2 = LO_1/(h + LO_1) = E;$$

$$LO_1 = E \cdot (h + LO_1) = E \cdot h + E \cdot LO_1, \text{ м,}$$

или

$$LO_1 = (E / (1 - E)) \cdot h = (0,128 / (1 - 0,128)) \cdot 0,165 = 0,242 \text{ м;}$$

$$\cos(\beta) = r_1/LO_1 = 0,016/0,242 = 0,6606;$$

$$\beta = \arccos(r_1/LO_1) = \arccos(0,016/0,242) = 47,6^\circ;$$

$$\beta_\pi = \beta \cdot \pi/180 = 47,6 \cdot 3,14/180 = 0,831;$$

$$abcd = (2 \cdot \pi \cdot r_1 - 2 \cdot r_1 \cdot \beta_\pi) = 2 \cdot r_1 \cdot (\pi - \beta_\pi) = 2 \cdot 0,016 \cdot (3,14 - 0,831) = 0,0739 \text{ м.}$$

3. Из треугольника AO_2L :

$$\cos(\gamma) = r_2/(h + LO_1) = 0,125/(0,1656 + 0,242) = 0,66061;$$

$$\gamma = \arccos(r_2/(h + LO_1)) = \arccos(0,66061) = 47,6^\circ;$$

$$\gamma_\pi = \gamma \times \pi/180 = 47,6 \cdot 3,14/180 = 0,8309;$$

$$ABCD = 2 \cdot r_2 \cdot \gamma_\pi = 2 \cdot 0,125 \cdot 0,8309 = 0,2077 \text{ м;}$$

$$E_2D = (F_2 - ABCD)/2 = (0,785 - 0,2077)/2 = 0,289 \text{ м;}$$

$$aE_1 = (F_1 - abcd)/2 = (0,1005 - 0,0739)/2 = 0,0133 \text{ м.}$$

4. Площадь касательных поверхностей Aa и Dd из подобия треугольников (AO_2L и aO_1L):

$$DL/O_2L = dL/O_1L;$$

$$(Dd + dL)/(h + O_1L) = dL/O_1L;$$

$$Dd = (h + O_1L) \cdot dL/O_1L - dL,$$

где dL определяется из треугольника O_1Ld :

$$dL = r_1 \cdot \text{tg}(\beta) = 0,016 \cdot \text{tg}(47,6) = 0,0175 \text{ м};$$

$$Dd = (0,165 + 0,0242) \cdot 0,0175/0,0242 - 0,0175 = 0,1194;$$

$$F_3 = F_4 = Dd + E_2D + E_1d = 0,1194 + 0,2989 + 0,0133 = 0,4215 \text{ м}^2.$$

Таким образом, найдены четыре поверхности системы $F_1 \div F_4$ (см. рис. 3.5).

5. Два делителя системы

$$D_1 = D_2 = F_5 = F_6 = AE_2 + AB + BK + Kc + cd + E_1d,$$

где $AB = (ABCD - BC)/2 = (0,2077 - 0,1385)/2 = 0,035 \text{ м};$

$$cd = (abcd - bc)/2 = (0,0739 - 0,0177)/2 = 0,0281 \text{ м};$$

$$F_5 = F_6 = 0,289 + 0,035 + 0,077 + 0,0079 + 0,0281 + 0,0133 = 0,452 \text{ м}^2.$$

Для решения системы линейных уравнений формируется матрица коэффициентов при неизвестных и вектор свободных членов ($F_1 \div F_6$). Коэффициенты при неизвестных $H_{i,j}$ представляются в виде 1 (известное присутствует в уравнении) или 0 (отсутствует). Тогда исходная расчетная система записывается в виде

$$\begin{cases} 111000 = F_1; \\ 100110 = F_2; \\ 010101 = F_3; \\ 001011 = F_4; \\ 101101 = F_5; \\ 110011 = F_6. \end{cases}$$

Система решается методом Гаусса. После решения системы определяются значения $\phi_{i,j}$, значения которых используются далее в методе результирующих потоков.

3.4.3. Расчет лучистой составляющей теплового потока методом результирующих потоков

Результирующее излучение данного тела соответствует остатку X излучения в теле с обратным знаком, т.е. $Q_{рез} = -X$, Вт. Если найдены значения Сальдо для каждого из тел системы X , то становятся известными результирующие потоки излучения от тел $Q_{рез,i}$.

Метод результирующих потоков представляет совокупность следующих уравнений:

1. Уравнение для эффективного излучения

$$Q_{эф,i} = X_i(1/A_i - 1) + Q_{oi},$$

где $Q_{oi} = \sigma \cdot T_i^4 \cdot F_i$ – излучение абсолютно черного тела площадью F_i при температуре T_i данного тела, Вт; $\sigma = 5,668 \cdot 10^{-8}$ (Вт/м²·К⁴) – постоянная Больцмана; A_i – поглощательная способность i -го тела (отношение потока излучения, поглощенного телом к потоку излучения, падающему на тело).

2. Результирующий поток для i -го тела системы равен разности падающего на него излучения со всех тел системы (в т.ч. и с i -го тела) и эффективного излучения i -го тела:

$$X_i = \sum_{j=1}^n Q_{эф,i} \varphi_{i,j} - Q_{эф,i}.$$

На основании этих двух уравнений составляется система уравнений, после решения которой определяются лучистые составляющие тепловых потоков:

$$\begin{cases} X_1 = [X_1(1/A_1 - 1) + Q_{01}] \varphi_{1,1} + [X_2(1/A_2 - 1) + Q_{02}] \varphi_{2,1} + \\ + [X_3(1/A_3 - 1) + Q_{03}] \varphi_{3,1} - [X_1(1/A_1 - 1) + Q_{01}]; \\ X_2 = [X_1(1/A_1 - 1) + Q_{01}] \varphi_{1,2} + [X_2(1/A_2 - 1) + Q_{02}] \varphi_{2,2} + \\ + [X_3(1/A_3 - 1) + Q_{03}] \varphi_{3,2} - [X_2(1/A_2 - 1) + Q_{02}]; \\ X_3 = [X_1(1/A_1 - 1) + Q_{01}] \varphi_{1,3} + [X_2(1/A_2 - 1) + Q_{02}] \varphi_{2,3} + \\ + [X_3(1/A_3 - 1) + Q_{03}] \varphi_{3,3} - [X_3(1/A_3 - 1) + Q_{03}]. \end{cases}$$

Излучение абсолютно черного тела:

$$Q_{01} = \sigma \cdot T_1^4 \cdot F_1 = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 393^4 \cdot 0,032 = 135,2 \text{ Вт};$$

$$Q_{02} = \sigma \cdot T_2^4 \cdot F_2 = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 293^4 \cdot 0,250 = 328,0 \text{ Вт};$$

$$Q_{03} = \sigma \cdot T_3^4 \cdot F_3 = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 293^4 \cdot 0,330 = 433,0 \text{ Вт}.$$

Поглощательные способности тел для стали окисленной A_1 , A_2 и алюминия A_3

$$A_1 = A_2 = 0,80;$$

$$A_3 = 0,09.$$

После упрощающих преобразований получаем расчетную систему уравнений

$$\begin{cases} n_{1,1}x_1 + n_{1,2}x_2 + n_{1,3}x_3 = F; \\ n_{2,1}x_1 + n_{2,2}x_2 + n_{2,3}x_3 = F_2; \\ n_{3,1}x_1 + n_{3,2}x_2 + n_{3,3}x_3 = F. \end{cases}$$

После подстановки в последнюю систему значений A_i , Q_{oi} и $\varphi_{i,j}$ и упрощающих преобразований получаем матрицу коэффициентов при неизвестных и вектор свободных членов:

Матрица коэффициентов при неизвестных			Вектор свободных членов
1,250	-0,010	-0,683	-93,971
-0,076	1,250	-7,362	28,549
-0,174	-0,240	9,045	65,422

В результате решения данной системы определяется искомый вектор решения системы ($x_1 \div x_3$), который характеризует значения лучистых составляющих потоков:

$$X_1 = -70,564 \text{ Вт}; X_2 = 63,015 \text{ Вт}; X_3 = 7,549 \text{ Вт}.$$

Проверка правильности решения системы уравнений для замкнутой системы тел производится, исходя из закона сохранения энергии,

$$\Sigma X_i = 0; \Sigma X_i = X_1 + X_2 + X_3 = -70,564 + 63,015 + 7,549 = 0 \text{ Вт}.$$

Теплота, отданная от тела I в систему, обозначается со знаком (-). Тепло, воспринимаемое телами системы, обозначается со знаком (+).

Далее находятся составляющие тепловых потоков $Q_i = Q_{i(к)} + Q_{i(л)}$.

3.4.4. Расчет теплообмена между телами системы

Конвективный поток теплоты от тела 1 (рис. 3.1) во входном сечении

$$Q_{(к1)} = -\alpha_{(к1)} \cdot [t''_{(с1)} - t_{(в)}] \cdot F_{(1)} = -9,6 \cdot (119 - 25) \cdot 3,14 \cdot 0,032 = -90,72 \text{ Вт}.$$

Конвективный поток теплоты к телу 2

$$Q_{(к2)} = \alpha_{(к2)} \cdot [t_{(в)} - t''_{(с2)}] \cdot F_{(2)} = 2,76 \cdot (25 - 20) \cdot 3,14 \cdot 0,250 = 10,83 \text{ Вт}.$$

Суммарный поток теплоты от тела 1

$$Q_{\Sigma(1)} = Q_{(к1)} + Q_{(л1)} = -90,720 - 70,654 = -161,3 \text{ Вт}.$$

Суммарный поток теплоты к телу 2

$$Q_{\Sigma(2)} = Q_{(к2)} + Q_{(л2)} = 10,830 + 63,015 = 73,845 \text{ Вт}.$$

Суммарный поток теплоты к телу 3 определяется по балансу

$$Q_{\Sigma(3)} = |Q_{\Sigma(1)}| - Q_{\Sigma(2)} = |-161,29| - 73,845 = 87,445 \text{ Вт}.$$

3.4.5. Проверка правильности расчета суммарных тепловых потоков по температурам стенки

1. Проверка температуры наружной стенки спутника производится с учетом рассчитанных суммарных тепловых потоков:

$$\begin{aligned} t''_{(с1p)} &= t_1 - Q_{\Sigma(1)} \cdot [R_{\alpha_1} + R_{сТ1}] = t_1 - Q_{\Sigma(1)} \times \\ &\times \left[\frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1'} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{сТ1} \cdot \ln\left(\frac{d_1''}{d_1'}\right)} \right] = 120 - 161,29 \times \\ &\times \left[\frac{1}{(3928,4 \cdot 3,14 \cdot 0,025)} + \frac{1}{\left(6,28 \cdot 50,5 \cdot \ln\left(\frac{32}{25}\right)\right)} \right] = 119,35 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

2. Проверка температуры наружной стенки технологического трубопровода:

$$\begin{aligned}
t_{(c2p)}'' &= t_2 + Q_{\Sigma(2)} \cdot [R_{ct2} + R_{\alpha_2}'] = \\
&= t_2 + Q_{\Sigma(2)} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ct2} \cdot \ln\left(\frac{d_2''}{d_2'}\right)} + \frac{1}{\alpha_2' \cdot \pi \cdot d_2'} \right] = \\
&= 20 + 73,845 \cdot \left[\frac{1}{\left(6,28 \cdot 50,5 \cdot \ln\left(\frac{250}{244}\right)\right)} + \frac{1}{(186,6 \cdot 3,14 \cdot 0,244)} \right] = 20,53 \text{ } ^\circ\text{C}.
\end{aligned}$$

3. Проверка температуры внутренней стенки тела 3:

$$\begin{aligned}
t_{(c3p)}' &= t_H + Q_{\Sigma(3)} \cdot \sum R_{(i)} = t_H + Q_{\Sigma(3)} \times \\
&\times \left[\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ct3} \cdot \ln\left(\frac{d_3''}{d_3'}\right)} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{из} \cdot \ln\left(\frac{d_3'''}{d_3''}\right)} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ал} \cdot \ln\left(\frac{d_3''''}{d_3'''}\right)} + \frac{1}{\alpha_{(3к)} \cdot \pi \cdot d_3''''} \right] = \\
&= -40 + 87,445 \cdot \left[\frac{1}{6,28 \cdot 50,5 \cdot \ln\left(\frac{332}{330}\right)} + \frac{1}{6,28 \cdot 0,06 \cdot \ln\left(\frac{412}{332}\right)} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{6,28 \cdot 210 \cdot \ln\left(\frac{414}{412}\right)} + \frac{1}{17,4 \cdot 3,14 \cdot 0,414} \right] = 20,53 \text{ } ^\circ\text{C}.
\end{aligned}$$

2. Проверка температуры наружной стенки тела 3:

$$t_{(c3p)}''' = \frac{Q_{\Sigma(3)}}{\alpha_{(3к)} \cdot F_3} + t_H = \frac{87,445}{17,4 \cdot 1,3} + (-40) = -36,125 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Если расхождение температур между предыдущим приближением и расчетным значением $\Delta t_{(z-r)} = t_{z(ci)} - t_{r(ci)} < 1 \text{ } ^\circ\text{C}$, то можно считать расчет для данного сечения законченным, иначе необходимо повторить расчет, задаваясь расчетными значениями температур стенок из последнего приближения.

3.5. Автоматизация расчета процессов теплообмена в замкнутой системе

3.5.1. Общие сведения о программе для ЭВМ

К составлению программы приступают после уяснения методики расчета процессов теплообмена в системе.

Программу рекомендуется разрабатывать в виде модульной структуры с целью упрощения процесса отладки программы.

Алгоритм расчета представляется в виде блок-схем программы (рис. 3.6, 3.7), в которых раскрывается структура программы и взаимодействие между подпрограммами и модулями.

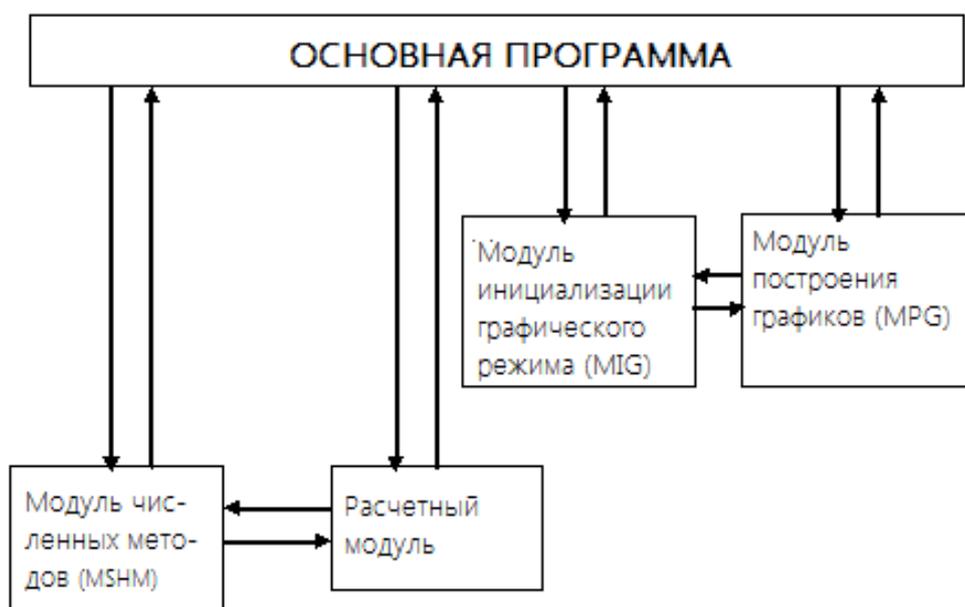


Рис. 3.6. Структура программы

Назначение модулей (рис. 3.6):

Модуль численных методов (MSHM) содержит подпрограммы численных методов (например: подпрограмму интерполяции методом Лагранжа, метод Гаусса функции определения критериев для расчета критериальных уравнений конвективного теплообмена, функцию возведения в степень и др. (рис. 3.8).

- *Расчетный модуль (RM)* содержит подпрограммы расчета процессов теплообмена по вышеприведенной методике (например, подпрограммы расчета конвективного теплообмена, геометрических характеристик вспомогательной системы, лучистого теплообмена, определения суммарных тепловых потоков и проверки правильности расчетов (рис. 3.7).

- *Графический модуль (MIG)* предполагает использование стандартного графического модуля Graph, встроенного в алгоритмический язык Турбо-Паскаль. Графические процедуры и функции модуля Graph предназначены для инициализации и сервисного обслуживания графического режима (рис. 3.9).



Рис. 3.7. Расчетный модуль

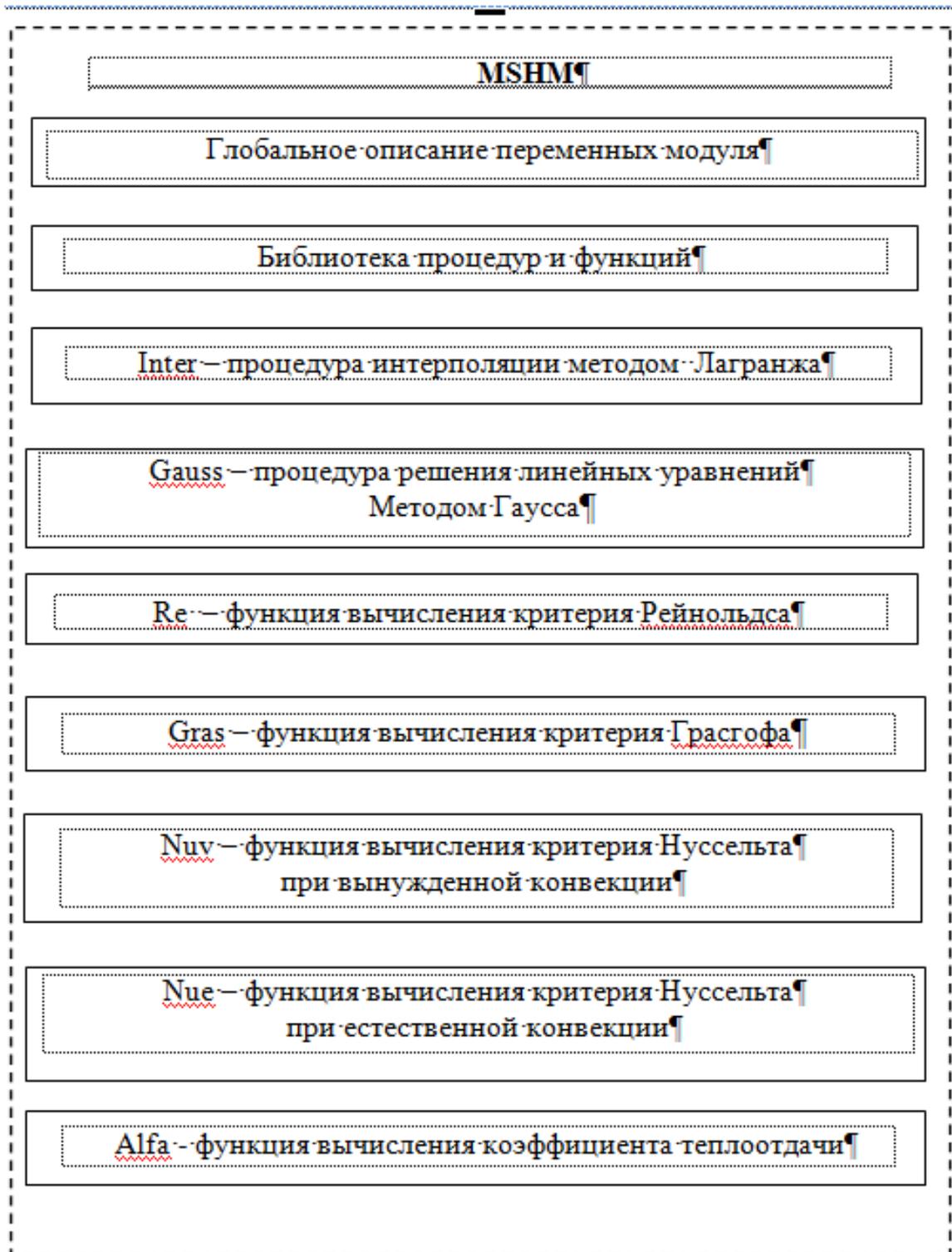


Рис. 3.8. Модуль численных методов

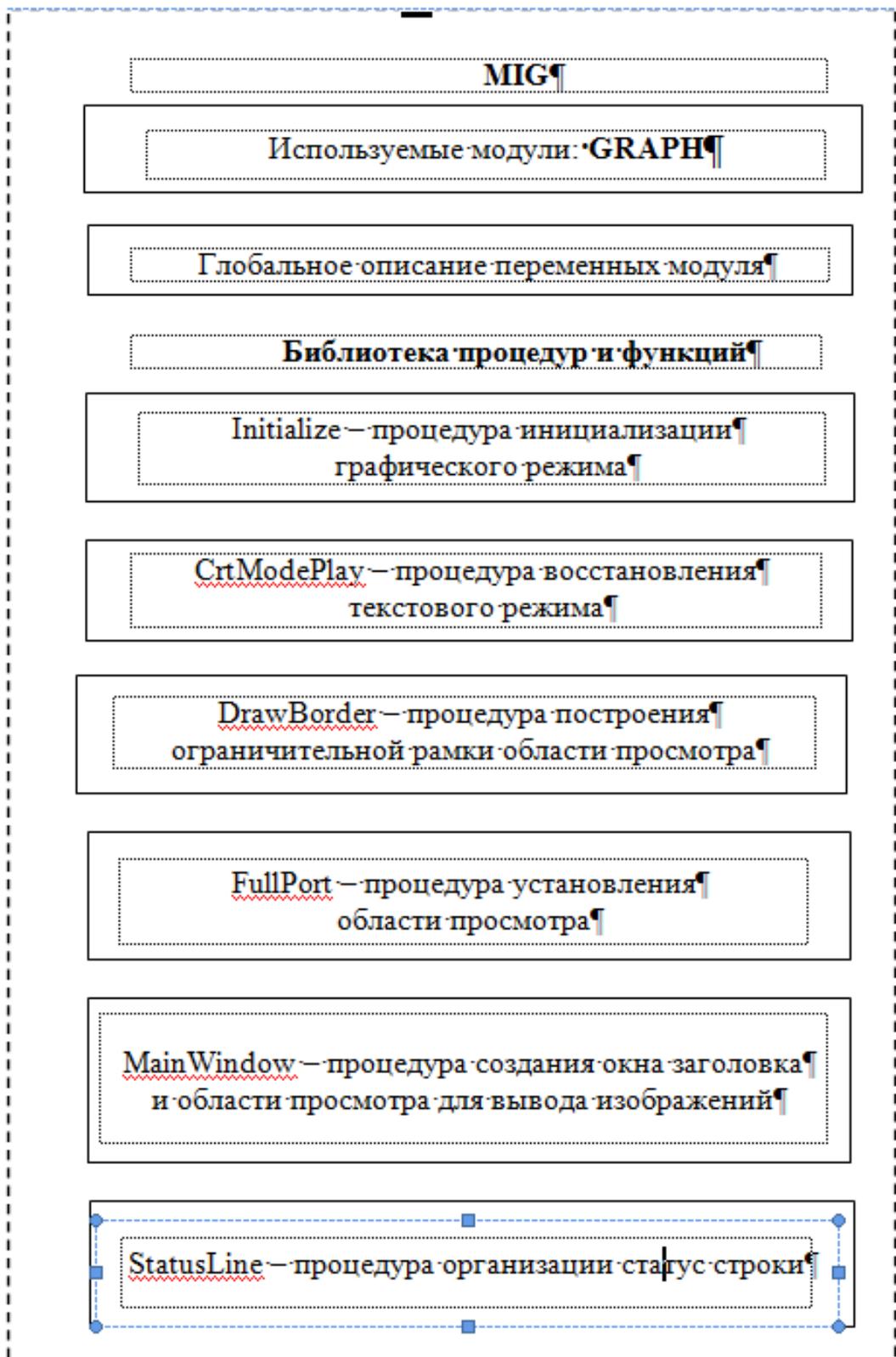


Рис. 3.9. Модуль инициализации графического режима

- Прикладной графический модуль (MPG) содержит подпрограммы и функции для построения графических зависимостей, которые характеризуют изменения тепловых потоков и температур стенок и теплоносителей по длине системы (рис. 3.10).

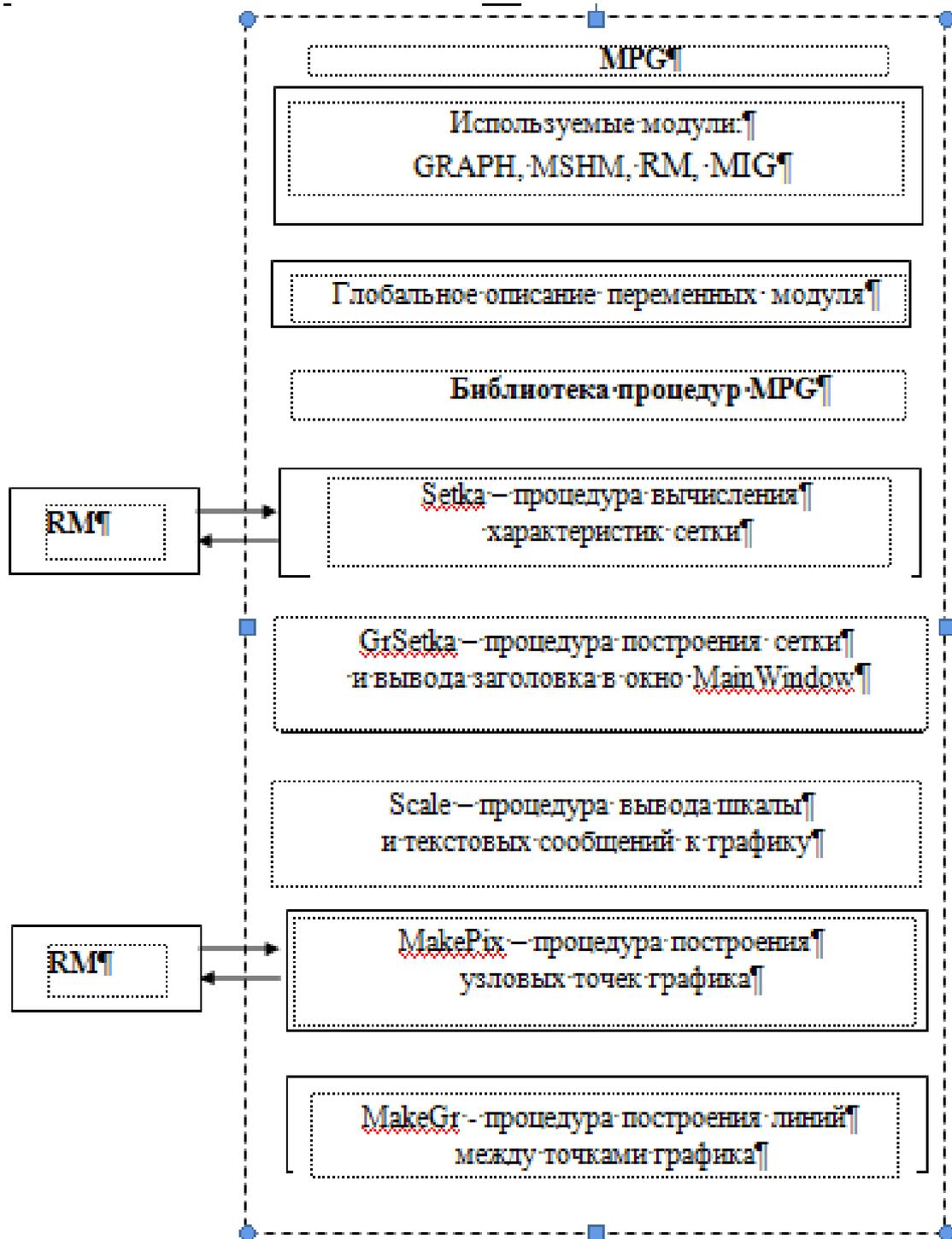


Рис. 3.10. Модуль построения графиков

3.5.2. Формирование файла с исходными данными

Инструкции по формированию файла и пример файла с исходными данными представлены ниже.

Инструкция по формированию файла с исходными данными

1-я строка:

$m[1,1]$ – температура теплоносителя в обогреваемом спутнике (труба 1), °С;

$m[2,1]$ – расчетная температура для проектирования отопления, °С;

$m[3,1]$ – скорость ветра, м/с;

$m[4,1]$ – скорость теплоносителя в обогреваемом спутнике, м/с;

$m[5,1]$ – скорость теплоносителя в технологическом трубопроводе, м/с;

$m[6,1]$ – температура воздуха в замкнутой системе, °С.

2-я строка:

$m[1,2] \div m[8,2]$ – соответственно внутренний и наружный диаметры спутника, технологического трубопровода и многослойной теплоизоляционной конструкции, м.

3-я строка:

$m[1,3]$ – общая длина трубопроводной системы, м;

$m[2,3]$ – длина расчетного участка, м;

$m[3,3]$ – температура технологического продукта, °С;

$m[4,3] \div m[5,3]$ – соответственно эксцентриситеты спутника и трубопровода с технологическим продуктом, м;

$m[6,3] \div m[7,3]$ – соответственно удельные теплоемкости воды и технологического продукта, ккал/(кг °С).

4-я строка:

$m[1,4] \div m[4,4]$ – максимальное количество элементов в массивах.

5-я строка:

$m[1,5] \div m[10,5]$ – массив температур воды, °С.

6-я строка:

$m[1,6] \div m[10,6]$ – массив плотностей воды, кг/м³.

7-я строка:

$m[1,7] \div m[10,7]$ – массив коэффициентов линейного расширения воды, 1/°С.

8-я строка:

$m[1,8] \div m[10,8]$ – массив коэффициентов теплопроводности воды, Вт/(м²·°С).

9-я строка:

$m[1,9] \div m[10,9]$ – массив кинематической вязкости воды, $\text{м}^2/\text{°С}$.

10-я строка:

$m[1,10] \div m[10,10]$ – массив коэффициентов чисел Прандтля.

11-я строка:

$m[1,11] \div m[10,11]$ – массив температур технологического продукта, °С .

12-я строка:

$m[1,12] \div m[10,12]$ – массив коэффициентов теплопроводности технологического продукта, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$.

13-я строка:

$m[1,13] \div m[10,13]$ – массив коэффициентов кинематической вязкости технологического продукта, $\text{м}^2/\text{°С}$.

14-я строка:

$m[1,14] \div m[10,14]$ – массив плотностей технологического продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$.

15-я строка:

$m[1,15] \div m[10,15]$ – массив значений косинусов, рад.

16-я строка:

$m[1,16] \div m[10,16]$ – массив значений углов, град.

17-я строка:

$m[1,17] \div m[16,17]$ – массив температур воздуха, °С .

18-я строка:

$m[1,18] \div m[16,18]$ – массив плотностей воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

19-я строка:

$m[1,19] \div m[16,19]$ – массив значений теплопроводности воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$.

20-я строка:

$m[1,20] \div m[16,20]$ – массив кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{°С}$.

21-я строка:

$m[1..6,1..6]$ – матрица коэффициентов при неизвестных системы линейных алгебраических уравнений, полученная из метода поточной алгебры.

Ниже приводится пример файла с исходными данными (номера строк в файл данных не заносятся).

Файл с исходными данными

№ строки	Значения массива исходных данных
1	120.0 -40.0 5.0 0.5 1.0 25.0
2	25.0E-3 32.0E-3 244.0E-3 250.0E-3 330.0E-3 0.332 0.412 414.0E-3
3	22.4 5.0 20.1 0.140 0.025 4.19 1.67
4	10 16 6 3
5	60.0 70.0 80.0 90.0 100.0 110.0 120.0 130.0 140.0 150.0
6	983.2 977.7 971.8 965.3 958.3 951.0 943.1 934.8 926.1 916.9
7	5.3E-4 5.8E-4 6.3E-4 7.0E-4 7.5E-4 8.0E-4 8.5E-4 9.1E-4 9.7E-4 10.3E-4
8	0.659 0.668 0.675 0.680 0.683 0.685 0.686 0.686 0.685 0.684
9	0.479E-6 0.415E-6 0.366E-6 0.326E-6 0.295E-6 0.268E-6 0.244E-6 0.226E-6 0.212E-6 0.202E-6
10	3.00 2.55 2.21 1.95 1.75 1.57 1.43 1.32 1.23 1.17
11	0.0 10.0 20.0 30.0 40.0 50.0 60.0 70.0 80.0 90.0
12	0.1123 0.1115 0.1106 0.1098 0.1090 0.1082 0.1072 0.1064 0.1056 0.1047
13	70.5E-6 37.9E-6 22.5E-6 14.7E-6 10.3E-6 7.58E-6 5.78E-6 4.54E-6 3.66E-6 3.03E-6
14	892.5 886.4 880.3 874.2 868.2 862.1 856.0 850.0 843.9 837.8
15	1.0000 0.9848 0.9397 0.8660 0.7660 0.6428 0.5000 0.3420 0.1736 0.0000
16	0.0 10.0 20.0 30.0 40.0 50.0 60.0 70.0 80.0 90.0
17	-50.0 -40.0 -30.0 -20.0 -10.0 0.0 10.0 20.0 30.0 40.0 50.0 60.0 70.0 80.0 90.0 100.0
18	1.532 1.350 1.251 1.207 1.166 1.127 1.091 1.057 1.026 0.996 0.967 0.941 0.915 0.869 0.827 0.789
19	2.05E-2 2.12E-2 2.20E-2 2.28E-2 2.36E-2 2.44E-2 2.51E-2 2.59E-2 2.67E-2 2.76E-2 2.83E-2 2.90E-2 2.96E-2 3.05E-2 3.13E-2 3.21E-2
20	9.23E-6 10.04E-6 10.80E-6 12.79E-6 12.43E-6 13.28E-6 14.16E-6 15.06E-6 16.00E-6 16.96E-6 17.95E-6 18.97E-6 20.02E-6 21.09E-6 22.10E-6 23.13E-6
21	1.0 1.0 1.0 0.0 0.0 0.0 1.0 0.0 0.0 1.0 1.0 0.0 0.0 1.0 0.0 1.0 0.0 1.0 0.0 0.0 1.0 0.0 1.0 1.0 1.0 0.0 1.0 1.0 0.0 1.0 1.0 1.0 0.0 0.0 1.0 1.0

3.5.3. Пример расчета замкнутой системы

Анализ результатов расчетов позволяет сделать количественную $QL[1] = -70.564$ Вт; $QL[2] = 63.015$ Вт; $QL[3] = 7.549$ Вт;

Суммарные оценку теплового баланса, параметров теплоносителей и температур стенок элементов системы, а также возможность эксплуатации системы для заданных начальных условий. Ниже, в выходном файле, представлены результаты итеративного процесса расчета теплообмена по сечениям системы.

Файл с результатами расчетов процесса теплообмена в замкнутой системе технологических трубопроводов

Определение геометрических характеристик системы четырех тел:

F[1]= 0.101m²; F[2]= 0.785m²; EPR= 0.128m; H= 0.165m; O2K= 0.146 m;
COSL= 0.855.
YGL=31.7347; APIL= 0.5539; VCB= 0.1385 m; BCM= 0.0177 m; BKB= 0.077;
T= 0.6184 град. С
BKM= 0.0099m; LO1= 0.0242; COSB= 0.6606; YGB=47.6056; APIB= 0.831;
ABCDM= 0.0739 m.
COSG=0.6606; YGG=47.6056; APIG= 0.8309; ABCDB= 0.2077 m; AE2= 0.289 m;
AE1 = 0.0133m.
DL= 0.0175 m; DD= 0.1194 m; F[3]= 0.4215 m²; F[4]= 0.4215 m²; AB=
=0.035 m; CD= 0.0281 m.
F[5]= 0.4521 m²; F[6]= 0.4521m²

Вектор решения вспомогательной системы:

X41=0.0305; X42=0.0350; X43=0.0350; X44=0.3774; X45=0.3774; X46=0.0091.

*** Сечение N 1 (L= 0 м) ***

*** Итерация N 1 ***

* Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета :

T1Z = 120.0 град С; TC1S1= 119.1 град С; TC1S2 = 119.0 град С.;

T2 = 20.010 град С; TC3S1= 20.0 град. С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1.

REG1 = 51234.0; NUG1=143.163; ALFA1= 3928.4 Вт/(м²*град С);

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху.

