

**В.И. Лебедев, Б.А. Пермянов, П.А. Хаванов**

# **РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛО- ГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

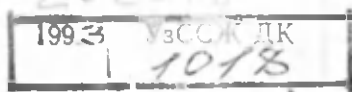
Допущено  
Государственным комитетом СССР  
по народному образованию  
в качестве учебного пособия  
для студентов строительных вузов,  
обучающихся по специальности  
"Теплогазоснабжение и вентиляция"

**Москва Стройиздат 1992**

ББК 31.38  
Л33  
УДК 697.24.(075.8)

Рецензенты — кафедра "Теплоэнергетические установки" ВЗПИ (зав. кафедрой д-р техн. наук проф. М.Х.-Г. Ибрагимов и канд. техн. наук А.Я. Антонов) и канд. техн. наук А.Ф. Гаврилов (ЭНИН им. Г.М. Кржижановского)

Редактор — *Н.А. Хаустова*



Лебедев В.И. и др.

Л33 Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения: Учеб. пособие для вузов/В.И.Лебедев, Б.А.Пермяков, П.А.Хаванов. — М.: Стройиздат, 1992. — 360 с.: ил. — ISBN 5-274-01523-9

Рассмотрен комплекс вопросов по проектированию, устройству и эксплуатации теплогенерирующих установок в системах теплоснабжения коммунальных и промышленных потребителей небольшой мощности. Изложены методы и порядок расчета отдельных элементов котельных установок.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция".

Л  $\frac{3309000000 - 243}{047(01) - 92}$  182-91

ББК 31.38

© В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков,  
П.А. Хаванов, 1992

ISBN 5-274-01523-9

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Системы теплоснабжения, представляющие собой комплекс устройств, производящих тепловую энергию и доставляющих ее потребителю в виде пара, горячей воды или подогретого воздуха, являются важнейшей подсистемой энергетического хозяйства страны. Основным звеном единой системы энерготеплоснабжения служит теплогенерирующая установка. В последние годы принципиально изменились как конструкции основного и вспомогательного оборудования теплогенерирующих установок, так и методы его расчета и проектирования. Указанные изменения в определенной степени отражены в учебнике "Теплогенерирующие установки". Однако в учебной литературе недостаточно освещены основные принципы работы теплогенерирующей установки в системе теплоснабжения, структура системы теплоснабжения, роль и место в ней источника теплоты. Отсутствуют также пособия по расчету теплотехнического оборудования и процессов, происходящих в нем.

В связи с сокращением в учебных планах объемов лекционных занятий и переносом центра тяжести учебного процесса на практические и лабораторные занятия, требуется увеличить выпуск соответствующей учебной литературы, так как серьезные затруднения у студента возникают при освоении практических расчетов различных элементов оборудования, оценке их эффективности, многовариантных технико-экономических расчетах, оценке экономического ущерба от вредных выбросов источника теплоснабжения и определении эффективности модернизации оборудования.

Издание данного учебного пособия поможет студенту овладеть методикой теплотехнических и технико-экономических расчетов, обосновать выбор компоновочных решений, оценить вредное воздействие выбросов на окружающую природную среду, составить алгоритмы расчетов и использовать ЭВМ.

Учебник подготовлен коллективом специалистов кафедры Теплотехники и котельных установок МИСИ им. В.В. Куйбышева. Предисловие, гл. 7, 9, 10, 13 написаны канд. техн. наук доц. Б.А. Пермяковым, гл. 1, 2 — канд. техн. наук доц. П.А. Хавановым, гл. 3 — канд. техн. наук доц. А.О. Мирам, гл. 11 — канд. техн. наук доц. В.А. Зориным, гл. 12 — ст. преподавателем В.А. Гусевым, гл. 5, 8 — канд. техн. наук доц. В.И. Лебедевым и Б.А. Пермяковым, гл. 4, 6 — В.И. Лебедевым и П.А. Хавановым.

Авторы приносят благодарность д-ру техн. наук проф. М.Х.-Г. Ибрагимову, канд. техн. наук доц. А.Я. Антонову, коллективу кафедры "Теплоэнергетические установки" ВЭПИ, канд. техн. наук А.Ф. Гаврилову за ценные замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

Система теплоснабжения предназначена для обеспечения потребителей тепловой энергией. Она состоит из теплогенерирующей установки, служащей для выработки энергоносителя в виде водяного пара или горячей воды заданных параметров, тепловой сети для транспортировки энергоносителя к потребителю, тепловых пунктов и местных систем потребителей теплоты.

Потребителями тепловой энергии (абонентами системы теплоснабжения) являются:

- объекты жилищно-коммунального хозяйства, расходующие тепловую энергию в санитарно-технических системах зданий различного назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение);

- промышленные предприятия, на которых энергоноситель используется на технологические нужды и в санитарно-технических системах промышленных и административных зданий в пределах предприятия.

### 1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы теплоснабжения (рис. 1.1) классифицируются по следующим признакам:

- типу источника, производящего энергоноситель;
- виду энергоносителя;
- способу подачи воды на горячее водоснабжение;
- количеству трубопроводов тепловой сети;
- способу обеспечения потребителей тепловой энергией.

По способу обеспечения потребителей тепловой энергией системы теплоснабжения разделяют на централизованные и децентрализованные.

Централизованное теплоснабжение потребителей осуществляется по протяженным и разветвленным тепловым сетям от теплоэлектроцентралей на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (теплофикация), а также от крупных районных и других теплогенерирующих установок мощностью более 58 МВт.

Для децентрализованных систем теплоснабжения характерна малая протяженность или даже полное отсутствие тепловых сетей от теплогенерирующей установки к потребителям тепловой энергии. Децентрализованное теплоснабжение осу-

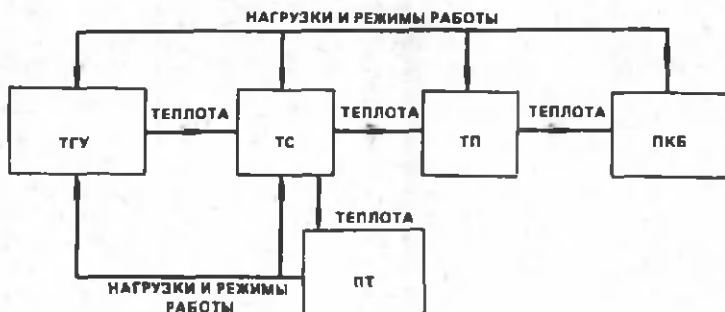


Рис. 1.1. Структурная схема системы теплоснабжения  
 ТГУ – теплогенерирующая установка; ТС – тепловые сети; ТП – тепловой пункт; ПКБ – потребители коммунально-бытовые (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение); ПТ – потребители технологические

ществляется от теплогенерирующих установок малой мощности, автономных квартирных теплогенераторов и печей.

По виду энергоносителя системы теплоснабжения делятся на водяные и паровые.

Водяные системы используются для обеспечения тепловой энергией объектов жилищно-коммунального назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение), а также с целью снабжения промышленных предприятий горячей водой на технологические нужды. В ряде случаев тепловые сети системы теплоснабжения могут включать кроме трубопроводов жилищно-коммунального назначения и трубопроводы пароснабжения технологических потребителей паром низкого давления (до 1,4 МПа).

Паровые системы теплоснабжения распространены на промышленных предприятиях, где пар используется в качестве энергоносителя в технологических процессах, а также для нужд санитарно-технических систем в пределах этих предприятий.

По способу подачи воды на горячее водоснабжение водяные системы теплоснабжения разделяются на закрытые и открытые.

В закрытых системах воду из тепловых сетей используют только в качестве энергоносителя в теплообменниках для подогрева холодной водопроводной воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения.

В открытых системах вода непосредственно из тепловой сети забирается для приготовления и подачи ее в систему горячего водоснабжения потребителя.

Наибольшее распространение получили двух- и четырехтрубные тепловые сети, однако, возможно применение одно- и трехтрубных тепловых сетей. Системы теплоснабжения большой и средней мощности экономически целесообразно выполнять двухтрубными — с общим подающим трубопроводом горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и общим обратным трубопроводом.

Использование четырехтрубных тепловых сетей упрощает процессы подготовки теплоносителя для потребителей теплоты, так как сети включают два подающих трубопровода для подачи горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и два обратных трубопровода от потребителей (из систем отопления, вентиляции и циркуляционного трубопровода горячего водоснабжения).

Тепловые потребители могут присоединяться непосредственно к тепловым сетям через центральные тепловые пункты (ЦТП) или индивидуальные тепловые пункты (ИТП, абонентские вводы), в которых осуществляются приготовление и подача горячей воды нужных параметров для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей. ЦТП, ИТП в общем случае включают подогреватели, элеваторы, насосы, запорно-регулирующую арматуру и средства автоматического регулирования расхода и параметров теплоносителей и т.д.

## 1.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

На рис. 1.2 представлены схемы водяных двухтрубных систем теплоснабжения — закрытой и открытой. Головной частью систем являются водогрейные теплогенерирующие установки (ТГУ), включающие водогрейный котел 1, насосы — рециркуляционный 2, сетевой 4 и подпиточный 6, водоподготовительную установку 5, узел регулирования температуры сетевой воды 3, узлы подключения нагрузки отопления 8 и 11, а также нагрузки горячего водоснабжения 7 и 10. Основное отличие теплогенерирующих установок для открытых и закрытых систем теплоснабжения — разная производительность водоподготовительных установок, подпиточных насосов и наличие или отсутствие в их тепловых схемах баков-аккумуляторов 9. В закрытых системах должно обеспечиваться восполнение потерь воды в тепловых системах, у потребителей и в теплогенерирующей установке (включая собственные нужды ТГУ). В открытых системах к указанным потерям и расходу воды на собственные нужды добавляется расход сетевой воды на горячее водоснабжение потребителей.

Для двухтрубных водяных систем теплоснабжения применяются два способа центрального качественного регулирова-

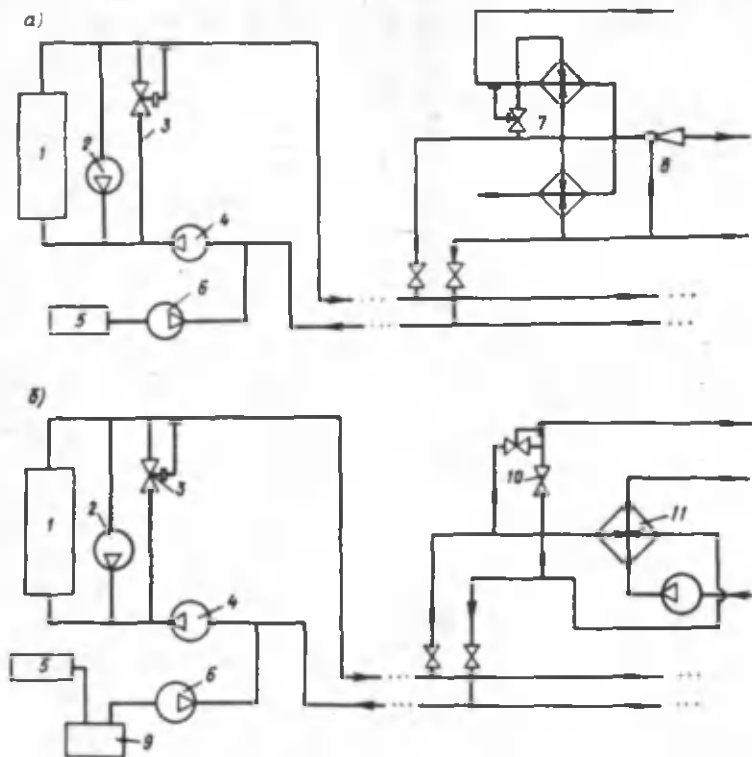


Рис. 1.2. Водяные двухтрубные системы теплоснабжения  
 а — закрытая; б — открытая

ния отпуска теплоты коммунально-бытовому потребителю: по отопительному температурному графику; по суммарному графику (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение).

В первом случае расход сетевой воды (при различных режимах потребления на нужды отопления и вентиляции) в подающем трубопроводе остается примерно постоянным (изменяется только температура воды), а суммарный расход сетевой воды (включая горячее водоснабжение) будет переменным за счет изменения расхода сетевой воды на нужды горячего водоснабжения.

Пример отопительного температурного графика для расчетной температуры воды в подающем трубопроводе  $150^{\circ}\text{C}$ , а в обратном  $70^{\circ}\text{C}$  представлен на рис. 1.3. При расчетной температуре наружного воздуха температуры воды в подающем

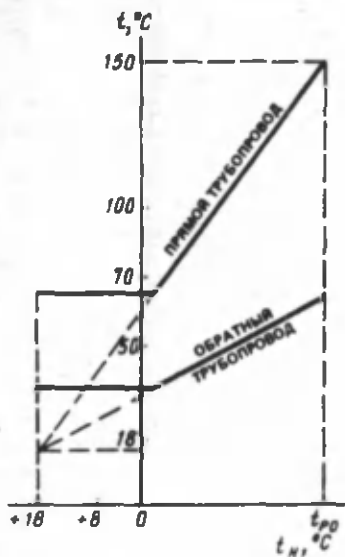


Рис. 1.3. Отопительный температурный график тепловой сети

и обратном трубопроводах принимаются максимальными (соответственно 150 и 70°C). При температуре наружного воздуха, отличной от расчетной, температура воды в подающем трубопроводе регулируется путем перепуска части воды из обратного трубопровода в подающий по перемычке 3 (см. рис. 1.2, а), на которой установлен регулятор температуры.

При центральном качественном регулировании отпуска теплоты системой теплоснабжения по суммарному графику (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение) расход сетевой воды в подающем трубопроводе остается примерно постоянным по всем режимам теплоснабжения — равным расходу сетевой воды на нужды отопления и вентиляции.

Важно отметить, что повышение параметров теплоносителя в подающем трубопроводе при постоянной тепловой мощности системы теплоснабжения приводит к уменьшению металлоемкости системы (уменьшаются диаметры трубопроводов и др.) и снижению эксплуатационных расходов. Эти факторы приобретают особо важное значение для систем теплоснабжения большой мощности, поэтому по мере внедрения водогрейных котлов, трубная система которых рассчитана на температуру 200°C и выше, рекомендуется повышать параметры воды в подающих трубопроводах систем теплоснабжения до 180–210°C.

Продолжительность отопительного периода и расчетную температуру наружного воздуха  $t_{p.o.}$  для заданного района



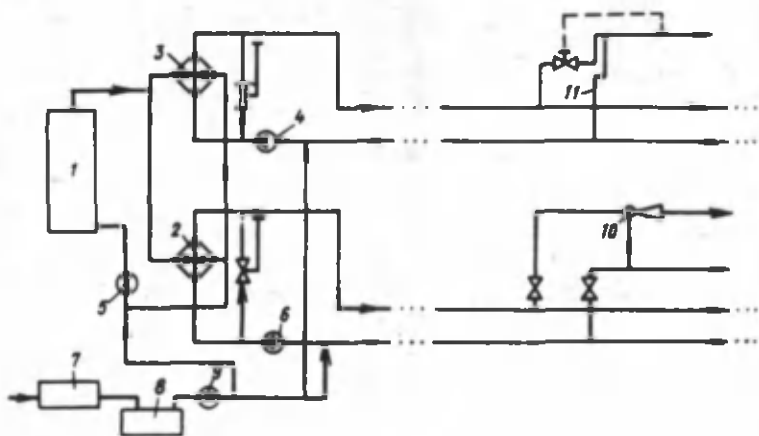


Рис. 1.4. Водяная четырехтрубная система теплоснабжения

(города) принимают в соответствии со СНиП 2.01.01–82 или указывают в задании на проектирование. Отопительный период заканчивается при температуре наружного воздуха  $8^{\circ}\text{C}$ . Температура воздуха в отапливаемом помещении в зависимости от назначения принимается равной  $289\text{--}293\text{ K}$  ( $16\text{--}23^{\circ}\text{C}$ ).

Система отопления потребителя может присоединяться к тепловой сети по независимой схеме — через теплообменник 11 (см. рис. 1.2, б), а также по зависимой схеме: с непосредственным подключением местной системы к тепловым сетям; с подключением через элеватор 8 (см. рис. 1.2, а), в котором смешивается вода из подающего и обратного трубопроводов и, таким образом, достигается температура воды, идущей на отопление; с установкой подмешивающего насоса на перемычке между подающей и обратной линиями, выполняющего те же задачи, что и элеватор 8 (см. рис. 1.2, а).

Подача воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения осуществляется через водо-водяные теплообменники 7, в которых водопроводная вода подогревается до температуры не ниже  $65$  и не выше  $75^{\circ}\text{C}$ .

Вода на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения отбирается непосредственно из тепловой сети. Температура горячей воды ( $65\text{--}75^{\circ}\text{C}$ ) достигается в узле смешения 11, например путем подмешивания воды из обратного трубопровода (рис. 1.4).