GRASV1= 420268.7; NUv1= 11.69; ALFA1V= 9.60 Вт/(м²*град С);

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2

GRASV2=10659561.3; NUv2= 26.23; ALFA2V= 2.76 Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2

RE2 = 10850.0; NUG2 = 411.6; ALFA2= 186.6 Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:

RE3 = 205520.8; NUv3 = 338.2; ALFA3= 17.4 Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел *

Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250 -0.010 -0.683

-0.076 1.250 -7.362

-0.174 -0.240 9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:

F3[1]= -93.971; F3[2]= 28.549; F3[3]= 65.422.

Конвективные составляющие тепловых потоков:

QK1= -90.725 Вт; QK2= 10.830 Вт.

Лучистые составляющие тепловых потоков:

QL[1]= -70.564 Вт; QL[2]= 63.015 Вт; QL[3]= 7.549 Вт;

Суммарные тепловые потоки

QS1 = -161.290 Вт; QS2 = 73.845 Вт; QS3 = 87.445 Вт;

Полное количество отданного спутником тепла Q1L = 3.7 Вт;

Расход теплоносителя GV= 0.231 кг/с;

Температура теплоносителя в конце системы T1S2L = 116.2 град С;

Термические сопротивления для определения температур стенок,

(м*град С)/Вт:

R1= 0.004; R2= 0.007; R3 = 0.698.

Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
TC1S2R= 119.352; TC2S2R= 20.532;
TC3S1R= 21.076; TC3S4R = -36.125.

Тепловые потери на участке и температура T1 в конце участка
Q1LI= 0.437 Вт; T1S2I= 119.6 град С.

Расход, тепловые потери и температура продукта на участке
G2= 21.606 кг/с; Q2L= 0.4 Вт; T2L= 20.006 град С.

Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3 : DT3= 1.066 град С.

*** Итерация N 2 ***

* Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета:

T1Z = 120.0 град С; TC1S1= 119.1 град; TC1S2 = 119.0

T2 = 20.010 град С; TC3S1= 20.0 град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1.

REg1 = 51234.0; NUg1=143.163; ALFA1= 3928.4 Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху.

GRASv1= 420268.7; NUv1= 11.69; ALFA1V= 9.60 Вт/(м²*град С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2

GRASV2=10659561.3; NUV2= 26.23; ALFA2V= 2.76 Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2

RE2 = 10847.5; NUg2 = 411.5; ALFA2= 186.5 Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:

RE3 = 205862.3; NUv3 = 338.5; ALFA3= 17.4 Вт/(м²*град С);

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *

Матрица коэффициентов при неизвестных.

1.250 -0.010 -0.683

-0.076 1.250 -7.362

-0.174 -0.240 9.045

Вектор свободных членов системы трех тел.

F3[1]= -93.971; F3[2]= 28.549; F3[3]= 65.422.

Конвективные составляющие тепловых потоков

QK1= -90.725 Вт; QK2= 10.830, Вт.

Лучистые составляющие тепловых потоков

QL[1]= -70.564 Вт; QL[2]= 63.015 Вт; QL[3]= 7.549 Вт.

Суммарные тепловые потоки

QS1= -161.290 Вт; QS2= 73.845 Вт; QS3= 87.445 Вт.

Полное количество отданного спутником тепла Q1L= 3.7 Вт.

Расход теплоносителя GV= 0.231 кг/с.

Температура теплоносителя в конце системы T1S2L = 116.2 град С.

Термические сопротивления для определения температур стенок,
(м*град С)/Вт:

R1= 0.004; R2= 0.007; R3 = 0.698.

Температуры стенок труб системы технологического трубопровода,
град. С:

TC1S2R= 119.352; TC2S2R= 20.532;

TC3S1R= 21.084; TC3S4R = -36.118.

Тепловые потери на участке и температура T1 в конце участка

Q1LI= 0.437 Вт; T1S2I= 119.6 град С.

Расход, тепловые потери и температура продукта на участке

G2= 21.606 кг/с; Q2L= 0.4 Вт; T2L= 20.006 град С.

Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3 : DT3= 0.007 град С.

*** Сечение N 2 (L= 5 м) ***

*** Итерация N 1 ***

* Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета:

T1Z = 119.6 град С; TC1S1= 118.7 град С; TC1S2 = 118.6 град С;

$T2 = 20.006$ град; $TC3S1 = 20.0$ град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 $REg1 = 51035.6$; $NUg1 = 142.941$; $ALFA1 = 3922.2$; Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 $GRASv1 = 418342.5$; $NUv1 = 11.67$ $ALFA1V = 9.59$ Вт/(м²*град С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 $GRASV2 = 10660233.6$; $NUV2 = 26.23$; $ALFA2V = 2.76$ Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 $RE2 = 10847.5$ $NUg2 = 411.5$ $ALFA2 = 186.5$ Вт/(м²*град С);

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 $RE3 = 206203.6$; $NUv3 = 338.8$; $ALFA3 = 17.4$ Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *
 Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:
 $F3[1] = -93.363$; $F3[2] = 28.383$; $F3[3] = 64.980$.

Конвективные составляющие тепловых потоков
 $QK1 = -90.199$ Вт; $QK2 = 10.830$ Вт.

Лучистые составляющие тепловых потоков
 $QL[1] = -70.109$ Вт; $QL[2] = 62.610$ Вт; $QL[3] = 7.499$ Вт;

Суммарные тепловые потоки
 $QS1 = -160.308$ Вт; $QS2 = 73.440$ Вт; $QS3 = 86.868$ Вт;

Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:

$R1 = 0.004$; $R2 = 0.007$; $R3 = 0.698$.

Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:

$TC1S2R = 118.914$; $TC2S2R = 20.525$;
 $TC3S1R = 20.688$; $TC3S4R = -36.136$.

Тепловые потери на участке и температура $T1$ в конце участка
 $Q1LI = 0.869$ Вт; $T1S2I = 118.7$ град С.

Расход, тепловые потери и температура продукта на участке
 $G2 = 21.606$ кг/с; $Q2L = 0.7$ Вт; $T2L = 19.998$ град С.

Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3: $DT3 = 0.396$ град С.

*** Сечение N 3 (L=10 м) ***
 *** Итерация N 1 ***
 * Конвективный теплообмен *
 Исходные данные для расчета:

$T1Z = 118.7$ град С; $TC1S1 = 117.8$ град С; $TC1S2 = 117.7$ град С;
 $T2 = 19.998$ град С; $TC3S1 = 20.0$ град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 $REg1 = 50634.1$; $NUg1 = 142.491$; $ALFA1 = 3909.6$ Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 $GRASv1 = 414472.2$ $NUv1 = 11.65$ $ALFA1V = 9.57$ Вт/(м²*град м С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 $GRASV2 = 10661571.1$; $NUV2 = 26.23$; $ALFA2V = 2.76$ Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 $RE2 = 10843.3$; $NUg2 = 411.4$; $ALFA2 = 186.5$ Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 $RE3 = 206544.9$ $NUv3 = 339.2$ $ALFA3 = 17.4$ Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *
 Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:

$F3[1] = -92.147$; $F3[2] = 28.049$; $F3[3] = 64.098$.
 Конвективные составляющие тепловых потоков:
 $QK1 = -89.144$ Вт; $QK2 = 10.830$ Вт.
 Лучистые составляющие тепловых потоков:
 $QL[1] = -69.198$ Вт; $QL[2] = 61.801$ Вт; $QL[3] = 7.397$ Вт.
 Суммарные тепловые потоки:
 $QS1 = -158.342$ Вт; $QS2 = 72.631$ Вт; $QS3 = 85.711$ Вт.
 Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:
 $R1 = 0.004$; $R2 = 0.007$; $R3 = 0.698$.
 Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
 $TC1S2R = 118.035$; $TC2S2R = 20.511$;
 $TC3S1R = 19.887$ $TC3S4R = -36.180$.
 Тепловые потери на участке и температура $T1$ в конце участка:
 • $Q1LI = 1.286$, Вт; $T1S2I = 117.4$ град С.
 Расход, тепловые потери и температура продукта на участке:
 $G2 = 21.606$ кг/с; $Q2L = 1.1$, Вт; $T2L = 19.986$ град С.
 Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3: $DT3 = 0.800$ град С.

*** Сечение N 4 (L=15 м) ***
 *** Итерация N 1 ***
 * Конвективный теплообмен *
 Исходные данные для расчета:
 $T1Z = 117.4$ град С; $TC1S1 = 116.5$ град С; $TC1S2 = 116.4$ град С;
 $T2 = 19.986$ град С; $TC3S1 = 20.0$ град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 $REg1 = 50032.1$; $NUg1 = 141.815$; $ALFA1 = 3890.5$ Вт/(м²*град С).
 1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 $GRASv1 = 408725.7$; $NUv1 = 11.60$ $ALFA1V = 9.53$ Вт/(м²*град С).
 1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 $GRASV2 = 10663555.5$; $NUV2 = 26.23$ $ALFA2V = 2.76$ Вт/(м²*град С).
 1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 $RE2 = 10837.2$; $NUg2 = 411.2$; $ALFA2 = 186.4$ Вт/(м²*град С).
 1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 $RE3 = 206885.9$; $NUv3 = 339.5$; $ALFA3 = 17.4$ Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *
 Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

 Вектор свободных членов системы трех тел:
 $F3[1] = -90.358$; $F3[2] = 27.559$; $F3[3] = 62.799$.
 Конвективные составляющие тепловых потоков
 $QK1 = -87.582$ Вт; $QK2 = 10.830$ Вт.
 Лучистые составляющие тепловых потоков:
 $QL[1] = -67.857$ Вт; $QL[2] = 60.610$ Вт; $QL[3] = 7.248$ Вт.
 Суммарные тепловые потоки:
 $QS1 = -155.439$ Вт; $QS2 = 71.440$ Вт; $QS3 = 84.000$ Вт.
 Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:
 $R1 = 0.004$; $R2 = 0.007$; $R3 = 0.698$.
 Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
 $TC1S2R = 116.730$; $TC2S2R = 20.491$;
 $TC3S1R = 18.700$; $TC3S4R = -36.248$.
 Тепловые потери на участке и температура $T1$ в конце участка:
 $Q1LI = 1.680$ Вт; $T1S2I = 115.6$ град С.
 Расход, тепловые потери и температура продукта на участке:
 $G2 = 21.606$ кг/с; $Q2L = 1.4$ Вт; $T2L = 19.970$ град С.

Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3: DT3= 1.188 град С.
 *** Итерация N 2 ***
 * Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета:
 T1Z = 117.4 град С; TC1S1= 116.5 град С; TC1S2 = 116.4 град С;
 T2 = 19.986 град С; TC3S1= 20.0 град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 REg1 = 50032.1; NUg1=141.815; ALFA1= 3890.5 Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 GRASv1= 408725.7; NUv1= 11.60 ALFA1V= 9.53 Вт/(м²*град С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 GRASv2=10663555.5; NUv2= 26.23 ALFA2V= 2.76 Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 RE2 = 10829.2; NUg2 = 411.0; ALFA2= 186.3 Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 RE3 = 207226.9; NUv3 = 339.8; ALFA3= 17.5 Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *

Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:
 F3[1]= -90.358; F3[2]= 27.559; F3[3]= 62.799.

Конвективные составляющие тепловых потоков
 QK1= -87.582 Вт; QK2= 10.830 Вт.

Лучистые составляющие тепловых потоков
 QL[1]= -67.857 Вт; QL[2]= 60.610 Вт; QL[3]= 7.248 Вт.

Суммарные тепловые потоки:
 QS1= -155.439 Вт; QS2= 71.440 Вт; QS3= 84.000 Вт.

Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:
 R1= 0.004; R2= 0.007; R3 = 0.698.

Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
 TC1S2R= 116.730 TC2S2R= 20.492
 TC3S1R= 18.707 TC3S4R = -36.240

Тепловые потери на участке и температура T1 в конце участка:
 Q1LI= 1.680 Вт; T1S2I= 115.6 град С.

Расход, тепловые потери и температура продукта на участке:
 G2= 21.606 кг/с; Q2L= 1.4 Вт; T2L= 19.970 град С.

Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3: DT3= 0.007 град С.

*** Сечение N 5 (L=20 м) ***
 *** Итерация N 1 ***
 * Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета:
 T1Z = 115.7 град С; TC1S1= 114.8 град С; TC1S2 = 114.7 град С;
 T2 = 19.970 град С; TC3S1= 20.0 град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 REg1 = 49238.3; NUg1=140.930; ALFA1= 3865.4 Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 GRASv1= 401209.1; NUv1= 11.55; ALFA1V= 9.49 Вт/(м²*град С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 GRASv2=10666158.9; NUv2= 26.23; ALFA2V= 2.76 Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 RE2 = 10829.2; NUg2 = 411.0; ALFA2= 186.3 Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 RE3 = 207567.7; NUv3 = 340.2; ALFA3= 17.5 Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *

Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:
 $F3[1] = -88.045$; $F3[2] = 26.926$; $F3[3] = 61.119$.
 Конвективные составляющие тепловых потоков:
 $QK1 = -85.549$ Вт; $QK2 = 10.830$ Вт.
 Лучистые составляющие тепловых потоков:
 $QL[1] = -66.125$ Вт; $QL[2] = 59.070$ Вт; $QL[3] = 7.054$ Вт;
 Суммарные тепловые потоки
 $QS1 = -151.673$ Вт; $QS2 = 69.901$ Вт; $QS3 = 81.773$ Вт.
 Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:
 $R1 = 0.004$; $R2 = 0.007$; $R3 = 0.698$.
 Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
 $TC1S2R = 115.024$ град С; $TC2S2R = 20.465$ град С;
 $TC3S1R = 17.160$ град С; $TC3S4R = -36.331$ град С.
 Тепловые потери на участке и температура T1 в конце участка:
 $Q1LI = 2.044$, Вт; $T1S2I = 113.6$ град С.
 Расход, тепловые потери и температура продукта на участке:
 $G2 = 21.606$ кг/с; $Q2L = 1.7$ Вт; $T2L = 19.951$ град С.
 Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3 : $DT3 = 1.547$ град С.
 *** Итерация N 2 ***
 * Конвективный теплообмен *
 Исходные данные для расчета:
 $T1Z = 115.7$ град С; $TC1S1 = 114.8$ град С; $TC1S2 = 114.7$ град С;
 $T2 = 19.970$ град С; $TC3S1 = 20.0$ град С.
 1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 $REg1 = 49238.3$; $NUg1 = 140.930$; $ALFA1 = 3865.4$ Вт/(м²*град С).
 1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 $GRASv1 = 401209.1$; $NUv1 = 11.55$; $ALFA1V = 9.49$ Вт/(м²*град С).
 1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 $GRASV2 = 10666158.9$; $NUV2 = 26.23$; $ALFA2V = 2.76$ Вт/(м²*град С).
 1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 $RE2 = 10819.3$; $NUg2 = 410.7$; $ALFA2 = 186.2$ Вт/(м²*град С).
 1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 $RE3 = 207908.4$; $NUv3 = 340.5$; $ALFA3 = 17.5$ Вт/(м²*град С).
 * Лучистый теплообмен в системе трех тел. *
 Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

 Вектор свободных членов системы трех тел:
 $F3[1] = -88.045$; $F3[2] = 26.926$; $F3[3] = 61.119$.
 Конвективные составляющие тепловых потоков:
 $QK1 = -85.549$ Вт; $QK2 = 10.830$ Вт.
 Лучистые составляющие тепловых потоков:
 $QL[1] = -66.125$ Вт; $QL[2] = 59.070$ Вт; $QL[3] = 7.054$ Вт.
 Суммарные тепловые потоки:
 $QS1 = -151.673$ Вт; $QS2 = 69.901$ Вт; $QS3 = 81.773$ Вт;
 Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:
 $R1 = 0.004$; $R2 = 0.007$; $R3 = 0.698$.
 Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
 $TC1S2R = 115.024$ град С; $TC2S2R = 20.465$ град С;
 $TC3S1R = 17.167$ град С; $TC3S4R = -36.324$ град С.
 Тепловые потери на участке и температура T1 в конце участка:
 $Q1LI = 2.044$ Вт; $T1S2I = 113.6$ град С.
 Расход, тепловые потери и температура продукта на участке:
 $G2 = 21.607$ кг/с; $Q2L = 1.7$ Вт; $T2L = 19.951$ град С.
 Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3: $DT3 = 0.007$ град С.
 *** Сечение N 6 (L=25 м) ***
 *** Итерация N 1 ***

* Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета:
 $T1Z = 113.6$ град С; $TC1S1 = 112.7$ град С; $TC1S2 = 112.6$ град С;
 $T2 = 19.951$ град С; $TC3S1 = 20.0$ град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 $REg1 = 48270.6$; $NUg1 = 139.874$; $ALFA1 = 3835.3$ Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 $GRASv1 = 392062.4$; $NUv1 = 11.48$; $ALFA1V = 9.43$ Вт/(м²*град С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 $GRASV2 = 10669344.2$; $NUV2 = 26.23$; $ALFA2V = 2.76$ Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 $RE2 = 10819.3$; $NUg2 = 410.7$; $ALFA2 = 186.2$ Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 $RE3 = 208248.9$; $NUv3 = 340.9$; $ALFA3 = 17.5$ Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *

Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:
 $F3[1] = -85.274$; $F3[2] = 26.169$; $F3[3] = 59.104$.

Конвективные составляющие тепловых потоков:
 $QK1 = -83.088$ Вт; $QK2 = 10.830$ Вт.

Лучистые составляющие тепловых потоков:
 $QL[1] = -64.048$ Вт; $QL[2] = 57.226$ Вт; $QL[3] = 6.822$ Вт.

Суммарные тепловые потоки:
 $QS1 = -147.136$ Вт; $QS2 = 68.056$ Вт; $QS3 = 79.080$ Вт.

Термические сопротивления для определения температур стенок,
(м²*град С)/Вт:
 $R1 = 0.004$; $R2 = 0.007$; $R3 = 0.698$.

Температуры стенок труб системы технологического трубопровода, град С:
 $TC1S2R = 112.949$ град С; $TC2S2R = 20.433$ град С;
 $TC3S1R = 15.295$ град С; $TC3S4R = -36.434$ град С.

Тепловые потери на участке и температура $T1$ в конце участка:
 $Q1LI = 2.372$ Вт; $T1S2I = 111.1$ град С.

Расход, тепловые потери и температура продукта на участке:
 $G2 = 21.607$ кг/с; $Q2L = 2.0$ Вт; $T2L = 19.928$ град С.

Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3 : $DT3 = 1.872$ град С.

*** Итерация N 2 ***

* Конвективный теплообмен *

Исходные данные для расчета:
 $T1Z = 113.6$ град С; $TC1S1 = 112.7$ град С; $TC1S2 = 112.$ град С;
 $T2 = 19.951$ град С; $TC3S1 = 20.0$ град С.

1.1. Вынужденная конвекция в тр. 1:
 $REg1 = 48270.6$; $NUg1 = 139.874$; $ALFA1 = 3835.3$ Вт/(м²*град С).

1.2. Свободная конвекция от тр. 1 к воздуху:
 $GRASv1 = 392062.4$; $NUv1 = 11.48$; $ALFA1V = 9.43$ Вт/(м²*град С).

1.3. Свободная конвекция от воздуха к тр. 2:
 $GRASV2 = 10669344.2$; $NUV2 = 26.23$; $ALFA2V = 2.76$ Вт/(м²*град С).

1.4. Вынужденная конвекция в тр. 2:
 $RE2 = 10807.9$; $NUg2 = 410.3$; $ALFA2 = 186.0$ Вт/(м²*град С).

1.5. Вынужденная конвекция от тр. 3 к наружному воздуху:
 $RE3 = 208589.2$; $NUv3 = 341.2$; $ALFA3 = 17.5$ Вт/(м²*град С).

* Лучистый теплообмен в системе трех тел. *

Матрица коэффициентов при неизвестных:

1.250	-0.010	-0.683
-0.076	1.250	-7.362
-0.174	-0.240	9.045

Вектор свободных членов системы трех тел:
 $F3[1] = -85.274$; $F3[2] = 26.169$; $F3[3] = 59.104$.

Конвективные составляющие тепловых потоков:

$Q_{K1} = -83.088$ Вт; $Q_{K2} = 10.830$ Вт.
 Лучистые составляющие тепловых потоков:
 $Q_L[1] = -64.048$ Вт; $Q_L[2] = 57.226$ Вт; $Q_L[3] = 6.822$ Вт.
 Суммарные тепловые потоки:
 $Q_{S1} = -147.136$ Вт; $Q_{S2} = 68.056$ Вт; $Q_{S3} = 79.080$ Вт.
 Термические сопротивления для определения температур стенок,
 (м*град С)/Вт:
 $R_1 = 0.004$; $R_2 = 0.007$; $R_3 = 0.698$.
 Температуры стенок труб системы технологического трубопровода,
 град С:
 $TC1S2R = 112.949$ град С; $TC2S2R = 20.433$ град С;
 $TC3S1R = 15.303$ град С; $TC3S4R = -36.427$ град С.
 Тепловые потери на участке и температура T1 в конце участка:
 $Q_{1LI} = 2.372$ Вт; $T_{1S2I} = 111.1$ град С.
 Расход, тепловые потери и температура продукта на участке
 $G_2 = 21.607$ кг/с; $Q_{2L} = 2.0$, Вт; $T_{2L} = 19.928$ град С.
 Невязка по температуре внутренней стенки тр. 3: $DT_3 = 0.008$ град С.

Результаты расчета тепловых потоков и температур стенок в системе 3-х тел приведены в табл. 3.5, 3.6 и на рис. 3.11, 3.12.

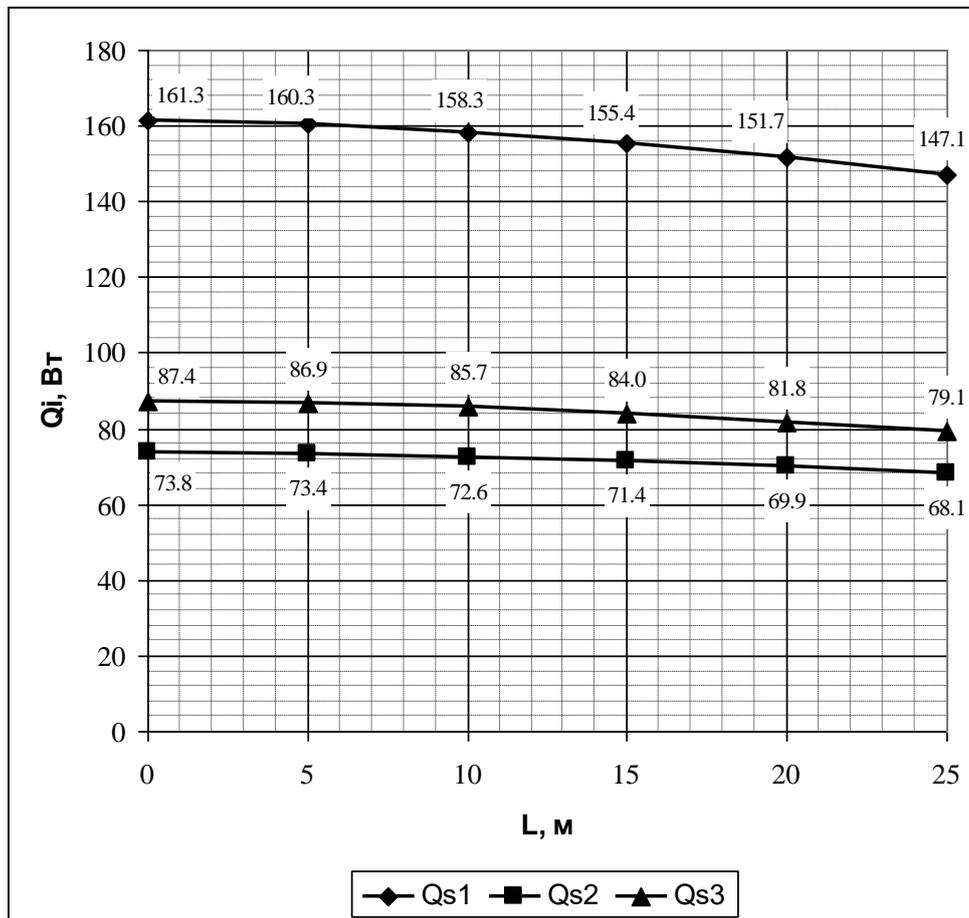


Рис. 3.11. График тепловых потоков в системе трех тел (начало)

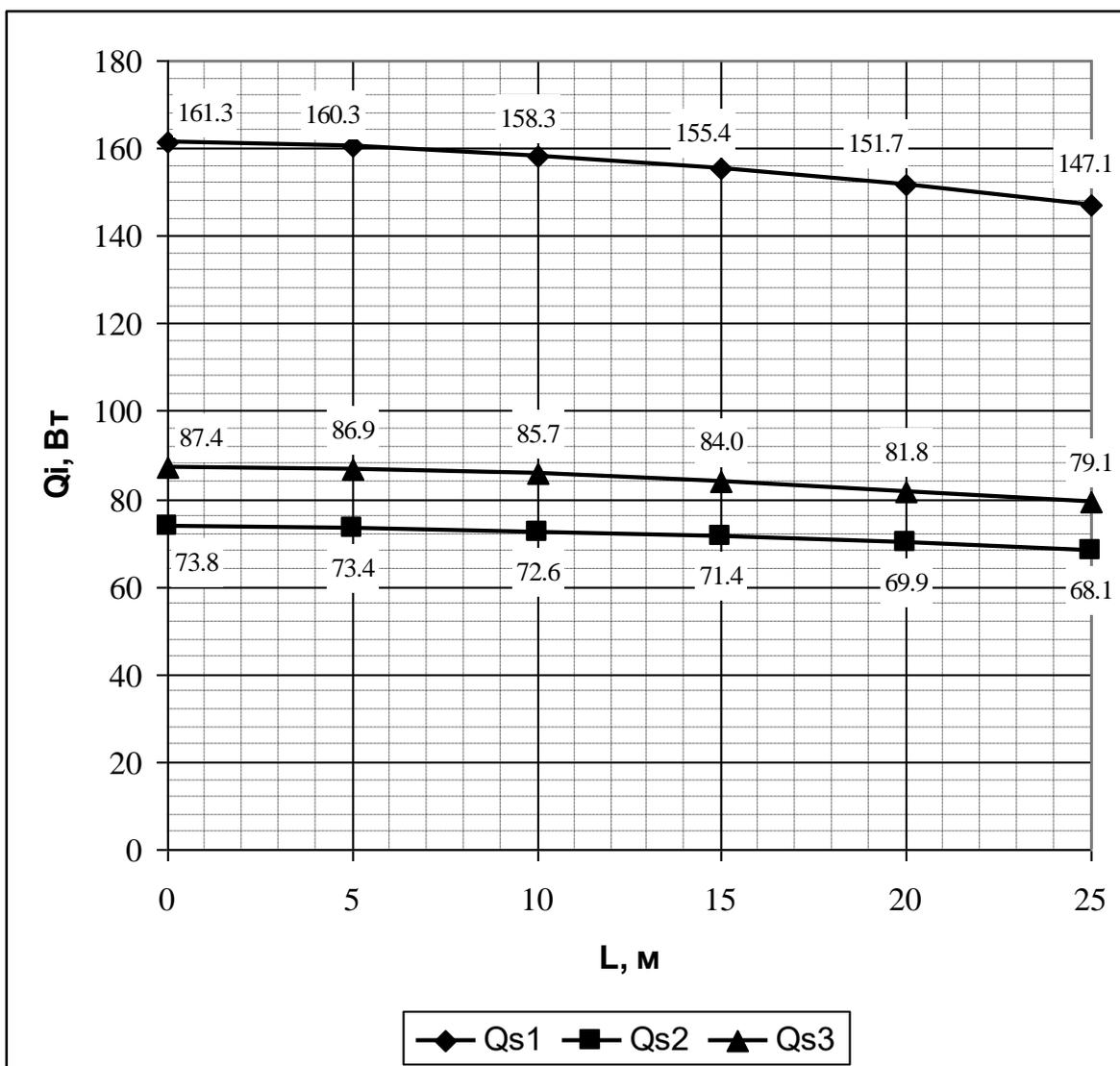


Рис. 3.11. График тепловых потоков в системе трех тел (окончание)

Таблица 3.5

Результаты расчета тепловых потоков в системе трех тел

<i>L</i>	<i>Qs1</i>	<i>Qs2</i>	<i>Qs3</i>
м	Вт	Вт	Вт
0	161.3	73.8	87.4
5	160.3	73.4	86.9
10	158.3	72.6	85.7
15	155.4	71.4	84.0
20	151.7	69.9	81.8
25	147.1	68.1	79.1

Таблица 3.6

Результаты расчета температур стенок в системе трех тел

L_i	$t''1$	$t''2$	$t'3$	$t'''4$	t_{T1}
0	119.40	20.5	21.1	-36.1	120.0
5	118.90	20.5	20.7	-36.1	119.6
10	118.00	20.5	19.9	-36.2	118.7
15	116.70	20.5	18.7	-36.2	117.4
20	115.00	20.5	17.2	-36.3	115.6
25	112.90	20.4	15.3	-36.4	113.6

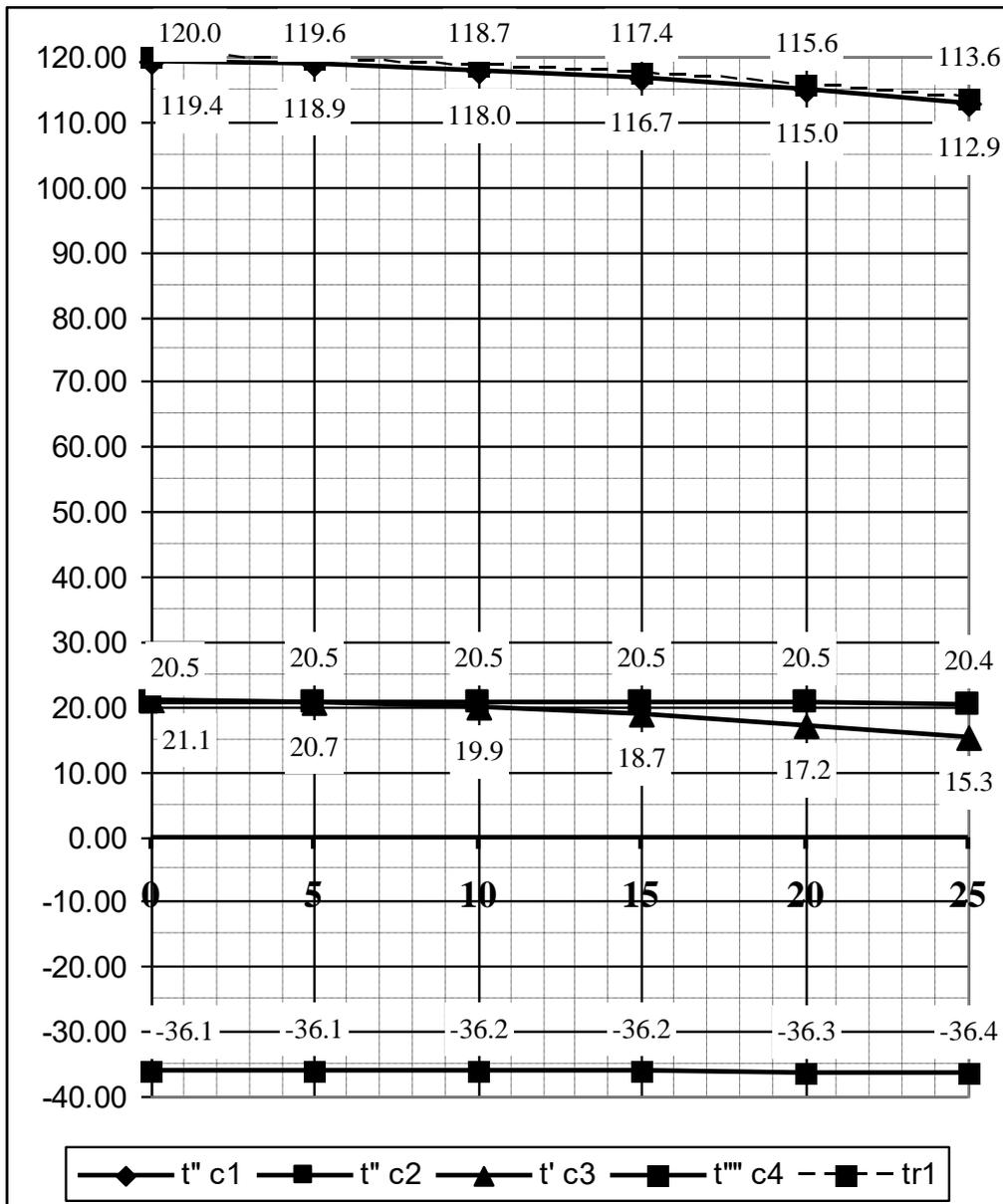


Рис. 3.12. График изменения температур стенок конструкции

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

4.1. Разработка математической модели

4.1.1. Определение расчетной теплопроизводительности калориферной установки при заданной температуре воды после установки

Расчетную теплопроизводительность калориферной установки при заданной температуре воды находят методом последовательных приближений по алгоритму, приведенному ниже:

1. Принимается вероятная расчетная температура воздуха на выходе из калориферной установки $\tau_{1\rho}$.

2. Определяется весовая скорость воздуха V_ρ

$$V_\rho = L_{\text{и}} \cdot \rho / (3600 \cdot f_{\text{в}}), \text{ кгс}/(\text{м}^2 \text{ с}), \quad (4.1)$$

где $L_{\text{и}}$ – объемный расход воздуха через вентилятор, полученный в результате воздушных испытаний установки, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ – плотность воздуха проходящего в расчетных условиях через вентилятор, $\text{кг}/\text{м}^3$ (при установке вентилятора по ходу воздуха после калориферов $\rho = \rho_{\tau_{1\rho}}$, при установке вентилятора до калорифера $\rho = \rho_{\tau_{2\rho}}$); $f_{\text{в}}$ – площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха, м^2 .

3. По уравнению теплового баланса находится тепловая производительность установки Q_ρ при расчетных условиях

$$Q_\rho = 0,24 \cdot L_{\text{и}} \cdot \rho \cdot (\tau_{1\rho} - \tau_{2\rho}) \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}/\text{ч}, \quad (4.2)$$

где $\tau_{1\rho}$, $\tau_{2\rho}$ – соответственно расчетные температуры воздуха на входе и выходе из калориферной установки, $^\circ\text{С}$.

4. Определяется скорость воды w в трубках калориферов:

$$w = 0,278 \cdot Q_\rho / [f_m \cdot (t_{1\rho} - t_{2\rho})], \text{ м}/\text{с}. \quad (4.3)$$

5. Определяется теоретический коэффициент теплопередачи K калориферов в зависимости от весовой скорости воздуха V_ρ и скорости воды w (табл. 4.1).

6. Проверяется определенная по формуле (4.2) расчетная тепловая производительность установки по уравнению теплопередачи

$$Q_\rho = a \cdot K \cdot n \cdot F \cdot [(t_{1\rho} + t_{2\rho}) / 2 - (\tau_{1\rho} + \tau_{2\rho}) / 2] \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}/\text{ч}, \quad (4.4)$$

где F – поверхность теплообмена калорифера, м^2 ; n – количество калориферов, шт; K – коэффициент теплопередачи, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$; α – коэффициент учитывающий степень загрязнения поверхности калорифера (принимается в пределах 0,7–0,9).

Таблица 4.1

Уравнение для расчета коэффициента теплопередачи

Ключ	Тип калорифера	Скорость воды	Уравнение для расчета коэффициента теплопередачи, $\text{ккал}/(\text{ч м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
1	КФСО	$W > 0,25$	$K = 14.3 \cdot V_p^{0.501} \cdot w_t^{0.122}$
2	КВБП01		$K = 19.0 \cdot V_p^{0.405} \cdot w_t^{0.13}$
3	КВБП		$K = 17.0 \cdot V_p^{0.32} \cdot w_t^{0.13}$
4	КВСП		$K = 17.94 \cdot V_p^{0.32} \cdot w_t^{0.132}$
5	КФБО		$K = 17.9 \cdot V_p^{0.381} \cdot w_t^{0.178}$
6	КФС, КМС	$W < 0,25$	$K = 14.1 \cdot V_p^{0.289} \cdot w_t^{0.158}$
7	КФСО	$W < 0,25$	$K = 19.4 \cdot V_p^{0.384} \cdot w_t^{0.201}$
8	КВМ		$K = 18.0 \cdot V_p^{0.345} \cdot w_t^{0.152}$
9	КФС, КМС	$W > 0,25$	$K = 11.1 \cdot V_p^{0.393} \cdot w_t^{0.106}$
10	КФБО	$W > 0,25$	$K = 12.7 \cdot V_p^{0.517} \cdot w_t^{0.133}$
11	КСК-1		$K = 19.04 \cdot V_p^{0.438} \cdot w_t^{0.093}$
12	СТД-3010г	$W > 0,25$	$K = 13.2 \cdot V_p^{0.371} \cdot w_t^{0.081}$
13	КСК-3		$K = 19.27 \cdot V_p^{0.482} \cdot w_t^{0.145}$
14	КСК-2		$K = 20.8 \cdot V_p^{0.432} \cdot w_t^{0.157}$
15	СТД-310г	$W < 0,25$	$K = 16.3 \cdot V_p^{0.302} \cdot w_t^{0.149}$
16	КВБ(КФС)	$W < 0,25$	$K = 18.5 \cdot V_p^{0.275} \cdot w_t^{0.192}$
17	КФБ, КМБ	$W > 0,25$	$K = 9.5 \cdot V_p^{0.446} \cdot w_t^{0.034}$
18	КВБ(КФС)	$W > 0,25$	$K = 15.3 \cdot V_p^{0.343} \cdot w_t^{0.149}$
19	КФБ, КМБ	$W < 0,25$	$K = 12.4 \cdot V_p^{0.331} \cdot w_t^{0.14}$
20	КСК-4		$K = 16.78 \cdot V_p^{0.546} \cdot w_t^{0.176}$

7. Если полученные по формулам (4.2) и (4.4) расчетные производительности установки отличаются более чем на $\pm 3\%$, принимают новую температуру воздуха на выходе из калориферной установки, и расчет производят заново. Для приточно-вентиляционной установки, при отличии новой температуры нагретого воздуха от первоначальной менее чем на 5°C , плотность воздуха, входящую в формулы (4.1) и (4.2), не пересчитывают из-за незначительности вносимой погрешности. Для

ускорения сходимости расчета рекомендуется новую величину принимать приблизительно равной температуре, определяемой по формуле

$$\tau_{1p} = \tau_{2p} + \frac{Q_p \cdot 10^6}{(0,24 \cdot L_{\text{и}} \cdot \rho)}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где значение Q_p принимают по результатам предыдущего расчета, по формуле (4.4).

8. Если величина температуры нагретого воздуха на выходе из установки τ_{1p} , окончательно найденная в результате расчета лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры τ_{1p}^{max} и τ_{1p}^{min} , определяется расход сетевой воды G_p на калориферную установку:

$$G_p = \frac{Q_p \cdot 10^3}{[c \cdot (t_{1p} - t_{2p})]}, \text{ т/ч.} \quad (4.5)$$

На этом расчет заканчивается.

9. Если величина температуры нагретого воздуха на выходе из установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше или меньше допустимого значения этой температуры, то расчеты производят по алгоритму, приведенному ниже.

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха

10. Принимается $\tau_{1p} = \tau_{1p}^{\text{max}}$ и определяется новая расчетная теплопроизводительность установки $Q_p^I < Q_p$:

$$Q_p^I = 0,24 \cdot L_{\text{и}} \cdot \rho \cdot (\tau_{1p}^{\text{max}} - \tau_{2p}) \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал/ч.} \quad (4.6)$$

11. Определяется по пп. 21÷25 новая расчетная температура обратной воды, идущей от установки $t_{2p}^I < t_{2p}$, где в качестве основного исходного данного принята расчетная теплопроизводительность установки Q_p^I .

12. Если полученная величина τ_{2p}^I окажется меньше минимально допустимого значения τ_{2p}^{min} , необходима реконструкция калориферной установки с уменьшением поверхности теплообмена.

13. Если полученная величина τ_{2p}^I окажется больше минимально допустимого значения τ_{2p}^{\min} , определяется расчетный расход сетевой воды на калориферную установку

$$G_p = \frac{Q_p^I \cdot 10^3}{[c \cdot (t_{1p} - t_{2p}^I)]}, \text{ т/ч.} \quad (4.7)$$

На этом расчет заканчивается.

Продолжение расчета при недопустимо низкой температуре нагретого воздуха

14. Принимается $\tau_{1p} = \tau_{1p}^{\min}$ и определяется новая расчетная теплопроизводительность установки $Q_p^I > Q_p$:

$$Q_p^I = 0,24 \cdot L_{\text{н}} \cdot \rho \cdot (\tau_{1p}^{\min} - \tau_{2p}) \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал/ч.}$$

15. Определяется по пп. 21÷25 новая расчетная температура обратной воды, идущей от установки $\tau_{2p}^I > t_{2p}$, где в качестве основного исходного данного принята расчетная теплопроизводительность установки Q_p^I .

16. Если полученная величина τ_{2p}^I окажется больше максимально допустимого значения τ_{2p}^{\max} , необходима реконструкция калориферной установки с увеличением поверхности теплообмена.

17. Если полученная величина τ_{2p}^I окажется меньше максимально допустимого значения τ_{2p}^{\max} , по формуле (4.7) определяется расчетный расход сетевой воды на калориферную установку. На этом расчет заканчивается.

Схема расчета калориферной установки при заданной температуре воды в обратном трубопроводе приведена на рис. 4.1.

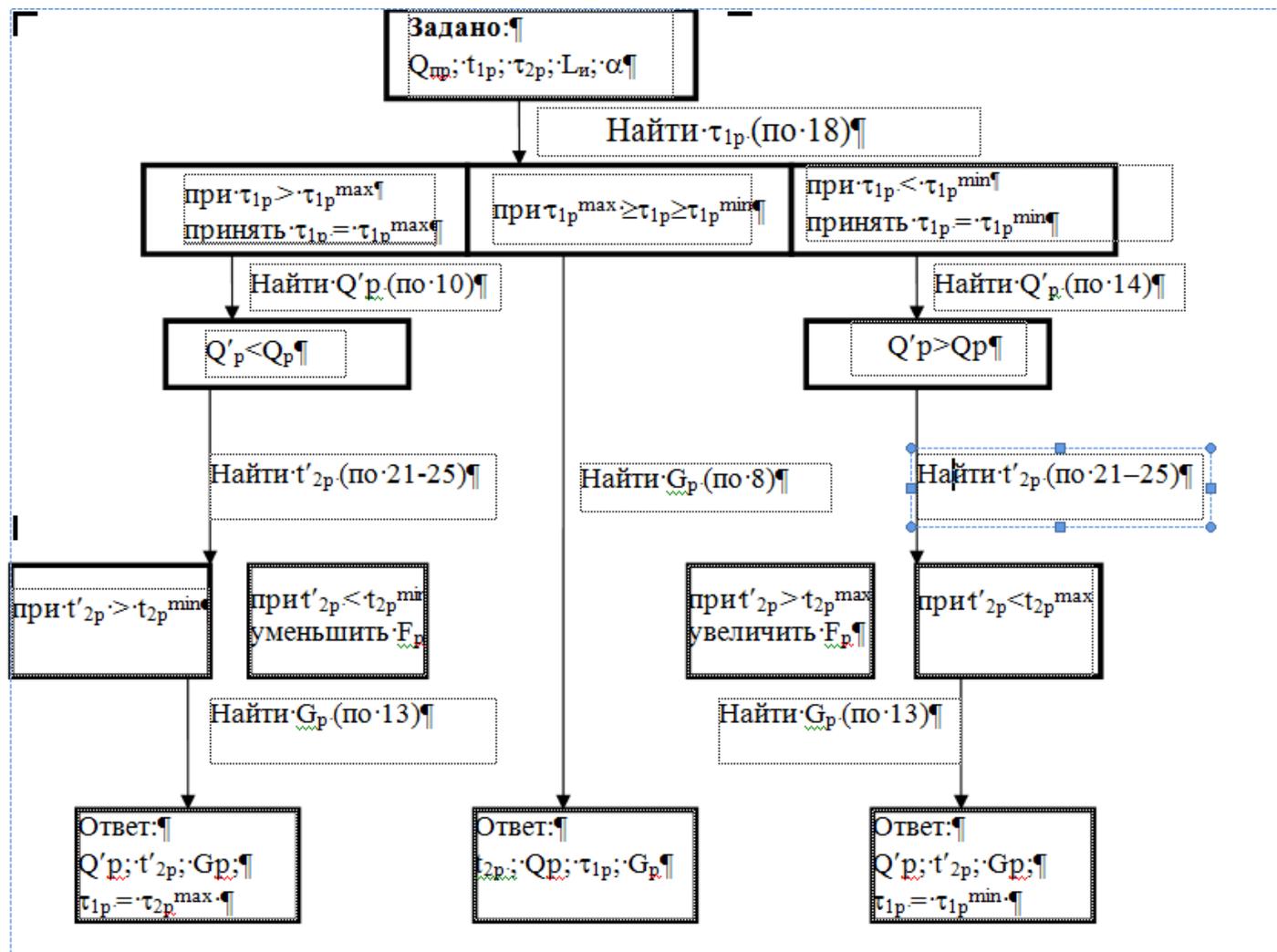


Рис. 4.1. Схема расчета калориферной установки при заданной температуре обратной воды

4.1.2. Методика определения расчетной температуры обратной воды от калориферной установки при заданной её теплопроизводительности

Расчетную температуру обратной воды от калориферной установки находят методом последовательных приближений по следующему алгоритму.

1. При заданной проектной теплопроизводительности $Q_{\text{пр}}$ определяется расчетная температура нагретого воздуха на выходе из калориферной установки $\tau_{1\text{р}}$.

$$\tau_{1\text{р}} = \tau_{2\text{р}} + Q_{\text{пр}} \cdot 10^6 / (0,24 \cdot L_{\text{и}} \cdot \rho), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Если величина температуры нагретого воздуха на выходе из калориферной установки $\tau_{1\text{р}}$ окажется больше максимально допустимого значения этой температуры $\tau_{1\text{р}}^{\text{max}}$, выполняются пп. 34÷38; если меньше минимально допустимого значения $\tau_{1\text{р}}^{\text{min}}$, – пп. 41÷45.

3. Если величина температуры нагретого воздуха $\tau_{1\text{р}}$ лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры ($\tau_{1\text{р}}^{\text{max}}$ и $\tau_{1\text{р}}^{\text{min}}$), то по формуле (4.1) определяется новая скорость воздуха, проходящего через калориферную установку в расчетных условиях.

4. Принимается вероятная расчетная температура обратной воды от калориферной установки $\tau_{2\text{р}}$, $^\circ\text{C}$.

5. Определяется скорость воды в трубках калорифера

$$w = \frac{0,278 \cdot Q_{\text{пр}}}{[f_{\text{T}}(t_{1\text{р}} - t_{2\text{р}})]}, \text{ м/с.} \quad (4.8)$$

6. Находится теоретический коэффициент теплопередачи калориферов K в зависимости от весовой скорости воздуха $V_{\text{р}}$ и скорости воды w .

7. Проверяется принятая расчетная температура обратной воды от калориферной установки

$$t_{2\text{р}} = \frac{2 \cdot Q_{\text{пр}} \cdot 10^6}{a \cdot K \cdot F} - t_{1\text{р}} + \tau_{1\text{р}} + \tau_{2\text{р}}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (4.9)$$

8. Если полученная по формуле (4.9) расчетная температура обратной воды отличается от принятой более чем на $3 \text{ } ^\circ\text{C}$, принимается новая вероятная расчетная температура обратной воды $t_{2\text{р}}$, приблизительно

равная значению, определенному по формуле (4.9), и расчет проводится заново, начиная с п. 22.

9. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки τ_{2p} , окончательно найденная в результате расчета, лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры (t_{2p}^{\max} и t_{2p}^{\min}), определяется расчетный расход сетевой воды, идущей на калориферную установку,

$$G_p = \frac{Q_{\text{пр}} \cdot 10^3}{c \cdot (t_{1p} - t_{2p})}, \text{ т/ч.} \quad (4.10)$$

На этом расчет заканчивается.

10. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше или меньше соответственно максимально или минимально допустимого значения этой температуры (t_{2p}^{\max} и t_{2p}^{\min}), то расчеты продолжаются по нижеследующему алгоритму.

Продолжение расчета при допустимой температуре нагретого воздуха и недопустимо высокой температуре обратной воды

11. Принимается $t_{2p} = t_{2p}^{\max}$ и по пп. 1÷7 определяется новая расчетная теплопроизводительность установки $Q_p < Q_{\text{пр}}$ и температура нагретого воздуха на выходе из установки τ_{1p}^I .

12. Если полученная величина τ_{1p}^I окажется меньше минимально допустимого значения τ_{1p}^{\min} , следует реконструировать установку с увеличением поверхности теплообмена.

13. Если полученная величина τ_{1p}^I окажется больше минимально допустимого значения τ_{1p}^{\min} , определяется расчетный расход сетевой воды, идущей на калориферную установку,

$$G_p = \frac{Q_p \cdot 10^3}{c \cdot (t_{1p} - t_{2p}^{\max})}, \text{ т/ч.} \quad (4.11)$$

На этом расчет заканчивается.

Продолжение расчета при допустимой температуре нагретого воздуха и недопустимо высокой температуре обратной воды

14. Принимается $t_{2p} = t_{2p}^{\min}$ и по пп. 1÷7 определяется новая расчетная теплопроизводительность установки $Q_p > Q_{пр}$ и новая температура нагретого воздуха на выходе из установки τ_{1p}^I . При определении скорости воды по формуле (4.3) принимается $t_{2p} = t_{2p}^{\min}$.

15. Если полученная величина τ_{1p}^I окажется больше максимально допустимого значения τ_{1p}^{\max} , установку реконструируют с уменьшением поверхности теплообмена.

16. Если полученная величина τ_{1p}^I окажется меньше максимально допустимого значения τ_{1p}^{\max} , определяется расчетный расход сетевой воды на калориферную установку

$$G_p = \frac{Q_p \cdot 10^3}{(t_{1p} - t_{2p}^{\min})}, \text{ т/ч.} \quad (4.12)$$

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха

17. Принимается $\tau_{1p} = \tau_{1p}^{\max}$ и определяется новая расчетная теплопроизводительность установки $Q_p < Q_{пр}$:

$$Q_p = 0,24 \cdot L_{и} \cdot \rho \cdot (\tau_{1p}^{\max} - \tau_{2p}) \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал/ч,}$$

где величина ρ находится в соответствии с п. 2.

18. Определяется по пп. 21÷25 расчетная температура t_{2p} обратной воды на выходе из установки. В формулах (4.8) и (4.9) принимается $Q_{пр} = Q_p$.

19. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры (t_{2p}^{\max} и t_{2p}^{\min}), то по формуле (4.5) определяется расчетный расход сетевой воды на установку. На этом расчет заканчивается.

20. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется

меньше минимально допустимого значения t_{2p}^{\min} , установку реконструируют с уменьшением поверхности теплообмена.

21. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше максимально допустимого значения t_{2p}^{\max} , выполняется расчет по нижеследующему алгоритму.

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха и недопустимо высокой температуре обратной воды

22. Принимается $t_{2p} = t_{2p}^{\max}$ и по пп. 1÷7 определяется новая расчетная теплопроизводительность установки $Q^I < Q_p$ и новая температура нагретого воздуха на выходе из установки $\tau_{1p}^I < \tau_{1p}^{\max}$.

23. Определяется по формуле (4.11) расчетный расход сетевой воды на установку. На этом расчет заканчивается.

Продолжение расчета при недопустимо низкой температуре нагретого воздуха

24. Принимается $\tau_{1p} < \tau_{1p}^{\min}$ и определяется расчетная теплопроизводительность установки $Q_p < Q_{пр}$:

$$Q_p = 0,24 \cdot L_{и} \cdot \rho \cdot (\tau_{1p}^{\min} - \tau_{2p}) \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал/ч,}$$

где величина ρ находится в соответствии с п. 2.

25. Определяется по пп. 21÷25 расчетная температура обратной воды на выходе из установки t_{2p} .

26. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры (t_{2p}^{\max} и t_{2p}^{\min}), по формуле (4.5) определяется расход сетевой воды на установку. На этом расчет заканчивается.

27. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше максимально допустимого значения (t_{2p}^{\max}), установку реконструируют с увеличением поверхности теплообмена.

28. Если величина температуры обратной воды от калориферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется меньше минимально допустимого значения (t_{2p}^{\min}), выполняется расчет по нижеследующему алгоритму.

Продолжение расчета при недопустимо низкой температуре нагретого воздуха и недопустимо низкой температуре обратной воды

29. Принимается $t_{2p} = t_{2p}^{\min}$ и по пп. 1÷7 определяется новая температура нагретого воздуха на выходе из установки $\tau_{1p}^I > \tau_{1p}^{\min}$ и теплопроизводительность установки $Q_p^I > Q_p$.

30. Определяется по формуле (4.11) расчетный расход сетевой воды на установку. На этом расчет заканчивается. Схема расчета калориферной установки при заданной теплопроизводительности показана на рис. 4.2.

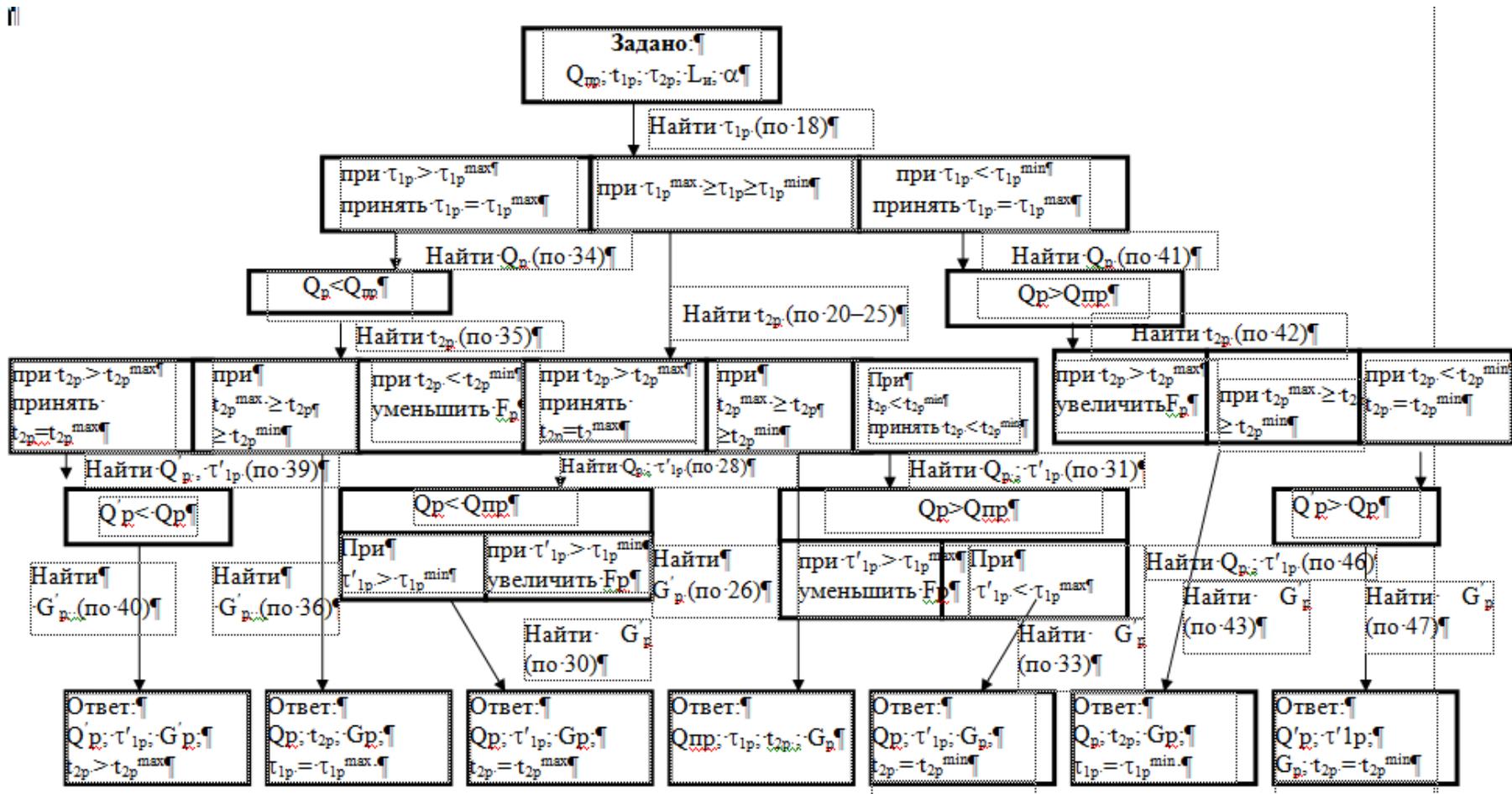


Рис. 4.2. Схема расчета калориферной установки при заданной теплопроизводительности

4.2. Примеры расчета калориферных установок

Пример 4.1

Определить расчетную теплопроизводительность отопительно-рециркуляционного агрегата, состоящего из вентилятора, подающего $L_{\text{и}}=10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха, и двух калориферов типа КФБ-8 (рис. 4.3). Вода и воздух в калориферы подаются по последовательной схеме. Расчетные температуры воды $t_{1\text{р}}$ и $t_{2\text{р}}$ равны соответственно 150 и 70 °С. Температура воздуха на выходе из калорифера составляет 50 °С. Температура воздуха в отапливаемом помещении $\tau_{2\text{р}} = 16 \text{ °С}$. Коэффициент загрязнения поверхности теплообмена калорифера $\alpha = 0,9$.

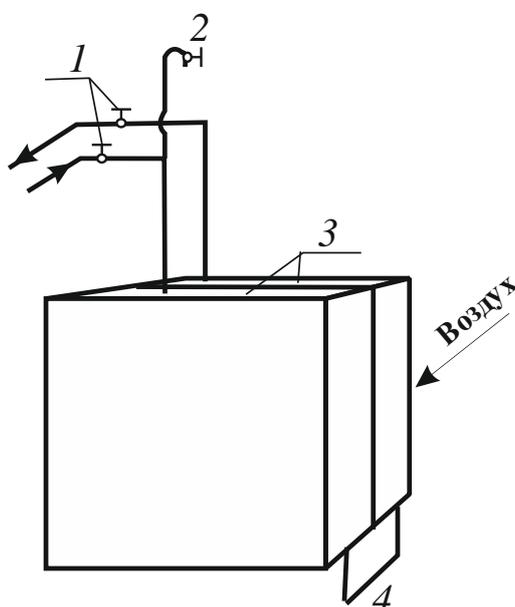


Рис. 4.3. Схема включения калориферов КФБ-8:
1 – вход и выход греющего теплоносителя; 2 – воздушный клапан;
3 – калориферы КФБ-8; 4 – перепускная линия

Решение примера 4.1:

1. По [5] находится поверхность нагрева калорифера КФБ-8 $F = 45,7 \text{ м}^2$; живое сечение для прохода воздуха $f_{\text{в}} = 0,416 \text{ м}^2$; живое сечение для прохода воды $f_{\text{т}} = 0,0092 \text{ м}^2$.

2. Определяется весовая скорость воздуха (V_{ρ}).

$$V_{\rho} = L_{\text{и}} \cdot \rho / (3600 \cdot f_{\text{в}}) = 10000 \cdot 1,222 / (3600 \cdot 0,416) = 8,16 \text{ кгс}/(\text{м}^2 \text{ с}),$$

где $L_{\text{и}}$ – расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ – плотность воздуха (находится по заданной температуре воздуха на выходе из калорифера), $\text{кг}/\text{м}^3$; $f_{\text{в}}$ – живое сечение для прохода воздуха [5].

3. Определяется теплопроизводительность установки в расчетных условиях

$$Q_p = c_v \cdot L_{\text{н}} \cdot \rho \cdot (\tau_{1p} - \tau_{2p}) \cdot 10^{-6} = 0,24 \cdot 10000 \cdot 1,222 \cdot (50 - 16) \cdot 10^{-6} = 0,0997 \text{ Гкал/ч},$$

где c_v – удельная теплоемкость воздуха при $t_v = 16^\circ \text{C}$, ккал/(кг $^\circ \text{C}$).

4. Определяется скорость воды в трубках калориферов

$$w = \kappa_M \cdot Q_p / [f_T \cdot (t_{1p} - t_{2p})] = 0,278 \cdot 0,0997 / [0,0092 \cdot (150 - 70)] = 0,0377 \text{ м/с},$$

где κ_M – коэффициент пересчета на объемный расход теплоносителя; f_T – живое сечение для прохода воды, м^2 ; t_{1p} , t_{2p} – расчетные температуры воды соответственно на входе и выходе из калорифера, $^\circ \text{C}$.

5. Определяется теоретический коэффициент теплопередачи (в зависимости от типа калорифера) по уравнениям аппроксимации [5]

$$K = \beta \cdot (V_p)^c \cdot (w)^d,$$

где β , c , d – справочные константы; V_p – весовая скорость, $\text{кгс}/(\text{м}^2 \text{ с})$; W – скорость воды, м/с .

Для заданного типа калорифера (КФБ-8) $K = 15,7 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ \text{C})$.

6. По уравнению теплопередачи проверяется теплопроизводительность установки и % погрешности расчета:

$$Q_p = \alpha \cdot K \cdot n \cdot F \cdot [(t_{1p} + t_{2p})/2 - (\tau_{1p} + \tau_{2p})/2] \cdot 10^{-6} = \\ = 0,9 \cdot 15,7 \cdot 2 \cdot 45,7 \cdot [(150 + 70)/2 - (50 + 16)/2] \cdot 10^{-6} = 0,0994 \text{ Гкал/ч};$$

$$\Delta = [(0,0997 - 0,0994)/0,0997] \cdot 100 = 0,3 \text{ \%}.$$

7. Определяется расчетный расход сетевой воды на калориферную установку

$$G_p = Q_p / [c \cdot (t_{1p} + t_{2p})] = 0,0994 \cdot 10^3 / [1 \cdot (150 - 70)] = 1,243 \text{ т/ч}.$$

8. Расчетные данные установки:

$$t_{1p} = 150^\circ \text{C}; t_{2p} = 70^\circ \text{C}; \tau_{1p} = 50^\circ \text{C}; \tau_{2p} = 16^\circ \text{C};$$

$$Q_p = 0,0994 \text{ Гкал/ч}; G_p = 1,24 \text{ т/ч}.$$

Пример 4.2

Определить расчетную температуру обратной воды от приточно-вентиляционной установки, состоящей из вентилятора производительностью $14000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и четырех калориферов КВС 10П, расположенных в один ряд по ходу воздуха. По воде калориферы соединены последовательно по два. Расчетные температуры воды и воздуха на входе в установку равны соответственно 150 и -30°C . Проектная теплопроизводительность установки составляет $0,22 \text{ Гкал/ч}$ (2 блока по 2 калорифера в каждом блоке), коэффициент загрязнения $\alpha = 0,9$.

Решение примера 4.2:

1. Расчет проводится для половины калориферной установки с последовательно соединенными по ходу воды двумя калориферами (рис. 4.4).

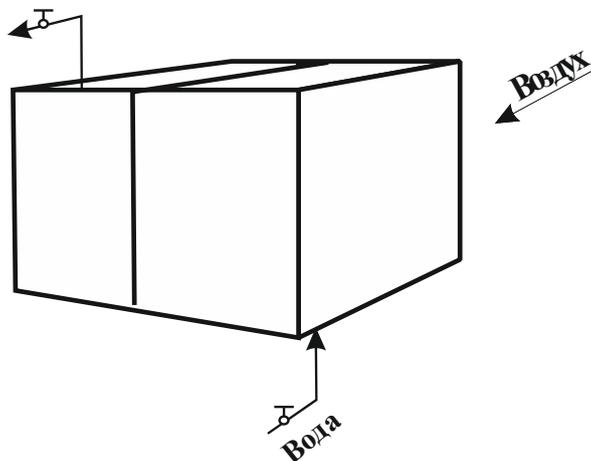


Рис. 4.4. Схема включения блока двух калориферов КВС-10П

2. По [5] находят площадь поверхности нагрева двух калориферов ($F = 2 \cdot 25,08 = 50,2 \text{ м}^2$), живое сечение для прохода воздуха ($f_{\text{в}} = 2 \cdot 0,303 = 0,606 \text{ м}^2$), живое сечение для прохода воды ($f_{\text{т}} = 0,00116 \text{ м}^2$).

3. Определяется расчетная температура нагретого воздуха на выходе из блока калориферной установки $\tau_{1\text{р}}$.

$$\tau_{1\text{р}} = \tau_{2\text{р}} + Q_{\text{пр}} \cdot 10^6 / (0,24 \cdot L_{\text{и}} \cdot \rho) = -30 + 0,11 \cdot 10^6 / (0,24 \cdot 7000 \cdot 1,205) = 24,3 \text{ } ^\circ\text{С}$$

4. Определяется весовая скорость воздуха при уточненной температуре воздуха $\tau_{1\text{р}} = 24,3 \text{ } ^\circ\text{С}$.

$$V_{\rho} = L_{\text{и}} \cdot \rho / (3600 \cdot f_{\text{в}}) = 7000 \cdot 1,185 / (3600 \cdot 0,606) = 3,8 \text{ кгс}/(\text{м}^2 \text{ с})$$

5. В первом приближении принимается расчетная температура обратной воды от установки $\tau_{2\text{р}} = 50 \text{ } ^\circ\text{С}$.

6. Определяется скорость воды в трубках блока калориферов:

$$w = \kappa_{\text{м}} \cdot Q_{\text{р}} / [f_{\text{т}} \cdot (t_{1\text{р}} - t_{2\text{р}})] = 0,278 \cdot 0,11 / [0,00116 \cdot (150 - 50)] = 0,264 \text{ м/с.}$$

7. Определяется коэффициент теплопередачи

$$K = 23,0 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}).$$

8. Проверяется принятая расчетная температура обратной воды от калориферной установки:

$$\begin{aligned} t_{2\text{р}} &= 2 \cdot Q_{\text{пр}} \cdot 10^6 / (a \cdot K \cdot F) - t_{1\text{р}} + \tau_{1\text{р}} + \tau_{2\text{р}} = \\ &= 2 \cdot 0,11 \cdot 10^6 / (0,9 \cdot 23 \cdot 50,2) - 150 + 25 - 30 = 56,7 \text{ } ^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

Полученный результат отличается от принятого значения более чем на 3 °С, поэтому для следующего приближения принимают $t_{2p} = 56$ °С.

9. Для нового приближения уточняется скорость

$$w = 0,278 \cdot 0,11 / [0,00116 \cdot (150 - 56)] = 0,281 \text{ м/с.}$$

10. Для нового приближения уточняется коэффициент теплопередачи

$$K = 23,2 \text{ ккал/(м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С).}$$

11. Температура обратной воды в последнем приближении

$$t_{2p} = \frac{2 \cdot 0,11 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 23,2 \cdot 50,2} - 150 + 25 - 30 = 54,9 \text{ } ^\circ\text{С.}$$

Полученный в последнем приближении результат отличается от принятого значения менее чем на 3 °С.

12. Определяется расчетный расход сетевой воды на блок из двух калориферов

$$G_p = Q_p / [c \cdot (t_{1p} + t_{2p})] = 0,11 \cdot 10^3 / [1 \cdot (150 - 55)] = 1,158 \text{ т/ч.}$$

13. Расчетные данные установки (два блока по два калорифера)

$$t_{1p} = 150 \text{ } ^\circ\text{С}; t_{2p} = 55 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$\tau_{1p} = 25 \text{ } ^\circ\text{С}; \tau_{2p} = -30 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$Q_p = 0,22 \text{ Гкал/ч}; G_p = 1,316 \text{ т/ч.}$$

4.3. Автоматизация расчета калориферных установок

Методика, изложенная в подразд. 4.1, реализована в программе для ЭВМ на алгоритмическом языке Паскаль.

В первой программной единице реализуется методика определения теплопроизводительности по заданным условиям работы установки (в частности, по принятой температуре обратной сетевой воды на выходе из установки).

Применение второй программы позволяет решить задачу определения температуры обратной сетевой воды с учетом сбалансированных параметров и расходов греющего и нагреваемого теплоносителей, полученных при решении первой задачи.

Исходные данные считываются из входного файла. Результаты расчета выводятся в выходной файл. В табл. 4.2 и 4.3 приводится порядок формирования данных для решения 1-й и 2-й задач.

Таблица 4.2

Инструкция по формированию файла с исходными данными для определения расчетной теплопроизводительности отопительно-вентиляционного агрегата

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность
1.1	Наименование корпуса	-	-
2.1	Наименование вент. камеры	-	-
3.1	Тип калориферных установок	-	-
4.1	Схема движения теплоносителя	-	-
5.1	Способ расчета	-	-
6-я строка			
6.1	Ключ типа калорифера (4- КВСП, 19 – КФБ)	Kl_k	-
6.2	Поверхность теплообмена калорифера	f_k	M^2
6.3	Площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха	f_b	M^2
6.4	Площадь живого сечения калорифера для прохода сетевой воды	f_t	M^2
6.5	Расчетный расход воздуха, проходящий через вентилятор	L_i	кг/ч
6.6	Плотность воздуха, проходящего через вентилятор	ρ_b	кг/ M^3
7-я строка			
7.1	Количество калориферов	n	-
7.2	Число калориферов, соединенных последовательно по воде	$n1$	-
7.3	Число калориферов, соединенных параллельно по воде	$n2$	-
7.4	Число калориферов, соединенных последовательно по воздуху	$n3$	-
7.5	Число калориферов, соединенных параллельно по воздуху	$n4$	-
7.6	Расчетная температура в подающей линии	$t1$	°C
7.7	Расчетная температура в обратной линии	$t2$	°C
7.8	Температура нагретого воздуха на выходе из калорифера	$tau1$	°C
7.9	Температура воздуха на входе в калорифер	$tau 2$	°C
7.10	Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности	α	-

Таблица 4.3

Инструкция по формированию файла с исходными данными для определения расчетной температуры обратной воды по известной теплопроизводительности установки

№ п/п.	Наименование величины	Обозначение	Размерность
1.1	Наименование корпуса	-	-
2.1	Наименование вент. камеры	-	-
3.1	Тип калориферных установок	-	-
4.1	Схема движения теплоносителя	-	-
5.1	Способ расчета	-	-
6-я строка			
6.1	Ключ типа калорифера (4- КВСП,19 – КФБ)	Kl_k	-
6.2	Поверхность теплообмена калорифера	f_k	m^2
6.3	Площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха	f_b	m^2
6.4	Площадь живого сечения калорифера для прохода сетевой воды	f_t	m^2
6.5	Мощность калорифера	Q_{rk}	Гкал/ч
6.6	Расчетный расход воздуха, проходящего через вентилятор	Li	кг/ч
6.7	Плотность воздуха для принятой температуры воздуха после калорифера	ρ_b	кг/м ³
7-я строка			
7.1	Количество групп калориферов	n	-
7.2	Число калориферов, соединенных последовательно по воде	$n1$	-
7.2	Число калориферов, соединенных параллельно по воде	$n2$	-
7.3	Число калориферов, соединенных последовательно по воздуху	$n3$	-
7.4	Число калориферов, соединенных параллельно по воздуху	$n4$	-
7.5	Расчетная температура воды в подающей линии сети	t_{p1}	°С
7.6	Расчетная температура воздуха на входе в калорифер	t_{2r}	°С
7.7	Коэффициент загрязнения поверхности теплообмена	a	-
7.8	Принятая в первом приближении t_2 на выходе из калорифера	t_{2k}	°С

Для примеров 4.1, 4.2 ниже приводятся файлы с исходными данными и результатами расчетов на ПЭВМ калориферных установок, состоящих из блоков калориферов, включенных в вентиляционную систему согласно схем, приведенных на рис. 4.3, 4.4.

К примеру 4.1. Определение по заданной температуре обратной воды теплопроизводительности установки (прямая задача)

Файл с исходными данными.