На рис. 1.4 показана принципиальная схема водяной четырехтрубной системы теплоснабжения. Головная часть систе-

мы — паровая ТГУ, состоящая из парового котельного агрегата 1, сетевых пароводяных теплообменников 2 и 3, водо-подготовительной установки 7, насосов — питательного 5, подпиточного 9, горячего водоснабжения 4 и сетевого 6, баков-аккумуляторов 8.

Система отопления потребителя 10 присоединяется, например, по зависимой схеме к тепловым сетям, получающим теплоту от сетевого пароводяного подогревателя 2, а горячее водоснабжение 11 осуществляется от пароводяного теплообменника 3.

Четырехтрубные системы теплоснабжения применяются в основном с теплогенерирующими установками небольшой мощности до 38–58 МВт при небольшом радиусе расположения потребителей. В этих системах осуществляется раздельное центральное регулирование нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Подробно схемы присоединения потребителей к тепловым сетям рассматриваются в курсе "Теплоснабжение".

### 1.3. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Теплогенерирующие установки для систем теплоснабжения — это комплекс технических устройств и агрегатов, предназначенных для выработки энергоносителя заданных параметров (водяного пара или горячей воды) за счет сжигания топлива, подготовки энергоносителя с параметрами, соответствующими требованиям потребителя, а также подачи его в систему теплоснабжения.

Технологическую структуру теплогенерирующих установок можно представить как несколько условно замкнутых циклов, отражающих основные технологические процессы и функциональные группы оборудования. Рассмотрим структурную схему на примере теплогенерирующей установки с паровыми котлами на твердом топливе, вырабатывающей тепловую энергию для технологических и коммунально-бытовых нужд.

На схеме (рис. 1.5) процессы преобразования и использования рабочих тел условно сгруппированы в шесть циклов.

**Цикл № 1** (топливно-шлаковый) включает комплекс оборудования для приемки, складирования, подготовки, подачи и сжигания топлива, а также системы сбора и удаления шлаков. В состав цикла включаются: топливный склад 1 с устройствами для приема и хранения топлива, группа оборудования топливopодготовки и топливopодачи 2, питательные устройства 3, обеспечивающие дозированную подачу топлива в топку котельного агрегата 4, группа оборудования системы золошлакоудаления 5 и шлаковый отвал 6.

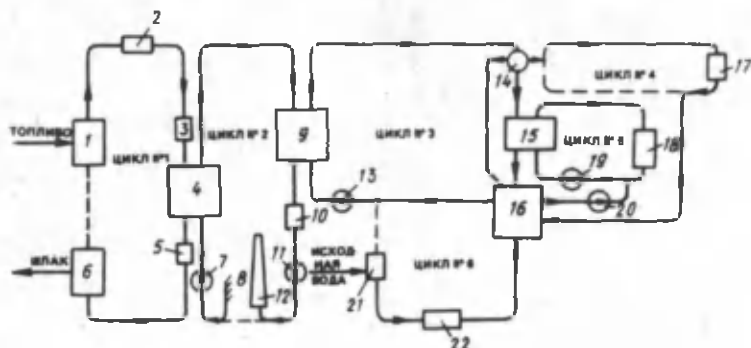


Рис. 1.5. Технологическая структурная схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки

**Цикл № 2** (воздушно-газовый) обеспечивает подачу воздуха на горение, перемещение высокотемпературных газообразных продуктов сгорания топлива по газовому тракту котельного агрегата и удаление их в атмосферу. В состав цикла включаются: воздухозаборные устройства 8, дутьевой вентилятор 7 для подачи воздуха на горение в топку 4 котельного агрегата 9, устройство очистки газообразных продуктов сгорания от вредных выбросов 10, дымосос 11 и дымовая труба 12.

**Цикл № 3** (пароводяной) — замкнутый цикл питания парового котла, получения пара в котельном агрегате за счет охлаждения дымовых газов, распределения пара по группам потребляющего оборудования.

В состав цикла входят: котельный агрегат 9, парораспределительный коллектор 14, от которого пар направляется на собственные нужды, к технологическим потребителям и на пароводяные подогреватели 15 сетевой воды для коммунально-бытовых нужд, деаэрационная установка конденсата 16 (поступающего от подогревателя 15, технологических потребителей 17) и питательные насосы 13 для подачи воды в котельный агрегат.

**Цикл № 4** (технологического потребления) — обеспечивает транспорт пара к технологическим потребителям 17 от парораспределительного коллектора 14 цикла № 3 и возврат конденсата от технологических потребителей пара после его деаэрации 16 в цикл № 3.

**Цикл № 5** (теплоснабжения) — полностью замкнутый цикл получения горячей воды для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в пароводяном подогревателе 15, ее транспортирования по тепловым сетям к потребителям

18 и возврата обратной воды по тепловым сетям за счет работы циркуляционных насосов 19. Компенсация потерь в тепловых сетях обеспечивается подпиточным насосом 20 из деаэратора 16.

**Цикл № 6** (подготовки питательной и подпиточной воды) — предназначен для восполнения потерь теплоносителя в циклах № 3, 4, 5. В состав оборудования этого цикла включаются водозаборные устройства 21, установки химводообработки 22 и деаэрации 16. В деаэраторе 16 осуществляется удаление коррозионно-активных газов из химобработанной воды и из всего возвращаемого в теплогенерирующую установку конденсата. Деаэрированная вода подается насосами 13 для питания котлов, а насосами 20 — на подпитку тепловых сетей.

### 1.3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Теплогенерирующие установки подразделяются на районные, квартальные, групповые и установки предприятий.

**Районные теплогенерирующие установки** используются для теплоснабжения всех потребителей района жилой застройки или промышленной зоны.

**Квартальные и групповые теплогенерирующие установки** предназначены для теплоснабжения одного или нескольких кварталов, группы жилых домов, общественных зданий. Эти установки являются, как правило, отопительными.

**Теплогенерирующая установка предприятия** предназначена для теплоснабжения этого предприятия или группы предприятий (на основе кооперирования) и примыкающего жилого фонда.

По характеру тепловых нагрузок потребителей теплогенерирующие установки подразделяются на:

- производственные, предназначенные для теплоснабжения технологических потребителей предприятий;

- производственно-отопительные, служащие для теплоснабжения технологических потребителей предприятий, а также обеспечивающие тепловые нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных и жилых зданий и сооружений;

- отопительные, предназначенные только для обеспечения отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунально-бытовых потребителей.

Теплогенерирующие установки классифицируются только по технологическим признакам:

- по типу котельных агрегатов, которые являются основным оборудованием теплогенерирующих установок (паровые, водогрейные, пароводогрейные);

— по виду энергоносителя и схеме его подачи потребителю (отпускающие пар с возвратом или без возврата конденсата, горячую воду по закрытой или открытой схеме теплоснабжения, пар и горячую воду по перечисленным схемам в различных сочетаниях);

— по виду сжигаемого топлива (на твердом топливе, газе, жидком топливе).

По мощности теплогенерирующие установки можно условно разделить на следующие группы: автономные теплогенераторы поквартирных систем (до 30 кВт), малой (до 23,3 МВт), средней (23,3—116 МВт) и большой (116—700 МВт) мощности. Теплогенерирующие установки мощностью 350 МВт и выше называются тепловыми станциями.

Производственные теплогенерирующие установки проектируются на базе технологических нагрузок по пару или пару и горячей воде с учетом возврата от технологического оборудования определенного количества конденсата. Если имеется технологическая нагрузка по горячей воде, то в состав теплогенерирующей установки включается водонагревательная установка для получения горячей воды требуемых параметров.

При тепловой мощности производственных теплогенерирующих установок до 58 МВт они проектируются с паровыми котельными агрегатами низкого ( $p = 1,4$  МПа) или среднего ( $p = 2,4—4,0$  МПа) давления.

При больших технологических нагрузках по горячей воде производственные теплогенерирующие установки могут включать как паровые, так и водогрейные котельные агрегаты.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из технологических и отопительных нагрузок. Потребителю производится отпуск пара или пара и горячей воды на технологические нужды и горячей воды для покрытия нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются, как правило, паровыми котлами и водонагревательными установками. При больших нагрузках по горячей воде в состав теплогенерирующей установки могут включаться паровые котлы, вырабатывающие пар на технологические нужды, и водогрейные котлы, нагревающие воду для технологических нужд и целей теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей. При установке паровых котлов горячая вода для технологических нужд готовится в отдельной водонагревательной установке, работающей по температурному графику, заданному технологическим режимом. Горячая вода для отопительных целей готовится также в отдельной водонагревательной установке, которая работает по отопительному температурному графику (см. рис. 1.2, б).

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются паровыми котельными агрегатами низкого ( $p = 1,4$  МПа) и среднего ( $p = 2,4-4,0$  МПа) давления. При необходимости в состав теплогенерирующей установки могут включаться водогрейные котлы, работающие по самостоятельному контуру.

Отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Температура воды в подающем трубопроводе изменяется в интервале  $150-70^{\circ}\text{C}$  для систем отопления и вентиляции и  $65-75^{\circ}\text{C}$  для систем горячего водоснабжения.

В отопительных теплогенерирующих установках используются паровые котельные агрегаты низкого давления или водогрейные котлы. Теплогенерирующие установки с паровыми котельными агрегатами включают водонагревательную установку для подготовки сетевой воды; при использовании водогрейных котельных агрегатов они присоединяются непосредственно к тепловым сетям.

Для открытой системы теплоснабжения в состав водогрейной теплогенерирующей установки включаются дополнительные элементы: баки-аккумуляторы для создания запаса воды на горячее водоснабжение в часы максимального ее расхода; потребителем, перекачивающие насосы, насосы для подачи горячей воды потребителю и др.

Для четырехтрубных водяных систем теплоснабжения в состав паровой теплогенерирующей установки включаются две водонагревательные установки, одна из которых предназначена для подогрева воды для системы отопления и вентиляции, а другая — для подогрева воды системы горячего водоснабжения (см. рис. 1.4).

### 1.3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Рабочая тепловая мощность теплогенерирующей установки — сумма максимальной мощности, подаваемой в тепловую сеть потребителям по всем видам энергоносителя (пару и горячей воде), и мощности, расходуемой установкой для выработки энергоносителя, т.е. мощности на собственные нужды  $Q_{\text{с.н}}$  и потерь мощности  $\Delta Q$ .

В общем случае

$$Q_{\text{тг.у}} = Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{тех}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{с.н}} + \Delta Q. \quad (1.1)$$

Сумма  $Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{тех}} + Q_{\text{г.в}}$  называется тепловой мощностью теплогенерирующей установки. Она определяется в зависи-

мости от типа системы теплоснабжения и типа теплогенерирующей установки. Обычно  $Q_{O.B.}$ ,  $Q_{Г.В.}$ ,  $Q_{Тех}$  задаются в исходных данных на проектирование теплогенерирующих установок.

Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения определяется как

$$Q_K = Q_{O.B.} + Q_{Г.В.}^{\max} \quad (1.2)$$

Если отопительная теплогенерирующая установка присоединяется к открытой системе теплоснабжения, то ее тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_K = Q_{O.B.} + Q_{Г.В.} \quad (1.3)$$

В формулах (1.1) и (1.3) приняты обозначения:  $Q_K$  — тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт;  $Q_{O.B.}$  — тепловая мощность на отопление и вентиляцию при максимально-зимнем режиме, МВт;  $Q_{Г.В.}$  — среднечасовая за отопительный период тепловая мощность на горячее водоснабжение, МВт;  $Q_{Г.В.}^{\max}$  — максимально-часовая мощность на горячее водоснабжение, МВт.

Тепловая мощность производственно-отопительной теплогенерирующей установки складывается из мощностей на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и мощности на технологические нужды:

$$Q_K = Q_{O.B.} + Q_{Г.В.} + Q_{Тех} \quad (1.4)$$

Тепловая мощность  $Q_{Г.В.}$  задается в зависимости от типа системы теплоснабжения (открытой или закрытой).

Тепловая мощность, потребляемая теплогенерирующей установкой на собственные нужды, зависит от ее типа и вида топлива, сжигаемого в топках котельных агрегатов, а также от типа системы теплоснабжения. Она расходуется на подогрев воды перед установкой для ее химической очистки, деаэрацию воды, подогрев мазута (при использовании этого вида топлива) и др.

Ниже приводятся формулы для ориентировочного определения рабочей тепловой мощности теплогенерирующих установок различных типов.

Для отопительных теплогенерирующих установок с водогрейными котлами рабочая тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_K^B = A Q_{O.B.} + B Q_{Г.В.} \quad (1.5)$$

Таблица 1.1. Значения коэффициентов *A*, *B*, *B* для определения рабочей тепловой мощности ТГУ

Тип теплогенерирующей установки	Система теплоснабжения	Тип котла	Топливо	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>
Отопительная	Закрытая	Водогрейный	Мазут	1,0526	1,0526	—
			Твердое топливо, газ	1,018	1,018	—
Отопительная	Открытая ( $Q_{Г,В} = 0,2Q_K^В$ )	То же	Мазут	1,519	1,182	—
			Твердое топливо, газ	1,0172	1,182	—
Производственно-отопительная	Закрытая ( $Q_{Г,В} \leq 0,2Q_K$ )	Паровой	Мазут	1,273	0,00168	—
			Твердое топливо, газ	1,217	0,00168	—
Производственно-отопительная	Закрытая ( $Q_{Г,В} > 0,2Q_K$ )	То же	Мазут	0,4375	0,4375	1,0184
			Твердое топливо, газ	0,4231	0,4231	0,9736
Производственно-отопительная	Открытая ( $Q_{Г,В} > 0,2Q_K$ )	"	Мазут	0,4372	0,4912	1,0184
			Твердое топливо, газ	0,4227	0,4912	0,9736

где значения коэффициентов *A* и *B* приведены в табл. 1.1.

Для производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котлами низкого давления ( $p = 1,4$  МПа) и отпуском теплоты по закрытой схеме на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в размере 20% тепловой мощности теплогенерирующей установки рабочая паропроизводительность  $D_K$  определяется по формуле

$$D_K = AD_n - Bt_K G_K = D_n (A - Bt_K \mu), \quad (1.6)$$

где  $D_n$  — расход пара на технологические нужды, кг/с;  $G_K$  — возврат конденсата от потребителя, кг/с;  $\mu$  — доля возврата конденсата (по заданию);  $t_K$  — температуре возвращаемого конденсата, °С.

При нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20% тепловой мощности рабочая паропроиз-



водительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки может быть определена по формуле

$$D_K = A Q_{0.в} + B Q_{г.в} + D_T (B - 0,00134 \mu t_K). \quad (1.7)$$

Коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $D$  в формулах (1.5) – (1.7), приведенные в табл. 1.1, учитывают затраты мощности на собственные нужды и потери в ТГУ.

### 1.3.3. ВЫБОР ТИПА И МОЩНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Число работающих котельных агрегатов по режимам отопительного периода зависит от требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки, необходимой для покрытия тепловых нагрузок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологического потребления.

Тепловая мощность на горячее водоснабжение и технологические нужды (если нет сезонного изменения  $Q_{тех}$ ) в течение года остается приблизительно постоянной. Тепловая мощность на отопление и вентиляцию, расходуемая только в течение отопительного периода, является переменной величиной.

Экономичность работы котельного агрегата зависит от его нагрузки ( $Q$  или  $D$ ). Максимальная экономичность его работы достигается при номинальной (проектной) нагрузке. Поэтому мощность и количество котельных агрегатов необходимо выбирать таким образом, чтобы в различных режимах отопительного периода они имели нагрузки, приближающиеся к номинальным.

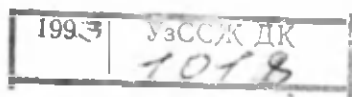
Число котельных агрегатов, находящихся в рабочем состоянии, определяется по относительной величине допустимого снижения тепловой мощности теплогенерирующей установки в режиме наиболее холодного месяца отопительного периода при выходе из строя одного из котельных агрегатов:

$$a = Q_{н.х.м} / Q_{м.р} \quad (1.8)$$

где  $Q_{н.х.м}$  – допустимое снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки, равное ее минимально допустимой мощности в режиме наиболее холодного месяца, МВт;  $Q_{м.р}$  – максимальная (расчетная) тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт.

Максимальная (расчетная) рабочая тепловая мощность равна  $Q_{м.р} = z Q_K$ . Тогда число устанавливаемых котельных агрегатов определяется из равенства  $(z - 1) Q_{к.а} = Q_{н.х.м}$ , т.е.

$$z = \frac{1}{1 - a} \quad (1.9)$$



где  $z$  — количество котельных агрегатов;  $Q_{к.в}$  — единичная тепловая мощность котельного агрегата, МВт.

Резервные котельные агрегаты устанавливают только при особых требованиях к надежности теплоснабжения потребителей.