Корпус 411

П-1

2хКФБ-8

Число ходов: Вода – 2×1; Воздух – 1×1

1

19 45.7 0.416 0.0092 10000 1.222

2 2 1 1 1 150 70 50 16 0.9

Решение прямой задачи

Файл с результатами расчета

Корпус 411

Вент. камера: П-1

Количество и тип калориферов: 2хКФБ-8

Схема движения теплоносителей: Число ходов: Вода - 2x1; Воздух - 1x1

***** Результаты расчета вентиляционной установки *****

Наименование величины	Обозн-е	Значение	Размерность
Температура воды на входе t1	t1r =	150.0:	град С:
Температура воды на выходе t2	t2r =	70.0:	град С:
Температура воздуха на входе в калориф.	tau2r =	16.0:	град С:
Температура нагретого воздуха	taulr =	50.0:	град С:
Весовая скорость воздуха	vro =	8.160:	кг/(м ² с):
Теплопроизводительность по воздуху	Qvozd =	0.0997:	Гкал/ч:
Скорость воды	wt =	0.038:	м/с:
Кэффициент теплопередачи	K =	15.697:	ккал/м ² ч·С:
Производительность по теплопередаче	Qt =	0.0994:	Гкал/ч:
Погрешность расчета	dq =	0.291:	%:
Расчетный расход воды на установку	Gr =	1.246:	т/ч:

К примеру 4.2. Определение по заданной теплопроизводительности температуры обратной воды после калорифера (обратная задача)

Файл с исходными данными

Корпус 411
 П-1
 2хКФБ-8
 Число ходов: Вода – 2×1; Воздух – 1×2
 1
 19 45.7 0.416 0.0092 0.0498 10000 1.222
 2 2 1 1 2 150 16 0.9 70

Решение обратной задачи

Файл с результатами расчета

Вент. камера: П-1
 Количество и тип калориферов: 2хКФБ-8
 Схема движения теплоносителей: Число ходов: Вода – 2х1; Воздух – 1х2

***** Результаты расчета вентиляционной установки *****

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Тепловая мощность всей установки	Q _{ro}	0.100	Гкал/ч
Предварительно принятая температура t ₂	t _{2k}	70.0	град С
Температура воздуха на входе в калориферную установку	tau _{2r}	16.0	град С
Расчетная температура нагретого воздуха	tau _{1r}	50.0	град С
Весовая скорость воздуха	v _{ro}	8.160	кг/(м ² с)
1-е приближение			
Скорость воды в трубках калорифера	w _t	0.038	м/с
Коэффициент теплопередачи	K	15.694	ккал/м ² ·ч·С)
Расчетная t ₂ от калориферной установки	t _{2r}	70.3	град С
Расхождение с принятой t ₂ (абс. вел-на)	dt _{2r}	0.3	град С
Расчетный расход воды на установку	Gr	1.429	т/ч

5. ПРОЕКТ РАЙОНА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

5.1. Сбор данных о системе теплоснабжения

Для выполнения проекта необходимо собрать данные о характеристиках системы теплоснабжения:

- состав теплопотребителей и их характеристики (назначение объекта, количество зданий, строительный объем здания, количество потребителей ГВС);
- климатические характеристики района теплоснабжения;
- тип системы теплоснабжения (открытая, закрытая);
- температурный график сетевой воды, утвержденный на источнике теплоснабжения.

Количество жильцов в жилом доме, пользующихся системой ГВС, принимается из расчета проживания трёх человек в квартире.

Варианты заданий на курсовой проект содержатся в прил. 4.

Данные об отопительных характеристиках жилых и общественных зданий в зависимости от их назначения и строительного объема, норма расхода горячей воды на единицу потребления, климатические характеристики, поправочный коэффициент на климатический район, характеристики топлива приводятся в [4].

5.2. Расчет и построение температурных графиков сетевой воды

Методики и примеры расчета температурных графиков с учетом способа регулирования отпуска тепловой энергии, соотношения видов тепловых нагрузок, типа системы теплоснабжения приводятся в [4].

Результаты расчета температурного графика сетевой воды для микрорайона № 24 приведены ниже (рис. 5.1, табл. 5.1).

Таблица 5.1

Результаты расчета температурного графика сетевой воды

$t_{нв}$	Q_0	t_1	t_2	t_3	$t_{нв}$	Q_0	t_1	t_2	t_3
°C	–	°C			–	°C			
8	0.200	70.0	45.0	55.0	–17	0.617	91.7	54.7	70.2
7	0.217	70.0	45.0	55.0	–18	0.633	93.5	55.5	71.3
6	0.233	70.0	45.0	55.0	–19	0.650	95.2	56.2	72.4
5	0.250	70.0	45.0	55.0	–20	0.667	96.9	56.9	73.5
4	0.267	70.0	45.0	55.0	–21	0.683	98.5	57.5	74.6

Окончание табл. 5.1

$t_{нв}$	Q_0	t_1	t_2	t_3	$t_{нв}$	Q_0	t_1	t_2	t_3
°C	-	°C	-	°C					
3	0.283	70.0	45.0	55.0	-22	0.700	100.2	58.2	75.7
2	0.300	70.0	45.0	55.0	-23	0.717	101.9	58.9	76.8
1	0.317	70.0	45.0	55.0	-24	0.733	103.6	59.6	77.9
0	0.333	70.0	45.0	55.0	-25	0.750	105.3	60.3	79.0
-1	0.350	70.0	45.0	55.0	-26	0.767	106.9	60.9	80.1
-2	0.367	70.0	45.0	55.0	-27	0.783	108.6	61.6	81.2
-3	0.383	70.0	45.0	55.0	-28	0.800	110.3	62.3	82.3
-4	0.400	70.0	45.0	55.0	-29	0.817	111.9	62.9	83.4
-5	0.417	70.8	45.8	56.2	-30	0.833	113.6	63.6	84.4
-6	0.433	72.6	46.6	57.4	-31	0.850	115.3	64.3	85.5
-7	0.450	74.4	47.4	58.6	-32	0.867	116.9	64.9	86.6
-8	0.467	76.1	48.1	59.8	-33	0.883	118.6	65.6	87.6
-9	0.483	77.9	48.9	61.0	-34	0.900	120.2	66.2	88.7
-10	0.500	79.6	49.6	62.1	-35	0.917	121.8	66.8	89.8
-11	0.517	81.4	50.4	63.3	-36	0.933	123.5	67.5	90.8
-12	0.533	83.1	51.1	64.5	-37	0.950	125.1	68.1	91.9
-13	0.550	84.9	51.9	65.6	-38	0.967	126.7	68.7	92.9
-14	0.567	86.6	52.6	66.8	-39	0.983	128.4	69.4	94.0
-15	0.583	88.3	53.3	67.9	-40	1.000	130.0	70.0	95.0
-16	0.600	90.0	54.0	69.0					

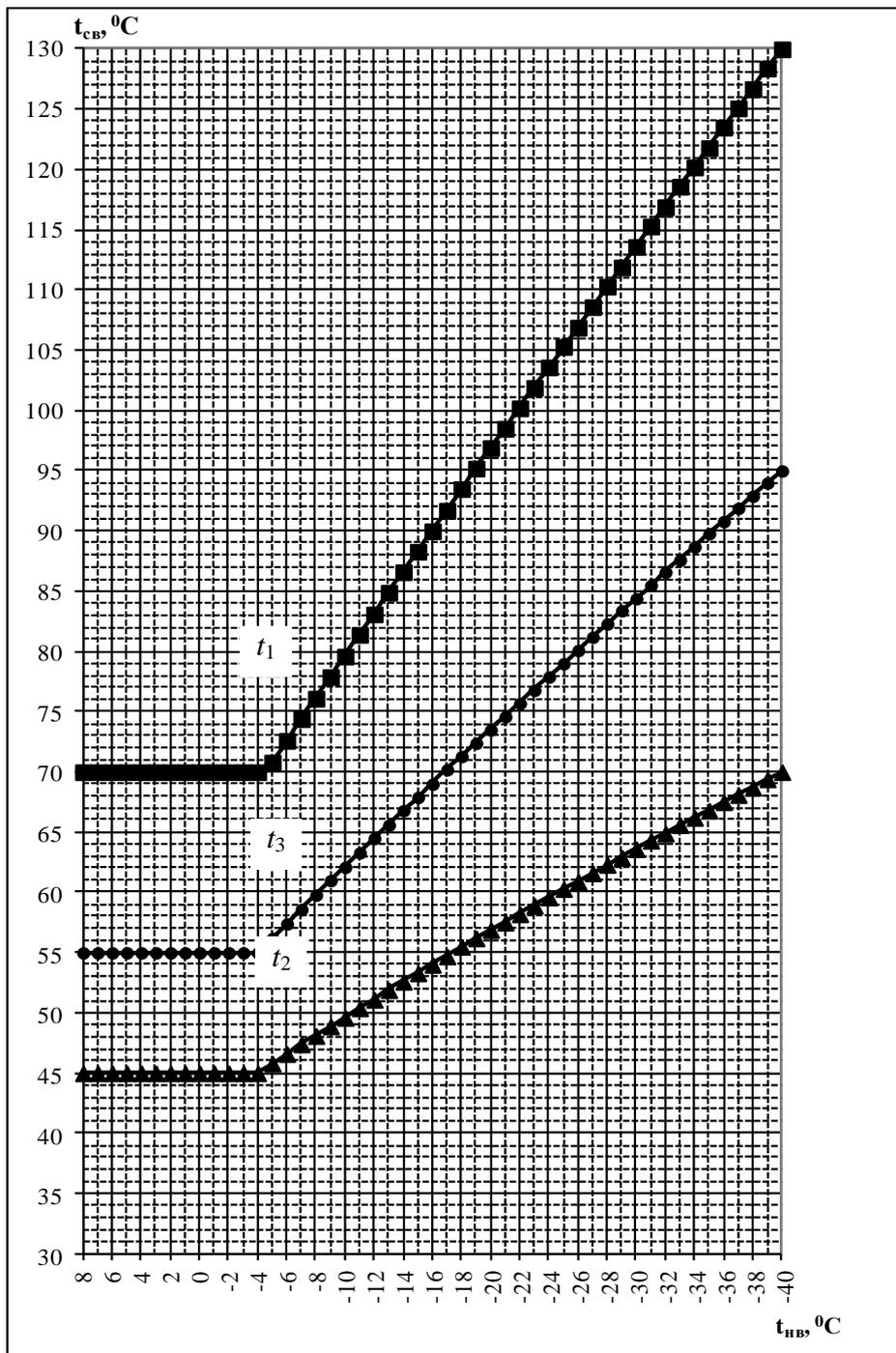


Рис. 5.1. Температурный график сетевой воды для микрорайона № 24

5.3. Расчет полезной максимальной часовой тепловой нагрузки и годового теплопотребления

Максимальный тепловой поток на *отопление* жилых и общественных зданий по укрупненным показателям по объемам зданий

$$Q_{ov}^p = \beta \cdot q_{ov} \cdot V_H \cdot (t_B - t_o^p) \cdot 10^{-6}, \text{ МВт (Гкал/ч)}, \quad (5.1)$$

где q_{ov} – удельная отопительная характеристика здания на отопление 1 м³ здания кДж/(м³ ч °С) [ккал/(м³ ч °С)] [4]; β – поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района [4]; V_H – наружный объем здания, м³; t_B – расчетная температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий, °С; t_o^p – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления [4], °С.

Средний тепловой поток на отопление для средней t_H^{cp} за отопительный сезон температуры наружного воздуха

$$Q_o = Q_o^p \frac{(t_B^p - t_H^{cp})}{(t_B^p - t_o^p)}, \text{ МВт (Гкал/ч)}, \quad (5.2)$$

где t_H^{cp} – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С.

Формулой (5.2) можно воспользоваться для определения сезонной тепловой нагрузки при температуре наружного воздуха $t_o^p \leq t_{нв} \leq 8$ °С.

Расход тепла на *вентиляцию* жилых зданий, не имеющих, как правило, специальной приточной системы, невелик. Он обычно не превышает 5–10 % расхода тепла на отопление и учитывается величиной удельной тепловой потери q_o .

Ориентировочно максимальный тепловой поток на вентиляцию общественных зданий определяется по укрупненным показателям по наружному объему здания V_H :

$$Q_B^p = \beta \cdot q_B \cdot V_H \cdot (t_B^p - t_{нв}^p) \cdot 10^{-6}, \text{ МВт (Гкал/ч)}, \quad (5.3)$$

где q_B – удельная вентиляционная характеристика, Вт/(м³ К) [ккал/(м³ · ч · °С)]; t_B^p – расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, °С.

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

$$Q_B = Q_B^p \frac{(t_B^p - t_{нв}^{cp})}{(t_B^p - t_o^p)}, \text{ МВт (Гкал/ч)}. \quad (5.4)$$

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

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (55 - t_x) \cdot c}{24 \cdot 3,6} 10^{-6}, \text{ МВт (Гкал/ч)}, \quad (5.5)$$

где m – расчетное число потребителей горячей воды; a – норма расхода воды на ГВС при температуре 55 °С на одного человека в сутки, проживающего в здании с горячим водоснабжением, принимаемая в зависимости от степени комфортности, л/сут [4]; b – норма расхода воды на ГВС в общественных зданиях при температуре 55 °С, л/сут. на 1 чел; c – удельная изобарная теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·°С)·[1 ккал/(кг·°С)]; t_x – температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период (при отсутствии других данных принимается равной 5 °С).

Максимальный тепловой поток на ГВС жилых и общественных зданий

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}} = 2,4 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} \cdot 10^{-6}, \text{ МВт (Гкал/ч)}. \quad (5.6)$$

Средний тепловой поток на ГВС в неотапительный (летний) период

$$Q_{\text{ГВС л}}^{\text{ср}} = Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} \cdot \frac{(55 - t_{\text{л}})}{(55 - t_3)} \cdot \beta, \text{ МВт (Гкал/ч)}, \quad (5.7)$$

где t_3 , $t_{\text{л}}$ – соответственно температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период (при отсутствии данных принимается равной 5 °С) и неотапительный (летний) период (принимается равной 15 °С); β – коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотапительный период по отношению к отопительному периоду, принимаемый при отсутствии данных для жилищно-коммунального сектора – 0,8 (для курортных и южных городов $\beta = 1,5$), для предприятий – 1,0.

Годовой расход теплоты потребителями района теплоснабжения

$$Q = Q_{\text{о}}^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} + Q_{\text{т}}^{\text{год}}, \text{ ГДж (Гкал)}, \quad (5.8)$$

где $Q_{\text{о}}^{\text{год}}$, $Q_{\text{в}}^{\text{год}}$, $Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}}$, $Q_{\text{т}}^{\text{год}}$ – годовые расходы тепла на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, технологические нужды.

Годовой расход тепла на *отопление*

$$Q_o^{\text{год}} = Q_o^{\text{ср}} \left[(n_o - n_d) + n_d \frac{t_{\text{вд}} - t_{\text{н}}^{\text{српо}}}{t_{\text{вр}} - t_{\text{н}}^{\text{српо}}} \right], \text{ ГДж (Гкал)}, \quad (5.9)$$

здесь $Q_o^{\text{ср}}$ – средняя тепловая нагрузка за отопительный период, МВт или Гкал/ч;

$$Q_o^{\text{ср}} = Q_{\text{ос}}^{\text{р}} \cdot \frac{t_{\text{вр}} - t_{\text{н}}^{\text{српо}}}{t_{\text{вр}} - t_{\text{но}}}$$

где n_o – продолжительность работы системы отопления (для жилых и общественных зданий – продолжительность отопительного периода), с/год или ч/год; n_d – длительность работы дежурного отопления, с/год или ч/год; $t_{\text{вд}}$ – температура внутреннего воздуха при работе дежурного отопления, °С.

Средняя температура наружного воздуха (за любой интервал отопительного периода)

$$t_{\text{н}}^{\text{српо}} = \frac{n_1 \cdot t_{\text{н1}}^{\text{ср}} + n_2 \cdot t_{\text{н2}}^{\text{ср}} + \dots + n_m \cdot t_{\text{нm}}^{\text{ср}}}{n_1 + n_2 + \dots + n_m}, \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (5.10)$$

Для жилых зданий $n_d = 0$, и уравнение принимает вид

$$Q_o^{\text{год}} = Q_o^{\text{ср}} \cdot n_o, \text{ ГДж (Гкал)}. \quad (5.11)$$

Годовой расход тепла на *вентиляцию*

$$Q_{\text{в}}^{\text{год}} = Q_{\text{в}}^{\text{р}} \left[n_{\text{в}} + \frac{t_{\text{вр}} - t_{\text{н}}^{\text{срв}}}{t_{\text{вр}} - t_{\text{нв}}^{\text{р}}} \cdot (n_o - n_{\text{в}}) \right] \cdot \left(1 - \frac{n_{\text{д}}^{\text{в}}}{n_o} \right), \text{ ГДж (Гкал)}, \quad (5.12)$$

где $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$ – расчетный расход тепла на вентиляцию; $n_{\text{в}}$ – продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха $t_{\text{н}} < t_{\text{в}}^{\text{р}}$ (при $t_{\text{нв}} = t_{\text{но}}$ $n_{\text{в}} = 0$), ч; $n_{\text{д}}^{\text{в}}$ – длительность отопительного периода, когда вентиляция не работает, ч; $t_{\text{н}}^{\text{срв}}$ – средняя температура наружного воздуха в интервале от начала отопительного периода ($t_{\text{н}} = t_{\text{но}}$) до ($t_{\text{н}} = t_{\text{в}}^{\text{р}}$), °С.

Годовой расход теплоты на *горячее водоснабжение*

$$Q_{\text{гвс}}^{\text{год}} = Q_{\text{гвс}}^{\text{ср}} \cdot \left[n_o + \Phi_{\text{гвс}}^{\text{л}} \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}^{\text{л}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}^{\text{з}}} \cdot (n_{\text{г}} - n_o) \right], \text{ ГДж (Гкал)}, \quad (5.13)$$

где $Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}$ – средненедельный расход тепла на горячее водоснабжение;
 $n_{\text{Г}}$ – длительность работы системы горячего водоснабжения, при отсутствии данных можно принять $n_{\text{Г}} = 8400$ ч/год; $\varphi_{\text{ГВС}}^{\text{л}}$ – коэффициент снижения часового расхода воды на горячее водоснабжение в летний период, $\varphi_{\text{ГВС}}^{\text{л}} = 0,8$; $t_{\text{Г}}, t_{\text{ХЛ}}, t_{\text{ХЗ}}$ – температура соответственно горячей воды и холодной водопроводной воды летом и зимой, °С.

5.4. Расчет расхода теплоносителя

Расчетный расход воды на *отопление*

$$G_{\text{О}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{О}}^{\text{р}}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \text{ кг/ч}, \quad (5.14)$$

где τ_1, τ_2 – соответственно температура воды в подающем и обратном трубопроводе тепловой сети при расчетной температуре $t_{\text{О}}^{\text{р}}$ наружного воздуха на отопление.

Расчетный расход воды на *вентиляцию*

$$G_{\text{В}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{В}}^{\text{р}}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \text{ кг/ч}. \quad (5.15)$$

В *открытых* системах теплоснабжения при температуре воды в подающем трубопроводе, равной 60 °С, водоразбор ведется только из подающей линии. С повышением температуры сетевой воды ($t_1 > 60$ °С) водоразбор осуществляется одновременно из обоих трубопроводов в таком соотношении, чтобы температура воды, поступающей на горячее водоснабжение, была равна 60 °С. В холодный период отопительного сезона, при $t_2 \geq 60$ °С, разбор воды происходит только из обратной магистрали. Температура горячей воды в системах горячего водоснабжения у потребителей для открытых систем должна быть не менее 60 °С, для закрытых – не менее 70 °С.

Средний расход воды на горячее водоснабжение

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}}{c \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{ХЗ}})}, \text{ кг/ч}. \quad (5.16)$$

Максимальный расход воды на горячее водоснабжение

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{max}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}}}{c \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{ХЗ}})}, \text{ кг/ч}. \quad (5.17)$$

Средний расход сетевой воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения, при параллельной схеме включения подогревателей,

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}}{c \cdot (t_{1\text{и}} - t_{3\text{и}})}, \text{ кг/ч}, \quad (5.18)$$

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

Максимальный расход воды при параллельной схеме

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{max}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}}}{c \cdot (t_{1\text{и}} - t_{3\text{и}})}, \text{ кг/ч}. \quad (5.19)$$

Средний расход воды на горячее водоснабжение при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}}{c \cdot (t_{1\text{и}} - t_{2\text{и}})} \cdot \left(\frac{55 - t_{1\text{ст}}}{55 - t_{\text{хз}}} + 0,2 \right), \text{ кг/ч}, \quad (5.20)$$

где $t_{2\text{и}}$ – температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур, °С; $t_{1\text{ст}}$ – температура сетевой воды после первой ступени подогрева при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей, °С.

Максимальный расход воды на горячее водоснабжение при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{max}} = \frac{0,55 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}}}{c \cdot (t_{1\text{и}} - t_{2\text{и}})}, \text{ кг/ч}. \quad (5.21)$$

Суммарный расчетный расход сетевой воды в двухтрубных тепловых сетях в открытых и закрытых системах при качественном регулировании

$$G_{\text{с}}^{\text{р}} = G_{\text{о}}^{\text{р}} + G_{\text{в}}^{\text{р}} + K_3 \cdot G_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}, \text{ кг/ч}. \quad (5.22)$$

Расчетный расход сетевой воды в двухтрубных тепловых сетях в неотапительный период

$$G_{\text{сл}}^{\text{р}} = \beta \cdot G_{\text{ГВС}}^{\text{max}}, \text{ кг/ч}. \quad (5.23)$$

Расход воды в обратном трубопроводе двухтрубных водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения принимается в размере 10 % от расчетного расхода воды, определенного по формуле (5.23).

5.5. Пример расчета тепловых нагрузок, теплопотребления и расходов сетевой воды

Расчет полезных тепловых нагрузок, теплопотребления и расходов сетевой воды производится по методике, изложенной в подразд. 5.4.

В качестве примера приводится расчет теплопотребления для жилого микрорайона № 24 (состав теплопотребителей микрорайона и их характеристики даются в прил. 4).

Применение вычислительной техники при расчетах значительно сокращает трудозатраты. Ниже приводится инструкция по формированию файла исходных данных для расчета.

1-я строка – ($m[1,1], \dots, m[6,1]$);

$m[1,1]$ – количество теплопотребителей в системе теплоснабжения;

$m[2,1]$ – ключ, определяющий тип системы теплоснабжения (0 – открытая, 1 – закрытая);

$m[3,1]$ – ключ, определяющий методику расчета тепловых нагрузок по укрупненным показателям (0 – по площадям, 1 – по наружному объему);

$m[4,1]$ – ключ, устанавливающий схему включения подогревателей горячего водоснабжения (1 – параллельная одноступенчатая схема; 2 – двухступенчатая);

$m[5,1]$ – ключ, учитывающий способ регулирования отпуска тепла (0 – по отопительной нагрузке, 1 – по совмещенной нагрузке);

$m[6,1]$ – ключ, включающий или отключающий процедуру расчета годовых показателей отпуска теплоты (0 – отключает, 1 – включает);

2-я строка – в зависимости от способа расчета тепловых нагрузок; по объемам при $m[3,1] = 1$:

$m[1,2]$ – значение коэффициента, учитывающего климатический район;

по площадям при $m[3,1] = 0$:

$m[1,2]$ – коэффициент, учитывающий тепловой поток на отопление общественных зданий;

$m[2,2]$ – коэффициент, учитывающий тепловой поток на вентиляцию общественных зданий;

3-я строка – ($m[1,3] - m[2,3]$);

$m[1,3]$ – средняя температура воздуха за отопительный период, °С;

$m[2,3]$ – средневзвешенная температура наружного воздуха в интервале от $t_{\text{но}} = +8$ °С (начало отопительного сезона) до $t_{\text{в}}^{\text{р}}$ (расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции), °С;

4-я строка – ($m[1,4] - m[9,4]$);
 $m[1,4]$ – продолжительность отопительного периода для заданного климатического района, ч/год;
 $m[2,4]$ – продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха, лежащей в интервале от $t_{\text{но}}^p$ до $t_{\text{нв}}^p$, ч/год;
 $m[3,4]$ – число часов работы системы ГВС в году, ч/год;
 $m[4,4]$ – число часов работы системы вентиляции в сутки, ч/сут.;
 $m[5,4]$, $m[6,4]$ – соответственно температура холодной воды в зимний и летний период, °С;
 $m[7,4]$ – температура горячей воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, °С;
 $m[8,4]$ – удельная теплоемкость воды – 4,187 кДж/(кг К) или 1 ккал/(кг·°С);
 $m[9,4]$ – коэффициент снижения часового расхода воды на горячее водоснабжение в летний период;

5-я строка – ($m[1,5], \dots, m[3,5]$);
 $m[1,5]$ – расчетная температура сетевой воды в подающей линии, °С;
 $m[2,5]$ – расчетная температура сетевой воды в обратной линии, °С;
 $m[3,5]$ – температура сетевой воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур воды, °С;
 $m[4,5]$ – то же в обратном трубопроводе тепловой сети после системы отопления зданий, °С;

6-я строка – ($m[1,6], \dots, m[3,6]$);
 $m[1,6]$ – температура начала отопительного сезона, °С;
 $m[2,6]$ – расчетная температура на проектирование вентиляции, °С;
 $m[3,6]$ – расчетная температура на проектирование отопления, °С;

7-я строка – ($m[1,7], \dots, m[12,7]$);
 $m[1,7]$ – порядковый номер объекта системы (не более трёх цифр);
 $s[2,7]$ – наименование первого объекта (вводится с 4-й по 38-ю позицию, но не более 34-х символов);
 $m[3,7]$ – наружный объем первого объекта, м³;
 $m[4,7]$ – удельная отопительная характеристика первого объекта системы теплоснабжения, Вт/(м³·°С), при $m[8,4] = 4,187$ кДж/(кг·°С), или в старой системе ккал/(м³·ч·°С) при $m[8,4] = 1$ ккал/(кг·°С);
 $m[5,7]$ – удельная вентиляционная характеристика первого объекта системы теплоснабжения, Вт/м³·°С, при $m[8,4] = 4,187$ кДж/(кг·°С), или ккал/(м³·ч·°С) при $m[8,4] = 1$ ккал/(кг·°С);
 $m[6,7]$ – расчетная температура воздуха внутри первого объекта, °С;
 $m[7,7]$ – норма расхода горячей воды на единицу потребления, л/сут;
 $m[8,7]$ – расчетное количество потребителей;
 $m[9,7]$ – число часов работы системы горячего водоснабжения, ч/сут;
 $m[10,7]$ – число часов работы системы в дежурном режиме, ч/год;

$m[11,7]$ – температура внутри объекта в дежурном режиме, °С;
 $m[12,7]$ – ключ, определяющий наличие бака-аккумулятора (0 – отсутствует, 1 – в наличии);

8-я и последующие строки заполняются аналогично 7-й строке для i -го объекта.

Ниже приводится файл с исходными данными для расчета тепловых нагрузок и расходов сетевой воды для микрорайона № 24 (табл. 5.1).

Таблица 5.2

Файл с исходными данными

15	1	1	1	0	1							
0.9												
-8.8	-6.8											
5616	5124	8424	16	5	15	60	1	0.8				
130	70	70	42									
8	-25	-40										
1	ж. дом	ул. Пугачева, 2	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
2	ж. дом	ул. Пугачева, 4	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
3	ж. дом	ул. Пугачева, 6	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
4	ж. дом	ул. Кирова, 14	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
5	ж. дом	ул. Кирова, 16	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
6	ж. дом	ул. Кирова, 18	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
7	ж. дом	ул. Кирова, 20	12042	0.310	0	20	120	180	24	0	0	0
8	ж. дом	ул. Кирова, 22	18072	0.285	0	20	120	324	24	0	0	0
9	ж. дом	ул. Учебная, 2	18072	0.285	0	20	120	324	24	0	0	0
10	ж. дом	ул. Учебная, 4	18072	0.285	0	20	120	324	24	0	0	0
11	ж. дом	ул. Мира, 21	18072	0.285	0	20	120	324	24	0	0	0
12	общ.	ул. Мира, 21а	11220	0.318	0	20	80	535	24	0	0	0
13	ж. дом	ул. Мира, 23	18072	0.285	0	20	120	324	24	0	0	0
14	кинотеатр	ул. Мира, 23а	4452	0.360	0.43	14	5	200	16	0	0	0
15	ж. дом	ул. Мира, 25	18072	0.285	0	20	120	324	24	0	0	0

В процессе выполнения программы формируется выходной файл с результатами расчета часовых тепловых нагрузок (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение), расходов сетевой воды и годовых расходов тепловой энергии для каждого потребителя и района теплоснабжения в целом (табл. 5.3, 5.4).

Таблица 5.3

Расчетные тепловые нагрузки и расходы сетевой воды

№ п/п	Наименование	V, м ³	Q _о , Гкал/ч	Q _б , Гкал/ч	Q _{г(max)} , Гкал/ч	Q _{сум} , Гкал/ч	G _о , т/ч	G _б , т/ч	G _{г(max)} , т/ч	G _{сум} , т/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	ж. дом, ул. Пугачева, 2	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
2	ж. дом, ул. Пугачева, 4	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
3	ж. дом, ул. Пугачева, 6	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
4	ж. дом, ул. Кирова, 14	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
5	ж. дом, ул. Кирова, 16	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
6	ж. дом, ул. Кирова, 18	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
7	ж. дом, ул. Кирова, 20	12042	0,202	0	0,108	0,310	3,360	0	3,600	5,160
8	ж. дом, ул. Кирова, 22	18072	0,278	0	0,194	0,473	4,635	0	6,480	7,875
9	ж. дом, ул. Учебная, 2	18072	0,278	0	0,194	0,473	4,635	0	6,480	7,875
10	ж. дом, ул. Учебная, 4	18072	0,278	0	0,194	0,473	4,635	0	6,480	7,875
11	ж. дом, ул. Мира, 21	18072	0,278	0	0,194	0,473	4,635	0	6,480	7,875
12	общежитие ул. Мира, 21а	11220	0,193	0	0,214	0,407	3,211	0	7,133	10,344
13	ж. дом, ул. Мира, 23	18072	0,278	0	0,194	0,473	4,635	0	6,480	7,875
14	кинотеатр, ул. Мира, 23а	4450	0,078	0,056	0,005	0,243	1,298	0,938	0,167	2,319
15	ж. дом, ул. Мира, 25	18072	0,278	0	0,194	0,473	4,635	0	6,480	7,875
	Итого:		3,350	0,056	2,141	5,548	55,840	0,938	71,380	96,034

Таблица 5.4

Годовые расходы тепла

№ п/п	Адрес	Q_o , Гкал	$Q_{в}$, Гкал	$Q_{гвс}$, Гкал	$Q_{сум}$, Гкал
1	2	3	4	5	6
1	ж. дом, ул. Пугачева, 2	543,4	0,000	335,4	878,8
2	ж. дом, ул. Пугачева, 4	543,4	0,000	335,4	878,8
3	ж. дом, ул. Пугачева, 6	543,4	0,000	335,4	878,8
4	ж. дом, ул. Кирова, 14	543,4	0,000	335,4	878,8
5	ж. дом, ул. Кирова, 16	543,4	0,000	335,4	878,8
6	ж. дом, ул. Кирова, 18	543,4	0,000	335,4	878,8
7	ж. дом, ул. Кирова, 20	543,4	0,000	335,4	878,8
8	ж. дом, ул. Кирова, 22	749,7	0,000	603,8	1353,5
9	ж. дом, ул. Учебная, 2	749,7	0,000	603,8	1353,5
10	ж. дом, ул. Учебная, 4	749,7	0,000	603,8	1353,5
11	ж. дом, ул. Мира, 21	749,7	0,000	603,8	1353,5
12	общежитие ул. Мира, 21а	519,4	0,000	664,6	1184,0
13	ж. дом, ул. Мира, 23	749,7	0,000	603,8	1353,5
14	кинотеатр, ул. Мира, 23а	184,7	133,4	15,5	333,6
15	ж. дом, ул. Мира, 25	749,7	0,000	603,8	1353,5
	Итого:	9006,4	133,4	6650,8	15790,5

5.6. Расчет режима регулирования отпуска теплоты

Режим регулирования отпуска тепловой энергии в водяных системах теплоснабжения зависит от многочисленных факторов, но основным является вид тепловой нагрузки и схемы узлов вводов абонентов.

Исследование закономерностей изменения тепловых нагрузок для отчетных календарных периодов (суток, недели, месяца, года) необходимо для установления экономичного режима работы теплофикационного оборудования, выбора параметров теплоносителя, определения расхода тепла и топлива, различных плановых показателей и технико-экономического анализа работы энергосистемы.

Результаты расчета графика тепловых нагрузок микрорайона № 24 по методике расчета часовых тепловых нагрузок (см. подразд. 5.3) приведены в табл. 5.5.

Графики тепловых нагрузок микрорайона представлены на рис. 5.2.

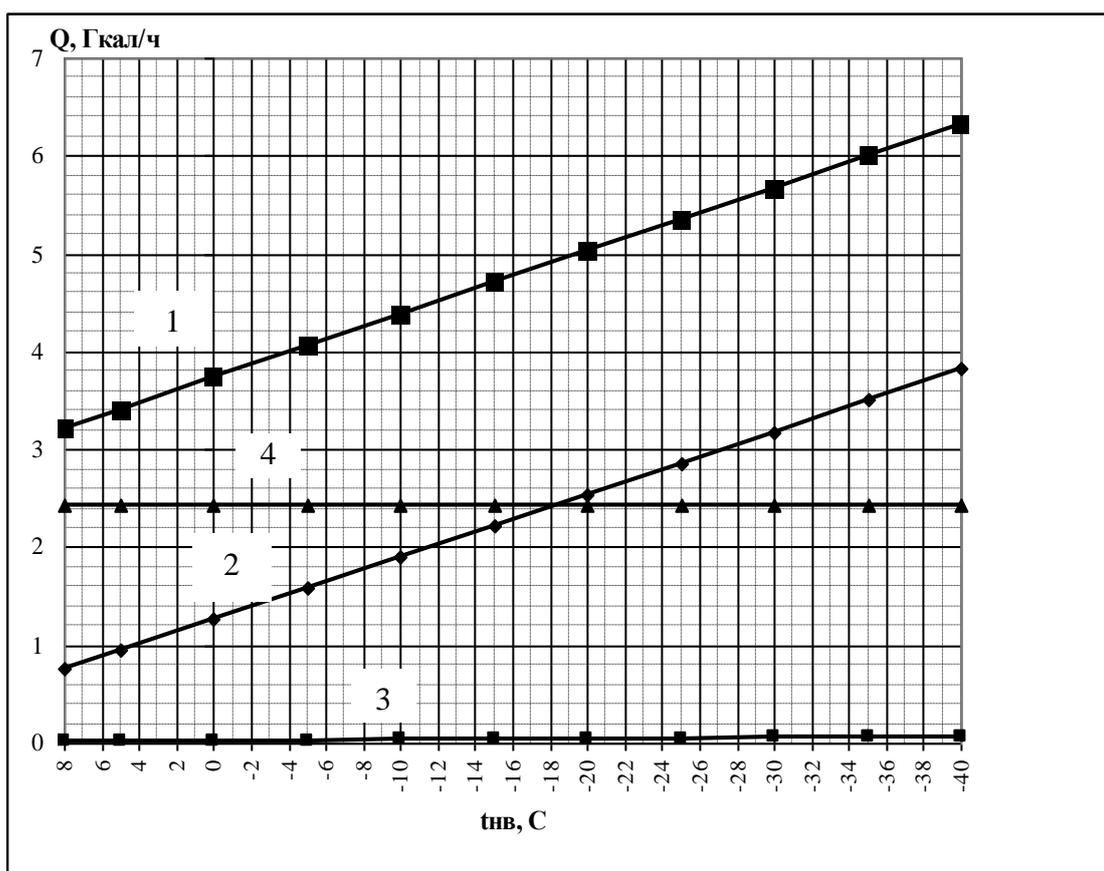


Рис. 5.2. Графики тепловых нагрузок микрорайона № 24:
1 – суммарная тепловая нагрузка; 2 – отопление; 3 – вентиляция; 4 – ГВС

Таблица 5.5

Результаты расчета графиков
тепловых нагрузок микрорайона № 24

$t_{нв},$ °С	$n,$ ч	$Q_o,$ Гкал/ч	$Q_{в},$ Гкал/ч	$Q_{ср(гвс)},$ Гкал/ч	$Q_{сум},$ Гкал/ч
8	5613	0,670	0,0149	0,892	1,577
5	5023	0,838	0,0187	0,892	1,748
0	4177	1,117	0,0249	0,892	2,034
-5	3313	1,396	0,0311	0,892	2,319
-10	2451	1,675	0,0373	0,892	2,604
-15	1578	1,954	0,0436	0,892	2,890
-20	917	2,233	0,0498	0,892	3,175
-25	489	2,513	0,056	0,892	3,461
-30	222	2,792	0,056	0,892	3,740
-35	78	3,071	0,056	0,892	4,019
-40	14	3,350	0,056	0,892	4,298

5.7. Расчет нормативных непроизводственных расходов тепловой энергии

Исходными данными для расчета нормативных потерь при транспорте тепловой энергии в тепловых сетях является следующая информация:

- диаметр и длина участков, регулирующая и запорная арматура тепловой сети (перечисленная информация содержится в расчетной схеме тепловой сети или в табличном виде рис. 5.3);
- тип (надземная, подземная, канальная, бесканальная и т.д.) и год прокладки участков тепловой сети;
- сведения о средней температуре сетевой воды и окружающей среды (грунта или наружного воздуха) за анализируемый период.

Расчёт потерь тепла с утечками из тепловой сети

Для того чтобы определить размер потерь тепла с утечками из тепловой сети, необходимо произвести расчёт по заполнению и подпитке систем теплоснабжения и горячего водоснабжения водой:

$$V = V_c + V_o + V_b + V_{г}, \text{ м}^3, \quad (5.1)$$

где V_c – объём воды на заполнение присоединённых тепловых сетей, м^3 ;
 V_o – объём воды на заполнение систем отопления зданий, присоединённых к котельной, м^3 ; V_b – объём воды на заполнение систем вентиляции

зданий, присоединённых к котельной, м^3 ; V_{Γ} – объём воды на заполнение систем горячего водоснабжения зданий, присоединённых к котельной, м^3 ;

$$V_{\text{с}} = \sum_{i=1}^n (V_i \cdot L_{\text{тс}i}), \text{ м}^3, \quad (5.2)$$

где n – количество участков тепловой сети i -го диаметра; V_i – удельный объём воды в трубопроводе i -го диаметра, $\text{м}^3/\text{км}$; $L_{\text{тс}i}$ – протяжённость участка трубопровода i -го диаметра, км ;

$$V_{\text{о}} = 30 \cdot \frac{Q_{\text{от}}}{24 \cdot Z_{\text{от}}}, \text{ м}^3, \quad (5.3)$$

где $Q_{\text{от}}$ – расход тепла на отопление, Гкал ; $Z_{\text{от}}$ – продолжительность отопительного периода, сут ; $30 \text{ м}^3/\text{Гкал}/\text{ч}$ – удельный объём воды на наполнение систем отопления;

$$V_{\text{в}} = 30 \cdot \frac{Q_{\text{в}}}{n \cdot n_{\text{сут}}}, \text{ м}^3, \quad (5.4)$$

где $Q_{\text{в}}$ – расход тепла на вентиляцию, Гкал ; n – усреднённое число часов работы системы вентиляции в течение суток; $n_{\text{сут}}$ – число суток работы системы вентиляции; $30 \text{ м}^3/\text{Гкал}/\text{ч}$ – удельный объём воды на наполнение системы вентиляции.

Объём воды на наполнение местных систем горячего водоснабжения при открытой системе теплоснабжения определяют из расчёта $6 \text{ м}^3/\text{Гкал}/\text{ч}$ среднечасовой расчётной нагрузки горячего водоснабжения.

Расход воды на подпитку системы теплоснабжения и горячего водоснабжения

$$V_{\text{п}} = V_{\text{птс}} + V_{\text{пг}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.5)$$

где $V_{\text{птс}}$ – объём воды на подпитку системы теплоснабжения, $\text{м}^3/\text{ч}$; $V_{\text{пг}}$ – объём воды на подпитку системы горячего водоснабжения, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$$V_{\text{птс}} = 0,0025 \cdot (V_{\text{с}} + V_{\text{о}} + V_{\text{в}}), \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (5.6)$$

$$V_{\text{пг}} = 0,0025 \cdot V_{\Gamma}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.7)$$

где $0,0025$ – норма утечки, $1/\text{ч}$.

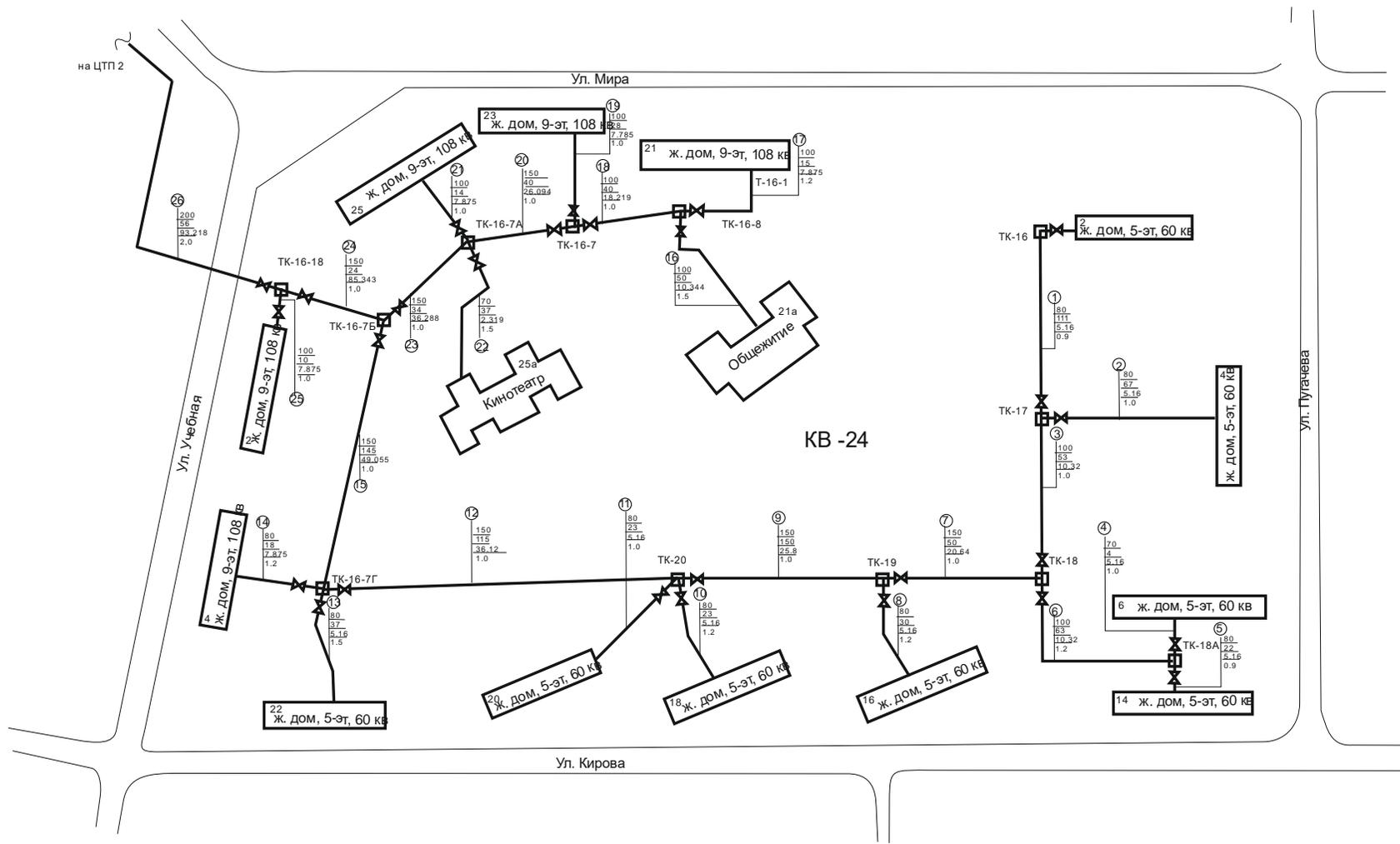


Рис. 5.3. Схема тепловых сетей микрорайона № 24

Нормативный объём потерь тепла с утечками из тепловой сети

$$Q_y = V_{\text{п}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{\text{п}} + t_{\text{о}}}{2} - t_{\text{хв}} \right) \cdot 24 \cdot Z_{\text{о}} \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}, \quad (5.8)$$

где $V_{\text{п}}$ – расход воды на подпитку систем теплоснабжения и ГВС, м³; $c_{\text{в}}$ – удельная теплоёмкость горячей воды, ккал/(кг·°С), принимаемая в расчётах равной 1,0; ρ – плотность воды, принимаемая в расчётах равной 1000 кг/м³; $(t_{\text{п}} + t_{\text{о}})/2$ – средняя температура теплоносителя подающего и обратного трубопроводов на планируемый период, °С; $t_{\text{хв}}$ – усреднённая температура холодной (водопроводной) воды, принимаемая в расчётах + 5 °С.

Расчёт потерь тепла через изолированную поверхность трубопроводов

Количество тепловой энергии, теряемой при транспорте теплоносителя от теплоисточника до потребителя, определяют по формуле

$$Q_{\text{пн}}^{\text{над}} + Q_{\text{он}}^{\text{над}} = \beta \cdot \left(\sum_{i=1}^n q_{ni} \cdot l_{ni} + \sum_{i=1}^n q_{oi} \cdot l_{oi} \right) \cdot Z \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}, \quad (5.9)$$

где β – коэффициент, учитывающий потери тепла опорами, арматурой, компенсаторами: принимается 1,2 при диаметре трубопроводов до 150 мм и 1,15 – при диаметре 150 мм и более, а также при всех диаметрах трубопроводов бесканальной прокладки, независимо от года проектирования; n – количество участков тепловой сети; q_{ni} и q_{oi} – нормы плотности теплового потока через изолированные поверхности подающего и обратного трубопроводов, ккал/(м ч); l_{ni} и l_{oi} – протяжённость i -х участков трубопроводов соответственно подающей и обратной линий, м; Z – продолжительность работы тепловых сетей за рассматриваемый период, ч.

При значениях температуры окружающей среды за планируемый период, отличных от среднегодовых, принятых при расчёте норм плотности теплового потока, перерасчёт производится по формуле

– для участков подающей линии *надземной* прокладки

$$q_{\text{пн}} = q_{\text{пнп}} \cdot \frac{(t_{\text{п}}^{\text{ср}} - t_{\text{нв}}^{\text{ср}})}{(t_{\text{п}}^{\text{ср}i} - 5)}, \text{ ккал/(м·ч)}; \quad (5.10)$$

– для участков обратной линии *надземной* прокладки

$$q_{oi} = q_{noi} \cdot \frac{(t_o^{cp} - t_{нв}^{cp})}{(t_o^{cpi} - 5)}, \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}, \quad (5.11)$$

где $q_{\Pi i}$ и q_{oi} – суммарные нормы плотности теплового потока для конкретных значений температур теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах, ккал/(м ч); $q_{\text{ши}}$ и $q_{\text{нои}}$ – нормы теплового потока для подающего и обратного трубопроводов при среднегодовых значениях температур теплоносителя и наружного воздуха, принятых при расчёте норм, ккал/(м ч); t_{Π}^{cp} и t_o^{cp} – среднегодовые температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах, °С; $t_{нв}^{cp}$ – среднегодовая температура наружного воздуха, °С; t_{Π}^{cpi} и t_o^{cpi} – среднегодовая температура теплоносителя в i м участке подающего и обратного трубопроводов, °С;
– для *подземной* прокладки

$$Q_{\text{пн}}^{\text{под}} + Q_{\text{он}}^{\text{под}} = \beta \cdot \left(\sum_{i=1}^n q_i \cdot l_i \right) \cdot Z \cdot 10^{-6}, \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}, \quad (5.12)$$

где q_i – суммарная норма плотности теплового потока через изолированную поверхность подающего и обратного трубопроводов; l_i – протяжённость i -х участков трубопроводов подающей и обратной линии в однотрубном исчислении, м.

При значениях средних температур грунта и теплоносителя за планируемый период, отличных от среднегодовых, принятых при расчёте норм плотности теплового потока, перерасчёт производят по формуле:

– для участков двухтрубной прокладки подземных трубопроводов

$$q_i = q_{\text{ши}}^{cpi} \cdot \frac{t_{\Pi}^{cp} + t_o^{cp} - 2t_{\text{гр}}^{cpi}}{t_{\Pi}^{cpi} + t_o^{cpi} - 10}, \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}, \quad (5.13)$$

где $q_{\text{ши}}^{cpi}$ – суммарная норма плотности теплового потока через изолированную поверхность подающего и обратного трубопроводов для среднегодовых значений температур грунта и теплоносителя, принятых при расчёте норм, ккал/(м ч); t_{Π}^{cp} и t_o^{cp} – среднегодовая температура теплоносителя подающего и обратного трубопроводов стандартных значений норм плотности теплового потока, °С; t_{Π}^{cpi} и t_o^{cpi} – среднегодовая температура теплоносителя в i -м – участке подающего и обратного трубопро-

водов, принимаемая по данным энергоснабжающей организации и температурному графику, °С; $t_{гр}^{ср}$ – среднегодовая температура грунта, °С.

Ниже приводится пример расчета нормативных потерь тепловой энергии в тепловых сетях микрорайона № 24.

Пример расчета нормативных потерь в тепловых сетях микрорайона № 24

Определить нормативные потери теплоты за отопительный период тепловой сетью микрорайона № 24 (бесканальная прокладка) общей протяженностью 1,259 км, в том числе прокладка трубопроводов диаметром: 70 мм – 0,041 км; 80 мм – 0,331 км; 100 мм – 0,273 км; 150 мм – 0,558 км; 200 мм – 0,056 км.

Средняя температура грунта за отопительный период составляет 1,3 °С, средняя температура наружного воздуха за отопительный период –8,8 °С. Среднегодовая температура теплоносителя в подающем трубопроводе составляет 77,6 °С, в обратном – 60,8 °С. Продолжительность отопительного периода 234 сут. Температура холодной воды за отопительный период составляет 5 °С.

1. Определяется поправочный коэффициент к нормам плотности теплового потока по формуле:

для *подземной* прокладки

$$K_{подз} = \frac{t_{п.ф}^{ср.о} + t_{о.ф}^{ср.о} - 2 \cdot t_{гр.ф}^{ср.г}}{t_{п.н}^{ср.о} + t_{о.н}^{ср.о} - 2 \cdot t_{гр.н}^{ср.г}} = \frac{77,6 + 48,7 - 2 \cdot 1,3}{90 + 50 - 2 \cdot 5} = 0,952.$$

2. Определяется плотность теплового потока с поверхности тепловой изоляции по видам прокладки с учетом диаметра, протяженности и поправочных коэффициентов. Нормы плотности теплового потока принимаются по таблицам¹ для температуры теплоносителя в подающем трубопроводе 90 °С, в обратном трубопроводе – 50 °С.

По бесканальной прокладке

$$q_{тп} = \beta \cdot K^{подз} \Sigma(q_i \cdot l_i) = 1,15 \cdot 0,952 \cdot 10^3 \cdot (74 \cdot 0,041 + 80 \cdot 0,331 + 88 \cdot 0,273 + 107 \cdot 0,558 + 130 \cdot 0,056) = 131950 \text{ ккал/ч} = 0,13195 \text{ Гкал/ч.}$$

¹ Приказ министерство энергетики РФ от 30 декабря 2008 года № 325. Инструкция по организации в Минэнерго России работы по расчету и обоснованию нормативов технологических потерь при передаче тепловой энергии

3. Определяются суммарные потери теплоты через изолированную поверхность теплопроводов за отопительный период:

$$Q_{\text{тп}} = (q_i l_i) \cdot n_o = 0,13195 \cdot 5616 = 741,03 \text{ Гкал.}$$

4. Определяется объем воды в двухтрубных тепловых сетях:

$$V_c = 2 \sum (g_i l_i) = 2 \cdot (3,8 \cdot 0,041 + 5,0 \cdot 0,331 + 8 \cdot 0,273 + 18 \cdot 0,558 + 34 \cdot 0,056) = 31,9 \text{ м}^3,$$

где g_i – объем воды в трубопроводе длиной 1 км (табл. 5.6).

Таблица 5.6

Объем воды в тепловых сетях

Условный диаметр трубы, мм	$d_{v(i)}$	70	80	100	150	200	Всего
Длина трубопроводов в двух- трубном исчислении, км	$L_{(i)}$	0,041	0,331	0,273	0,558	0,056	1,259
Удельный объем воды, м ³ /км	$g_{(i)}$	3,8	5,0	8,0	18,0	34,0	–
Объем воды в теплопроводах, м ³	$V_{(i)}$	0,312	3,310	4,368	20,088	3,808	31,886

5. Определяем потери теплоты с утечкой теплоносителя из трубопроводов тепловой сети по формуле

$$Q_y = \alpha \cdot V_{co} \cdot c \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{п.ф}^{ср.о} + t_{о.ф}^{ср.о}}{2} - 5 \right) \cdot n_o \cdot 10^{-6},$$

где V_{co} – суммарный объем воды в тепловых сетях и системах отопления

$$V_{co} = V_c + V_o = V_c + \beta \cdot Q_{\text{год}} / n_o = 31,886 + 30 \cdot 9139 / 5616 = 80,7 \text{ м}^3,$$

где $\beta = 30 \text{ м}^3 \cdot \text{ч} / \text{Гкал}$ – нормативный расход воды в системе отопления на единицу мощности системы; $Q_{\text{год}}$ – годовой расход теплоты на отопление, Гкал; n_o – продолжительность отопительного периода, ч;

$$Q_y = 0,0025 \cdot 80,7 \cdot 1,0 \cdot 1000 \cdot \left[(77,6 + 48,7) / 2 - 5 \right] \cdot 5616 \cdot 10^{-6} = 64,3 \text{ Гкал.}$$

Результаты расчета тепловых потерь через тепловую изоляцию трубопроводов и с утечками теплоносителя приведены в табл. 5.7, 5.8.

Таблица 5.7

Нормативные тепловые потери через тепловую изоляцию
в тепловых сетях микрорайоне № 24

№ участка	Год прокладки	Вид прокладки	Условный диаметр трубопровода на участке D_y , мм		Длина трубопровода на участке L , м	Норма плотности теплового потока в прямом трубопроводе, ккал/(м ² ч)	Поправочный коэффициент на температуры теплоносителя и окружающей среды	Коэффициент местных тепловых потерь β	Поправочный коэффициент к удельным тепловым потерям K	Часовые среднегодовые потери на участке $Q_{ч}$, ккал/ч	Годовые потери на участке Q , Гкал
			прямой	обратн.							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	1985	подз. б/кан	80	80	111	80	0,952	1,15	1,0	9721,8	54,6
2	1985	подз. б/кан	80	80	67	80	0,952	1,15	1,0	5868,1	33,0
3	1985	подз. б/кан	100	100	53	88	0,952	1,15	1,0	5106,1	28,7
4	1985	подз. б/кан	70	70	4	74	0,952	1,15	1,0	324,1	1,8
5	1985	подз. б/кан	80	80	22	80	0,952	1,15	1,0	1926,8	10,8
6	1985	подз. б/кан	100	100	63	88	0,952	1,15	1,0	6069,6	34,1
7	1985	подз. б/кан	150	150	50	107	0,952	1,15	1,0	5857,2	32,9
8	1985	подз. б/кан	80	80	30	80	0,952	1,15	1,0	2627,5	14,8
9	1985	подз. б/кан	150	150	150	107	0,952	1,15	1,0	17571,5	98,7
10	1985	подз. б/кан	80	80	23	80	0,952	1,15	1,0	2014,4	11,3
11	1985	подз. б/кан	80	80	23	80	0,952	1,15	1,0	2014,4	11,3
12	1985	подз. б/кан	150	150	115	107	0,952	1,15	1,0	13471,5	75,7

Окончание табл. 5.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	1985	подз. б/кан	80	80	37	80	0,952	1,15	1,0	3240,6	18,2
14	1985	подз. б/кан	80	80	18	80	0,952	1,15	1,0	1576,5	8,9
15	1985	подз. б/кан	150	150	145	107	0,952	1,15	1,0	16985,8	95,4
16	1985	подз. б/кан	100	100	50	88	0,952	1,15	1,0	4817,1	27,1
17	1985	подз. б/кан	100	100	15	88	0,952	1,15	1,0	1445,1	8,1
18	1985	подз. б/кан	100	100	40	88	0,952	1,15	1,0	3853,7	21,6
19	1985	подз. б/кан	100	100	28	88	0,952	1,15	1,0	2697,6	15,1
20	1985	подз. б/кан	150	150	40	107	0,952	1,15	1,0	4685,7	26,3
21	1985	подз. б/кан	100	100	14	88	0,952	1,15	1,0	1348,8	7,6
22	1985	подз. б/кан	70	70	37	74	0,952	1,15	1,0	2997,6	16,8
23	1985	подз. б/кан	150	150	34	107	0,952	1,15	1,0	3982,9	22,4
24	1985	подз. б/кан	150	150	24	107	0,952	1,15	1,0	2811,4	15,8
25	1985	подз. б/кан	100	100	10	88	0,952	1,15	1,0	963,4	5,4
26	1985	подз. б/кан	200	200	56	130	0,952	1,15	1,0	7970,1	44,8
Итого:					1259					131950	741,0

Таблица 5.9

Нормативные тепловые потери с утечками в микрорайоне № 24

№ п/п	Условный диаметр трубопровода D_y , м	Длина трубопровода на участке L , м	Удельные объем воды $V_{уд}$, м ³ /км	Объем воды в тепловых сетях, м ³	Расход тепла на отопление, Гкал	Объем воды в системах отопления, м ³	Расход воды на подпитку системы теплоснабжения, м ³ /ч	Нормативные потери тепла с утечками теплоносителя, Гкал
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	80	111	5,0	1,110				
2	80	67	5,0	0,670				
3	100	53	5,0	0,530				
4	70	4	3,8	0,030				
5	80	22	5,0	0,220				
6	100	63	8,0	1,008				
7	150	50	18,0	1,800				
8	80	30	5,0	0,300				
9	150	150	18,0	5,400				
10	80	23	5,0	0,230				
11	80	23	5,0	0,230				
12	150	115	18,0	4,140				
13	80	37	5,0	0,370				
14	80	18	5,0	0,180				
15	150	145	18,0	5,220				
16	100	50	8,0	0,800				
17	100	15	8,0	0,240				
18	100	40	8,0	0,640				
19	100	28	8,0	0,448				
20	150	40	18,0	1,440				
21	100	14	8,0	0,224				
22	70	37	3,8	0,281				
23	150	34	18,0	1,224				
24	150	24	18,0	0,864				
25	100	10	8,0	0,160				
26	200	56	34,0	3,808				
Итого:		1259,0		31,9	9139,8	48,8	0,201	64,3

Нормативные потери тепловой энергии через изоляцию в тепловых сетях – 741,0 Гкал. Нормативные потери с утечкой в тепловых сетях и системах теплопотребления – 64,3 Гкал.

6. Определяем суммарные нормативные тепловые потери трубопроводами за отопительный период:

$$Q_{\text{ТС}} = Q_{\text{ТП}} + Q_{\text{У}} = 741,0 + 64,3 = 805,3 \text{ Гкал.}$$

Суммарные нормативные потери тепловой энергии в микрорайоне № 24 составляют 805,3 Гкал (4,4 % от тепловой энергии, отпущенной с коллекторов источника теплоснабжения).

Оценка нормативного расхода тепловой энергии на собственные нужды источника теплоснабжения

Собственные нужды источника теплоснабжения включают в себя расходы топлива на продувку, растопку котлов, подогрев, паровой распыл мазута, технологические нужды ХВО, деаэрацию и др. Нормативная величина расходов тепловой энергии на собственные нужды определяется по табл. 5.10 с учетом вида топлива.

Таблица 5.10

Расчет расхода тепла на собственные нужды источника теплоснабжения

№ п/п	Составляющие расхода теплоэнергии на собственные нужды	Нормативы расхода тепла по элементам затрат, % от номинальной нагрузки котельной		
		Газообразное топливо	Твердое топливо	Жидкое топливо
1	2	3	4	5
1	Продувка паровых котлов:			
	до 10 т/ч	0,13	0,13	0,13
	более 10 т/ч	0,06	0,06	0,06
2	Растопка котлов	0,06	0,06	0,06
3	Обдувка котлов	–	0,36	0,32
4	Дутьё под решетку котлов	–	2,5	–
5	Мазутное хозяйство (мазут/нефть)	–	–	1,6/0,8
6	Паровой распыл мазута	–	–	4,5
7	Подогрев воздуха в калориферах	–	–	1,2

Окончание табл. 5.10

1	2	3	4	5
8	Эжектор дробеочистки	–	–	0,17
9	Технологические нужды ХВО, деаэрации, отопление и хоз нужды котельной, потери с излучением трубопроводов, насосов, баков и т.д; утечки, испарения при опробовании и выявлении неисправностей оборудования и неучтенные расходы	2,2	2,0	1,7
10	Итого:	2,32÷2,39	2,65÷4,92	3,51÷9,68

В графах 3÷5 (табл. 5.10) приводятся нормативы расхода тепловой энергии по элементам затрат.

Нормативная выработка тепловой энергии за отопительный период, с учетом потерь в сетях и расхода тепловой энергии на собственные нужды источника теплоснабжения для рассматриваемого микрорайоне № 24 составит 17352,1 Гкал.

Тепловой баланс системы теплоснабжения анализируемого района приведен на рис. 5.4.

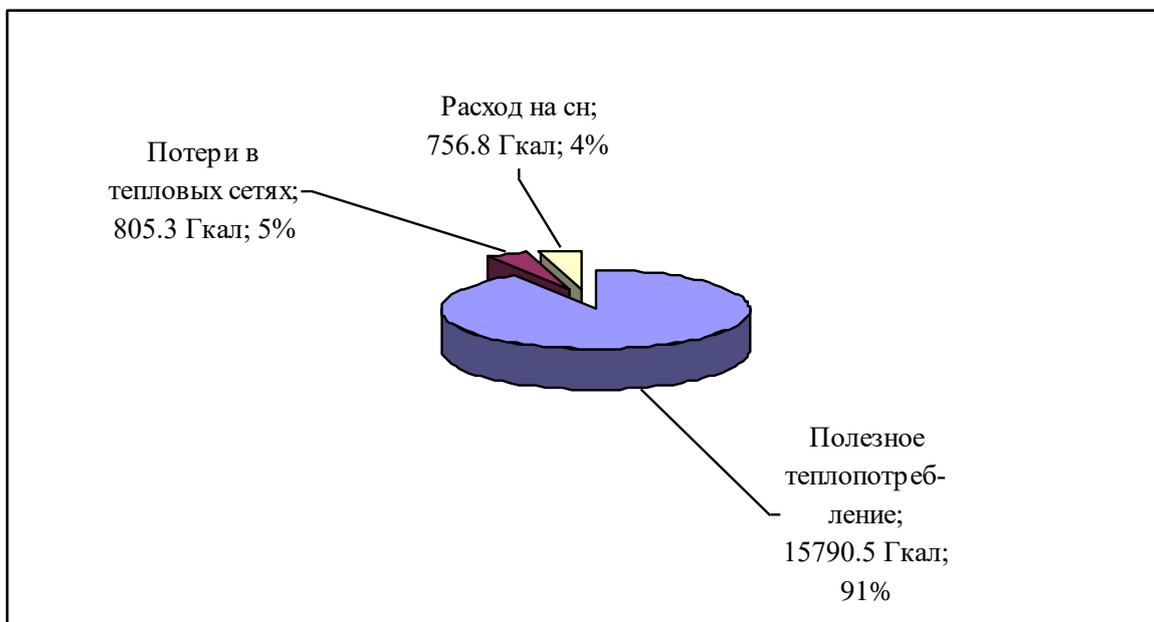


Рис. 5.4. Тепловой баланс системы теплоснабжения

5.8. Расчет нормативного расхода топлива

Рассмотрим пример расчета расхода условного и натурального топлива для теплоснабжения микрорайона № 24 для следующих условий: КПД котельной $\eta_k = 0,88$; низшая рабочая теплотворная способность топлива $Q_H^p = 6468$ ккал/Гкал.

Расход условного топлива

$$B_{y.T} = b_{y.T}^T Q_{\text{год}}, \text{ кг у. т.}, \quad (5.14)$$

где $Q_{\text{год}}$ – количество отпущенной потребителям микрорайона теплоты, Гкал; $b_{y.T}^T$ – удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ или в районной котельной без учета потерь во внутренних коммуникациях;

$$b_{y.T}^T = \frac{10^6}{7000\eta_k} = \frac{142,86}{\eta_k}, \text{ кг у.т./Гкал}, \quad (5.15)$$

где η_k – КПД брутто котельной ТЭЦ или районной котельной.

Удельный расход условного топлива при средневзвешенном КПД котельной

$$b_{y.T}^T = \frac{142,86}{0,88} = 162,3 \text{ кг у.т./Гкал.}$$

Абсолютный расход условного топлива на выработку тепловой энергии в системе теплоснабжения

$$B_{y.T} = 162,3 \cdot 17352,6 \cdot 10^{-3} = 2816,3 \text{ т у.т.}$$

Пересчет условного топлива в натуральное топливо выполняется в соответствии с характеристикой топлива и значением его калорийного эквивалента:

$$B_{\text{нат}} = \frac{B_{y.T}}{\mathcal{E}}, \text{ т н.т.}, \quad (5.16)$$

где $B_{\text{нат}}$ – абсолютный расход натурального топлива, т н.т.; \mathcal{E} – калорийный эквивалент топлива, определяемый по формуле

$$\mathcal{E} = \frac{Q_H^p}{Q_{\text{н.у.т.}}^p}, \quad (5.17)$$

Характеристики участков сети

N уч-ка	Диаметр d_y м	Длина L м	Сум. коэф. местн.сопр. -	Расход воды	Скорость
				$G_{св}$ т/ч	w м/с
1	0.080	111.0	1.8	5.160	0.292
2	0.080	67.0	1.0	5.160	0.292
3	0.100	53.0	1.5	10.320	0.374
4	0.070	4.0	1.0	5.160	0.382
5	0.080	22.0	1.0	5.160	0.292
6	0.100	63.0	1.5	10.320	0.374
7	0.150	50.0	1.3	20.640	0.333
8	0.080	30.0	1.2	5.160	0.292
9	0.150	150.0	0.7	25.800	0.416
10	0.080	23.0	1.5	5.160	0.292
11	0.080	23.0	0.8	5.160	0.292
12	0.150	115.0	0.7	36.120	0.582
13	0.080	37.0	1.9	5.160	0.292
14	0.080	18.0	1.1	7.880	0.447
15	0.150	145.0	0.9	49.060	0.791
16	0.100	15.0	1.4	10.340	0.375
17	0.100	50.0	1.9	7.880	0.286
18	0.100	40.0	0.8	18.220	0.661
19	0.100	28.0	0.9	7.790	0.283
20	0.150	40.0	0.7	26.090	0.421
21	0.100	14.0	0.8	7.880	0.286
22	0.070	37.0	1.7	2.320	0.172
23	0.150	34.0	0.8	36.290	0.585
24	0.150	24.0	0.9	85.340	1.376
25	0.100	10.0	0.7	7.880	0.286
26	0.200	56.0	2.4	93.220	0.845

Таблица 5.12

Результаты гидравлического расчета

N уч-ка	Поправ. коэф-т i	Расч. знач. уд. потерь $R_{л,}$ мм/м	Потери напора на участке				dH от ист-ка конец уч-ка		
			$d_{Hл,}$ м	$d_{Hм,}$ м	$d_{Hс,}$ м	$d_{H2с,}$ м	$d_{Hi,}$ м	$d_{Hl,}$ м	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	0.76	1.41	0.157	0.008	0.164	0.328	4.398	15.602	
2	0.76	1.41	0.095	0.004	0.099	0.198	4.267	15.733	
3	0.77	1.76	0.093	0.010	0.104	0.207	4.070	15.930	
4	0.76	2.82	0.011	0.007	0.019	0.037	4.142	15.858	
5	0.76	1.41	0.031	0.004	0.035	0.071	4.176	15.824	
6	0.77	1.76	0.111	0.010	0.121	0.242	4.105	15.895	
7	0.76	0.83	0.041	0.007	0.049	0.097	3.863	16.137	
8	0.76	1.41	0.042	0.005	0.047	0.095	3.860	16.140	
9	0.76	1.25	0.188	0.006	0.194	0.388	3.765	16.235	

Окончание табл. 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	0.76	1.41	0.032	0.006	0.039	0.078	3.455	16.545
11	0.76	1.41	0.032	0.003	0.036	0.072	3.449	16.551
12	0.76	2.46	0.282	0.012	0.294	0.589	3.377	16.623
13	0.76	1.41	0.052	0.008	0.060	0.121	2.909	17.091
14	0.76	3.17	0.057	0.011	0.068	0.136	2.925	17.075
15	0.76	4.53	0.657	0.028	0.685	1.370	2.789	17.211
16	0.77	1.76	0.026	0.010	0.036	0.073	2.262	17.738
17	0.77	1.03	0.052	0.008	0.059	0.119	2.309	17.691
18	0.77	5.32	0.213	0.017	0.230	0.460	2.190	17.810
19	0.77	1.01	0.028	0.004	0.032	0.064	1.793	18.207
20	0.76	1.28	0.051	0.006	0.057	0.115	1.729	18.271
21	0.77	1.03	0.014	0.003	0.018	0.035	1.650	18.350
22	0.76	0.59	0.022	0.002	0.024	0.049	1.663	18.337
23	0.76	2.48	0.084	0.014	0.098	0.196	1.615	18.385
24	0.76	13.71	0.329	0.085	0.414	0.828	1.419	18.581
25	0.77	1.03	0.010	0.003	0.013	0.026	0.618	19.382
26	0.79	3.76	0.210	0.085	0.296	0.591	0.591	19.409

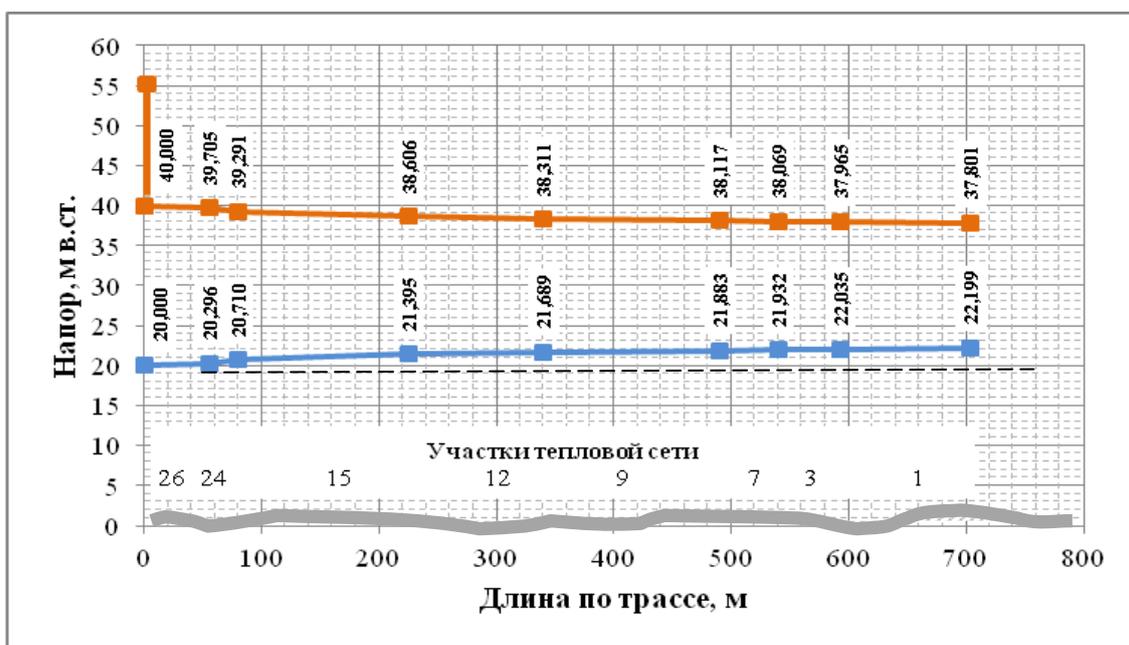


Рис. 5.5. Пьезометрический график тепловой сети

Из пьезометрического графика (рис. 5.5) следует, что для обеспечения циркуляции теплоносителя в системе теплоснабжения требуемый напор сетевого насоса должен составлять не менее 35 м в.ст. Производительность насоса, с учетом коэффициента запаса, – 100 т/ч.

По результатам теплового и гидравлического расчета системы теплоснабжения подбирается группа насосного оборудования – 2 сетевых

насоса (один – рабочий, второй – резервный) Д-200/35 ($d_k=325$ мм; $n=1450$ об/мин).

Ниже приведены основные характеристики насоса Д-200/35 и их графические и аппроксимационные зависимости (рис. 5.6–5.9).