В паровых и водогрейных теплогенерирующих установках, как правило, устанавливают три-четыре котельных агрегата, что соответствует  $\alpha = 0,67$  и  $\alpha = 0,75$ . В ТГУ следует устанавливать однотипные котельные агрегаты одинаковой тепловой мощности.

Технико-экономическое обоснование применения в производственно-отопительных теплогенерирующих установках паровых и водогрейных агрегатов показало, что при общей тепловой мощности теплогенерирующей установки менее 60 МВт рекомендуется устанавливать только паровые котлоагрегаты одинаковой тепловой мощности. Горячая вода для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в этом случае подготавливается в пароводяных сетевых подогревателях.

В более мощных теплогенерирующих установках целесообразно устанавливать паровые котельные агрегаты (для получения пара на технологические нужды) совместно с водогрейными котлами (для получения горячей воды для коммунально-бытовых целей).

#### 1.3.4. ПАРОВЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Паровой котельный агрегат — основной элемент паровой теплогенерирующей установки — предназначен для выработки водяного пара. В производственных и производственно-отопительных теплогенерирующих установках устанавливают паровые котлоагрегаты среднего или низкого давления, в отопительных теплогенерирующих установках — котлоагрегаты, вырабатывающие пар только низкого давления.

Основными характеристиками паровых котлоагрегатов, которыми руководствуются при выборе их типа, мощности и числа, являются производительность и параметры (давление и температура) вырабатываемого пара.

Различают номинальную и минимальную производительность, номинальные параметры пара.

**Номинальная производительность** — количество вырабатываемого пара в единицу времени, принятое при проектировании котлоагрегата, которое обеспечивается при длительной эксплуатации при сжигании основного топлива при номинальных параметрах пара и питательной воды.

**Номинальные параметры пара** — номинальные давление и температура пара, принятые при проектировании котельного агрегата.

Таблица 1.2. Номинальные значения основных параметров паровых котлоагрегатов

Типоразмер	Производительность, кг/с (т/ч)	Абсолютное давление пара, МПа	Состояние и температура пара, К (°С)	Температура питательной воды, К (°С)
E-4-14	1,1 (4)	1,4	Насыщенный или перегретый, 498 (225)	363 (100)
E-6,5-14	1,8 (6,5)			
E-10-14	2,8 (10)			
E-16-14	4,4 (16)			
E-25-14	6,9 (25)			
E-35-14	9,7 (35,0)			
E-50-15	13,9 (50)	—	Перегретый, 498 (225)	—
E-75-14	20,8 (75)			
E-100-14	28,0 (100)			
E-10-24	2,8 (10)	2,4	Насыщенный или перегретый, 523 (250)	373 (100)
E-25-24	6,9 (25)			
E-35-24	9,7 (35)			
E-50-24	13,9 (50)	2,4	Перегретый, 523 (250)	373 (100)
E-100-24	28,0 (100)			
E-160-24	44,4 (160)			
E-25-40	6,9 (25)	4,0	Перегретый, 713 (440)	428 (145)
E-35-40	9,7 (35)			
E-50-40	13,9 (50)			
E-75-40	20,8 (75)			

**Минимальная производительность** — наименьшая паропроизводительность, при которой котельный агрегат может длительно работать без нарушения режимов циркуляции воды в трубах и горения топлива.

Паровые котельные агрегаты (табл. 1.2) по производительности разделяются на три группы: малой мощности — до 6,9 кг/с (25 т/ч); средней — 9,7–20,8 кг/с (35–75 т/ч), большой — 27,8–44,4 кг/с (100–160 т/ч).

По давлению вырабатываемого пара котлоагрегаты объединяются в группы: с давлением пара 1,4–2,4 МПа — низкого давления, 4,0 МПа — среднего давления.

К паровым котельным агрегатам низкого давления и малой мощности относятся котлоагрегаты ДКВР, КЕ и ДЕ. Общие конструктивные признаки этих котлоагрегатов — естественная циркуляция воды, наличие двух барабанов (верхнего и нижнего), вертикальное расположение труб, в которых происходит парообразование.

Новые специализированные паровые котельные агрегаты КЕ и ДЕ низкого давления имеют производительность 0,69–6,9 кг/с (2,5–25 т/ч). Котлоагрегаты серии КЕ предназначены

Т а б л и ц а 1.3. Основные расчетные характеристики котельных агрегатов КЕ-14С

Характеристика	КЕ-2,5-14С	КЕ-4-14С	КЕ-6,5-14С	КЕ-10-14С	КЕ-25-14С
Производительность*, кг/с (т/ч)	0,69 (2,5)	1,1 (4,0)	1,8 (6,5)	2,8 (10)	6,9 (25)
Давление пара**, МПа	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
Температура пара, °С	194	194	194/225	194/225	194/225
КПД (при сжигании ка- менных углей), %	81-83	81-83	81-83	81-83	87
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup> :					
радиационная	19,0	20,5	24,8	30,3	92,1
конвективная	62	94	149	214	418
Тип топочного устройства	ЗП-РПК-2-1800/1525	ТЛЗМ-1870/2400	ТЛЗМ-1800/3000	ТЛЗМ-2700/3000	ТЧЗ-2700/5600
Площадь зеркала горе- ния, м <sup>2</sup>	2,75	3,3	4,4	6,4	13,4
Диаметр экранных и кипятельных труб, мм		51x2,5			
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м <sup>2</sup>	94	142	236	330	808
Масса в объеме завод- ской поставки, т	9,82	11,34	13,95	16,99	37,37

\* Котлы серии КЕ обеспечивают устойчивую работу в диапазоне от 25 до 100% номинальной паропроизводительности.

\*\* Котлы КЕ-25-24Р (КЕ-25-24С) могут работать при давлении пара 1,8-2,4 МПа.

Т а б л и ц а 1. 4. Основные расчетные характеристики котельных агрегатов ДЕ-14ГМ

Характеристика	ДЕ-4-14 ГМ		ДЕ-6,5-14ГМ		ДЕ-10-14ГМ		ДЕ-16-14ГМ		ДЕ-25-14ГМ	
	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут
Паропроизводительность, кг/с (т/ч)	1,15 (4,14)		1,87 (6,73)		2,88 (10,35)		4,6 (16,56)		7,47 (26,88)	
Давление пара*, МПа	1,37		1,37		1,37		1,37		1,37	
Коэффициент избытка воздуха	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1
КПД котельного агрегата, %	90,31	88,68	90,96	89,32	92,15	90,85	91,76	90,07	92,79	91,35
Объем топочной камеры, м <sup>3</sup>	8,01		11,2		17,14		22,5		29,0	
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup> :										
радиационной	21,81		27,93		38,96		48,13		60,46	
конвективной	48,51		68,04		117,69		156,0		212,4	
Полная площадь поверхности стен топки, м <sup>2</sup>	23,8		29,97		41,47		51,84		64,22	
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м <sup>2</sup>	94,4		141,6		236,0		330,4		808,2	
Температура газов за экономайзером, °С	156	192	155	191	143	172	157	194	140	172
Тип топочного устройства (горелки)	ГМ-2,5		ГМ-4,5		ГМ-7		ГМ-10		ГПМ-16	
Масса в объеме заводской поставки, т	8,0		9,6		13,2		18,2		24,4	
Суммарное аэродинамическое сопротивление газовых котельного агрегата, Па	495		923		1570		1700,8		2753,3	

\* Пар насыщенный ( $t_n = 194^\circ\text{C}$ ) или слабонагретый ( $t_n = 225^\circ\text{C}$ ).

Таблица 1.5. Основные расчетные характеристики котельных агрегатов ДКВР

Характеристика	ДКВР-2,5-13		ДКВР-4-13		ДКВР-6,5-13		ДКВР-10-13		ДКВР-20-13	
	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут
Максимальная производительность, кг/с (т/ч)	0,7 (2,6)	1,0 (3,6)	1,3 (4,6)	1,67 (6,0)	2,1 (7,5)	2,7 (9,7)	3,2 (11,5)	4,2 (15,0)	5,8 (21,0)	7,8 (28,0)
Давление пара, МПа	1,37		1,37		1,37		1,37		1,37	
КПД котельного агрегата, %	80,7—83,7	88,8—90,2	80,4—84,3	88,5—90,6	81,5—85,2	89,0—91,2	85—86,8	88,8—91,3	84,4—86,4	89,5—91,8
Тип топочно-го устройства	ПМЗ-РПК	Горелки ГМГ	ПМЗ-РПК	Горелки ГМГ	ПМЗ-РПК	Горелки ГМГ	ПМЗ-ЛЦР ПМЗ-ЧЦР	Горелки ГМГ	ПМЗ-ЛЦР ПМЗ-ЧЦР	Горелки ГМГ
Площадь зеркала горения, м <sup>2</sup>	2,75	—	3,84	—	6,34	—	9,1	—	13,4	—
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup> :										
радиационной	1,67		21		27		37		59,7	
конвективной	58		99		171		227		301	
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м <sup>2</sup>	94		142		236		330		808	

Диаметр  
экранных и  
кипятильных  
труб, мм

51x2,5

Масса в  
объеме за-  
водской  
поставки, т

7,1

9,0

12,5

15,6

27,4

для сжигания твердого топлива в неподвижном слое на движущейся колосниковой решетке. Загрузка топлива и удаление шлака механизированы.

**Котлоагрегаты КЕ-2,5-14С, КЕ-4-14С** (табл. 1.3) предназначены для выработки только насыщенного пара давлением 1,4 МПа. Котлоагрегаты КЕ остальных типоразмеров предназначены для выработки насыщенного пара как при давлении 1,4, так и 2,4 МПа, а также перегретого пара с температурой 498 К (225°C) при  $p = 1,4$  МПа и 523 К (250°C) при  $p = 2,4$  МПа.

**Котлоагрегаты серии ДЕ** (табл. 1.4) предназначены для сжигания жидкого или газообразного топлива. Котлоагрегаты ДЕ всех типоразмеров могут вырабатывать перегретый пар с температурой 498 К (225°C) при давлении  $p = 1,4$  МПа, а при  $p = 2,4$  МПа (за исключением ДЕ-4ГМ и ДЕ-6,5ГМ) — перегретый пар с температурой 523 К (250°C).

**Котельные агрегаты типа ДКВР** оборудуются топками для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива. Твердое топливо сжигается в неподвижном слое на подвижной или неподвижной колосниковой решетке. Загрузка топлива, шлакоудаление осуществляются механически. По рекомендации завода-изготовителя котлоагрегаты ДКВР могут эксплуатироваться при повышенной сверх номинальной паропроизводительности (табл. 1.5).

Минимальная производительность котлоагрегатов ДКВР при избыточном давлении 1,3 МПа допускается не ниже 25% номинальной при работе на твердом топливе, при работе на жидком или газообразном топливе — не ниже 30% минимальной.

### 1.3.5. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

В отопительных теплогенерирующих установках, как правило, устанавливают водогрейные котельные агрегаты для получения высокотемпературной воды. При разработке конструкций водогрейных котельных агрегатов серии КВ за основу принят температурный график работы системы теплоснабжения 423—343 К (150—70°C).

Стальные водогрейные котлы имеют следующую маркировку: **КВ-ГМ** (КВ — котел водогрейный, ГМ — газомазутный); **КВ-ТС** (котел водогрейный, Т — на твердом топливе, С — слоевое сжигание); **КВ-ТК** (котел водогрейный, Т — на твердом топливе, К — камерное сжигание); цифры после буквенных обозначений указывают мощность водогрейного котла, Гкал/ч.

Водогрейные котельные агрегаты подразделяются по тепловой мощности на три группы: до 11,6 МВт (10 Гкал/ч) —



Т а б л и ц а 1.6. Основные расчетные характеристики водогрейных котлов серии КВ-ГМ

Характеристика	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-6,5	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
Тепловая мощность котла, МВт (Гкал/ч)	4,6 (4)	7,5 (6,5)	11,6 (10)	23,2 (20)	35 (30)	58 (50)	116 (100)
Рабочее давление воды, МПа	1,0—2,45						
Температура воды, °С:							
на входе в котел	70						
на выходе из котла	150						
Температура уходящих газов, °С, при сжигании:							
газа	150	153	185	190	160	140	140
мазута	245	245	230	242	250	180	180
КПД при номинальной нагрузке, % при сжигании:							
газа	90,5	91,1	91,9	91,9	91,2	92,5	92,5
мазута	86,35	87,0	88,4	88,0	87,7	91,1	91,3
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па, при сжигании:							
газа	221	229	460	600	670	1000	1200
мазута	258	261	460	600	670	1000	1200
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,119	0,120	0,15	0,23	0,19	Основной режим 0,133      0,165	
Расход топлива:							
газа, м <sup>3</sup> /ч	515	830	1260	2520	3680	6260	12520
мазута, кг/ч	500	800	1200	2450	3490	5750	11500
Расход воды через котел, т/ч	49,5	80	123,5	247	370	Основной режим 618      1235	
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup> :							
радиационной	38,6	48,9	53,6	106,6	126,9	245	325
конвективной	88,7	150,4	221,5	406,5	592,6	1223	2385

Т а б л и ц а 1. 7. Основные расчетные характеристики водогрейных котлов серии КВ-ТС

Характеристика	КВ-ТС-4	КВ-ТС-6,5	КВ-ТС-10	КВ-ТСВ-10	КВ-ТС-20	КВ-ТСВ-20	КВ-ТС-30
Тепловая мощность котла, МВт (Гкал/ч)	4,6 (4)	8,5 (6,5)	11,6 (10)	11,6 (10)	23,2 (20)	23,2 (20)	35 (30)
Рабочее давление воды, МПа	1,0—2,45						
Температура воды, °С:							
на входе в котел	70						
на выходе из котла	150						
КПД брутто, %, при сжигании угля:							
каменного марки Д	81,9	82,2	80,9	—	80,66	—	80,6
бурого марки Б2	81,1	82,1	—	82,8	—	82,5	—
Температура уходящих газов, °С	225	225	220	205	230	218	235
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па	360—440		670	1000	870	1060	960
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,1	0,11	0,12	0,11	0,21	0,19	0,15
Расход воды через котел, т/ч	49,5	80	123,5	123,5	247	247	370
Расход топлива, кг/ч:							
каменного угля марки Д	875	1420	2160	—	4320	—	6480
бурого угля марки Б2	1280	2060	—	3140	—	6290	—
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup> :							
радиационной	38,66	48,9	55,9	55,9	82,8	82,8	—
конвективной (включая фестон)	88,7	160,4	229	229	417	417	—
воздухонагревателя	—	—	—	365	—	728	—

котлоагрегаты малой мощности; 23,2 и 34,8 МВт (20 и 30 Гкал/ч) — средней; 58, 116 и 209 МВт (50, 100 и 180 Гкал/ч) — большой мощности.

Конструкция стальных водогрейных котлов серии КВ — безбарабанная с прямоточным движением воды и принудительной циркуляцией. В котлах малой и средней мощности (4–34,8 МВт) поверхности нагрева komponуются по горизонтальной схеме, в котлах большой мощности 58 и 116 МВт использована П-образная компоновка; при мощности 209 МВт — Т-образная.

Водогрейные котлы серии КВ выпускаются с топками для сжигания твердого или жидкого и газообразного топлива.

В котельных агрегатах КВ-ГМ, предназначенных для сжигания газообразного и жидкого топлива, устанавливаются ротационные газомазутные горелки РГМГ (кроме КВ-ГМ-180) соответствующей производительности (табл. 1.6).

В котлах КВ-ТС, предназначенных для сжигания твердого топлива в слое, применены топки с пневматическими забрасывателями (ПМЗ) и цепными решетками обратного хода типа ТЛЗ; они оборудованы системой возврата уноса угольной мелочи и острым дутьем.

В топках котлов КВ-ТС (табл. 1.7) не рекомендуется сжигать высокочольные высоковлажные бурые угли с теплотой сгорания меньше 11,7 МДж/кг (2800 ккал/кг), горючие сланцы, торф и твердое топливо с высоким содержанием серы. При сжигании высоковлажных бурых углей рекомендуется устанавливать воздухоподогреватели. Котельные агрегаты КВ-ТСВ оборудуются воздухоподогревателем, обеспечивающим подогрев воздуха до 200–220°C.

В котлах со словесными топками отсутствует подовый экран, имеющийся в газомазутных котлах. Экранные поверхности нагрева котлов серии КВ выполнены из труб диаметром 60x3 мм, а конвективные поверхности — из труб диаметром 28x3 мм.

#### 1.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 1.1.** Определить рабочую паропроизводительность теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых агрегатов.

*Исходные данные.* Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: технологическая (насыщенный пар  $p = 0,7$  МПа)  $Q_{\text{тех}} = 24,1$  МВт; отопительная и вентиляционная (вода)  $Q_{\text{о.в}} = 14,6$  МВт; горячего водоснабжения (вода)  $Q_{\text{г.в}} = 3,4$  МВт.

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки  $a = 0,75$ .