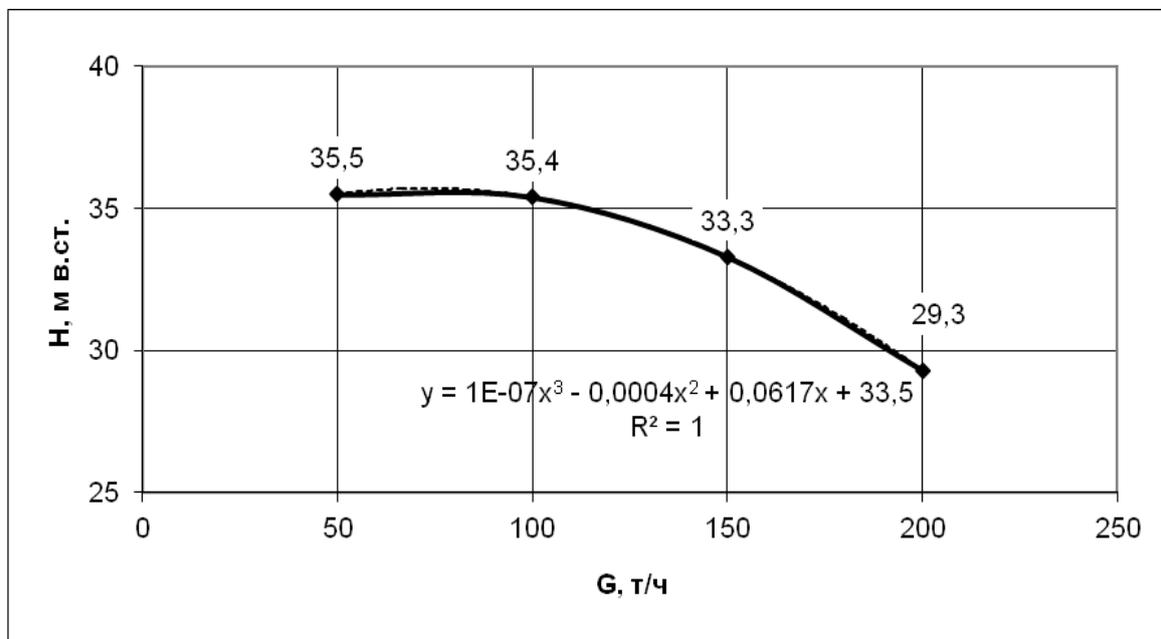


Рис. 5.6. Напорная характеристика насоса Д-200/35

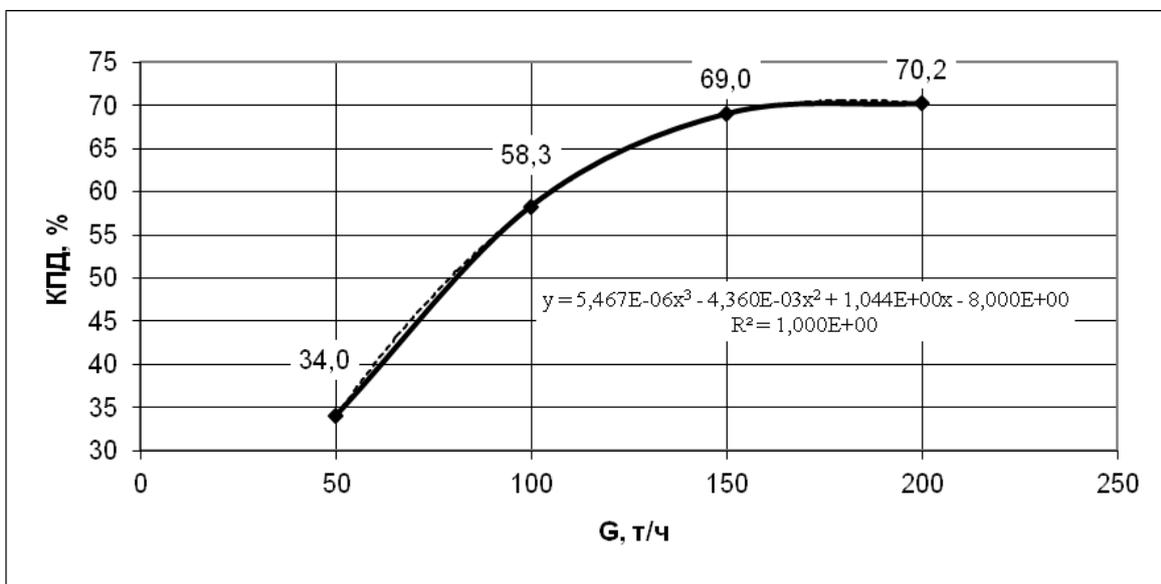


Рис. 5.7. Характеристика КПД насоса Д-200/35

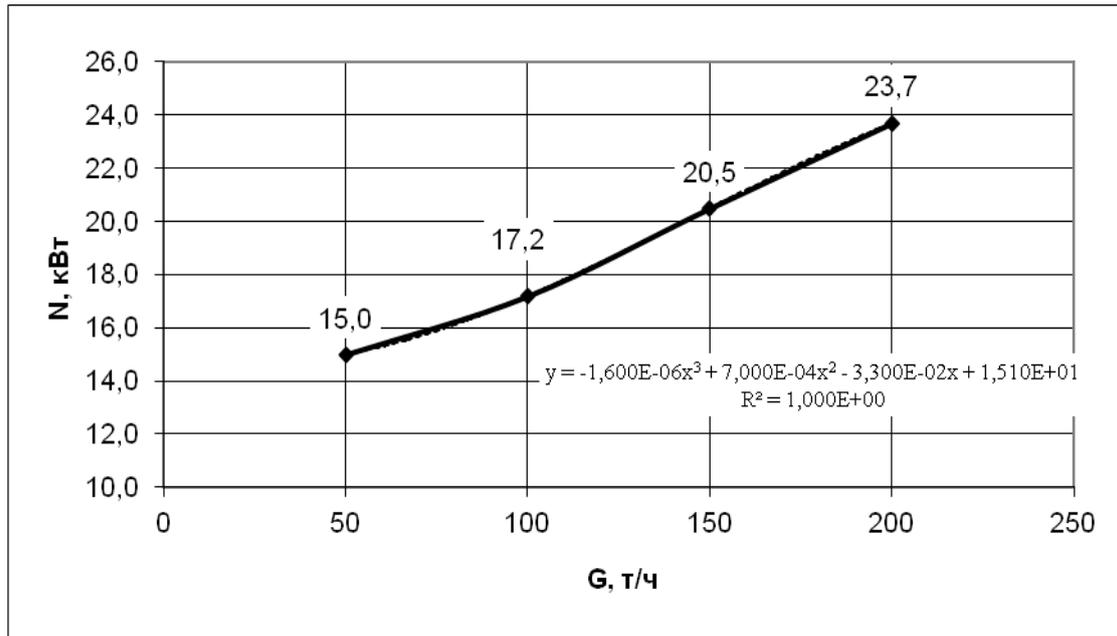


Рис. 5.8. Характеристика мощности электродвигателя насоса Д-200/35

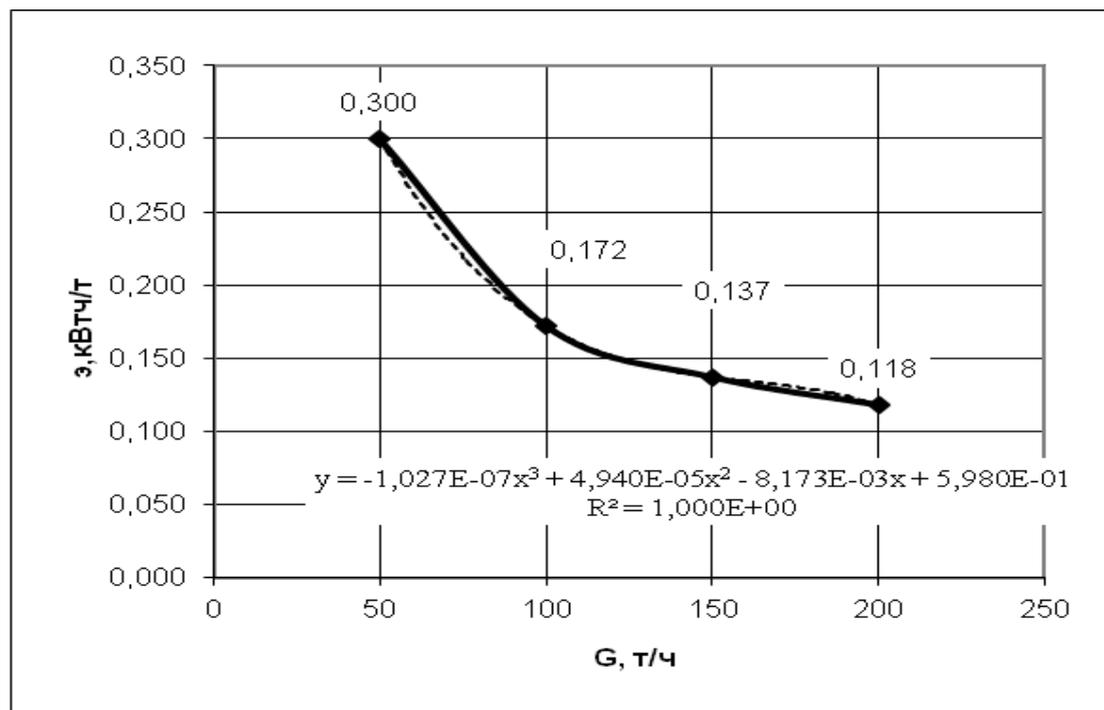


Рис. 5.9. Удельный расход электроэнергии на перекачку 1 т сетевой воды

5.10. Техничко-экономические показатели работы системы теплоснабжения

Результаты расчета технико-экономических показателей (ТЭП) работы системы теплоснабжения микрорайона № 24 сведены в табл. 5.13.

Таблица 5.13

Основные ТЭП системы теплоснабжения

№ п/п	Показатели	Размерность	Значение
1	2	3	4
1	Суммарная полезная нагрузка района, в т.ч.	Гкал/ч	5,548
1.1	Расчетная нагрузка на отопление	Гкал/ч	3,350
1.2	Расчетная нагрузка на вентиляцию	Гкал/ч	0,056
1.3	Расчетная нагрузка на ГВС	Гкал/ч	2,141
2	Суммарный расход сетевой воды, в т.ч.	т/ч	96,034
2.1	Расчетный расход сетевой воды на отопление	т/ч	55,840
2.2	Расчетный расход сетевой воды на вентиляцию	т/ч	0,938
2.3	Средний расход сетевой воды на ГВС	т/ч	39,256
3	Годовая выработка тепловой энергии	Гкал	17352
4	Расход тепловой энергии на собственные нужды котельной	Гкал	757
5	Отпуск тепловой энергии с коллекторов котельной	Гкал	16595
6	Потери тепловой энергии в сети, в т.ч.	Гкал	805
6.1	через тепловую изоляцию	Гкал	741
6.2	с потерями теплоносителя	Гкал	64
6.3	то же к отпуску в сеть, %	%	4,8
7	Суммарный полезный отпуск тепловой энергии потребителям, в т.ч.	Гкал	15791
7.1	Полезный отпуск тепловой энергии на отопление	Гкал	9006
7.2	Полезный отпуск тепловой энергии на вентиляцию	Гкал	133
7.3	Полезный отпуск тепловой энергии на ГВС	Гкал	6651
8	Расход условного топлива	т у.т.	2816
9	Расход натурального топлива	т н.т.	3048

6. ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Вертикальные кожухотрубчатые пароводяные теплообменники применяются на источниках теплоснабжения (ТЭС, РК) для нагрева воды до заданной температуры. Ниже приводится методика и пример теплового и конструктивного расчета вертикального кожухотрубчатого теплообменника.

6.1. Методика расчета теплообменника

Выполнить тепловой расчет и определить основные конструктивные размеры вертикального четырехходового пароводяного кожухотрубчатого теплообменника (рис. 6.1).

Пример

Исходные данные

Расход нагреваемой воды $G=3,6$ кг/с. Вода нагревается от $t_1 = 20$ °С до температуры $t_2 = 95$ °С. Вода движется внутри латунных трубок со скоростью 1,5 м/с. Теплопроводность трубок $\lambda=104,5$ Вт/(м·°С), диаметр трубок $d_2/d_1 = 14/12$ мм. Греющим теплоносителем служит насыщенный пар с давлением 1,275 атм. КПД теплообменника – 98 %.

Решение

Количество передаваемого нагреваемой воде тепла

$$Q = Gc_p(t_2 - t_1) = 8,344,187 \cdot (95 - 20) = 2620,8 \text{ кВт.}$$

Энтальпия сухого насыщенного пара и конденсата при температуре насыщения $t_s = 106,6$ °С и давлении $P_s = 1,275$ атм составляют соответственно $i'' = 2686$ кДж/кг и $i' = 447$ кДж/кг.

Расход пара на теплообменник при заданных условиях

$$G_2 = \frac{Q}{0,98 \cdot (i'' - i')} = \frac{2620,8}{0,98 \cdot (2686 - 447)} = 1,194 \text{ кг/с.}$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{t_2 - t_1}{2,31g \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2}} = \frac{95 - 20}{2,31g \frac{106,6 - 20}{106,6 - 95}} = 37,3 \text{ °С.}$$

В первом приближении задается температура стенки трубного пучка

$$t_{\text{ст}} = t_s - \frac{\Delta t_{\text{л}}}{2} = 106,6 - \frac{37,3}{2} = 87,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

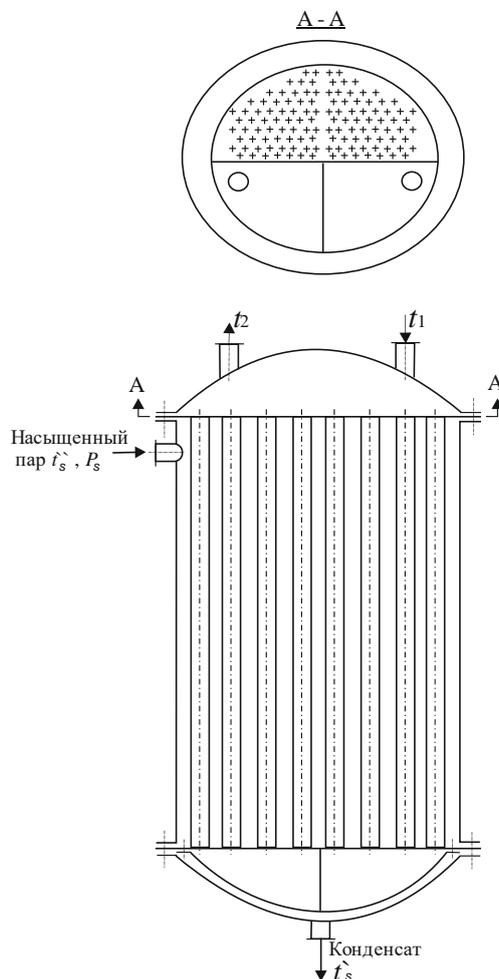


Рис. 6.1. Эскиз пароводяного вертикального кожухотрубчатого теплообменника

В первом приближении принимается высота трубного пучка $H = 2$ м.

Приведенная длина трубок $Z = \Delta t_2 \cdot H \cdot A$.

При $t_s = 106,6$ по [6] находятся константы $A = 57,61$ $1/(\text{м } ^\circ\text{C})$ и $B = 6,71 \cdot 10^{-3}$ м/Вт. Определяется режим течения пленки конденсата

$$Z = (t_s - t_{\text{ст}}) \cdot H \cdot A = (106,6 - 87,9) \cdot 2 \cdot 57,6 = 2146 < 2300.$$

Для ламинарного режима течения определяется число Re:

$$\text{Re} = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2146^{0,78} = 1508;$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Re}}{\Delta t_2 B H} = \frac{1508}{18,7 \cdot 6,71 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 6015 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Определяется коэффициент теплоотдачи к воде.

Средняя арифметическая температура воды в теплообменнике

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (20 + 95) = 57,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При этой температуре

$$\bar{v}_{\text{ж}} = 0,496 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \bar{\lambda}_{\text{ж}} = 0,656 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}); \bar{\rho}_{\text{ж}} = 984 \text{ кг}/\text{м}^3; \bar{\text{Pr}}_{\text{сж}} = 3,11;$$

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_1}{v_{\text{ж}}} = \frac{1,5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}}{0,498 \cdot 10^{-6}} = 3,62 \cdot 10^4.$$

При турбулентном режиме течения воды перепад температур по толщине стенки оценивается величиной порядка 1 °C:

$$t_{\text{сж}} = t_{\text{сп}} - 1 = 88 - 1 = 87 \text{ }^\circ\text{C}; \text{Pr}_{\text{сж}} = 2,02;$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{ж}} &= 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{сж}}} \right) = \\ &= 0,021 \cdot (3,63 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,11^{0,43} \cdot \left(\frac{3,11}{2,02} \right)^{0,25} = 169; \end{aligned}$$

$$\alpha_{1\text{ж}} = \text{Nu}_{\text{ж}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_1} = 169 \cdot \frac{0,656}{1,2 \cdot 10^{-2}} = 9255 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\text{ж}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{н}}}} = \frac{1}{\frac{1}{9255} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{104,5} + \frac{1}{6015}} = 3522 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Средняя плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{л}} = 3522 \cdot 37,3 \cdot 10^{-3} = 131,4 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

Поверхность теплообмена трубного пучка в первом приближении

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{2620}{131,4} = 19,9 \text{ м}^2.$$

Число трубок в одном ходе

$$m = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \omega \cdot \pi \cdot d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 8,34}{984 \cdot 1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,012^2} = 50.$$

Число ходов составляет 4 и всего трубок $n = 4 \cdot 50 = 200$.

Высота трубок в первом приближении

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n} = \frac{19,9}{3,14 \cdot 0,013^{-2} \cdot 200} = 2,43 \text{ м.}$$

Температура стенок трубок со стороны пара

$$t_{\text{сп}} = t_s - \frac{q}{\alpha_{2n}} = 106,6 - \frac{131,4 \cdot 10^3}{6015} = 84,7 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Температура стенок трубок со стороны воды

$$t_{\text{св}} = t_{\text{сп}} - \frac{q}{\lambda} \cdot \delta = 84,7 - \frac{131,4 \cdot 10^3}{104,5} = 83,4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Так как полученные значения величин H , $t_{\text{сп}}$ и $t_{\text{св}}$ не совпадают с принятыми, производится повторный пересчет с учетом этих расчетных значений в следующем приближении, пока не будет достигнута принятая сходимость ($< 3 \%$).

6.2. Автоматизация расчета вертикального теплообменника

Инструкция по формированию файла и пример файла с исходными данными представлены ниже.

Инструкция по формированию файла с исходными данными

1-я строка:

m[1,1] – расход нагреваемой воды, кг/с;

m[2,1] – температура воды на выходе из теплообменника, $^\circ\text{C}$;

m[3,1] – температура воды на входе в теплообменник, $^\circ\text{C}$;

m[4,1] – давление греющего пара, $\text{кг}/\text{см}^2$;

m[5,1] – длина трубного пучка в первом приближении;

m[6,1] – удельная теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг } ^\circ\text{C})$.

2-я строка:

m[1,2] ÷ m[2,2] – соответственно наружный и внутренний диаметры трубок теплообменника, м;

m[3,2] – теплопроводность металла стенок труб трубного пучка, $\text{Вт}/(\text{м } ^\circ\text{C})$;

m[4,2] – скорость воды в теплообменнике, м/с;

m[5,2] ÷ m[7,2] – верхняя граница нумерации элементов в массивах;

- 3-я строка:*
 $m[1,3] \div m[10,3]$ – массив давлений пара, кг/см^2 ;
- 4-я строка:*
 $m[1,4] \div m[10,4]$ – массив температур воды, $^{\circ}\text{C}$;
- 5-я строка:*
 $m[1,5] \div m[10,5]$ – массив температур пара, $^{\circ}\text{C}$;
- 6-я строка:*
 $m[1,6] \div m[10,6]$ – массив температур для интерполяции параметров А и В, $^{\circ}\text{C}$;
- 7-я строка:*
 $m[1,7] \div m[10,7]$ – массив параметров А;
- 8-я строка:*
 $m[1,8] \div m[10,8]$ – массив параметров В;
- 9-я строка:*
 $m[1,9] \div m[10,9]$ – массив значений вязкости воды, $\text{м}^2/\text{с}$;
- 10-я строка:*
 $m[1,10] \div m[10,10]$ – массив значений теплопроводности воды, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$;
- 11-я строка:*
 $m[1,11] \div m[10,11]$ – массив значений плотности воды, $\text{кг}/(\text{м}^3)$;
- 12-я строка:*
 $m[1,12] \div m[10,12]$ – массив чисел Прандтля воды;
- 13-я строка:*
 $m[1,13] \div m[10,13]$ – массив энтальпий воды, $\text{кДж}/\text{кг}$;
- 14-я строка:*
 $m[1,14] \div m[10,14]$ – массив энтальпий пара, $\text{кДж}/\text{кг}$;
- 15-я строка:*
 $m[1,15] \div m[10,15]$ – рабочий массив для компоновки трубного пучка;
- 16-я строка:*
 $m[1,16] \div m[10,16]$ – рабочий массив для компоновки трубного пучка.

Файл с исходными данными приведен ниже.

№ стр.	Значения величин																			
1	8.34	95	20	1.275	2.0	4.19														
2	0.014	0.012	104.5	1.5	10	20	4													
3	1.013	1.430	1.980	2.700	3.610	4.760	6.180	7.920	10.030	12.550										
4	10.	20.	30.	40.	50.	60.	70.	80.	90.	100.										
5	100.	110.	120.	130.	140.	150.	160.	170.	180.	190.										
6	60.	70.	80.	90.	100.	110.	120.	130.	140.	150.										
7	20.9	27.1	34.5	42.7	51.5	60.7	70.3	82.0	94.0	107.0										
8	3.62	4.22	4.88	5.57	6.28	6.95	7.65	8.47	9.29	10.15										
9	1.306	1.006	0.805	0.659	0.556	0.478	0.415	0.365	0.326	0.295										
10	0.574	0.599	0.618	0.635	0.648	0.659	0.668	0.674	0.680	0.683										
11	999.7	998.2	995.7	992.2	988.1	983.2	977.8	971.8	965.3	958.4										
12	9.52	7.02	5.42	4.31	3.54	2.98	2.55	2.21	1.95	1.75										
13	42.0	83.9	125.7	167.5	209.3	251.1	293.0	335.0	377.0	419.1										
14	2675.9	2691.4	2706.5	2720.7	2734.1	2746.7	2758.0	2768.9	2778.5	2786.4										
15	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517	613	721	823	931	1045			
	1165	1306	1459																	
16	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40

Выходной файл с результатами расчета

Исходные данные

```

-----
G2,   T2S2,   T2S1,   PN,   HZ,   CP2
кг/с  град С   град С   ата  м кДж/кг*град С
8.34  95.0    20.0    1.27 2.0 4.19

DN,   DBN,   ALAM,   W2,   N N20  NX
м     м      Вт/м*град С м/с   -   -   -
0.014 0.012  104.5  1.5  10  20  4
-----

```

ТФС теплоносителей

```

-----
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА           : 2686.4 кДж/кг*град С;
ЭНТАЛЬПИЯ КОНДЕНСАТА     : 446.8 кДж/кг*град С;
ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕНИЯ ПАРА : 106.6 град С;
УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ ВОДЫ      : 0.4959 м^3/кг;
ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ СТенок ТРУБ : 0.6564 Вт/м*град С;
ПЛОТНОСТЬ ВОДЫ           : 984.5 кг/м^3;
КРИТЕРИЙ ПРАНДТЛЯ        : 3.106
-----

```

Тепловой расчет методом последовательных приближений

Приближение	Гидравл. режим	К-т т/отд. по воде	К-т т/отд. по пару	К-т т/передачи	Тепловой поток
N	-	Alfaw	Alfap	K	Q
-	-	Вт/м ² *грфл С	Вт/м ² *грфл С	Вт/(м*град С)	Вт
1	1508.4	9255.7	6015.2	3522.9	131.4
2	1992.0	9163.6	5561.4	3350.0	124.9
3	2117.7	9145.1	5466.3	3312.8	123.5

Конструктивные характеристики теплообменника

Приближение	Поверхность теплообмена	Высота тр. пучка	Т-ра нар. стенки
N	F	H	tсн
-	м ²	м	град С
1	19.9	2.44	84.7
2	21.0	2.56	84.1
3	21.2	2.59	84.0

Результаты расчета теплообменника в последнем приближении

ПОВЕРХНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА - 21.2 м² ;
 РАСХОД ГРЕЮЩЕГО ПАРА - 1.194 кг/с ;
 ДЛИНА ТРУВНОГО ПУЧКА - 2.59 м ;
 ТЕМПЕР-РА НАР. СТЕНКИ - 84.0 град С ;
 N6= 7 A1= 1
 N6= 19 A1= 2
 N6= 37 A1= 3
 N6= 61 A1= 4
 N6= 91 A1= 5
 N6= 127 A1= 6
 N6= 169 A1= 7
 N6= 217 A1= 8
 N6= 271 A1= 9
 DS= 4 B1= 17 NR= 8

7. РАСЧЕТ ДРОССЕЛЬНЫХ И СМЕСИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

7.1. Дроссельные диафрагмы

Расчетный расход теплоносителя через системы теплоснабжения и отдельные теплоприемники внутри систем обеспечивается расстановкой на вводах или перед теплоприемниками автоматических регулирующих устройств или постоянных сопротивлений – дроссельных диафрагм (рис. 7.1). Диафрагмы рассчитываются на срабатывание всего избыточного напора, который определяется как разность между располагаемым напором перед системой (теплоприемником) и падением напора в системе (теплоприемнике) при расчетном расходе теплоносителя.

Дроссельные диафрагмы должны быть с диаметром отверстия не менее 2,5 мм во избежание их засорения. Если при расчетах диаметр отверстия получается менее 2,5 мм, следует устанавливать последовательно две диафрагмы с соответственно большими диаметрами отверстий. При установке двух диафрагм последовательно на одном трубопроводе расстояние между диафрагмами должно быть равным или больше десяти диаметров трубопровода.

Диаметр отверстия дроссельной диафрагмы, при его отношении к внутреннему диаметру трубы, менее 0,2 с достаточной для практики точностью определяется по формуле

$$d_o = 10 \sqrt[4]{\frac{G_p^2}{H}}, \text{ мм}, \quad (7.1)$$

где G_p – расчетный расход воды через дроссельное устройство, т/ч;
 H – напор, гасимый дроссельной диафрагмой, м.

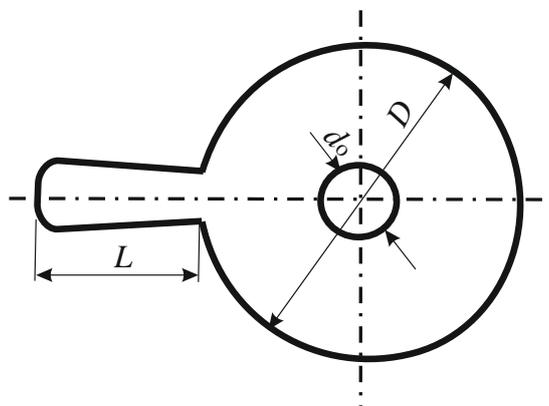


Рис. 7.1. Эскиз дроссельной диафрагмы

Основные геометрические характеристики дроссельных диафрагм приведены в табл. 7.1. Графа 5 в табл. 7.1 заполняется после выполнения расчета диафрагмы.

Таблица 7.1

Размеры дроссельных диафрагм, мм

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр диафрагмы	Длина хвостовика	Толщина диафрагмы	Диаметр отверстия диафрагмы
D_y	D	L	h	d_o
1	2	3	4	5
20	61	50	2-3	
25	71	60	2-3	
32	84	60	2-3	
40	92	65	2-3	
50	107	75	2-3	
70	127	75	2-3	
80	142	75	2-3	
100	162	90	2-3	
125	192	90	2-3	
150	217	90	3-4	
200	272	100	3-4	

7.2. Элеваторные установки

Элеваторные установки предназначены для снижения температуры перед системой отопления за счет подмеса теплоносителя из обратной линии после системы отопления к теплоносителю из подающей линии (рис. 7.2).

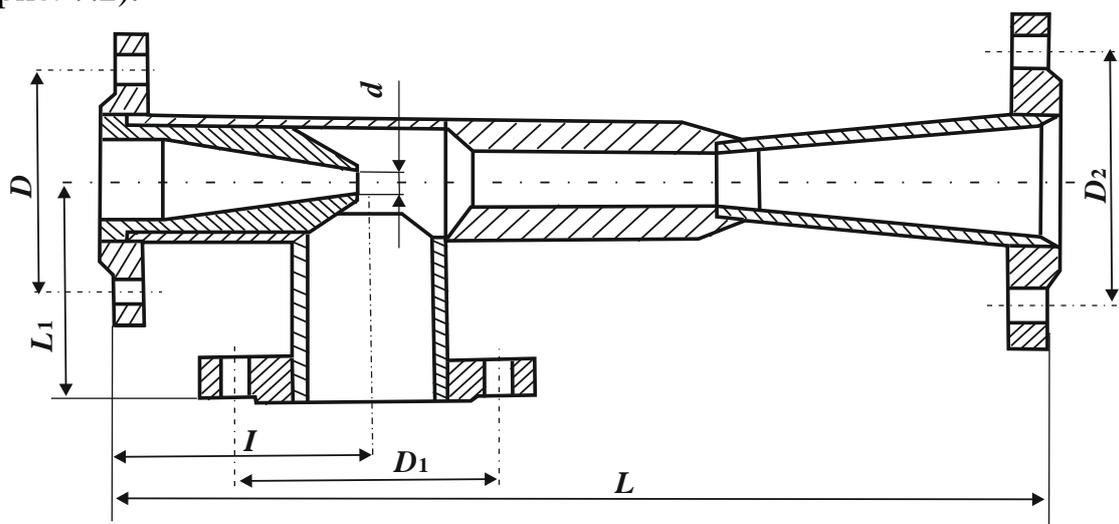


Рис. 7.2. Эскиз элеваторной установки

В табл. 7.2 приведены основные геометрические характеристики элеваторных установок для различных номеров элеваторов.

Таблица 7.2

Геометрические характеристики элеваторной установки

Размеры, мм								
№ элеватора	d	D	D_1	D_2	I	L_1	L	Масса, кг
1	3	110	125	125	90	110	425	7,31
2	4	110	125	125	90	110	425	9,5
3	5	125	160	160	135	155	626	18,66
4	5	125	160	160	135	155	626	18
5	5	125	160	160	135	155	626	17,12
6	10	160	180	180	180	175	720	27,2
7	10	160	180	180	180	175	720	34

Вид теплового узла с элеваторным смешением приведен на рис. 7.2.

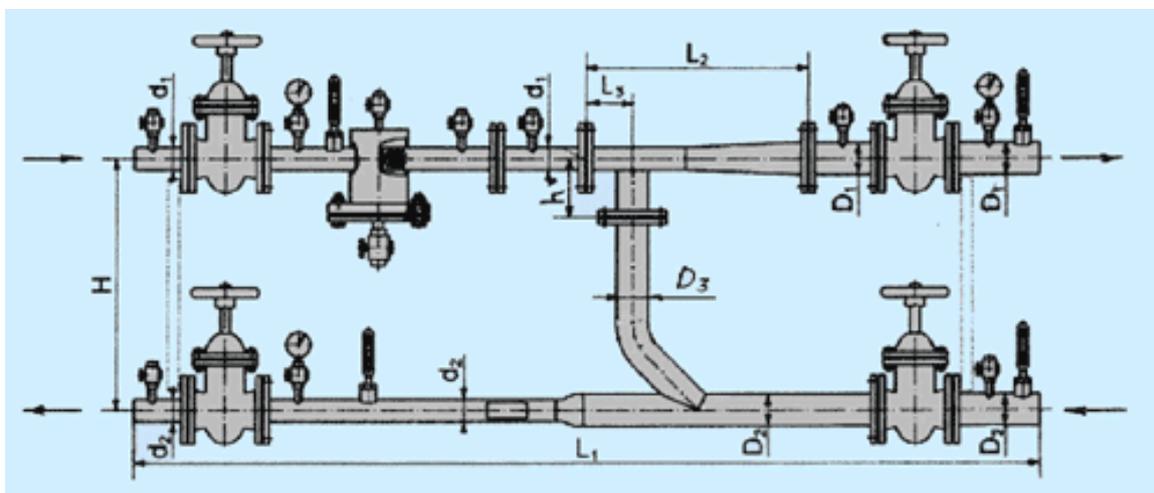


Рис. 7.2. Тепловой узел с элеваторным смешением

В табл. 7.3 приведены основные геометрические характеристики тепловых узлов с элеваторным смешением (УТЭ) для различных номеров элеваторов.

Таблица 7.3

Геометрические характеристики УТЭ, мм

Обозначение	<i>d1</i>	<i>d2</i>	<i>D1</i>	<i>D2</i>	<i>D3</i>	<i>L1</i>	<i>L2</i>	<i>L3</i>	<i>H</i>	<i>h</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
УТЭ1	50	50	50	50	50	2315+10	425	90	700+2,5	110
УТЭ2	50	50	50	50	50	2315+10	425	90	700+2,5	110
УТЭ3	50	50	80	80	80	2546+10	626	135	700+2,5	155
УТЭ4	50	50	80	80	80	2546+10	626	135	700+2,5	155
УТЭ5	50	50	80	80	80	2546+10	626	135	700+2,5	155
УТЭ6,7	80	80	100	100	100	2929+10	720	180	700+2,5	175

Разность напоров в подающем и обратном трубопроводе (располагаемый напор) перед системой теплоснабжения не должна быть меньше двух-, трехкратных гидравлических потерь в этой системе; при элеваторном присоединении отопительной системы располагаемый напор перед элеватором должен быть не менее

$$H_{\text{э}} = 1,4h (1 + u_{\text{см}}^{\text{р}})^2, \text{ м вод. ст.}, \quad (7.1)$$

где h – потери напора в системе отопления при расчетном расходе смешанной воды, м; $u_{\text{см}}^{\text{р}}$ – расчетный коэффициент смешения;

$$u_{\text{см}}^{\text{р}} = \frac{t_1 - t_{\text{см}}}{t_3 - t_2}, \quad (7.2)$$

где t_1 , t_2 , $t_{\text{см}}$ – соответственно температура воды на входе в абонентский узел, на выходе из него и после элеватора, °С.

Расчетный диаметр горловины элеватора определяется по формуле

$$d_{\text{г}} = 8,5 \sqrt[4]{\frac{G_{\text{р}}^2 (1 + u_{\text{см}}^{\text{р}})^2}{h}}, \text{ мм.} \quad (7.3)$$

По расчетному диаметру горловины подбирается номер элеватора.

Диаметр выходного сечения сопла элеватора

$$d_{\text{с}} = 9,6 \sqrt[4]{\frac{G_{\text{р}}^2}{H}}, \text{ мм,} \quad (7.4)$$

где H – располагаемый напор перед системой, м вод. ст.

Во избежание вибрации и шума, которые обычно возникают при работе элеватора под напором, в 2–3 раза превышающем требуемый напор по формуле (7.1), часть этого напора рекомендуется гасить дроссельной диафрагмой, устанавливаемой перед монтажным патрубком до элеватора.

При выборе номера элеватора по расчетному диаметру его горловины следует выбирать стандартный элеватор с меньшим ближайшим диаметром горловины, т.к. завышенный диаметр приводит к резкому снижению КПД элеватора.

Диаметр отверстия сопла следует определять с точностью до десятой доли миллиметра с округлением в меньшую сторону. Диаметр отверстия сопла элеватора во избежание засорения должен быть не менее 3 мм.

Применение ЭВМ для выполнения поверочных гидравлических расчетов значительно сократит трудозатраты и время, затраченное на выполнение расчетов. Приведенный выше алгоритм реализуется в программе для ЭВМ.

8. РАСЧЕТ ТЕПЛОПOTЕРЬ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

8.1. Методика расчета тепловых потерь

В общественных и жилых зданиях теплопотери помещений состоят из основных и добавочных. Основные определяются как сумма теплопотерь через различные ограждающие конструкции, такие как окна, стены, перекрытия, полы. Добавочные находятся как сумма расходов тепловой энергии на нагревание воздуха, который инфильтрируется сквозь неплотности в ограждающих конструкциях данного помещения.

Расчет теплопотерь помещения производится для всех ограждающих конструкций всех отапливаемых помещений. Могут не учитываться теплопотери через внутренние конструкции, при разности температуры в них с температурой соседних помещений до 3 °С.

Основные теплопотери через ограждающие конструкции рассчитываются по следующей формуле

$$Q_{\text{огр}} = F(t_{\text{вн}} - t_{\text{нв}})(1 + \Sigma\beta) / R_0, \text{ Вт}, \quad (8.1)$$

где $t_{\text{нв}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{вн}}$ – нормативная температура в помещении, °С; F – площадь защитного сооружения, м²; n – коэффициент, который учитывает положение ограждения или защитного сооружения относительно наружного воздуха; β – теплопотери добавочные (доли от основных) [7]; R_0 – сопротивление теплопередаче, м²·°С/Вт, которое определяется по справочным данным [7] либо по формуле

$$R_0 = 1/\alpha_{\text{в}} + \Sigma(\delta_i / \lambda_i) + 1/\alpha_{\text{н}} + R_{\text{в.п}}, \text{ м}^2 \cdot \text{°С} / \text{Вт}, \quad (8.2)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент тепловосприятия внутренней поверхности ограждения, Вт/(м²·°С); λ_i – расчетный коэффициент теплопроводности для материала данного слоя конструкции, Вт/(м·°С); δ_i – толщина слоя, м; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи ограждения (его наружной поверхности), Вт/(м²·°С); $R_{\text{в.п}}$ – в случае наличия в конструкции замкнутой воздушной прослойки, ее термосопротивление, м²·°С/Вт.

Коэффициенты $\alpha_{\text{н}}$ и $\alpha_{\text{в}}$ принимаются согласно табл. 8.1.

Площади ограждений для расчетов определяются, как правило, согласно строительных чертежей. Для дверей и окон сопротивление теплопередаче рассчитывается очень редко, а чаще принимается в зависимости от их конструкции [7]. Добавочные теплопотери приводятся в [7].

Таблица 8.1

Коэффициенты тепловосприятости α_v и теплоотдачи α_n

Поверхность ограждающей конструкции	α_v , Вт/(м ² ·°С)	α_n , Вт/(м ² ·°С)
Поверхность внутренняя полов, стен, гладких потолков	8,7	–
Поверхность наружная стен, бесчердачных перекрытий	-	23
Перекрытия чердачные и перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами	-	12
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов	-	6

Расход тепла на нагревание наружного инфильтрующегося воздуха в общественных и жилых зданиях для всех типов помещений определяется двумя расчетами.

Первый расчет определяет расход тепловой энергии Q_i на нагревание наружного воздуха, который поступает в i -е помещение в результате действия естественной вытяжной вентиляции.

Второй расчет определяет расход тепловой энергии Q_i на подогревание наружного воздуха, который проникает в данное помещение сквозь неплотности ограждений в результате ветрового и теплового давлений. Для расчета принимают наибольшую из величин теплопотерь определенных по уравнениям (8.3) и (8.4)

$$Q_i = 0,28 L \rho_n c (t_{вн} - t_{нв}), \text{ Вт}, \quad (8.3)$$

где L – расход удаляемого наружу из помещений воздуха, для жилых зданий принимают 3 м³/ч на 1 м² площади жилых помещений, в т.ч. и кухни, м³/ч; c – удельная теплоемкость воздуха [1 кДж/(кг °С)]; ρ_n – плотность воздуха снаружи помещения, кг/м³.

Удельный вес воздуха γ и его плотность ρ определяются как

$$\gamma = 3463 / (273 + t), \text{ Н/м}^3,$$

где t – температура воздуха, °С;

$$\rho = \gamma / g, \text{ кг/м}^3,$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Расход теплоты на подогревание воздуха, который попадает в помещение через различные неплотности ограждений в результате ветрового и теплового давлений,

$$Q_i = 0,28 G_i c (t_{\text{вн}} - t_{\text{нв}}) k, \text{ Вт}, \quad (8.4)$$

где k – коэффициент, учитывающий встречный тепловой поток, для раздельно-переpletных балконных дверей и окон принимается 0,8, для одинарных и парно-переpletных окон – 1,0; G_i – расход воздуха, инфильтрирующегося через ограждающие конструкции, кг/ч.

Для балконных дверей и окон

$$G_i = 0,216 \Sigma F_i \Delta P_i^{0,67} / R_u, \text{ кг/ч}, \quad (8.5)$$

где ΔP_i – разница давлений воздуха на внутренней $P_{\text{вн}}$ и наружной $P_{\text{н}}$ поверхностях дверей или окон, Па; ΣF_i – расчетные площади всех ограждений здания, м²; R_u – сопротивление воздухопроницанию данного ограждения [8], м²·ч/кг;

$$\Delta P_i = (H - h_i)(\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{вн}}) + 0,5 \rho_{\text{н}} V^2 (c_{e,n} - c_{e,p}) k_1 - p_{\text{int}}, \text{ Па}, \quad (8.6)$$

где H – высота здания от нулевого уровня до устья вентиляционной шахты (в бесчердачных зданиях устье обычно располагается на 1 м выше крыши, а в зданиях, имеющих чердак, на 4÷5 м выше перекрытия чердака); h_i – высота от нулевого уровня до верха балконных дверей или окон, для которых проводится расчет расхода воздуха, м; $\gamma_{\text{н}}$, $\gamma_{\text{вн}}$ – веса удельные наружного и внутреннего воздуха, Н/м³; $c_{e,p}$, $c_{e,n}$ – аэродинамические коэффициенты для подветренной и наветренной поверхностей здания соответственно. Для прямоугольных зданий $c_{e,p} = 0,6$, $c_{e,n} = 0,8$; V – скорость ветра [9], м/с; k_1 – коэффициент, который учитывает зависимость скоростного напора ветра и высоты здания; p_{int} – условно-постоянное давление воздуха, которое возникает при работе вентиляции с принудительным побуждением, Па. При расчете жилых зданий p_{int} можно не учитывать.

Для ограждений высотой до 5,0 м коэффициент k_1 равен 0,5, высотой до 10 м равен 0,65, при высоте до 20 м – 0,85, а для ограждений 20 м и выше принимается 1,1.

Общие расчетные теплопотери в помещении

$$Q_{\text{расч}} = \Sigma Q_{\text{огр}} + Q_{\text{инф}} - Q_{\text{быт}}, \text{ Вт}, \quad (8.7)$$

где $\Sigma Q_{\text{огр}}$ – суммарные потери тепла через все защитные ограждения помещения, Вт; $Q_{\text{инф}}$ – максимальный расход теплоты на нагревание инфильтрирующегося воздуха, который принят из расчетов согласно

формул (8.3) и (8.4); $Q_{\text{быт}}$ – все тепловыделения от бытовых электрических приборов, освещения, других возможных источников тепла, которые принимаются для кухонь и жилых помещений в размере 21 Вт на 1 м² расчетной площади.

8.2. Пример расчета

Рассмотрим пример расчета теплопотерь через наружные ограждения здания. Объект системы теплоснабжения 5-ти этажный жилой дом.

Геометрические характеристики наружных и внутренних ограждающих конструкций (стен, потолков, полов, перекрытий, световых проемов) показаны на рис. 8.1. Климатический район – г. Томск. Требуется рассчитать теплопотери через наружные ограждения помещений (№№ 201, 202, 501, 502) с учетом инфильтрационной составляющей.

Для выполнения расчета теплопотерь через наружные ограждения необходимо иметь строительный план и разрез жилого дома (рис. 8.1), который дает представление о геометрических характеристиках конструкций ограждений, световых проемов и служит исходной информацией для формирования файла с исходными данными.

Программа для ЭВМ составлена в соответствии с методикой расчета теплопотерь помещений с учетом инфильтрации наружного воздуха. Программа позволяет определить теплопотери отдельных помещений, групп помещений прилежащих к соответствующему наружному ограждению (стене здания) и в целом по зданию.

Ниже дается порядок формирования файла с исходными данными.

Инструкция по формированию файла с исходными данными

1-я строка – (m[1,1],...,m[9,1]):

m[1,1] – расчетная температура для проектирования вентиляции, К;

m[2,1] – расчетная температура для проектирования отопления, К;

m[3,1] – высота устья вентиляционной шахты над уровнем земли, м;

m[4,1] – ключ, определяющий тип здания (0 – общественное; 1 – жилое);

m[5,1] – коэффициент, учитывающий несовпадение по времени скорости ветра и температуры наружного воздуха;

m[6,1] – расчетная скорость ветра для холодного периода для соответствующего климатического района, м/с;

m[7,1] – площадь пола, м²;

m[8,1] – средняя температура в помещениях, К;

m[9,1] – нормативный воздухообмен, м³/(ч м²).

2-я строка – (m[1,2],...,m[8,2]):
 m[1,2] – порядковый номер объекта;
 m[2,2] – ключ, определяющий тип наружных ограждений (1 – стена; 2 – окно с отдельным переплетом; 3 – окно со спаренным переплетом; 4 – другие типы ограждений);
 m[3,2] – высота центра рассматриваемого элемента ограждения, м;
 m[4,2] – расчетная внутренняя температура воздуха в помещении, К;
 m[5,2] – площадь ограждающей конструкции, м²;
 m[6,2] – коэффициент теплопередачи K ограждающей конструкции, Вт/(м²·К), [ккал/(ч·м²·К)];
 m[7,2] – коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери (надбавку на стороны света, наличие в помещениях двух и более наружных стен и т.д.);
 m[8,2] – общее сопротивление воздухопроницанию, м²·ч·Па/кг.

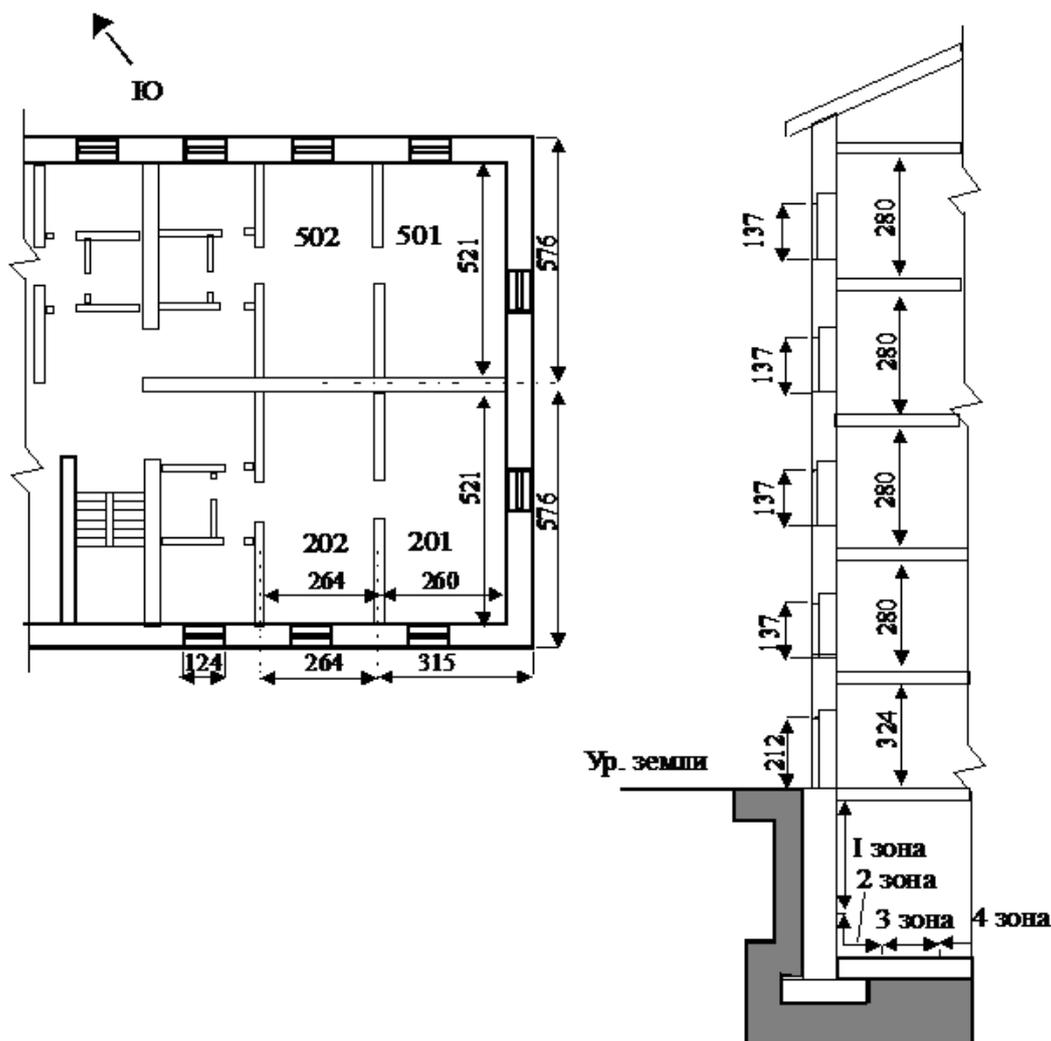


Рис. 8.1. Строительный план и разрез жилого дома

Третья и все последующие строки заполняются в той же последовательности, что и вторая строка. В последнюю строку файла ($m[1, n]$) заносится ключ, имеющий значение (-2) , который указывает на конец файла с исходной информацией.

Для систематизации исходной информации целесообразно представить ее в виде таблицы (табл. 8.2), на основании которой заполняется файл с исходными данными.

Таблица 8.2

Подготовка данных для формирования входного файла

№ п/п	Наименование	Тип ограждения	Температура наружного воздуха t_b	Площадь ограждения F	Коэффициент теплопередачи K	Поправочный коэффициент n	Сопротивление воздухопроницанию R
-	-		К	м ²	Вт/(м ² °С)	-	м ² ч Па/кг
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Жилая комната	НС ЮЗ	292	8.8	1.22	1.05	755.0
2	(N 201)	НС ЮВ		16.1	1.22	1.10	755.0
3		ДО ЮЗ		1.7	3.14	1.05	1.33
4		ДО ЮВ		1.7	3.14	1.10	1.33
5	Жилая комната	НС ЮЗ	291	7.4	1.22	1.05	755.0
6	(N 202)	ДО ЮЗ		1.7	3.14	1.05	1.33
7	Жилая комната	НС СВ	293	9.25	1.22	1.15	755.0
8	(N 501)	НС ЮВ		16.9	1.22	1.10	755.0
9		ДО СВ		1.7	3.14	1.15	1.33
10		ДО ЮВ		1.7	3.14	1.10	1.33
11		ПТ		13.6	0.77	0.90	20000
12	Жилая комната	НС СВ	292	7.75	1.22	1.15	755.0
13	(N 502)	ДО СВ		1.70	3.14	1.15	1.33
14		ПТ		13.7	0.77	0.90	20000

Примечание. НС – наружные стены; ДО – двойное остекление; ЮЗ – Юго-Запад; ПТ – потолок.

Варианты с исходными данными для расчета тепловых потерь через наружные ограждения приводятся в прил. 5.

Ниже приводится файл с исходной информацией для рассматриваемого примера (табл. 8.3).

Таблица 8.3

Файл с исходными данными

263	248	15	0	0.6	5.2	27.3	291	3
1	1	5.0	291		8.8	1.22	1.05	755.0
2	1	5.0	291		16.1	1.22	1.10	755.0
3	2	5.0	291		1.7	3.14	1.05	1.33
4	2	5.0	291		1.7	3.14	1.10	1.33
5	1	5.0	291		7.4	1.22	1.05	755.0
6	2	5.0	291		1.7	3.14	1.05	1.33
7	1	13.6	291		9.25	1.22	1.15	755.0
8	1	13.6	291		16.9	1.22	1.10	755.0
9	2	13.6	291		1.7	3.14	1.15	1.33
10	2	13.6	291		1.7	3.14	1.10	1.33
11	4	15.0	291		13.6	0.77	0.90	20000
12	1	13.6	291		7.75	1.22	1.15	755.0
13	2	13.6	291		1.7	3.14	1.15	1.33
14	4	15.0	291		13.7	0.77	0.90	20000
-2								

В файле с результатами расчета (табл. 8.4) содержатся сведения о характеристиках ограждающих конструкций (графы 1–6) об основных (графа 7) и инфильтрационных тепловых потерях (графа 8).

В табл. 8.4 с результатами расчета содержатся следующие сведения:

Графа 0 – порядковый номер ограждения.

Графа 1 – высота расположения центра ограждения, м.

Графа 2 – температура воздуха внутри помещения, К.

Графа 3 – поверхность элемента конструкции, м².

Графа 4 – коэффициент теплопередачи, Вт м²/К.

Графа 5 – поправочный коэффициент к основным теплопотерям.

Графа 6 – сопротивление воздухопроницанию, м²·ч·Па/кг.

Графа 7 – основные теплопотери с учетом поправочных коэффициентов, Вт.

Графа 8 – инфильтрационные теплопотери, Вт.

Таблица 8.4

Файл с результатами расчета теплопотерь
через наружные ограждения помещений жилого дома

*** Жилой дом ***

ТА = 263.0 К; ТВ = 248.0 К; НН = 15.0 м; ТИР = 0; tp = 291 К; Lob = 3.0 м³(ч·м²)

№ п/п	H _{гт} м	T _в К	F м ²	K Вт/(м ² К)	Π1 -	R _о м ² ч Па /кг	Q _{о-Π1} Вт	Q _и Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	5.0	291.0	8.8	1.220	1.05	755.0	484.7	0.0
2	5.0	291.0	16.1	1.220	1.10	755.0	929.1	0.0
3	5.0	291.0	1.7	3.140	1.05	1.3	241.0	19.2
4	5.0	291.0	1.0	7.000	3.14	1.1	945.1	13.6
5	5.0	291.0	7.4	1.220	1.05	755.3	407.6	0.0
6	5.0	291.0	1.7	3.140	1.05	1.3	241.0	19.2
7	13.6	291.0	9.3	1.220	1.15	755.0	558.0	0.0
8	13.6	291.0	16.9	1.220	1.10	755.0	975.2	0.0
9	13.6	291.0	1.7	3.140	1.15	1.3	264.0	26.0
10	13.6	291.0	1.7	3.140	1.10	1.3	252.5	26.0
11	15.0	291.0	13.6	0.770	0.90	20000.0	405.3	0.0
12	13.6	291.0	7.8	1.220	1.15	755.0	467.5	0.0
13	13.6	291.0	1.7	3.140	1.15	1.3	264.0	26.0
14	15.0	291.0	13.7	0.770	0.90	20000.0	408.2	0.0

Теплопотери от инфильтрации: 130.0 Вт (111.8 ккал/ч); теплопотери от естественной вытяжки: 778.9 Вт (669.9 ккал/ч); внутренние тепловыделения: 546.0 Вт (469.6 ккал/ч).

Суммарные теплопотери по объекту

*** Помещения №№ 201, 202, 501, 502 жилого дома ***

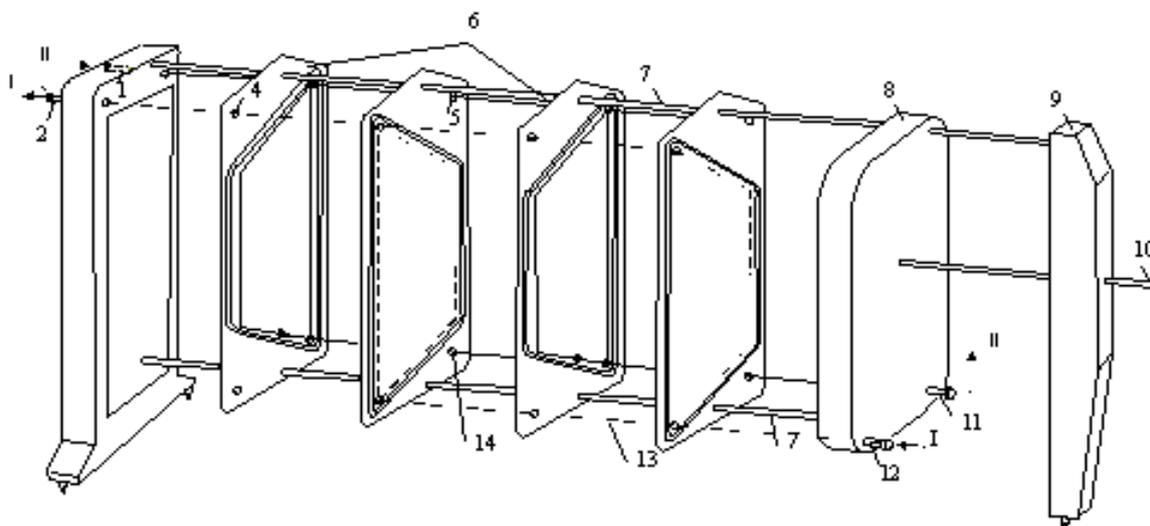
$$Q(\text{основн}) + Q(\text{инф.}) - Q(\text{тв}) = 6843 + 778.9 - 546.0 = \\ = 7076,2 \text{ Вт} = 0.007076 \text{ МВт} = 0.006086 \text{ Гкал/ч.}$$

9. ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

9.1. Описание принципа действия пластинчатых теплообменников

Поверхностью теплообмена в этих теплообменниках являются гофрированные параллельные пластины, с помощью которых создается система узких каналов (рис. 9.1) шириной $3\div 6$ мм с волнистыми стенками. Скорость движения жидкости в таких каналах значительна ($1\div 3$ м/с), поэтому коэффициенты теплопередачи в пластинчатых теплообменниках достигают больших значений – до $3000\div 4000$ Вт/(м² К) – при сравнительно невысоких гидравлических сопротивлениях.

На рис. 9.1, *а*, схематично показано движение теплоносителя I пунктирными линиями, а теплоносителя II – сплошными. Теплоноситель I поступает через штуцер 12, движется по нечетным каналам (считая справа налево) и уходит через штуцер 2. Пакет пластин зажимается между неподвижной головной плитой 3 и подвижной головной плитой 8. На рис. 9.1, *б*, также схематично показано взаимное движение теплоносителей I и II между пластинами.



а

Рис. 9.1. Пластинчатый теплообменник и его элементы (начало): *а* – монтажная схема однопоточного аппарата: 1, 11 – штуцера ввода и вывода теплоносителя II; 2, 12 – штуцера вывода и ввода теплоносителя I; 3 – неподвижная плита; 4, 13 – каналы для движения теплоносителя I (пунктирная линия); 5, 14 – каналы для движения теплоносителя II; 6 – четные пластины, считая, слева направо (остальные пластины нечетные), обтекаемые теплоносителем I справа и теплоносителем II слева; 7 – направляющие стержни; 8 – подвижная плита; 9 – неподвижная стойка; 10 – стяжное винтовое устройство

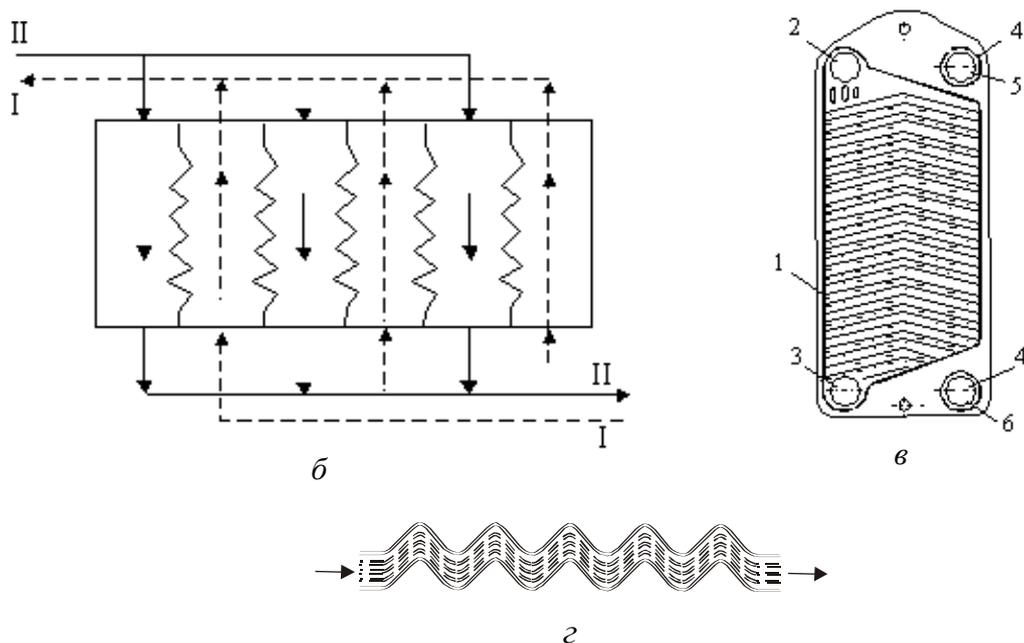


Рис. 9.1. Пластинчатый теплообменник и его элементы (окончание): *б* – схема движения теплоносителя I и II в однопоточном (одноходовом) теплообменнике; *в* – устройство одного из типов пластин: 1 – прокладка, ограничивающая пространство между пластинами, по которому движется теплоноситель I (снизу вверх); 2, 3 – отверстия для прохода этого теплоносителя; 4 – две малые кольцевые прокладки, уплотняющие отверстия 5 и 6, через которые проходит теплоноситель II; *г* – характер потока жидкости в пространстве между двумя соседними гофрированными пластинами

Пластинчатые теплообменники достаточно просты в изготовлении, их легко разбирать и ремонтировать. Однако герметизация пластин представляет серьезную проблему. По этой же причине их применение при высоких давлениях затруднительно.

9.2. Характеристики пластинчатых водоподогревателей

В соответствии с каталогом ЦИНТИхимнефтемаш выпускаются теплообменники пластинчатые для теплоснабжения следующих типов: полуразборные (РС) с пластинами типа 0,5Пр и разборные (Р) с пластинами типа 0,3р и 0,6р.

Технические характеристики указанных пластин и основные параметры теплообменников, собираемых из этих пластин, приведены в табл. 9.1, 9.2.

Допускаемые температуры теплоносителей определяются термостойкостью резиновых прокладок. Для теплообменников, используемых в системах теплоснабжения, обязательным является применение прокладок из термостойкой резины.

Таблица 9.1

Техническая характеристика пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
1	2	3	4
Габариты (длина × ширина × толщина), мм	1370×300×1	1375×600×1	1380×650×1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65(80)	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты:			
А	0,368	0,492	0,492
Б	4,5	3,0	3,0

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата: первые буквы обозначают тип аппарата – теплообменник Р (РС) разборный (полусварной), следующее обозначение – тип пластины, цифры после тире – толщина пластины, далее – площадь поверхности теплообмена аппарата (м²), затем – конструктивное исполнение (в соответствии с табл. 9.2), марка материала пластины и марка материала прокладки. После условного обозначения приводится схема компоновки пластин.

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник Р 0,6р-0,8-16-1К-01 – теплообменник разборный (Р) с пластинками типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, площадью поверхности теплообмена 16 м², на консольной раме, в коррозион-

но-стойком исполнении, материал пластин и патрубков – сталь 12Х18Н10Т; материал прокладки – теплостойкая резина 359; схема компоновки:

$$c \times \frac{5+5+5}{6+5+5},$$

что означает: над чертой – число каналов в каждом ходе для греющей воды, под чертой – то же для нагреваемой воды.

Дополнительный канал со стороны хода нагреваемой воды предназначен для охлаждения плиты и уменьшения теплотерь.

Из рассматриваемых трех теплообменников наиболее целесообразно применение теплообменников РС 0,5Пр, поскольку эти теплообменники надежно работают при рабочем давлении до 1,6 МПа (16 кгс/см²).

Пластины попарно сварены по контуру, образуя блок. Между двумя сваренными пластинами имеется закрытый (сварной) канал для греющей воды. Разборные каналы допускают давление в них до 1 МПа (10 кгс/см²).

Таблица 9.2

Техническая характеристика и основные параметры
пластинчатых теплообменных аппаратов

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Тип аппарата	Разборный		Полуразборный
Расход теплоносителя (не более), м ³ /ч	50	200	200
Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м ² , и исполнение на раме: консольной (исполнение 1)	От 3 до 10	От 10 до 25	–
Двухпорный (исполнение 2)	От 12,5 до 25	От 31,5 до 160	От 31,5 до 140
Трехпорный с промежуточной плитой (исполнение 3)	–	от 200 до 300	от 160 до 320
Расчетное давление, МПа (кгс/см ²)	1(10)	1(10)	1,6(16); 2,5(25)

Теплообменники типа Р 0,3р могут применяться в системах теплоснабжения при отсутствии теплообменников типа РС 0,5Пр и парамет-

рах теплоносителей до 1,0 МПа (до 10 кгс/см²), до 150 °С и перепаде давлений между теплоносителями не более 0,5 МПа (5 кгс/см²).

Применение теплообменников типа Р 0,6р (титан) в системах теплоснабжения ограничено и допустимо только при отсутствии теплообменников РС 0,5Пр и Р 0,3р при параметрах теплоносителей не более 0,6 МПа (6 кгс/см²), до 150 °С и перепаде давлений теплоносителей не более 0,3 МПа (3 кгс/см²).

9.3. Пример теплового и конструктивного расчета пластинчатого теплообменника

Пример 9.1

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку пластинчатого теплообменника для системы горячего водоснабжения. Основные сведения и методика расчета пластинчатого теплообменника излагаются в [10].

Исходные данные:

Система горячего водоснабжения центрального теплового пункта на 1516 условных квартир (заселенность – 3,5 чел. на квартиру) оборудована пластинчатыми водоподогревателями, присоединенными к тепловой сети по двухступенчатой смешанной схеме.

Система отопления присоединена к тепловым сетям по зависимой схеме с автоматическим регулированием подачи теплоты:

1. Регулирование отпуска теплоты в системе централизованного теплоснабжения принято центральное, качественное по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

2. Температура теплоносителя (греющей воды) в тепловой сети, в соответствии с принятым для данной системы теплоснабжения графиком изменения температуры воды, в зависимости от температуры наружного воздуха принята:

- при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_0^p = -26$ °С:

- в подающем трубопроводе $\tau_1 = 150$ °С;

- в обратном трубопроводе $\tau_2 = 70$ °С;

- в точке излома графика температуры $t'_н = -2,3$ °С:

- в подающем трубопроводе $\tau'_1 = 80$ °С;

- в обратном трубопроводе $\tau'_2 = 42$ °С.

3. Температура холодной водопроводной (нагреваемой) воды, поступающей в водоподогреватель I-й ступени, $t_c = 2$ °С (по данным эксплуатации).

4. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения на выходе из II-й ступени водоподогревателя, $t_h = 60^\circ\text{C}$.

5. Максимальный тепловой поток на отопление потребителей, присоединенных к ЦТП, $Q_o^p = 5,82 \cdot 10^6$ Вт.

6. Расчетная тепловая производительность водоводяных подогревателей $Q_{ГВС}^p = 4,57 \cdot 10^6$ Вт.

7. Максимальный расчетный секундный расход воды на горячее водоснабжение $g_r = 21,6$ л/с.

Решение:

1. Максимальный расход сетевой воды на отопление

$$G_o^p = \frac{3,6 \cdot Q_o^p}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,6 \cdot 5,82 \cdot 10^6}{4,2(150 - 70)} = 62,5 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

2. Максимальный расход греющей воды на горячее водоснабжение

$$G_{ГВС}^{\max} = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot Q_{ГВС}^{\max}}{c(\tau'_1 - \tau'_2)} = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot 4,57 \cdot 10^6}{4,2(80 - 42)} = 57 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

3. Для ограничения максимального расхода сетевой воды на ЦТП в качестве расчетного принимается больший из двух расходов, полученных по пп. 1 и 2:

$$G_{ЦТП} = G_o^p = 62,5 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

4. Максимальный расход нагреваемой воды через I-ю и II-ю ступени водоподогревателя

$$G_{ГВС}^{\max} = \frac{3,6 \cdot Q_{ГВС}^{\max}}{c(t_r - t_x)} = \frac{3,6 \cdot 4,57 \cdot 10^6}{4,2(60 - 2)} = 68 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

5. Проверяем соотношение ходов в теплообменнике I-й ступени по формуле, принимая $\Delta P_H = 100$ кПа и $\Delta P_{ГР} = 40$ кПа:

$$\begin{aligned} \frac{X_1}{X_2} &= \left(\frac{G_r}{G_{ГВС}} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{ГР}}{\Delta P_H} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{ср}^H}{1000 - t_{ср}^{ГР}} = \\ &= \left(\frac{68 \cdot 10^3}{62,5 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 19,5}{1000 - 36} = 0,77. \end{aligned}$$

Соотношение ходов не превышает двух, следовательно, принимается симметричная компоновка теплообменника.

6. По оптимальной скорости нагреваемой воды определяем требуемое число каналов:

$$m_H = \frac{G_{\Gamma}^{\max}}{W_{\text{опт}} \cdot f_k \cdot \rho \cdot 3600} = \frac{68 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 19,3.$$

7. Общее живое сечение каналов в пакете (m_H принимается равным 20)

$$f_{\Gamma p} = f_H = m_H f_k = 20 \cdot 0,00245 = 0,049 \text{ м}^2.$$

8. Фактические скорости греющей и нагреваемой воды:

$$W^{\Gamma p} = \frac{G_{\Gamma BC}}{3600 \cdot f_{\Gamma p} \cdot \rho} = \frac{62,5 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,049 \cdot 10^3} = 0,35 \text{ м/с};$$

$$W^H = \frac{G_{\Gamma}^{\max}}{3600 \cdot f_H \cdot \rho} = \frac{68 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,049 \cdot 10^3} = 0,385 \text{ м/с}.$$

9. Расчет водоподогревателя I-й ступени:

9.1. Температура нагреваемой воды за водоподогревателем I-й ступени

$$t_{\Gamma}^I = \tau_1' - 5 = 42 - 5 = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

9.2. Расчетная производительность водоподогревателя I-й ступени

$$Q_{\Gamma}^{\text{пI}} = G_{\Gamma}^{\max} (t_{\Gamma}^{\text{пI}} - t_x) \cdot \left(\frac{c}{3,6} \right) = 68 \cdot 10^3 \cdot (37 - 2) \cdot \left(\frac{4,2}{3,6} \right) = 2,76 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

9.3. Расчетная производительность водоподогревателя II-й ступени

$$Q_{\Gamma}^{\text{пII}} = Q_{\Gamma}^{\text{п}} - Q_{\Gamma}^{\text{пI}} = 4,57 \cdot 10^6 - 2,76 \cdot 10^6 = 1,81 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

9.4. Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя II-й ступени τ_2^{II} и на входе в водоподогреватель I-й ступени τ_1^{I}

$$\tau_2^{\text{II}} = \tau_1^{\text{I}} = \tau_1' - \frac{3,6 \cdot Q_{\Gamma BC}^{\text{пII}}}{c \cdot G_0^p} = 80 - \frac{3,6 \cdot 1,81 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

9.5. Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя I-й ступени

$$\tau_2^{\text{I}} = \tau_1' - \frac{3,6 \cdot Q_{\Gamma BC}^{\text{п}}}{c \cdot G_0^p} = 80 - \frac{3,6 \cdot 4,47 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 17 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

9.6. Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для I-й ступени водоподогревателя

$$\Delta t_{\text{cp}}^{\text{I}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(55 - 37) - (17 - 2)}{2,3 \lg \frac{18}{15}} = 16,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

9.7. Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины $A = 0,492$ [см. табл. 9.1]

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,16 \cdot A \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{\text{cp}}^{\text{гр}} - 0,63 \cdot \left(t_{\text{cp}}^{\text{гр}} \right)^2 \right] \cdot W_{\text{гр}}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot \left[2300 + 283 \cdot 36 - 0,63 \cdot (36)^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 8590 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \end{aligned}$$

9.8. Коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к нагреваемой воде

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 1,16 \cdot A \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{\text{cp}}^{\text{н}} - 0,63 \cdot \left(t_{\text{cp}}^{\text{н}} \right)^2 \right] \cdot W_{\text{н}}^{0,73} = 1,16 \cdot 0,492 \times \\ &\times \left[23000 + 283 \cdot 19,5 - 0,63 \cdot 19,5^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 8037 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \end{aligned}$$

9.9. Коэффициент теплопередачи первой ступени K^1 при $\beta = 0,8$,

$$K^1 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{8590} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8037}} = 2638 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

9.10. Требуемая поверхность нагрева водоподогревателя I-й ступени

$$F_{\text{гр}}^1 = \frac{Q_{\text{гр}}^{\text{пл}}}{K^1 \Delta t_{\text{cp}}^{\text{I}}} = \frac{2,76 \cdot 10^6}{2638 \cdot 16,5} = 63,4 \text{ м}^2.$$

9.11. Количество ходов водоподогревателя I-й ступени

$$X = \frac{F_{\text{гр}} + f_{\text{пл}}}{2 \cdot m \cdot f_{\text{пл}}} = \frac{63,4 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 2,67.$$

Принимается три хода.

9.12. Действительная поверхность нагрева I-й ступени

$$F^1 = (2 \cdot m \cdot X - 1) \cdot f_{\text{пл}} = (2 \cdot 20 \cdot 3 - 1) \cdot 0,6 = 71,4 \text{ м}^2.$$

9.13. Потери давления I-й ступени водоподогревателя по *греющей* воде, принимая коэффициент, учитывающий накипеобразование $\varphi = 1$ и $B = 3$ (см. табл. 9.1),

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{гр}} &= \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{\text{гр}}) \cdot W_{\text{гр}}^{1,75} \cdot X = \\ &= 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 36) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 3 = 43,2 \text{ кПа.}\end{aligned}$$

10. Расчет водоподогревателя II-й ступени.