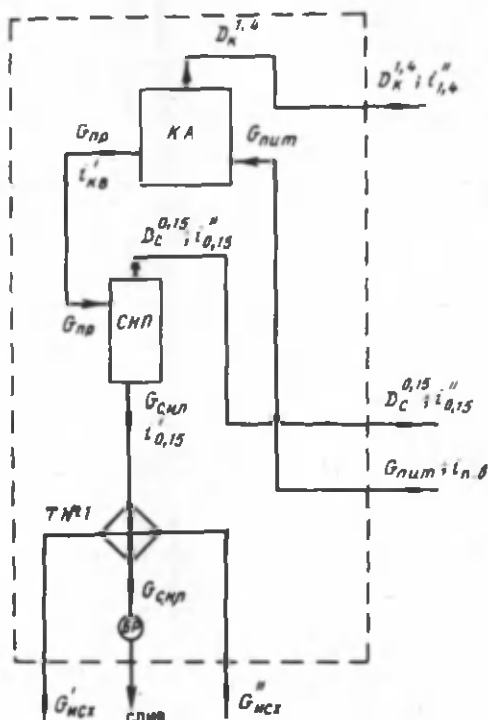








Рис. 2.4.  
Принципиальная  
схема блока котельного агрегата



на остаточную воду  $G_{\text{с.н.п}}$  и пар вторичного вскипания  $D_c^{0,15}$ , который является "чистым" рабочим телом и может использоваться в тепловой схеме теплогенерирующей установки, например в деаэраторе.

При расходе продувочной воды  $G_{\text{пр}} \geq 0,28$  кг/с экономически целесообразно использовать не только теплоту, содержащуюся в паре вторичного вскипания, но и теплоту воды  $G_{\text{с.н.п}}$ , сливаемой из сепаратора, например в водоподогревателе Т №1 (см. рис. 2.4).

Расчет СНП производится с целью определения расхода пара из сепаратора  $D_c^{0,15}$  на основе уравнений материального и теплового балансов:

$$G_{\text{пр}} = D_c^{0,15} + G_{\text{с.н.п}} \quad \text{или} \quad G_{\text{с.н.п}} = G_{\text{пр}} - D_c^{0,15}; \quad (2.9)$$

$$G_{\text{пр}} i'_{\text{к.в}} = D_c^{0,15} i''_{0,15} + G_{\text{с.н.п}} i'_{0,15}, \quad (2.10)$$

где  $i'_{\text{к.в}}$ ;  $i''_{0,15}$ ;  $i'_{0,15}$  — энтальпии, кДж/кг, котловой (продувочной) воды, насыщенного пара и воды при давлении  $p = 0,15$  МПа.

Совместное решение уравнений (2.9) и (2.10) позволяет получить расход

$$D_2^{0,15} = \frac{G_{\text{пр}} (i'_{\text{к.в}} - i''_{0,15})}{i''_{0,15} - i'_{0,15}} \quad (2.11)$$

При установке в тепловой схеме подогревателя Т №1 определяют температуры подогреваемой  $G_{\text{п}}$  и охлаждаемой  $G_{\text{с.н.п}}$  воды. Порядок расчета подогревателя Т №1 аналогичен расчету подогревателя Т №5 [см. формулы (2.15) и (2.16)].

Составим блок водоподготовки (рис. 2.5), в который включим оборудование химической обработки воды (ХВО) и деаэрационную установку (ДР).

В разрабатываемый блок исходная вода  $G_{\text{исх}}$  поступает из трубопровода питьевой или технической воды, артезианской скважины и др. для целей компенсации расхода воды на собственные нужды и всех потерь теплоносителя в тепловой схеме теплогенерирующей установки (продувка, выпар и др.) в тепловых сетях и у потребителя.

Химической обработке воды с целью ее умягчения предшествуют повышение ее напора в насосах исходной воды (НИ), необходимого для преодоления гидравлических сопротивлений в подогревателях, фильтрах ХВО, трубопроводах, а также предварительный подогрев паром  $D_2$  в подогревателе Т №2 (см. рис. 2.5) и водой: сливаемой из сепаратора непрерывной продувки (СНП) (см. рис. 2.4), в подогревателе Т №1 (до температуры 25–40°C). Указанный диапазон температур исключает конденсацию водяных паров из воздуха на внешней поверхности трубопроводов и оборудования (при минимальных теплопотерях этими поверхностями) и, кроме того, не вызывает нежелательных процессов в реагентах ХВО при достаточно высокой скорости химических реакций. Температура исходной воды  $t_{\text{исх}}$  летом принимается +15, зимой +5°C, а ее расход  $G_{\text{исх}}$  определяется с учетом использования на собственные нужды химводообработки 15–20% ее расхода  $G_{\text{хво}}$  (взрыхление, отмывка, регенерация реагентов и др.):

$$\begin{aligned} G_{\text{исх}} &= G_{\text{хво}} + G_{\text{с.х}} = G_{\text{хво}} + (0,15 \div 0,2) G_{\text{хво}} = \\ &= (1,15 \div 1,2) G_{\text{хво}} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Расход  $G_{\text{хво}}$  определяется как сумма всех потерь теплоносителя в источнике и потребителе теплоты.

Пароводяной подогреватель Т №3 и водоводяной подогреватель Т №4 обеспечивают нагрев химобработанной воды



перед деаэратором (ДР), в котором удаляются растворенные в ней коррозионно-активные газы. Чем ниже температуры химочищенной воды и конденсата  $G_K$ , поступающих в деаэратор (ДР), тем больший расход пара потребуется на деаэрацию  $D_2$ .

При атмосферной термической деаэрации (температура насыщения в деаэраторе  $102-104^\circ\text{C}$ ) рекомендуемая температура воды на входе в деаэратор  $60-90^\circ\text{C}$ , при вакуумной термической деаэрации (температура насыщения  $70^\circ\text{C}$ ) —  $55-65^\circ\text{C}$ .

При расчете подогревателей в тепловой схеме используют уравнение теплового баланса, которое для теплообменника исходной воды Т №2 (без учета тепловых потерь от внешнего охлаждения) можно записать:

$$G_{\text{ИСХ}}(i_{22} - i_{21}) + D_2 \cdot 0,7 = G_2 i_K,$$

но так как  $D_2 = G_2$ ,

$$G_{\text{ИСХ}}(i_{22} - i_{21}) = D_2 = G_2 i_K, \quad (2.13)$$

где  $i_{22} = 4,19 t_2'$ ;  $i_{21} = 4,19 t_{\text{ИСХ}}$  — энтальпия воды на выходе и входе в подогреватель Т №2, кДж/кг;  $i_{0,7}$  — энтальпия насыщенного пара при давлении 0,7 МПа;  $i_K$  — энтальпия конденсата после подогревателя (может рассчитываться для температуры  $t_K = 60-90^\circ\text{C}$ ; т.е.  $i_K = 4,19 t_K$ , кДж/кг).

Расход пара, кг/с, на подогреватель Т №2 исходной воды

$$D_2 = \frac{G_{\text{ИСХ}}(i_{22} - i_{21})}{i_{0,7} - i_K}. \quad (2.14)$$

Водо-водяной подогреватель химочищенной воды Т №4 рассчитывается аналогично (2.13), т.е.

$$G_{\text{ХВО}}(i_{42} - i_{41}) = G_D(i_D - i_{\text{НВ}}), \quad (2.15)$$

где  $i_{42}$  — энтальпия, кДж/кг, химочищенной воды на выходе из подогревателя, рассчитывается по температуре, рекомендуемой для данного типа деаэратора;  $i_{41} = i_{32}$  — энтальпия химобрабатываемой воды на входе в подогреватель Т №4 (искомая величина);  $i_D$  — энтальпия воды на выходе из деаэратора;  $i_{\text{НВ}}$  — энтальпия питательной воды (температура питательной воды принимается не ниже  $70^\circ\text{C}$ ), кДж/кг.

Температура воды на входе в подогреватель Т №4 (на выходе из Т №3) из формулы (2.15)

$$= \frac{i_{32} - i_{42}}{4,19} + \frac{G_{\text{ХВО}}}{L \cdot 4,19} (i_D - i_{\text{НВ}}). \quad (2.16)$$

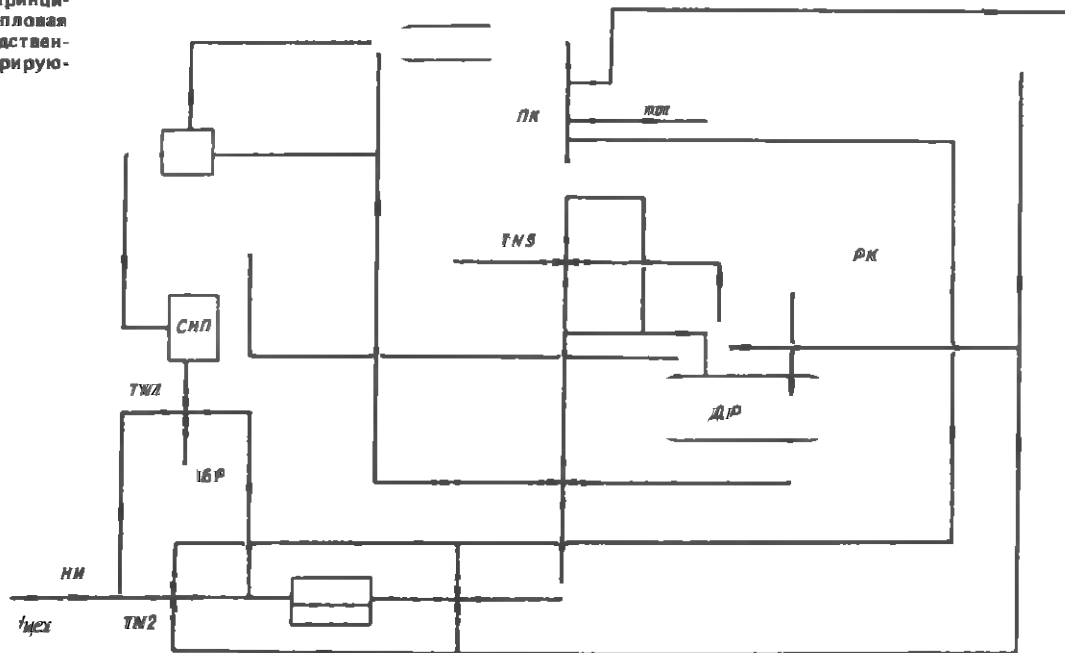


Для определения требуемого расхода пара 0 3 в пароводяном подогревателе Т №3 используем уравнение [аналогичное (2.14)]:

$$0, = \circ \text{тм} \wedge ! - - - - . \quad (2.17)$$



Рис. 2.6. Принципиальная тепловая схема производственной теплогенерирующей установки



расчет следует повторить, приняв  $D_{С.Н}$  [формула (2.6)] равным расходу  $D_{С.Н}^P$ , определенному по формуле (2.24).

Если расхождение менее указанной величины, расчет режима работы тепловой схемы считается законченным.

Расчет других режимов работы теплогенерирующей установки производится аналогично.

Принципиальная тепловая схема производственной теплогенерирующей установки (рис. 2.6) составляется путем объединения всех рассмотренных блоков.

Подбор мощности и числа теплотехнического оборудования, насосов и др. осуществляется по результатам расчетов работы тепловой схемы в различных режимах с использованием данных справочников и каталогов типового оборудования [5, 8].

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 2.6) с паровыми котлами малой мощности низкого давления  $p = 1,4$  МПа серии ДЕ при работе на газе приведен в табл. 2.1 в виде исходных данных и результатов расчета одного режима работы с максимальной нагрузкой.

Т а б л и ц а 2.1. Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Величина
<b>Исходные данные</b>			
1	Параметры технологического пара; давление, МПа	$p_{\text{тех}}$	0,7, насыщенный
2	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления, $D_{\text{тех}}$	7,2
3	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	$\mu$	60
4	Солесодержание исходной воды, мг/л	$S_{\text{и.в}}$	360
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	$t_{\text{тех}}$	55
<b>Результаты расчета</b>			
6	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	Формула (2.1) $G_{\text{тех}} = \frac{\mu D_{\text{тех}}}{100}$	4,32
7	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{\text{тех}}^{\text{пот}} = D_{\text{тех}} - G_{\text{тех}}$	2,88
8	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.7) $D_{\text{пот}} = 0,03 D_{\text{тех}}$	0,22

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Величина
9	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (2.6) $D_{с.н} = 0,1 D_{тех}$	0,72
10	Перопроизводительность ТГУ $p = 0,7$ МПа, кг/с	Формула (2.5) $D_{к}^{0,7} = D_{тех} + D_{с.н} + D_{пот}$	8,14
11	Сумма потерь пара и технологического конденсата (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{тех}^{пот} + D_{пот}$	3,1
12	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_x = G_{пот} / D_{к}^{0,7}$	0,38
13	Солесодержание химобработанной воды, мг/кг	Принимаем $S_x = S_{и.в}$	360
14	Солесодержание котловой воды, мг/кг	$S_{к.в}$ (принимается по данным табл. 3.3)	3000
15	Процент продувки, %	$P_n = \frac{S_x \Pi_x 100}{S_{к.в} - S_x \Pi_x}$	4,78 ≈ 4,8
16	Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, при давлении, МПа:	По паровым таблицам	
	1,4	$i'_{1,4}$	2790
	0,7	$i'_{0,7}$	2763
	0,15	$i'_{0,15}$	2693
17	Энтальпия, кДж/кг: технологического конденсата конденсата ( $t_k = 80^{\circ}\text{C}$ )	$i_{тех} = 4,19$ $t_{тех} = 4,19-55$ $i_k = 4,19$ $t_k = 4,19-80$	230,5 335,2
	питательной воды ( $t_{п.в} = 90^{\circ}\text{C}$ )	$i_{п.в} = 4,19$ $t_{п.в} = 4,19-90$	377,1
	воды в диверзоре ( $t_d = 100^{\circ}\text{C}$ )	$i'_d = 4,19$ $t'_d = 4,19-100$	419
	исходной воды ( $t_{и.в} = 5^{\circ}\text{C}$ )	$i_{и.в} = 4,19$ $t_{и.в} = 4,19-5$	21
	насыщенной воды ( $p = 0,15$ МПа)	$i'_{0,15}$ (по паровым таблицам)	467
	котловой воды ( $p = 1,4$ МПа)	$i'_{1,4}$ ( " " )	830
18	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (2.4) $G_{роу} = D_{к}^{0,7} \frac{i'_{1,4} - i'_{0,7}}{i'_{1,4} - i_{п.в}}$	0,09
19	Перопроизводительность ТГУ ( $p = 1,4$ МПа) кг/с	Формула (2.2) $D_{к}^{1,4} = D_{к}^{0,7} - G_{роу}$	8,05

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Величина
20	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (2.8) $G_{пр} = \frac{P_{пр} D_K^4}{100}$	0,38 > 0,14
21	Расход пара ( $p = 0,15$ МПа) из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.11) $D_c^{0,15} = G_{пр} \frac{i_{к,в} - i_{0,15}'}{i_{0,15}'' - i_{0,15}'}$	0,06
22	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.9) $G_{с.н.п} = G_{пр} - D_c^{0,15}$	0,32 > 0,28
23	Расход воды из деаэратора, кг/с	Формула (2.21) $G_d = D_K^{0,7} + G_{пр}$	8,52
24	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (2.18) $D_{вып} = d G_d$	0,02
25	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные см. п.11), кг/с	$G_{пот} = G_{тех}^{пот} + D_{пот} + D_{вып} + G_{с.н.п}$	3,44
26	Расход химобработанной воды, кг/с	$G_{хво} = G_{пот}$	3,44
27	Расход исходной воды, кг/с	Формула (2.12) $G_{исх} = 1,15 G_{хво}$	3,96
28	Расход пара на подогреватель исходной воды Т №2, кг/с	Формула (2.14) $D_2 = G_{исх} \frac{i_{22} - i_{21}}{i_{0,7}'' - i_{к}}$	0,13
29	Температура исходной воды после подогревателя Т №1, °С	Формула (2.19) $t_{12} = \frac{i_{22} + G_{с.н.п} / G_{исх} (i_{0,15}'' - i_{к})}{4,19}$	27,5
30	Температура воды на входе в Т №4 (на выходе из Т №3), °С	Формула (2.16) $t_{41} = \frac{1}{4,19} [i_{42} - \frac{G_d}{G_{хво}} (i_{д}' - i_{п,в})]$ , где $i_{42} = 4,19 t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 336,2$ кДж/кг	53,0
31	Расход пара на подогреватель Т №3, кг/с	Формула (2.17) $D_3 = \frac{G_{хво} (i_{32} - i_{12})}{i_{0,7}'' - i_{к}}$ , где $i_{32} = i_{41} = 4,19 t_{41}$ ; $i_{12} = 4,19 t_{12}$	0,14

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Величина
32	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, °С	Формула (2.19) $t_{52} = \frac{1}{419} \left[ i_{42} + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\text{хво}}} (i_{\text{д}}'' - 83,3 - i_{\text{к}}) \right]$	
33	Расход пара на деаэрацию, кг/с	Формула (2.23) $D_{\text{д}} = \frac{G_{\text{д}} i_{\text{д}}'' + D_{\text{вып}} i_{\text{д}}''}{i_{0,7}''}$	0,47
		$\frac{G_{\text{хво}} i_{52} + D_{\text{с}} i_{0,15}'' + G_{\text{тех}} i_{\text{тех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}}}{i_{0,7}''}$	
34	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (2.24) $D_{\text{с.н}}^{\text{р}} = D_{\text{д}} + D_2 + D_3$	0,65
		По п. 9 $D_{\text{с.н}} = 0,72$ кг/с	
35	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (2.25) $D_{\text{к.р}}^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.н}}^{\text{р}} + D_{\text{пот}}$	8,07
		По п. 10 $D_{\text{к}}^{0,7} = 8,14$ кг/с	
36	Ошибка расчета, %	Формула (2.26) $\Delta = \frac{D_{\text{к.р}}^{0,7} - D_{\text{к}}^{0,7}}{D_{\text{к.р}}^{0,7}} \cdot 100$	0,87 < 2%

## 2.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки предназначены для обеспечения тепловой энергией коммунально-бытовых потребителей и теплотехнических нужд производственных предприятий. Коммунально-бытовые потребители получают от производственно-отопительной теплогенерирующей установки горячую воду для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий.

Для технологических целей требуется преимущественно насыщенный пар давлением 0,5–0,7 МПа, потребление которого зависит от мощности и режима работы предприятия (см. рис. 2.1). При одно- и двухсменных режимах работы предприятий потребление пара будет отличаться значительной су-

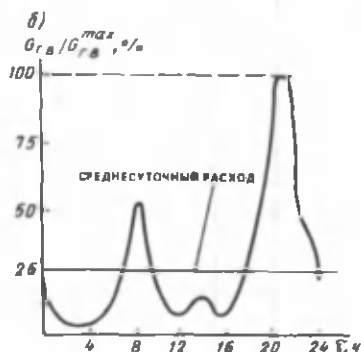
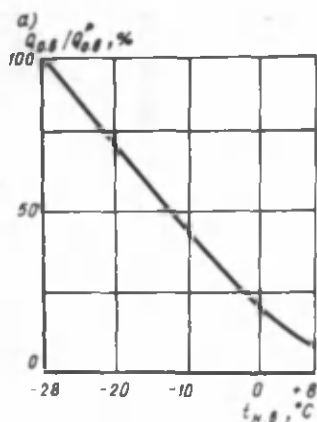


Рис. 2.7. Изменение расхода теплоты на отопление и вентиляцию зданий в зависимости от температуры наружного воздуха (а) и на горячее водоснабжение в течение суток (б)

точной неравномерностью, что в случае большого удельного веса технологической нагрузки в объеме общей паропроизводительности производственно-отопительной теплогенерирующей установки может существенно сказаться на суточном графике ее работы.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий зависит от температуры наружного воздуха (рис. 2.7, а). Причем изменение расхода теплоты на вентиляцию зданий при колебаниях температуры наружного воздуха будет более существенным, чем на отопление, так как в последнем случае колебания температуры наружного воздуха компенсируются за счет теплоаккумулирующей способности зданий.

В течение суток колебания температуры атмосферного воздуха могут иметь значительную амплитуду, что повлечет за собой изменение потребности в тепловой мощности и обусловит неравномерность работы теплогенерирующей установки.

Потребление теплоты на горячее водоснабжение имеет сложный суточный график (рис. 2.7, б). В коммунально-бытовом потреблении горячей воды четко выражены максимумы в утренние и вечерние часы. Средний суточный расход теплоты на горячее водоснабжение является расчетной величиной, однако нужно учитывать, что в последние дни недели и она резко увеличивается (примерно в 1,9–2,2 раза).

Суммарный суточный график потребления теплоты для производственно-отопительной теплогенерирующей установки отражает суточную неравномерность перечисленных нагрузок.



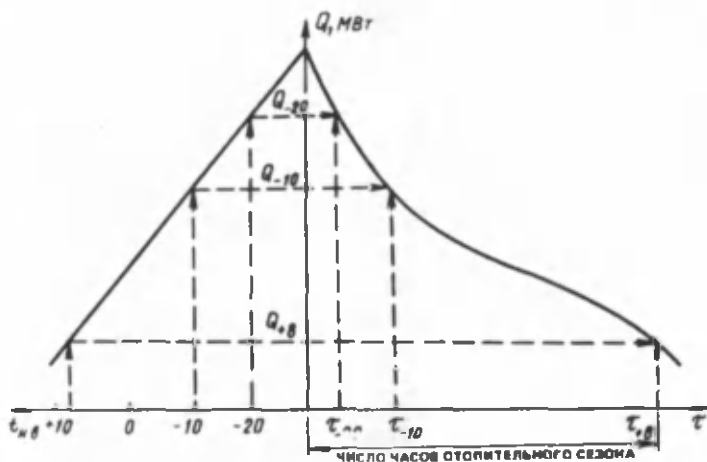


Рис. 2.8. Годовой график отопительной нагрузки теплогенерирующей установки

зок и обычно имеет ступенчатый вид. Суточная неравномерность работы теплогенерирующей установки должна оцениваться исходя из конкретных условий; она определяется относительной долей нагрузки горячего водоснабжения и технологической нагрузки (при одно- и двухсменной работе предприятий—потребителей пара) в балансе тепловых нагрузок источника теплоты.

Если в балансе теплопотребления основное количество теплоты идет на отопление и вентиляцию, то колебания тепловой мощности не столь существенны и могут характеризоваться величиной относительного среднесуточного теплопотребления  $\Sigma Q_{\text{ср}}/\Sigma Q_{\text{max}} \approx 0,8 \div 0,9$ .

Годовой график нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки (рис. 2.8) строится путем сложения годовых графиков отопительной (отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) и производственной нагрузок. При построении годовых графиков нагрузки суточная неравномерность потребления теплоты не учитывается. Для построения годового графика нагрузки отопления и вентиляции используются климатологические данные длительности стояния данной температуры [12].

В левой части графика строят зависимость требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки от температуры наружного воздуха. Затем эти данные переносят в правую часть графика, где по оси абсцисс откладывают число часов стояния конкретной температуры воздуха в заданном районе.

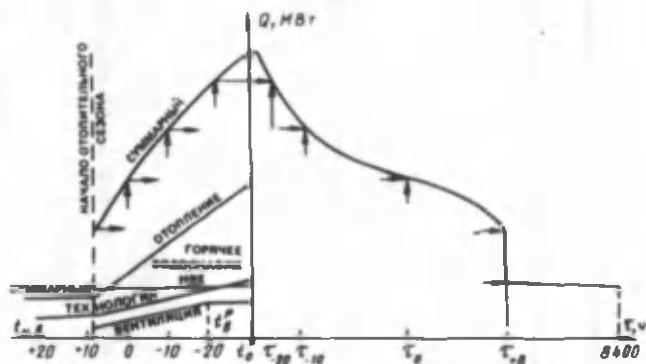


Рис. 2.9. Годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки

Нагрузка горячего водоснабжения при построении годового графика принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха как для отопительного, так и для летнего периода. Однако в летнее время расчетная нагрузка на горячее водоснабжение меньше, чем в отопительный период, так как расчетная температура холодной воды, поступающей в тепловой пункт из водопровода зимой, принимается  $t = +5^{\circ}\text{C}$ , а летом  $t = +15^{\circ}\text{C}$ . Следовательно, расход теплоты на горячее водоснабжение в летнее время по отношению к расходу теплоты в течение отопительного периода (при температуре воды, поступающей на горячее водоснабжение,  $t_{г.в} = 60^{\circ}\text{C}$ ) составит:

$$\frac{Q_{г.в}^л}{Q_{г.в}^з} = \frac{G_{г.в}^{\text{потр}} c_v (60 - 15)}{G_{г.в}^{\text{потр}} c_v (60 - 5)} = 0,82, \quad (2.27)$$

где  $Q_{г.в}^л$ ;  $Q_{г.в}^з$  — расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение летом и зимой, кВт;  $G_{г.в}^{\text{потр}}$  — расчетный (часовой) расход горячей воды у потребителя, кг/с;  $c_v$  — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

За расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение принимают максимальный часовой (пиковый), если в системе теплоснабжения не используются аккумулирующие емкости (для выравнивания суточного графика), и средний часовой за сутки при установке баков-аккумуляторов.

Примерный годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки пред-

ставлен на рис. 2.9. Следует иметь в виду, что расходы теплоты на коммунально-бытовые нужды должны определяться исходя из конкретных условий работы теплогенерирующей установки в системе теплоснабжения с учетом режимов работы тепловых сетей. Наибольшее влияние на состав тепловой схемы теплогенерирующей установки и режимы ее работы оказывает наличие (открытая система теплоснабжения) или отсутствие (закрытая система теплоснабжения) водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения.

### 2.2.1. ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При составлении тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения необходимо учитывать, что для целей горячего водоснабжения сетевая вода из подающего трубопровода поступает в подогреватели системы горячего водоснабжения, где холодная вода из водопровода нагревается и поступает к водоразборным кранам потребителей, а охлажденная сетевая вода возвращается в обратный трубопровод тепловых сетей.

Отсутствие водоразбора из тепловых сетей значительно уменьшает расход подпиточной воды, проходящей водоподготовку в тепловой схеме источника и направляемой для компенсации всех потерь теплоносителя в тепловых сетях и теплогенерирующей установке.

Принципиальную тепловую схему производственно-отопительной теплогенерирующей установки будем составлять, используя ранее рассмотренную (см. п. 2.1) принципиальную тепловую схему производственной теплогенерирующей установки.

Основные изменения потребуется внести в блок технологического потребления пара (см. рис. 2.2), дополнив его установкой для подогрева сетевой воды, группой сетевых насосов и др. Блок отопительно-производственного потребления теплоты (рис. 2.10) предназначен для подготовки и отпуска насыщенного пара на нужды технологического потребления и горячей воды на коммунально-бытовые цели при закрытой двухтрубной системе теплоснабжения.

Пар на производственные цели  $D_{\text{тех}}$  отпускается аналогично ранее рассмотренной схеме на рис. 2.2 через редуциционно-охладительную установку и паровой коллектор. Технологический конденсат  $G_{\text{тех}}$  также возвращается в блок водоподготовки, куда от парового коллектора направляется насыщенный пар на собственные нужды  $D_{\text{с.н}}$  источника теплоты.

Пар на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение  $D_{\text{с.т}}$  от парового коллектора ПК направляется в сетевые

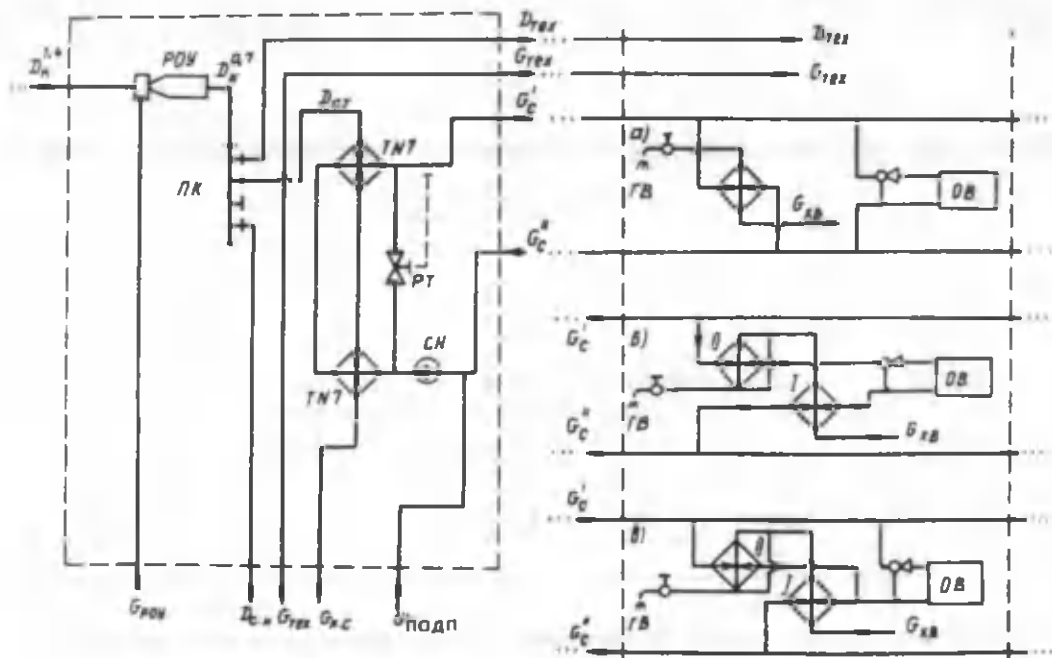


Рис. 2.10. Принципиальная схема блока теплопотребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

подогреватели Т №6, Т №7, где передает теплоту воде тепловых сетей  $G_c$  закрытой двухтрубной системы теплоснабжения (см. рис. 2.10).

Циркуляция теплоносителя в тепловых сетях осуществляется за счет работы группы сетевых насосов СН, устанавливаемых на обратной магистрали. Температура сетевой воды, направляемой в тепловые сети  $G'_c$ , регулируется в соответствии с температурным графиком (см. рис. 1.3) регулятором температуры РТ путем перепуска части обратной сетевой воды, минуя сетевые подогреватели.

Потери теплоносителя в тепловых сетях компенсируются подачей подпиточной воды  $G_{\text{подп}}$ , прошедшей водоподготовку, в обратный трубопровод перед сетевыми насосами. Расход подпиточной воды, кг/с, для закрытых систем теплоснабжения принимается в размере 1,5–2% расхода сетевой воды

$$G_{\text{подп}} = (0,015 \div 0,02) G'_c \quad (2.28)$$

Конденсат от сетевых подогревателей  $G_{\text{к.с}}$  подается на деаэрацию в блок водоподготовки.

При определении общего расхода сетевой воды важно учесть влияние схемы включения подогревателей системы горячего водоснабжения. Так, при независимой (параллельной) схеме включения теплообменников горячего водоснабжения и отопительно-вентиляционных потребителей (см. рис. 2.10,а) общий расход сетевой воды будет складываться из расхода сетевой воды на горячее водоснабжение  $G_c^{\text{г.в}}$ , отопление и вентиляцию  $G_c^{\text{о.в}}$ :

$$G'_c = G_c^{\text{г.в}} + G_c^{\text{о.в}} \quad (2.29)$$

При качественном регулировании отпуска теплоты температуры подающей и обратной сетевой воды принимаются по отопительному температурному графику (см. рис. 1.3). Тогда для максимально-зимнего режима расход сетевой воды, кг/с, при параллельной схеме (см. рис. 2.10) можно определить по формуле

$$G'_c = \frac{Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}}}{c_{\text{в}} (t'_c - t''_c)} = \frac{Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}}}{4,19 (150 - 70)} \quad (2.30)$$

Температура воды, поступающей в систему отопления и вентиляции потребителя регулируется, например, с помощью элеваторного узла смешения прямой сетевой воды ( $t'_c = 150^\circ\text{C}$  в расчетном режиме) с обратной из системы отопле-

ния ( $t_{0,В}'' = 70^{\circ}\text{C}$ ) для получения воды с температурой ( $t_{0,В}' = 95^{\circ}\text{C}$ ), поступающей в систему отопления и вентиляции коммунально-бытового потребителя.

Температура воды, поступающей в водоразборные краны системы горячего водоснабжения ( $t_{г,В} = 60^{\circ}\text{C}$ ), регулируется изменением расхода сетевой воды через подогреватели горячего водоснабжения, установленные в тепловом пункте.

Кроме независимой (параллельной) схемы подключения к тепловым сетям узла приготовления воды для отопления и вентиляции используются зависимые схемы.

При последовательном (см. рис. 2.10,б) и смешанном (см. рис. 2.10,в) включении подогревателей горячего водоснабжения сетевая вода после системы отопления, вентиляции поступает в подогреватели горячего водоснабжения I ступени, а уже затем в обратный трубопровод тепловой сети. При необходимости догрев воды горячего водоснабжения (до  $60^{\circ}\text{C}$ ) осуществляется прямой сетевой водой в подогревателях II ступени.

Вместе с тем для нормального функционирования системы отопления снижение температуры сетевой воды в подогревателе II ступени при последовательной схеме (см. рис. 2.10,б) не должно отражаться на количестве теплоты, подаваемой в отапливаемое помещение. Поэтому для сохранения теплового режима отапливаемых помещений необходимо повышение температуры воды в тепловой сети при сохранении нормального отопительного расхода сетевой воды (повышенные температурные графики).

Основное преимущество последовательной и смешанной схем теплового пункта заключается в более глубоком охлаждении обратной сетевой воды, что обеспечивает снижение ее расчетных расходов. Подробное описание режимов работы этих схем и последовательность их расчета приведены в [5].

Важной особенностью закрытых систем теплоснабжения является отсутствие непосредственного водоразбора из тепловых сетей, что определяет малый расход подпиточной воды [формула (2.28)]. Поэтому оказывается экономически целесообразным не устанавливать дополнительный узел водоподготовки для подпиточной воды, а готовить ее в узле водоподготовки питательной воды котельных агрегатов, несмотря на то, что стоимость питательной воды выше, поскольку она требует двух ступеней умягчения и деаэрации, в то время как для подпиточной воды тепловых сетей достаточно одной ступени.

Таким образом, устройство блоков котельного агрегата и водоподготовки при закрытой системе теплоснабжения будет мало отличаться от этих же блоков в рассмотренной ранее тепловой схеме производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 2.4 и 2.5).

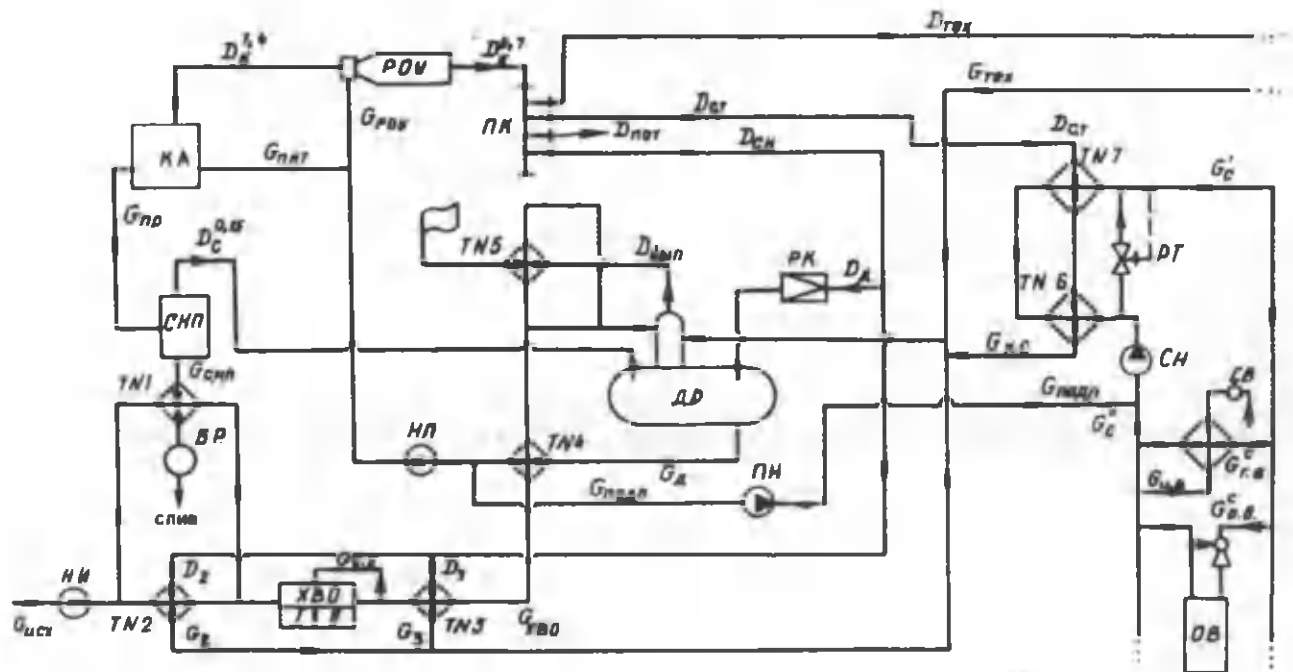


Рис. 2.11. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения

В соответствии с [11] тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования теплогенерирующих установок должны определяться для трех характерных режимов:

- 1) максимально-зимнего при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;
- 2) наиболее холодного месяца — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодном месяце;
- 3) летнего — при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода (расчетные параметры А).

Указанные средние расчетные температуры наружного воздуха принимаются в соответствии с [12].

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим для закрытой системы теплоснабжения с независимой (параллельной) схемой подключения к тепловым сетям потребителей горячего водоснабжения, отопления и вентиляции (рис. 2.11). Теплогенерирующая установка с паровыми котельными агрегатами низкого давления  $p = 1,4$  МПа, серии ДЕ при работе на газе. Исходные данные и результаты расчета максимально-зимнего и летнего режимов работы тепловой схемы приведены в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2.2. Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
<b>Исходные данные</b>				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_{н.в}$	-26	+8
2	Параметры технологического пара — давления, МПа	$p_{тех}$	0,7 (насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления $D_{тех}$	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	$\mu$	60	
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	$t_{тех}$	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{о.в}$	12,0	—
7	Нагрузка горячего водоснабжения (зима), МВт	$Q_{г.в}^3$	2,8	—



№ п.п.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{и.в}$	360	
9	Температура, °С, и энтальпия сетевой воды в трубопроводе: подающем  обратном	$t_c'$ температурный график $i_c' = 4,19 t_c'$	150	70
		$t_c''$ температурный график $i_c'' = 4,19 t_c''$	628,5	293,3
		$t_c'''$ температурный график $i_c''' = 4,19 t_c'''$	70	42,5
10	Энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении, МПа: 1,4 0,7 0,15 0,12	Паровые таблицы		
		$i_{1,4}''$	2790	
		$i_{0,7}''$	2763	
		$i_{0,15}''$	2693	
		$i_{0,12}''$	2683	
11	Энтальпия, кДж/кг: технологического конденсата конденсата, $t_k = 80^\circ\text{C}$ питательной воды, $t_{п.в} = 90^\circ\text{C}$ воды в диверторе, $t_d = 100^\circ\text{C}$ исходной воды, $t_{и.в} = 5^\circ\text{C}$ насыщенной воды, $p = 0,15$ МПа котловой воды, $p = 1,4$ МПа	$i_{тех} = 4,19 t_{тех}$	230,5	251,4
		$i_k = 4,19 t_k = 4,19 \cdot 80$	335,2	
		$i_{п.в} = 4,19 t_{п.в} = 4,19 \cdot 90$	377,1	
		$i_d = 4,19 t_d = 4,19 \cdot 100$	419	
		$i_{и.в} = 4,19 t_{и.в} = 4,19 \cdot 5$	21	
		$i_{0,15}^I$ (паровые таблицы)	467	
		$i_{1,4}^I$ (паровые таблицы)	830	
<b>Результаты расчета</b>				
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	Формула (2.1) $G_{тех} = \frac{\mu D_{тех}}{100}$	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{тех}^{пот} = D_{тех} - G_{тех}$	2,88	2,72
14	Нагрузка горячего водоснабжения (лето), МВт	Формула (2.27) $Q_{г.в}^I = 0,82 Q_{г.в}^3$	см. п.7	2,3
15	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	$Q_c = Q_{о.в} + Q_{г.в}$	14,8	2,3
16	Расход пара на сетевые подогреватели, кг	$D_{с.т} = \frac{Q_c \cdot 10^3}{i_{0,7}'' - i_k}$	6,09	0,95

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
17	Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	$D_{\text{вн}} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.т}}$	13,29	7,75
18	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.7) $D_{\text{пот}} = 0,03 D_{\text{вн}}$	0,4	0,23
19	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (2.6) $D_{\text{с.н}} = 0,05 D_{\text{вн}}$	0,66	0,39
20	Расход сетевой воды, кг/с:			
	для отопления и вентиляции	$G_{\text{о.в}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{о.в}} \cdot 10^3}{i'_{\text{с}} - i''_{\text{с}}}$	35,8	—
	для горячего водоснабжения	$G_{\text{г.в}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{г.в}} \cdot 10^3}{i'_{\text{с}} - i''_{\text{с}}}$	8,35	19,96
21	Общий расход сетевой воды, кг/с	$G_{\text{с}}^{\text{с}} = G_{\text{о.в}}^{\text{с}} + G_{\text{г.в}}^{\text{с}}$	44,15	19,96
22	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	Формула (2.28) $G_{\text{подп}} = 0,015 G_{\text{с}}^{\text{с}}$	0,66	0,3
23	Паропроизводительность ТГУ $p = 0,7$ МПа, кг/с	$D_{\text{к}}^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.т}} + D_{\text{с.н}} + D_{\text{пот}}$	14,35	8,37
24	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{\text{пот}} = G_{\text{пот}}^{\text{тех}} + D_{\text{пот}} + G_{\text{подп}}$	3,94	3,25
25	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_{\text{х}} = G_{\text{пот}} / D_{\text{к}}^{0,7}$	0,27	0,38
26	Солеосодержание воды, мг/кг:			
	химобработанной котловой	Принимаем $S_{\text{х}} = S_{\text{и.в}}$ $S_{\text{к.в}}$ (принимается по табл. 3)		360 3000
27	Процент продувки, %	$P_{\text{п}} = \frac{S_{\text{х}} \Pi_{\text{х}} 100}{S_{\text{к.в}} - S_{\text{х}} \Pi_{\text{х}}}$	3,22	4,7
28	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (2.4) $G_{\text{роу}} = D_{\text{к}}^{0,7} \frac{i''_{1,4} - i''_{0,7}}{i''_{1,4} - i''_{\text{п.в}}}$	0,16	0,1

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
29	Паропроизводительность ТГУ, $p = 1,4$ МПа, кг/с	Формула (2.2) $D_k^{1A} = D_k^{0,7} - G_{\text{рау}}$	14,19	8,27
30	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (2.8) $G_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}} D_k^{1,4}}{100}$	0,46	0,39
31	Расход пара $p = 0,15$ МПа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.11) $D_c^{0,15} = G_{\text{пр}} \frac{i'_{\text{к.в}} - i'_{0,15}}{i'_{0,15} - i'_{0,15}}$	0,08	0,07
32	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.9) $G_{\text{с.н.п}} = G_{\text{пр}} - D_c^{0,15}$	0,38	0,32
33	Расход воды из деаэратора, кг/с	Формула (2.21) $G_d = D_k^{0,7} + G_{\text{пн}} + G_{\text{подп}}$	15,47	9,06
34	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (2.18) $D_{\text{вып}} = dG_d$	0,03	0,02
35	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные см. п. 26), кг/с	Формула (2.21) $G_{\text{пот}} = G_{\text{тех}}^{\text{пот}} + D_{\text{пот}} + G_{\text{подп}} + D_{\text{вып}} + G_{\text{с.н.п}}$	4,35	3,59
36	Расход воды, кг/с: химобработанной	Формула (2.12) $G_{\text{хво}} = G_{\text{пот}}$	4,35	3,59
	исходной	Формула (2.12) $G_{\text{исх}} = 1,15G_{\text{хво}}$	5,0	4,13
37	Расход пара на подогреватель исходной воды Т № 2, кг/с	Формула (2.14) (принято $t_{22} = 25^{\circ}\text{C}$ ) $D_2 = G_{\text{исх}} \frac{i_{22} - i_{21}}{i_{0,7} - i_{\text{к}}}$	0,17	0,07
38	Температура исходной воды после подогревателя Т № 1, $^{\circ}\text{C}$	Формула (2.19) $t_{12} = \frac{i_{22} + \frac{G_{\text{с.н.п}}}{G_{\text{исх}}} (i_{0,15} - i_{\text{к}})}{4,19}$	27,4	27,5
39	Температура воды на входе в Т № 4 (на выходе из Т № 3), $^{\circ}\text{C}$	Формула (2.16) $t_{41} = \frac{1}{4,19} [i_{42} - \frac{G_d}{G_{\text{хво}}} (i'_d - i'_{\text{п.в}})]$ , где $i_{42} = 4,19t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг	44,4	54,8

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
40	Расход пара на подогреватель Т №3, кг/с	Формула (2.17) $D_3 = \frac{G_{\text{хво}} (i_{32} - i_{12})}{i_{0,7}'' - i_{\text{к}}}$ где $i_{32} = i_{41} = 4,19t_{41}$ ; $i_{12} = 4,19t_{12}$	0,13	0,19
41	Температура химводоподготовленной воды после охладителя выпара, °С	Формула (2.19) $t_{52} = \frac{1}{4,19} [i_{42} + \frac{\bar{D}_{\text{вып}}}{G_{\text{хво}}} (i_{\text{д}}'' - i_{\text{к}})]$	83,8	83,1
42	Расход пара на деаэрацию, кг/с	Формула (2.23) $D_{\text{д}} = \frac{G_{\text{д}} i_{\text{д}}' + D_{\text{вып}} i_{\text{д}}''}{i_{0,7}''}$ $G_{\text{хво}} i_{42} + D_{\text{с}} i_{0,15}'' + G_{\text{тех}} i_{\text{тех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}}$	0,59	0,25
43	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (2.24) $D_{\text{с.н}}^{\text{р}} = D_{\text{д}} + D_2 + D_3$ по п. 19 $D_{\text{с.н}}$	0,89	0,51
44	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (2.26) $D_{\text{кр}}^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.н}}^{\text{р}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{с.т}}$ по п. 9 $D_{\text{кр}}^{0,7}$	0,66 14,58	0,39 8,49
45	Ошибка расчета, %	Формула (2.26) $\Delta = \frac{D_{\text{кр}}^{0,7} - D_{\text{кр}}^{0,7}}{D_{\text{кр}}^{0,7}} \cdot 100$	14,36 1,6 < 2	8,37 1,4 < 2

## 2.2.2. ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения должна составляться с учетом основной особенности ее функционирования, связанной с наличием непосредственного водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения (см. рис. 1.3). Предусмотренное расходование сетевой воды через водоразборные краны системы горячего водоснабжения приводит к существенному увеличению потерь теплоносителя, что требует соответствующего увеличения производительности системы водоподготовки в источнике теплоты. Чтобы получить некоторое количественное представление о соотношении расходов подпиточной воды в закрытой и открытой системах теплоснабжения одинаковой мощности, сопоставим эти цифры в примерах расчета (см. табл. 2.2 и 2.3).

Для закрытой системы теплоснабжения расход подпиточной воды для компенсации всех потерь в соответствии с формулой (2.28) составил

$$G_{\text{подп}} = (0,015 \div 0,02) G'_c = 0,66 \text{ кг/с};$$

для открытой системы теплоснабжения (табл. 2.3)

$$G_{\text{подп}} = (0,015 \div 0,02) G'_c + G_{\text{г.в}}^c = 13,13 \text{ кг/с}.$$

Как видно, расход подпиточной воды на компенсацию потерь теплоносителя в открытых системах теплоснабжения в данном примере в 20 раз больше, чем в закрытых. Столь значительное увеличение расхода подпиточной воды, а следовательно, и увеличение производительности водоподготовки (в составе ТГУ), обуславливает экономическую целесообразность раздельной подготовки питательной воды для паровых котлов и подпиточной воды тепловых сетей. Кроме того, показатели качества подпиточной воды тепловых сетей ниже, чем питательной воды паровых котлов низкого давления (см. гл. 3), что позволяет обойтись в подавляющем большинстве случаев одной ступенью умягчения и термической деаэрацией подпиточной воды. Вместе с тем использование сетевой воды непосредственно для бытовых целей горячего водоснабжения предъявляет к ней повышенные санитарно-гигиенические требования. В открытых системах теплоснабжения сетевая вода должна отвечать требованиям ГОСТ 2874—82 "Вода питьевая".

Следствием предусматриваемого расходования сетевой воды на нужды горячего водоснабжения в открытых тепловых сетях является также существенное упрощение схемы тепловых пунктов (абонентских вводов), поскольку в них

отсутствуют поверхностные теплообменники горячего водоснабжения.

Наряду с этим следует отметить достоинства открытых систем теплоснабжения:

а) возможность уменьшения расчетной производительности источника теплоты при установке в нем баков-аккумуляторов горячей воды (осреднение расхода теплоты на горячее водоснабжение);

б) снижение металлоемкости местных сетей холодного водоснабжения (вода для местных систем горячего водоснабжения подается по тепловым сетям);

в) увеличение срока службы местных распределительных сетей горячего водоснабжения, так как в них подается вода из тепловых сетей, не содержащая солей жесткости и коррозионно-активных газов.

К недостаткам открытых систем теплоснабжения (кроме необходимости раздельной подготовки питательной и подпиточной воды) следует отнести также возможность ухудшения качества разбираемой на цели горячего водоснабжения воды (цветность, запах и др.) и сложность контроля утечек теплоносителя из-за неплотности системы.

Открытые системы теплоснабжения целесообразно применять при малой и очень большой жесткости исходной воды, так как при малой жесткости исходной воды упрощается схема водоподготовки, а при очень жесткой воде или при высокой концентрации агрессивных газов вместо водоподготовки на каждом тепловом пункте (абонентском вводе) в открытых схемах можно использовать централизованную водоподготовку в теплогенерирующей установке, что является экономически более обоснованным решением.

В тепловой схеме теплогенерирующей установки при работе с открытой системой теплоснабжения изменяется блок водоподготовки (рис. 2.12). В узле химводоочистки этого блока обрабатываемая вода разделяется на два потока:

1) питательная вода  $G_{\text{хво}}^1$  паровых котельных агрегатов, прошедшая две ступени умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор питательной воды ДР1, а из него — на питание котельных агрегатов и в РОУ;

2) подпиточная вода  $G_{\text{хво}}$  тепловых сетей, прошедшая одну ступень умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор подпиточной воды ДР2 (называемый в открытых схемах деаэратором горячего водоснабжения), а затем — на подпитку тепловых сетей.

При расчете тепловых схем важно знать, что увеличение количества воды, проходящей водоподготовку при открытых системах теплоснабжения, приводит к росту потребления пара на собственные нужды  $D_{\text{с.н}}$  источника теплоты. Это обусловлено еще и тем, что расход пара на горячее водоснабжение

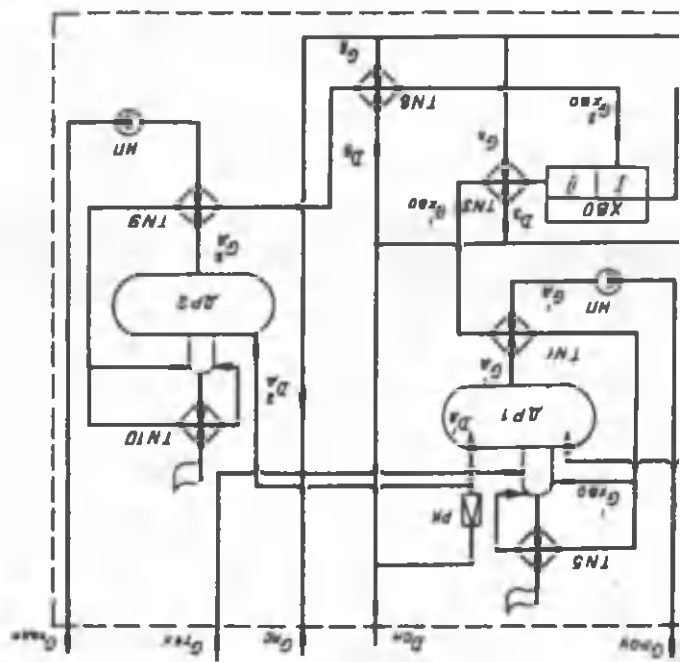
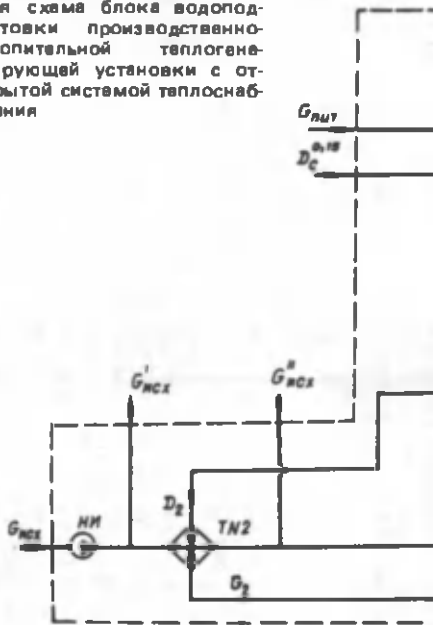


Рис. 2.12. Принципиальная схема блока водоподготовки производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения





учитывается как расход на собственные нужды. Поэтому формулу (2.6) рекомендуется изменить и предварительно принимать расходы пара, кг/с, на собственные нужды

$$D_{с.н} = (0,15 \div 0,3) (D_{тех} + D_{с.т}). \quad (2.31)$$

Режимы и условия работы водоподогревателей Т №8 и Т №10 аналогичны рассмотренным ранее режимам работы водоподогревателей Т №3 и Т №5. Работа теплообменника Т №9 определяется условием догрева умягченной воды  $G_{хво}^2$  перед деаэратором ДР2, а также условием охлаждения подпиточной воды  $G_{д}^2$  до температуры  $t_{подп} \approx 65^{\circ}\text{C}$ , что позволит в летнее время использовать эту воду непосредственно для горячего водоснабжения потребителей. Выбор промежуточной температуры  $t_{82}$  химобработанной воды после Т №8 (на входе в Т №9 —  $t_{91}$ ) упрощается тем, что расход воды  $G_{д}^2$  из деаэратора ДР2 примерно равен расходу воды, поступающей из химводоочистки,

$$G_{д}^2 = G_{хво}^2 + D_{д}^2 - D_{вып}^2 \quad (2.32)$$

где  $D_{д}^2$  — расход пара на деаэрацию подпиточной воды, кг/с;  $D_{вып}^2$  — расход выпара из подпиточного деаэратора ДР2.

Следовательно, соответствующие расходы теплоты на нагрев и охлаждение той и другой воды будут также примерно одинаковы.

После теплообменника Т №9 подпиточная вода может подаваться в тепловую сеть. Однако в этом случае все оборудование потребует выбирать по часовым максимумам потребления горячей воды (см. рис. 2.8), т.е. мощность устанавливаемого оборудования будет в несколько раз превышать среднечасовую за сутки.

Подбор оборудования по среднечасовым за сутки расходам возможен, если в тепловой схеме теплогенерирующей установки предусмотреть баки-аккумуляторы химобработанной воды. Тогда все трубопроводы, запорно-регулирующая арматура и вспомогательное оборудование, устанавливаемое в тепловой схеме до баков-аккумуляторов (ХВО I степени, Т №8, Т №9, деаэратор ДР2, перекачивающие насосы НД), подбираются по среднечасовым расходам за сутки, а после баков-аккумуляторов (трубопроводы, арматура, подпиточные насосы НГ) — по максимальным часовым расходам.

Принципиальную схему блока потребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим сначала для открытой двухтрубной системы теплоснабжения (рис. 2.13).

В открытой двухтрубной схеме нагрузка отопления и вен-

$D_{грз}$

$G_{грз}$

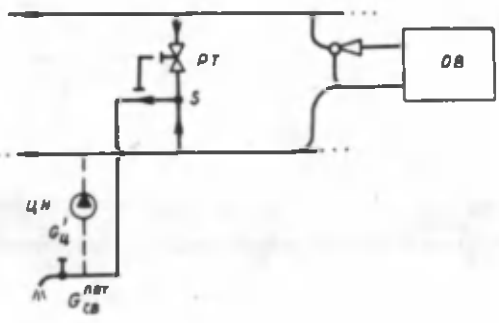
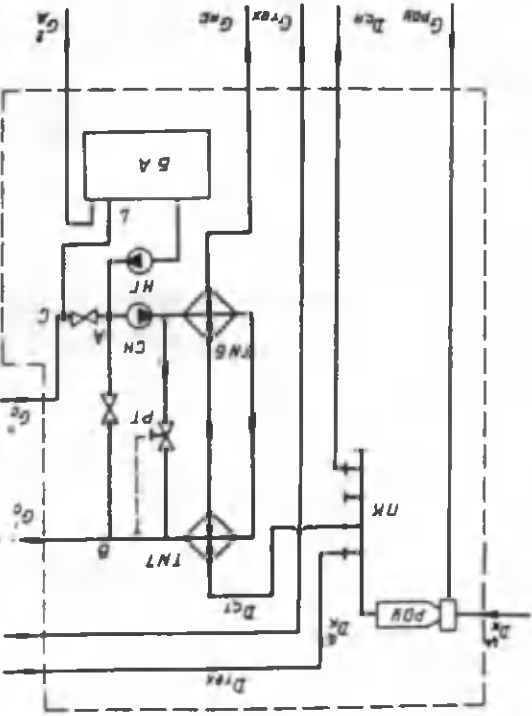


Рис. 2.13. Принципиальная схема блока теплопотребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения



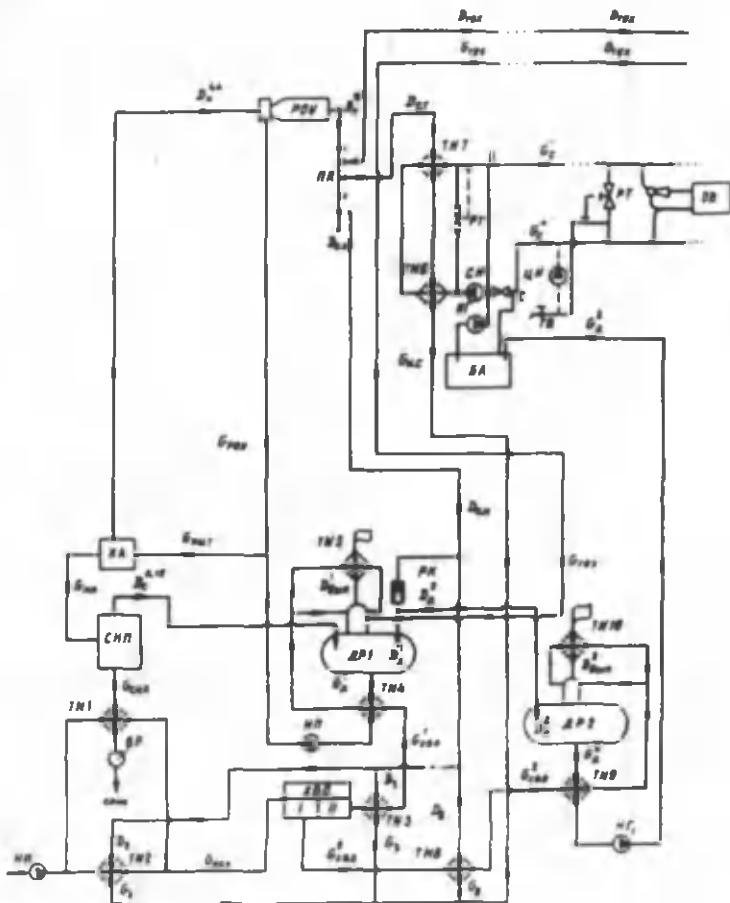


Рис. 2.14. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

тиляции подключается к сетевым трубопроводам аналогично ранее рассмотренным случаям, например через элеваторный узел. Нагрузка горячего водоснабжения обеспечивается подачей воды из обратного трубопровода тепловой сети. При необходимости ее догрева в узел смешения S через регулятор температуры РТ подается необходимое количество прямой сетевой воды. Во избежание охлаждения воды в системе горя-

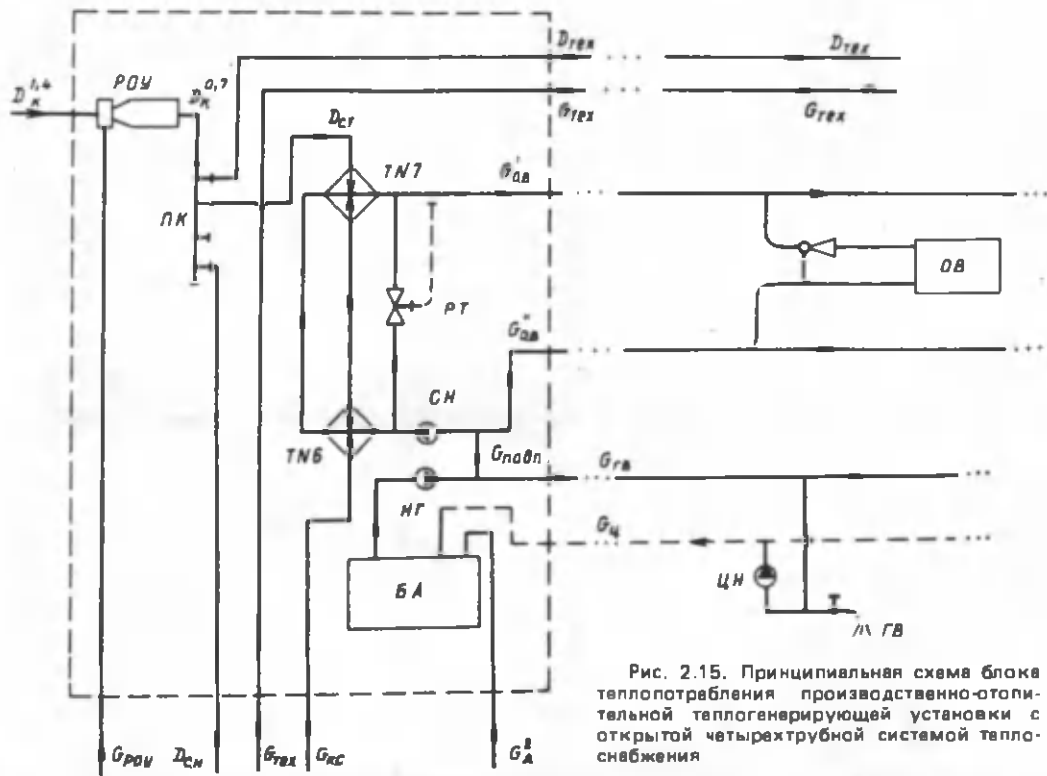


Рис. 2.15. Принципиальная схема блока теплоснабжения производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой четырехтрубной системой теплоснабжения

чего водоснабжения (при малых водоразборах) предусматривается циркуляция некоторого количества воды  $G_{ц}$  с возвратом ее в обратный трубопровод тепловой сети. Количество циркуляционной воды, подаваемой насосом ЦН у потребителя  $G_{ц}$ , принимается в размере 5% среднечасового за сутки расхода воды на цели горячего водоснабжения:

$$G_{ц} = 0,05 G_{г,в}^{пот}$$

или для системы в целом

$$G_{ц} = 0,05 G_{г,в}^c \quad (2.33)$$

Тогда расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения можно определить по формуле

$$G_{г,в}^c = 1,05 \frac{Q_{г,в}}{i'_c - i''_c} \quad (2.34)$$

Установка в блоке потребления теплогенерирующей установки бака-аккумулятора (БА) и подпиточных насосов (НГ) обеспечивает подачу необходимого для восполнения потерь количества подпиточной воды

$$G_{подп} = G_{пот} + G_{г,в}^c$$

В летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки сетевые подогреватели Т №6 и Т №7 отключаются от тепловой сети и парового коллектора, а обеспечение нагрузки горячего водоснабжения может осуществляться подпиточными насосами НГ (иногда их называют "летними") подачей по переключке АВ (минуя подогреватели Т №6 и Т №7) горячей воды из баков-аккумуляторов непосредственно в подающий трубопровод тепловой сети. По обратному трубопроводу в бак-аккумулятор по линии СЛ будет поступать циркуляционная вода.

Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения приведена на рис. 2.14.

При четырехтрубной системе теплоснабжения (по принципу действия она должна быть отнесена к открытым системам) сетевая вода подается отдельно для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В четырехтрубных системах теплоснабжения значительно упрощаются как схема тепловых пунктов (абонентских вводов), так и процессы управления тепловыми режимами, поскольку становится возможным центральное регулирование. Однако из-за большого расхода

металла на тепловые сети четырехтрубные схемы применяют лишь в системах малой мощности.

В принципиальной тепловой схеме производственно-отопительной теплогенерирующей установки с четырехтрубной открытой системой теплоснабжения блок водоподготовки будет аналогичен ранее рассмотренному для открытой двухтрубной системы (см. рис. 2.12), а в блоке потребления можно выделить две группы оборудования: сетевые подогреватели воды для отопления и вентиляции; оборудование для аккумуляции и подачи воды для горячего водоснабжения.

В течение отопительного периода пар на коммунально-бытовые цели подается в сетевые подогреватели Т №6 и Т №7 и в деаэратор ДР2 горячего водоснабжения (см. рис. 2.12). Из деаэратора ДР2 обработанная вода поступает в бак-аккумулятор БА (рис. 2.15), из которого направляется насосами горячего водоснабжения НГ на подпитку тепловых сетей и на горячее водоснабжение.

В летний период пар на коммунально-бытовые цели подается только в деаэратор горячего водоснабжения ДР2 (см. рис. 2.12). Деаэрированная вода после теплообменника Т №9 с температурой  $\sim 65^{\circ}\text{C}$  поступает в бак-аккумулятор БА, из которого насосами горячего водоснабжения НГ направляется непосредственно в водоразборные краны потребителей ГВ. По циркуляционному трубопроводу в бак-аккумулятор возвращается циркуляционная вода [формула (2.34)].

Принципы расчета открытых систем теплоснабжения (двух- и четырехтрубных) одинаковы, поэтому ограничимся примером расчета двухтрубной схемы. Результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 2.14) приведены в табл. 2.3.

Т а б л и ц а 2.3. Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
<b>Исходные данные</b>				
1	Расчетная температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$	$t_{p.o}$	-26	+8
2	Параметры технологического пара — давления, МПа	$p_{\text{тех}}$	0,7 (насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления $D_{\text{тех}}$	7,2	6,8

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Режим		
			зимний	летний	
4	Доля возвращаемо-го конденсата от технологического потребителя, %	$\mu$	60		
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	$t_{\text{тех}}$	55	60	
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{\text{о.в}}$	12,0	—	
7	Нагрузка горячего водоснабжения, МВт	$Q_{\text{г.в}}$	2,8		
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{\text{и.в}}$	360		
9	Температура, °С, и энтальпия, кДж/кг, сетевой воды в трубопроводе отопления, вентиляции: подающем	$t'_c$ (температурный график)			
			$t'_c$ (температурный график)	150	70
			$i'_c$ (температурный график)	628,5	293,3
			$i'_c$ (температурный график)	70	42,5
10	Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, при давлении, МПа:	Паровые таблицы			
			$i''_{1,4}$	2790	
			$i''_{0,7}$	2763	
			$i''_{0,15}$	2693	
11	Энтальпия, кДж/кг:				
			технологического конденсата $i_{\text{тех}} = 4,19t_{\text{тех}}$	230,5	251,4
			конденсата, $i_{\text{к}} = 4,19t_{\text{к}} = 4,19 \cdot 80$	336,2	
			питательной воды, $i_{\text{п.в}} = 4,19t_{\text{п.в}} = 4,19 \cdot 90$	377,1	
	воды в деаэраторе, $t_{\text{д}} = 100^{\circ}\text{C}$	$i_{\text{д}} = 4,19t_{\text{д}} = 4,19 \cdot 100$	419		
			исходной воды, $t_{\text{и.в}} = 5^{\circ}\text{C}$	21	62,9
				насыщенной воды, $p = 0,15$ МПа	467
			котловой воды, $p = 1,4$ МПа		$i''_{1,4}$ (" " )



№ п.п.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
		<b>Результаты расчета</b>		
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	Формула (2.1) $G_{\text{тех}} = \frac{\mu D_{\text{тех}}}{100}$	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{\text{тех}}^{\text{пот}} = D_{\text{тех}} - G_{\text{тех}}$	2,88	2,72
14	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	$Q_{\text{с}} = Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}}$	14,8	2,8
15	Расход пара, кг/с: на сетевые подогреватели	$D_{\text{с.т}} = \frac{Q_{\text{о.в}} 10^3}{i_{0,7} - i_{\text{к}}}$	4,94	—
	общий на внешние потребители теплоты	$D_{\text{вн}} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.т}}$	12,14	6,8
16	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.7) $D_{\text{пот}} = 0,03 D_{\text{вн}}$	0,37	0,20
17	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (2.31) $D_{\text{с.н}} = (0,15 \div 0,3) (D_{\text{тех}} + D_{\text{с.т}})$	2,18	1,6
18	Расход сетевой воды, кг/с: для отопления и вентиляции	$G_{\text{о.в}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{о.в}} 10^3}{i'_{\text{с}} - i''_{\text{с}}}$	35,8	—
	для горячего водоснабжения	Формула (2.33) $G_{\text{г.в}}^{\text{с}} = 1,05 \frac{Q_{\text{г.в}} 10^3}{i'_{\text{г}} - i''_{\text{г}}}$	8,77	8,77
19	Общий расход, кг/с	$G_{\text{с}} = G_{\text{о.в}}^{\text{с}} + G_{\text{г.в}}^{\text{с}}$	44,57	19,96
20	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	Формула (2.34) $G_{\text{подп}} = 0,015 (G_{\text{о.в}}^{\text{с}} + G_{\text{г.в}}^{\text{с}}) + G_{\text{г.в}}^{\text{с}}$	9,44	8,9
21	Паропроизводительность ТГУ, $p = 0,7$ МПа, кг/с	$D_{\text{к}}^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.т}} + D_{\text{с.н}} + D_{\text{пот}}$	14,69	8,6
22	Сумма потерь пара и конденсата (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{\text{пот}} = G_{\text{пот}}^{\text{тех}} + D_{\text{пот}}$	3,25	2,92

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
23	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_x = G_{\text{пот}}/D_{\text{к}}^{0,7}$	0,24	0,34
24	Солеcодержание воды, мг/кг: химобработанной котловой	Принимаем $S_x = S_{\text{и.в}}$ $S_{\text{к.в}}$ (принимается по табл. 3.3)		360 3000
25	Процент продувки, %	$\rho = \frac{S_x \Pi_x \cdot 100}{S_{\text{к.в}} - S_x \Pi_x}$	2,97	4,5
26	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (2.4) $G_{\text{роу}} = D_{\text{к}}^{0,7} \frac{i_{1,4}'' - i_{0,7}''}{i_{1,4}'' - i_{\text{п.в}}''}$	0,16	0,11
27	Паропроизводительность ТГУ $\rho = 1,4$ МПа, кг/с	Формула (2.2) $D_{\text{к}}^{1,4} = D_{\text{к}}^{0,7} - G_{\text{роу}}$	14,53	8,49
28	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (2.8) $G_{\text{пр}} = \frac{\rho D_{\text{к}}^{1,4}}{100}$	0,43	0,38
29	Расход пара $\rho = 0,15$ МПа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (2.11) $D_{\text{с}}^{0,15} = G_{\text{пр}} \frac{i_{\text{к.в}}'' - i_{0,15}''}{i_{0,15}'' - i_{0,15}''}$	0,07	0,07
30	Расход воды, кг/с: из сепаратора непрерывной продувки из деаэратора питательной воды	Формула (2.9) $G_{\text{с.н.п}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{с}}^{0,15}$ $G_{\text{д}}^1 = D_{\text{к}}^{0,7} + G_{\text{пр}}$	0,36	0,31
31	Расход выпара из деаэратора питательной воды, кг/с	Формула (2.18) $D_{\text{вып}}^1 = d G_{\text{д}}^1$	0,03	0,02
32	Расход воды из деаэратора горячего водоснабжения, кг/с	$G_{\text{д}}^2 = G_{\text{подп}}$ (см. п. 20)	9,44	8,9
33	Расход выпара из деаэратора горячего водоснабжения, кг/с	$D_{\text{вып}}^2 = d G_{\text{д}}^2$	0,02	0,02
34	Суммарные потери сатовой воды, пара и конденсата (уточненные по п. 22), кг/с	$G_{\text{пот}} = G_{\text{тех}}^{\text{пот}} + D_{\text{пот}} + G_{\text{с.н.п}} + G_{\text{подп}} + D_{\text{вып}}^1 + D_{\text{вып}}^2$	13,13	12,18

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
35	Расход химобра- ботанной воды пер- вой ступени умяг- чения, кг/с	$G_{\text{хво}}^2 = G_{\text{пот}}$	13,13	12,18
36	Расход химобра- ботанной воды вто- рой ступени умяг- чения, кг/с	$G_{\text{хво}}^1 = G_{\text{пот}} - (G_{\text{подп}} + D_{\text{вып}}^1)$	3,67	3,26
37	Расход исходной воды, кг/с	Формула (2.12) $G_{\text{исх}} = 1,15(G_{\text{хво}}^1 + G_{\text{хво}}^2)$	19,37	17,75
38	Расход пара на подогреватель исходной воды Т №2 кг/с (приня- то $t_{22} = 25^\circ\text{C}$ )	Формула (2.14) $D_2 = G_{\text{исх}} \frac{i_{22} - i_{21}}{i_{0,7}'' - i_{\text{к}}}$	0,52	0,24
39	Температура исход- ной воды после подогревателя Т №1, °C	Формула (2.19) $t_{12} = \frac{i_{22} + \frac{G_{\text{с.н.п}}}{G_{\text{исх}}}(i_{0,15}'' - i_{\text{к}})}{4,19}$	25,8	25,7
40	Температура воды на входе в Т №4 (на выходе из Т №3), °C	Формула (2.16) $t_{41} = \frac{1}{4,19} [i_{42} - \frac{G_{\text{д}}^1}{G_{\text{хво}}^1} (i_{\text{д}}'' - i_{\text{н.в}})]$ , где $i_{42} = 4,19t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг	41,5	52,5
41	Расход пара на подогреватель Т №3, кг/с	Формула (2.17) $D_3 = \frac{G_{\text{хво}} (i_{32} - i_{12})}{i_{0,7}'' - i_{\text{к}}}$ , где $i_{32} - i_{41} = 4,19t_{41}$ ; $i_{12} = 4,19t_{12}$	0,11	0,15
42	Температура хим- обработанной во- ды после охладите- ля выпара деаэрато- ра питательной во- ды, °C	Формула (2.19) $t_{52} = \frac{1}{4,19} [i_{42} + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\text{хво}}} (i_{\text{д}}'' - i_{\text{к}})]$	84,6	83,4
43	Расход пара на де- аэрацию питатель- ной воды, кг/с	Формула (2.23) $D_{\text{д}}^1 = \frac{G_{\text{д}} i_{\text{д}}'' + D_{\text{вып}} i_{\text{д}}''}{i_{0,7}''}$	0,75	0,43

№ п.п.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
			$-G_{\text{хво}}/52 + D_{\text{с}}^{0,15} i_{0,15}'' + G_{\text{тех}} i_{\text{тех}} + (G_2 + G_3 + G_{\text{кс}}) i_{\text{к}}$	
44	Температура подпиточной воды на входе в теплообменник Т №9, °С, допуская, что $G_{\text{подп}} \approx G_{\text{д}}^2$	Формула (2.16) при $t_{\text{г.в}} = 65^\circ\text{С}$ $t_{\text{д}} = 100^\circ\text{С}$ $t_{\text{г}2} = 80^\circ\text{С}$ $t_{\text{г}1} = \frac{1}{4,19} [i_{\text{г}2} - \frac{G_{\text{д}}^2}{G_{\text{подп}}} (i_{\text{д}} - i_{\text{г.в}})]$	45	45
45	Расход пара на подогрев подпиточной воды в Т №8, кг/с	Формула (2.17) $D_{\text{в}} = \frac{G_{\text{подп}} (i_{\text{в}2} - i_{\text{в}1})}{i_{0,7}'' - i_{\text{к}}}$ $t_{\text{в}2} = t_{\text{г}1}$	0,31	0,32
46	Температура подпиточной воды после охладителя выпара ДР2, °С	Формула (2.19) $t_{102} = \frac{1}{4,19} [i_{\text{г}2} + \frac{D_{\text{вып}}^2}{G_{\text{п}}} (i_{\text{д}}'' - i_{\text{к}})]$	81,2	81,3
47	Расход пара на деаэрацию горячего водоснабжения, кг/с	$D_{\text{д}}^2 = \frac{G_{\text{д}}^2 i_{\text{д}}'' + D_{\text{вып}}^2 i_{\text{д}}''}{G_{\text{хво}}^2 i_{102} + i_{0,7}''}$	0,29	0,27
48	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (2.24) $D_{\text{с.н}}^{\text{р}} = D_{\text{д}}^2 + D_{\text{д}}^2 + D_2 + D_3 + D_{\text{в}}$ (по п. 17) $D_{\text{с.н}}$	1,98	1,41
49	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (2.25) $D_{\text{к.р}}^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.н}}^{\text{р}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{с.т}}^{\text{р}}$ (по п. 21 табл. 2.3) $D_{\text{к}}^{0,7}$	14,48	8,41
50	Ошибка расчета, %	Формула (2.26) $\Delta = \frac{D_{\text{к.р}}^{0,7} - D_{\text{к}}^{0,7}}{D_{\text{к.р}}^{0,7}} \cdot 100$	1,45 < 2	0,22 < 2

### 2.3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Отопительные теплогенерирующие установки обеспечивают коммунально-бытовых потребителей тепловой энергией в виде горячей воды для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки зависит от температуры наружного воздуха (см. рис. 1.3) и режимов потребления теплоты на горячее водоснабжение (см. рис. 2.7–2.9).

В рассмотренных ранее тепловых схемах производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котельными агрегатами для отопительной нагрузки пар являлся промежуточным теплоносителем, что требовало установки сетевых пароводяных подогревателей, усложняло тепловую схему, водоподготовку и др. Водогрейные котельные агрегаты осуществляют непосредственный подогрев сетевой воды, благодаря чему капитальные затраты на водогрейные котельные агрегаты и вспомогательное оборудование ниже, чем при использовании паровых котельных агрегатов низкого давления, а тепловые схемы проще.

Однако при отсутствии в теплогенерирующей установке пара усложняются процессы подогрева мазута, требуется вакуумная деаэрация воды, имеющая энергетическое преимущество перед атмосферной, но более сложная в эксплуатации.

К работе водогрейных котельных агрегатов в тепловой схеме источника теплоты предъявляются следующие требования:

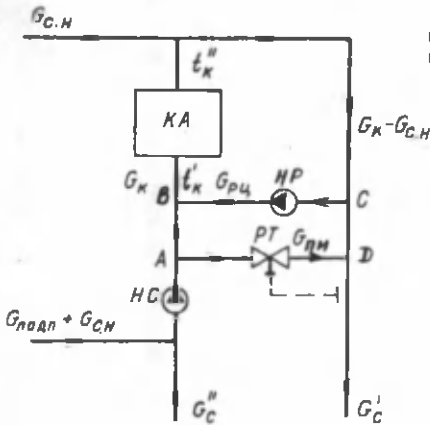
- гидродинамический режим котельного агрегата должен исключать возможность локального вскипания воды, не терпявая значительных изменений во всем диапазоне тепловых нагрузок;

- температурный режим поверхностей нагрева не должен вызывать внешней низкотемпературной коррозии.

Выполнение указанных требований обеспечивается различными приемами организации потоков теплоносителя (рециркуляция и перемычка), а также регулированием отпуска тепловой энергии котельными агрегатами в тепловую сеть только путем изменения температуры воды на выходе из котельного агрегата.

Рассмотрим эти приемы регулирования на конкретном блоке водогрейного котельного агрегата (рис. 2.16). Вода из обратного трубопровода тепловой сети поступает с небольшим напором к сетевым насосам (НС). Во всасывающую линию сетевых насосов подается также вода, использованная в тепловой схеме для собственных нужд источника теплоты, и подпиточная вода из блока водоподготовки, компенсирующая утечки в тепловой сети.

Рис. 2.16. Блок водо-  
грейного котельного агре-  
гата



Во избежание низкотемпературной коррозии перед вводом обратной сетевой воды в водогрейный котельный агрегат ее температура повышается путем подачи по линии рециркуляции СВ насосом НР расчетного количества уже подогретой в котельном агрегате воды. Минимальная температура воды  $t_K^H$  на входе в стальные водогрейные котлы при работе на газе и малосернистом мазуте принимается не ниже  $70^\circ\text{C}$ , а при работе на сернистом и высокосернистом мазуте — соответственно не ниже  $90$  и  $110^\circ\text{C}$ .

После подогрева в котельном агрегате вода разделяется на три потока: на собственные нужды  $G_{C.H}$  источника теплоты, на рециркуляцию  $G_{PC}$  и в тепловую сеть  $G_C$ . Рециркуляция воды требуется практически во всех режимах (за исключением максимально-зимнего режима при работе котельных агрегатов на газе и малосернистом мазуте по повышенному температурному графику  $t_C^H = 150$ ;  $t_C^H = 70^\circ\text{C}$ ), так как обратная сетевая вода имеет температуру ниже нормируемых минимальных значений  $t_K^H$ .

При всех режимах работы, кроме максимально-зимнего, для обеспечения требуемой (по температурному графику) температуры воды в подающей линии тепловой сети  $t_C^H$  необходимо количество обратной сетевой воды  $G_{PM}$  через регулятор температуры (РТ) по перемычке AD подается, минуя котельный агрегат, на смешивание с водой, выходящей из него  $G_K$ .

Температура воды и расходы по перемычке  $G_{PM}$ , линии рециркуляции  $G_{PC}$ , сетевой воды  $G_C$ , подпиточной воды  $G_{подп}$  и горячей воды на собственные нужды источника  $G_{C.H}$  необходимо определить для следующих температур наружного воздуха:

- 1) минимально-зимней;
- 2) средней наиболее холодного месяца;
- 3) средней за отопительный период;
- 4) в точке излома температурного графика;
- 5) летней.

Для перечисленных режимов важно определить также расход воды через котельный агрегат и сопоставить его с паспортными данными завода-изготовителя. Особо подлежит проверке гидродинамический режим котельного агрегата в летний период при минимальном теплоснабжении.

Результаты расчета пяти режимов работы тепловой схемы позволяют определить рациональное количество, единичную производительность и другие характеристики вспомогательного оборудования источника теплоты в соответствии с требованиями регулирования работы тепловых сетей для экономного расходования тепловой и электрической энергии.

Значительное влияние на тепловую схему и оборудование теплогенерирующей установки оказывают тип системы теплоснабжения (открытая или закрытая) и соотношение нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

### 2.3.1. ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения характерны малые расходы подпиточной воды, компенсирующие утечки в тепловых сетях и потери в тепловой схеме.

При расчете блока котельного агрегата (см. рис. 2.16) можно руководствоваться следующими положениями:

1) потери воды, кг/с, в закрытой системе теплоснабжения принимаются в размере 1,5–2% расхода сетевой воды;

$$G_