10.1. Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для II-й ступени водоподогревателя

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{II}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(80 - 60) - (55 - 37)}{2,3 \lg \frac{20}{18}} = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

10.2. Коэффициент теплоотдачи от *греющей* воды к стенке пластины

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 1,16 \cdot 0,492 \left(23000 + 283 \cdot 67,5 - 0,63 \cdot 67,5^2 \right) \times \\ &\times 0,35^{0,73} = 10412 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).\end{aligned}$$

10.3. Коэффициент тепловосприятия от пластины к нагреваемой воде

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 1,16 \cdot 0,492 \left(23000 + 283 \cdot 48,5 - 0,63 \cdot 48,5^2 \right) \times \\ &\times 0,35^{0,73} = 10017 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).\end{aligned}$$

10.4. Коэффициент теплопередачи второй ступени K^2 , при $\beta = 0,8$,

$$K^2 = \frac{0,8}{\frac{1}{10412} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{10017}} = 3096 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

10.5. Требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II-й ступени

$$F_{\text{гр}}^2 = \frac{1,81 \cdot 10^6}{3096 \cdot 19} = 30,8 \text{ м}^2.$$

10.6. Количество ходов водоподогревателя II-й ступени

$$X = \frac{30,8 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 1,31.$$

Принимается два хода:

10.7. Действительная поверхность нагрева II-й ступени

$$F^{\text{II}} = (2 \cdot 20 \cdot 2 - 1) \cdot 0,6 = 47,4 \text{ м}^2.$$

10.8. Потери давления II-й ступени по греющей воде

$$\Delta P_{\text{гр}}^{\text{II}} = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 67,5) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 2 = 26,4 \text{ кПа}.$$

10.9. Потери давления обеих ступеней водоподогревателя по нагреваемой воде, принимая $\varphi = 1,5$, при прохождении максимального секундного расхода воды 21,6 л/с на горячее водоснабжение,

$$\Delta P_{\text{н}}^{\text{I+II}} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 31) \cdot \left[21,6 \cdot 10^{-3} / 0,049 \right]^{1,75} \cdot 5 = 164 \text{ кПа}.$$

В результате расчета в качестве водоподогревателя горячего водоснабжения принимаем два теплообменника (I-й и II-й ступени) разборной конструкции (P) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, из стали 12Х18Н10Т (исполнение 01), на двухопорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины марки 359 (условное обозначение – 10). Поверхность нагрева I-й ступени – 71,4 м², II-й ступени – 47,4 м². Схема I-й ступени –

$$C_X = \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

схема компоновки II-й ступени –

$$C_X = \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

Условное обозначение теплообменников, указываемое в бланке заказов, будет:

I-я ступень: P0,6р-0,8-71,4-2К-01-10

$$C_X = \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

II-я ступень: P0,6р-0,8-47,4-2К-01-10

$$C_X = \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

9.4. Автоматизация расчета пластинчатого теплообменника

Система отопления присоединена к тепловым сетям по зависимой схеме с автоматическим регулированием подачи теплоты (рис. 9.2).

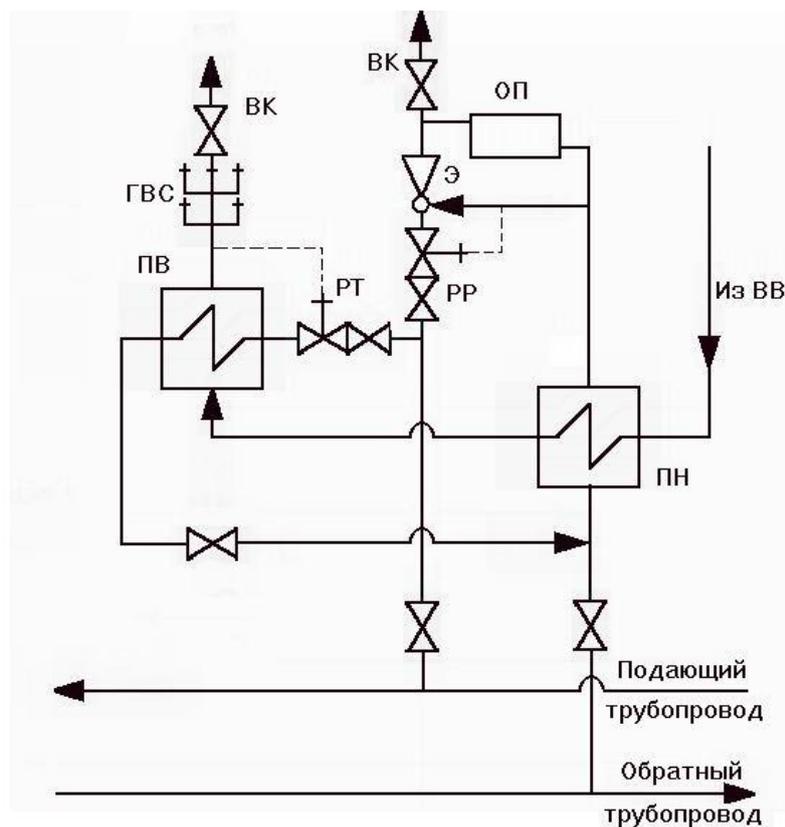


Рис. 9.2. Двухступенчатая смешанная схема подключения подогревателей ГВС

Инструкция по формированию файла с исходными данными

1-я – строка:

$m[1,1]$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления t_0 , °C;

$m[1,2]$ – расчетная температура воды в подающем трубопроводе τ_1 , °C;

$m[1,3]$ – расчетная температура воды в обратном трубопроводе τ_2 , °C;

$m[1,4]$ – температура наружного воздуха в точке излома графика температур сетевой воды $t_{ни}$, °C;

$m[1,5]$ – температура воды в точке излома в подающем трубопроводе $\tau_{1и}$, °C;

$m[1,6]$ – температура в точке излома в обратном трубопроводе $\tau_{2и}$, °C;

2-я – строка:

m[2,1] – температура холодной водопроводной воды в отопительный период, поступающей в подогреватель 1-й ступени t_c , С;

m[2,2] – температура горячей воды, поступающей в систему горячего водоснабжения на выходе из 2-й ступени водоподогревателя t_h , С°;

m[2,3] – максимальный тепловой поток Q_o^{\max} на отопление потребителей, присоединенных к ЦТП, Вт;

m[2,4] – расчетная тепловая производительность водоподогревателей Q_o^{sp} , Вт;

m[2,5] – максимальный расчетный секундный расход воды на ГВС g_h , л/с.

Варианты с исходными данными для расчета приводятся в прил. 7.

Ниже приводятся примеры файлов с исходными данными и результатами расчета теплообменников ГВС

Файл с исходными данными

```
-26 150 70 -2.3 80 42  
2 60 5.82e6 4.57e6 21.6
```

Файл с результатами расчета

```
-----  
:Водоподогреватель 1-ой ступени :  
-----  
:Расчетная производительность Qh1 Вт 2757759 :  
:Температура нагреваемой воды на входе tc 2.0 :  
:Температура нагреваемой воды на выходе th1 37.00 :  
:Температура греющей воды на входе tau22 55.09 :  
:Температура греющей воды на выходе tau21 17.18 :  
:Количество ходов X1,шт 3 :  
:Поверхность нагрева F1,м^2 71.40 :  
:Потери давления по греющей воде dP1,кПа 43.92 :  
-----  
:Водоподогреватель 2-й ступени :  
-----  
:Расчетная производительность Qh2,Вт 1812241 :  
:Температура нагреваемой воды на входе th1 37.00 :  
:Температура нагреваемой воды на выходе th 60.0 :  
:Температура греющей воды на входе tau1p1 80.0 :  
:Температура греющей воды на выходе tau22 55.09 :  
:Количество ходов X2,шт 2 :  
:Поверхность нагрева F2,м^2 47.40 :  
:Потери давления по греющей воде dP2,кПа 26.83 :  
-----  
Потери давления обеих ступеней :  
подогревателя по нагреваемой воде dPn,кПа 163.76 :  
-----  
Потери давления обеих ступеней :  
подогревателя по греющей воде dPh,кПа 70.75 :  
-----
```

ЛИТЕРАТУРА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973.
2. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
3. Ляликов Б.А. Источники и системы теплоснабжения промышленных предприятий: учеб. пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2005.
4. Ляликов Б.А. Источники и системы теплоснабжения промышленных предприятий. Ч. II: учеб. пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006.
5. Манюк В.И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский. – М.: Стройиздат, 1988.
6. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975.
7. Отопление и теплоснабжение: справочник по теплоснабжению и вентиляции/ Р.В. Щекин, С.М. Корневский и др. – Киев: Будивельник, 1968.
8. СНиП II-3-79*. Строительная теплотехника. – М.: Госстрой России, 1979.
9. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М.: Госстрой России, 2000.
10. Ляликов Б.А. Основы инженерного проектирования элементов теплоэнергетических систем: учеб. пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2005.

Соотношение между применяемыми единицами

Работа, энергия, количество тепла

$$1 \text{ кДж} = 1 \text{ кВт}\cdot\text{с} = 1/3600 \text{ кВт}\cdot\text{ч} = 0,27778 \text{ кВт}\cdot\text{ч} = 0,238846 \text{ ккал} = \\ = 101,972 \text{ кгс}\cdot\text{м};$$

$$1 \text{ кВт}\cdot\text{ч} = 3600 \text{ кДж} = 859,845 \text{ ккал} = 367098 \text{ кгс}\cdot\text{м};$$

$$1 \text{ ккал} = 10^{-6} \text{ Гкал} = 10^{-3} \text{ Мкал} = 4,1868 \text{ кДж} = 426,935 \text{ кгс}\cdot\text{м};$$

$$1 \text{ кгс}\cdot\text{м} = 9,80665 \text{ Дж} = 2,34228 \text{ кал} = 2,72407 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}\cdot\text{ч}.$$

Мощность

$$1 \text{ кВт} = 102 \text{ кгс}\cdot\text{м}/\text{с} = 860 \text{ ккал}/\text{ч} = 0,239 \text{ ккал}/\text{с};$$

$$1 \text{ кгс}\cdot\text{м}/\text{с} = 9,81 \text{ Вт}.$$

Давление (механическое напряжение)

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н}/\text{м}^2 = 0,102 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 10,2 \cdot 10^{-6} \text{ кгс}/\text{см}^2 \text{ (ат)} = \\ = 102 \cdot 10^{-9} \text{ кгс}/\text{мм}^2 = 10^{-5} \text{ бар} = 0,102 \text{ мм вод. ст.} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.};$$

$$1 \text{ кПа} = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ ат}; 1 \text{ МПа} = 10,2 \text{ ат};$$

$$1 \text{ кгс}/\text{см}^2 \text{ (ат)} = 98,1 \cdot 10^3 \text{ Па} = 0,0981 \text{ МПа} = 0,981 \text{ бар} = 10^4 \text{ мм вод. ст.} = \\ = 735,6 \text{ мм рт. ст.}$$

Удельная массовая теплоемкость, удельная энтропия

$$1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) = 0,239 \text{ ккал}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$1 \text{ ккал}/(\text{кг}\cdot\text{К}) = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи

$$1 \text{ кДж}/(\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{ч}) = 0,239 \text{ ккал}/(\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{ч});$$

$$1 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}) = 860 \text{ ккал}/(\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{ч});$$

$$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{ч}) = 4,187 \text{ кДж}/(\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{ч}) = 1/860 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}) = \\ = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К});$$

$$1 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}) = 3,6 \text{ кДж}/(\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{ч}).$$

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ЗАДАНИЕ на курсовое проектирование по теме «Поверочный расчет парового котла»

Студенту _____ группы _____
Тема проекта: _____

Исходные данные:

1. Вид топлива _____
2. Рабочая низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг _____
3. Потери от химического недожога топлива, % _____
4. Потери от механического недожога топлива, % _____
5. Потери в окружающую среду, % _____
6. Температура уходящих газов, °С _____
7. Номинальная паропроизводительность котла, т/ч _____
8. Расчетная паропроизводительность котла, т/ч _____

I. Объем расчетно-пояснительной записки

1. Введение. Технические условия проектирования.
 2. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания.
 - 2.1. Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха по отдельным газоходам.
 - 2.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания.
 - 2.3. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания.
 3. Расчетный тепловой баланс котла.
 4. Автоматизация поверочного теплового расчета паровых котлоагрегатов малой производительности
- Объем расчетно-пояснительной записки – 40÷45 страниц рукописного текста.

II. Графическая часть проекта

1. Разрезы парового котла – 2 листа формата А1.
 2. Блок схема программы расчета ПК для ЭВМ – 1 лист формата А2.
- Дата выдачи задания « _____ » _____ 20__ г.
Руководитель _____
Дата сдачи проекта « _____ » _____ 20__ г.
Задание принял _____

Результаты защиты проекта _____

Таблица П.1.1

**Варианты исходных данных курсового проекта
по теме «Тепловой и конструктивный расчет парового котла»**

N вар-та	Вид топ- лива	Q_n^p	Q_4	t_{yx}	D_n	D_p	Q_5	Q_3
-	-	кДж/кг	%	С	т/ч	т/ч	%	%
1	газ	8900	0	140	4,5	4,0	0,5	0,5
2	уголь	6700	2	130	5,0	4,5	1	0,7
3	мазут	7800	3	120	5,5	5,0	1,5	1
4	газ	9200	0	160	6,0	5,5	2	1,2
5	уголь	6400	4	150	6,5	6,0	0,5	0,5
6	мазут	8700	2	140	7,0	6,5	1	0,7
7	газ	8800	0	130	7,5	7,0	1,5	1
8	уголь	6900	4	120	4,5	4,0	2	1,2
9	мазут	7800	3	140	5,0	4,5	0,5	0,5
10	газ	8900	0	130	5,5	5,0	1	0,7
11	уголь	6700	5	120	6,0	5,5	1,5	1
12	мазут	7800	3	160	6,5	6,0	2	1,2
13	газ	9200	0	150	7,0	6,5	0,5	0,5
14	уголь	6400	2	140	7,5	7,0	1	0,7
15	мазут	8700	3	130	4,5	4,0	1,5	1
16	газ	8800	0	120	5,0	4,5	2	1,2
17	уголь	6900	2	140	5,5	5,0	0,5	0,5
18	мазут	7800	3	130	6,0	5,5	1	0,7
19	газ	8900	0	120	6,5	6,0	1,5	1
20	уголь	6700	4	160	7,0	6,5	2	1,2
21	мазут	7800	2	150	7,5	7,0	0,5	0,5
22	газ	9200	0	140	4,5	4,0	1	0,7
23	уголь	6400	4	130	5,0	4,5	1,5	1
24	мазут	8700	3	120	5,5	5,0	2	1,2
25	газ	8800	0	140	6,0	5,5	0,5	0,5
26	уголь	6900	5	130	6,5	6,0	1	0,7
27	мазут	7800	3	120	7,0	6,5	1,5	1
28	газ	8800	0	160	7,5	7,0	2	1,2

Обозначения величин в табл. П.1.1:

Q_n^p – рабочая низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

Q_3, Q_4, Q_5 – потери тепла в котельном агрегате соответственно от химического и механического недожога и в окружающую среду, %;

t_{yx} – температура уходящих газов, °С;

D_n, D_p – соответственно номинальная и расчетная паропроизводительность котла, т/ч.

ЗАДАНИЕ

на курсовое проектирование по теме «Моделирование процессов теплообмена в системе технологический трубопровод с тепловой изоляцией и компенсацией теплотерь»

Студенту _____ группы _____

Тема проекта: _____

Исходные данные:

Варианты исходных данных приводятся в табл. П.2.1.

I. Объем расчетно-пояснительной записки

1. Введение. Постановка задачи.
 2. Анализ процессов теплообмена между телами в замкнутой системе.
 3. Расчет конвективных составляющих тепловых потоков для заданной системы тел.
 4. Расчет лучистых составляющих тепловых потоков.
 5. Составление теплового баланса для системы тел.
 6. Проверка правильности расчета по температуре стенки.
 7. Подготовка файла с исходными данными.
 8. Анализ результатов расчета.
- Выводы

Объем расчетно-пояснительной записки – 40÷45 страниц рукописного текста.

II. Графическая часть проекта

1. Блок-схема программы для ЭВМ – 1 лист формата А1.
2. Схема вспомогательной системы, графики – 1 лист формата А1.

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель _____

Дата сдачи проекта « ____ » _____ 20__ г.

Задание принял _____

Результаты защиты проекта _____

Таблица П.2.1

Варианты исходных данных по теме «Моделирование процессов теплообмена в системе технологический трубопровод с тепловой изоляцией и компенсацией теплопотерь»

№ п/п	Обозначение	Размерность	В а р и а н т ы													
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	$d1s1$	мм	25	25	25	20	25	25	20	20	20	20	20	20	20	25
2	$d1s2$	мм	32	32	32	25	32	32	25	25	25	25	25	25	28	32
3	$d2s1$	мм	244	494	494	96	494	494	244	234	484	484	106	484	484	234
4	$d2s2$	мм	250	500	500	100	500	500	250	240	490	490	110	490	490	240
5	$d3s1$	мм	330	650	650	133	650	650	330	320	640	640	143	640	640	320
6	$d3s2$	мм	332	652	652	135	652	652	332	322	642	642	145	642	642	322
7	$d3s3$	мм	412	772	772	215	772	772	412	402	762	762	225	762	762	402
8	$d3s4$	мм	414	774	774	217	774	774	414	404	764	764	227	764	764	404
9	L	м	22,8	28,1	22,1	9,5	30,7	30,7	86,6	42,8	20,1	30,5	11,5	38,7	27	16,8
10	E_1	мм	140	300	300	46	300	300	140	120	280	280	50	280	280	120
11	E_2	мм	25	65	65	20	65	65	25	20	60	60	25	60	60	20
12	t_2	°C	20	20	20	40	20	20	20	25	25	30	30	25	20	20
13	$t_{1(1)}$	°C	120	120	110	120	118	120	115	125	120	105	115	120	115	105
14	$W_{1(1)}$	м/с	3	10	5	2	3	5	3	3	10	5	2	3	5	3
15	$t_{o(1)}$	°C	-40	-40	-35	-40	-38	-35	-32	-38	-35	-35	-40	-38	-35	-22

ЗАДАНИЕ
на курсовое проектирование по теме
«Моделирование тепловых режимов
калориферных установок»

Студенту _____ группы _____
Тема проекта: _____

Исходные данные:

Варианты исходных данных приводятся в табл. П.2.1.

I. Объем расчетно-пояснительной записки

1. Введение. Постановка задачи.
 2. Изучение модели расчета тепловых режимов работы калориферной установки.
 3. Расчет тепловых режимов работы установки для заданных условий работы.
 4. Расчет теплопроизводительности установки при заданной температуре воды на выходе из калорифера (прямая задача).
 5. Уточнение температуры воды на выходе из калорифера с учетом сформированного теплового баланса установки (обратная задача).
 6. Подготовка файлов исходными данными.
 7. Анализ результатов расчета и разработка рекомендаций.
- Выводы.

Объем расчетно-пояснительной записки – 40÷45 страниц рукописного текста.

II. Графическая часть проекта

3. План и разрез вентиляционных камер – 1 лист формата А1.
4. Блок-схема программы для ЭВМ. Расчетные схемы подключения калориферов – 1 лист формата А1.

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель _____

Дата сдачи проекта « ____ » _____ 20__ г.

Задание принял _____

Результаты защиты проекта _____

**Варианты заданий по теме
«Моделирование тепловых режимов калориферных установок»**

Таблица П.3.1

**Варианты заданий для расчета
теплопроизводительности при известной температуре воды
после калориферной установки (прямая задача)**

Вариант	Расход воздуха L_n	Температура сетевой воды перед калори- фером t_{1p}	Заданная температура воды после калорифера t_{2p}
-	$m^3/ч$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	10000	150	70
2	9500	145	70
3	9000	140	70
4	8500	135	70
5	8000	130	70
6	7500	125	70
7	7200	120	70
8	7000	115	70
9	6800	110	70
10	6600	105	70

Таблица П.3.2

**Определение температуры воды
после калориферной установки при заданной
теплопроизводительности (обратная задача)**

Вариант	Расход воздуха на блок калориферов	Температура с. в. перед калори- фером	Температура воды после калорифера в первом при- ближении	Теплопроизводи- тельность калори- фера ($z=0,9$)
-	$m^3/ч$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$G_{кал/ч}$
1	10000	150	70	0,0497
2	9500	145	70	0,0474
3	9000	140	70	0,0451
4	8500	135	70	0,0428
5	8000	130	70	0,0406
6	7500	125	70	0,0383
7	7200	120	70	0,0366
8	7000	115	70	0,0352
9	6800	110	70	0,0338
10	6600	105	70	0,0325

ЗАДАНИЕ
на курсовое проектирование по теме
«Проект района теплоснабжения»

Студенту _____ группы _____

Тема проекта: _____

Исходные данные:

1. Район проектирования _____

2. Расход пара, отпускаемого на производство _____

Параметры пара _____

3. Расчетная тепловая нагрузка _____

4. Система теплоснабжения _____

5. Температурный график сетевой воды _____

I. Объем расчетно-пояснительной записки

1. Введение. Технические условия проектирования.

2. Расчет полезной тепловой нагрузки, присоединенной к котельной.

3. Выбор параметров и тепловой схемы котельной.

4. Расчет тепловой схемы котельной.

5. Выбор типа и количества котлов.

6. Расчет и выбор вспомогательного оборудования котельной.

7. Гидравлический расчет тепловой сети. Выбор насосного оборудования.

8. Расчет непроизводственных расходов энергоресурсов.

9. Формирование теплового баланса системы теплоснабжения.

10. Расчет топлива, ТЭП системы теплоснабжения.

Заключение.

Объем расчетно-пояснительной записки – 50÷55 страниц рукописного текста.

II. Графическая часть проекта

1. Развернутая тепловая схема котельной – 0,5 листа А1.

2. Расчетная схема для гидравлического расчета – 0,5 листа А1.

3. План и разрез котельной – 1 лист А1.

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель _____

Дата сдачи проекта « ____ » _____ 20__ г.

Задание принял _____

Результаты защиты проекта _____

Таблица П.4.1

Варианты заданий по теме
«Проект района теплоснабжения»

Варианты	Район проектирования	Топливо	Теплота сгорания топлива	Пар на производство		Конденсат		
				Расход	Давление	Доля невозврата	Температура	
				Q_o^{cp}	D_1/D_2	P_1/P_2	a	t
				кДж/кг	т/ч	МПа	%	°С
1	2	3	4	5	6	7	8	
Проект района теплоснабжения с паровой котельной								
1	мкрн № 1	уголь, ДР	32240	3,0/4,5	0,7/0,3	70	80	
2	мкрн № 2	уголь, ДР	23500	12	0,7	60	70	
3	мкрн № 3	газ	37700	14	0,7	75	85	
4	мкрн № 4	уголь, ТР	27100	4	0,7	90	75	
5	мкрн № 5	уголь, Б2Р	28050	15	0,7	85	90	
6	мкрн № 6	мазут, М-40	40150	4	0,7	65	85	
7	мкрн № 7	уголь, ДР	23500	5,0/8	0,7/0,3	80	80	
8	мкрн № 8	уголь, ДР	32240	11	0,7	60	70	
9	мкрн № 9	уголь, ДР	23500	14	0,7	75	85	
10	мкрн № 10	газ	37700	5	0,7	90	75	
11	мкрн № 11	уголь, ТР	27100	10	0,7	85	90	
12	мкрн № 12	уголь, Б2Р	28050	9	0,7	65	85	
13	мкрн № 13	мазут, М-40	40150	4,0/8	0,7/0,3	80	85	
Проект района теплоснабжения с водогрейной котельной								
14	мкрн № 14	газ	35300	–	–	–	–	
15	мкрн № 15	уголь, ДР	32240	–	–	–	–	
16	мкрн № 16	уголь, ДР	23500	–	–	–	–	
17	мкрн № 17	газ	37700	–	–	–	–	
18	мкрн № 18	уголь, ТР	27100	–	–	–	–	
19	мкрн № 19	уголь, Б2Р	28050	–	–	–	–	
20	мкрн № 20	мазут, М-40	40150	–	–	–	–	
21	мкрн № 21	уголь, ДР	32240	–	–	–	–	
22	мкрн № 22	уголь, ДР	23500	–	–	–	–	
23	мкрн № 23	газ	37700	–	–	–	–	
24	мкрн № 24	уголь, ТР	27100	–	–	–	–	
25	мкрн № 25	уголь, Б2Р	28050	–	–	–	–	
26	мкрн № 26	мазут, М-40	40150	–	–	–	–	

Таблица П.4.2

Характеристика района теплоснабжения

№ п/п	Потребители тепла	Количество зданий	Общий объем здания, м ³	Климатический район	Тип системы теплоснабжения	Температурный график, °С
1	2	3	4	5	6	7
Микрорайон № 1						
1	Жилой дом 9-эт., 150 кв.	8	22500	г. Абакан	закрытая	150/70
2	Жилой дом 5-эт., 120 кв.	7	18880			
3	Столовая на 50 мест	1	1504,6			
4	Школа на 600 уч., 2-эт	1	12100			
Микрорайон № 2						
1	Жилой дом 9-эт., 140 кв.	8	21200	г. Архангельск	открытая	140/70
2	Жилой дом 5-эт., 80 кв.	4	12000			
3	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
4	Ясли-сад 2-эт, 140 мест	1	8900			
Микрорайон № 3						
1	Жилой дом 9-эт., 180 кв.	7	27230	г. Армавир	закрытая	110/70
2	Жилой дом 4-эт., 96 кв.	7	14400			
3	Магазин 1-эт.	1	7139			
4	Школа 2-эт, 794 учащихся	1	15245			
Микрорайон № 4						
1	Жилой дом 9-эт., 120 кв.	5	18100	г. Братск	открытая	130/70
2	Жилой дом 4-эт., 64 кв.	10	9660			
3	Малосемейка 9-эт., 140 кв.	2	14922			
4	Баня-прачечная, 100 мест, 1000 кг сух. белья в смену	1	7120			
Микрорайон № 5						
1	Жилой дом 9-эт., 140 кв.	8	21124	г. Брянск	закрытая	95/70
2	Жилой дом 5-эт., 120 кв.	7	18880			
3	Столовая на 50 мест.	1	1200			
4	Школа на 532 уч., 2-эт	1	12100			

Продолжение табл. П.4.2

1	2	3	4	5	6	7
Микрорайон № 6						
1	Жилой дом 9-эт., 108 кв.	4	5963	г. Воронеж	открытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 142 кв.	3	6488			
3	Магазин 1-эт., 535 мест	2	2827			
4	Ясли-сад 2-эт, 100 мест	1	1813			
Микрорайон № 7						
1	Жилой дом 9-эт., 200 кв.	8	32500	г. Владивосток	закрытая	140/70
2	Жилой дом 4-эт., 86 кв.	4	12900			
3	Больница на 300 коек	1	15600			
4	Ясли-сад 2-эт, 140 мест	1	8931			
Микрорайон № 8						
1	Жилой дом 9-эт., 230 кв.	5	34500	г. Владимир	открытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 150 кв.	7	22500			
3	Столовая-кафе на 50 мест	1	1532			
4	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
Микрорайон № 9						
1	Жилой дом 9-эт., 150 кв.	8	22500	г. Волгоград	закрытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 120 кв.	7	18880			
3	Столовая на 50 мест	1	1504			
4	Школа на 600 уч., 2-эт	1	12100			
Микрорайон № 10						
1	Жилой дом 9-эт., 140 кв.	8	21200	г. Екатеринбург	открытая	140/70
2	Жилой дом 5-эт., 80 кв.	4	12000			
3	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
4	Ясли-сад 2-эт, 140 мест	1	8900			
Микрорайон № 11						
1	Жилой дом 9-эт., 180 кв.	7	27230	г. Иркутск	закрытая	130/70
2	Жилой дом 4-эт., 96 кв.	7	14400			
3	Магазин 1-эт.	1	7139			
4	Школа 2-эт., 794 учащихся	1	15245			
Микрорайон № 12						
1	Жилой дом 9-эт., 120 кв.	5	18100	г. Кемерово	открытая	150/70
2	Жилой дом 4-эт., 64 кв.	10	9660			
3	Малосемейка 9-эт., 140 кв.	2	14922			
4	Баня-прачечная, 100 мест, 1000 кг сух. белья в смену	1	7120			

Продолжение табл. П.4.2

1	2	3	4	5	6	7
Микрорайон № 13						
1	Жилой дом 9-эт., 140 кв.	6	21124	г. Красно- дар	закрытая	150/70
2	Жилой дом 5-эт., 120 кв.	7	18880			
3	Столовая на 50 мест	1	1200			
4	Школа на 532 уч., 2-эт	1	12100			
Микрорайон № 14						
1	Жилой дом 9-эт., 108 кв.	8	5963	г. Красно- ярск	открытая	140/70
2	Жилой дом 5-эт., 142 кв.	4	6488			
3	Магазин 1-эт., 535 мест	2	2827			
4	Ясли-сад 2-эт., 100 мест	1	1813			
Микрорайон № 15						
1	Жилой дом 9-эт., 200 кв.	7	32500	г. Москва	закрытая	130/70
2	Жилой дом 4-эт., 86 кв.	6	12900			
3	Больница на 300 коек	1	15600			
4	Ясли-сад 2-эт., 140 мест	1	8931			
Микрорайон № 16						
1	Жилой дом 9-эт., 230 кв.	5	34500	г. Н. Новго- род	открытая	110/70
2	Жилой дом 5-эт., 150 кв.	7	22500			
3	Столовая-кафе на 50 мест	1	1532,8			
4	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
Микрорайон № 17						
1	Жилой дом 9-эт., 140 кв.	7	21200	г. Новоси- бирск	открытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 80 кв.	6	12000			
3	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
4	Ясли-сад 2-эт, 140 мест	1	8900			
Микрорайон № 18						
1	Жилой дом 9-эт., 180 кв.	7	27230	г. Норильск	закрытая	150/70
2	Жилой дом 4-эт., 96 кв.	7	14400			
3	Магазин 1-эт.	1	7139			
4	Школа 2-эт, 794 учащихся	1	15245			
Микрорайон № 19						
1	Жилой дом 9-эт., 120 кв.	6	18100	г. Омск	открытая	140/70
2	Жилой дом 4-эт., 64 кв.	9	9660			
3	Малосемейка 9-эт., 140 кв.	2	14922			
4	Баня-прачечная, 100 мест, 1000 кг сух. белья в смену	1	7120			

Окончание табл. П.4.2

1	2	3	4	5	6	7
Микрорайон № 20						
1	Жилой дом 9-эт., 140 кв.	8	21120	г. Орел	закрытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 120 кв.	7	18880			
3	Столовая на 50 мест	1	1200			
4	Школа на 532 уч., 2-эт	1	12100			
Микрорайон № 21						
1	Жилой дом 9-эт., 180 кв.	7	27200	г. Пятигорск	открытая	110/70
2	Жилой дом 5-эт., 142 кв.	5	21300			
3	Магазин 1-эт., 535 мест	2	2827			
4	Ясли-сад 2-эт, 100 мест	1	7813			
Микрорайон № 22						
1	Жилой дом 9-эт., 200 кв.	6	32500	г. Саратов	закрытая	110/70
2	Жилой дом 4-эт., 86 кв.	7	12600			
3	Больница на 300 коек	1	15600			
4	Ясли-сад 2-эт, 140 мест	1	8931			
Микрорайон № 23						
1	Жилой дом 9-эт., 230 кв.	6	34500	г. Санкт-Петербург	открытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 150 кв.	6	22500			
3	Столовая-кафе на 50 мест	1	1532,8			
4	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
Микрорайон № 24						
1	Жилой дом 9-эт., 108 кв.	5	18072	г. Томск	закрытая	130/70
2	Жилой дом 5-эт., 60 кв.	8	12042			
3	Общежитие на 300 коек	1	11220			
4	Кинотеатр, 100 мест	1	4452			
Микрорайон № 25						
1	Жилой дом 9-эт., 230 кв.	8	34500	г. Чита	открытая	150/70
2	Жилой дом 5-эт., 150 кв.	5	22800			
3	Столовая-кафе на 50 мест	1	1532,8			
4	Сберкасса 1-эт.	1	1050			
Микрорайон № 26						
1	Жилой дом 9-эт., 200 кв.	8	33400	г. Якутск	закрытая	150/70
2	Жилой дом 4-эт., 86 кв.	6	13800			
3	Больница на 300 коек	1	15600			
4	Ясли-сад 2-эт, 140 мест	1	8931			

Приложение 5

Варианты заданий «Расчет тепловых потерь через наружные ограждения здания»

N	Наименование	Тип ограждения	Температура воздуха в помещении $t_{в}$	Коэффициент теплопередачи	Поправочный коэффициент	Сопроотивление воздухопроницанию	Площадь ограждения														
							К	Вт/м ² ·°С	—	м ² ·ч/Па/кг	м ²										
—	—	—	К	Вт/м ² ·°С	—	м ² ·ч/Па/кг	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
1	Жилая комната	НС ЮЗ	292	1,22	1,05	755,0	8,8	9,0	9,2	9,4	9,6	9,8	10,0	10,2	10,4	10,6	10,8	11,0	11,2	11,4	11,6
2	№ 201	НС ЮВ		1,22	1,1	755,0	16,1	16,3	16,5	16,7	16,9	17,1	17,3	17,5	17,7	17,9	18,1	18,3	18,5	18,7	18,9
3		ДО ЮЗ		3,14	1,05	1,33	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
4		ДО ЮВ		3,14	1,1	1,33	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
5	Жилая комната № 202	НС ЮЗ	291	1,22	1,05	755,0	7,4	7,6	7,8	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8	9,0	9,2	9,4	9,6	9,8	10,0	10,2
6		ДО ЮЗ		3,14	1,05	1,33	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
7	Жи- лая	НС СВ	293	1,22	1,15	755,0	9,25	9,5	9,7	9,9	10,1	10,3	10,5	10,7	10,9	11,1	11,3	11,5	11,7	11,9	12,1
8	ком- ната	НС ЮВ		1,22	1,1	755,0	16,9	17,1	17,3	17,5	17,7	17,9	18,1	18,3	18,5	18,7	18,9	19,1	19,3	19,5	19,7
9	№ 501	ДО СВ		3,14	1,15	1,33	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
10		ДО ЮВ		3,14	1,1	1,33	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
11		ПТ		0,77	0,9	20000	13,6	13,8	14,0	14,2	14,4	14,6	14,8	15,0	15,2	15,4	15,6	15,8	16,0	16,2	16,4
12	Жи- лая ком- ната № 502	НС СВ	292	1,22	1,15	755,0	7,75	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8	9,0	9,2	9,4	9,6	9,7	9,9	10,2	10,4	10,6
13		ДО СВ		3,14	1,15	1,33	1,7	1,9	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
14		ПТ		0,77	0,9	20000	13,7	13,9	14,1	14,3	14,5	14,7	14,9	15,1	15,3	15,5	15,7	15,9	16,1	16,3	16,5

Приложение 6

Варианты исходных заданий «Расчет пластинчатых теплообменников»

№ варианта	Q^p_o	$Q_{ГВС}$	t_1	$t_{ХВ}$
1	2	3	4	5
–	кВт	кВт	°С	°С
1	2	3	4	5
1	450	300	150	3
2	488	325	130	4
3	525	350	110	5
4	563	375	95	6
5	600	400	150	7
6	638	425	130	6
7	675	450	110	5
8	713	475	95	4
9	750	500	150	3
10	788	525	130	4
11	825	550	110	5
12	863	575	95	6
13	900	600	150	7
14	938	625	130	6
15	975	650	110	5
16	1013	675	95	4
17	1050	700	150	3
18	1088	725	130	4
19	1125	750	110	5
20	1163	775	95	6

Примечание:

Q^p_o – расчетная нагрузка на отопление, кВт;

$Q_{ГВС}$ – расчетная нагрузка ГВС, кВт;

t_1 – расчетная температура воды в подающей линии, °С;

$t_{ХВ}$ – температура холодной водопроводной воды, °С.

Учебное издание

ЛЯЛИКОВ Борис Анатольевич

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

Часть III

Учебное пособие

Научный редактор
*кандидат технических наук,
доцент В.И. Максимов*

Редактор *Н.Т. Синельникова*

Компьютерная верстка *А.А. Цыганкова*

Зарегистрировано в Издательстве ТПУ
Размещено на корпоративном портале ТПУ в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета



Национальный исследовательский
Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета
Сертифицирована в соответствии с требованиями 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru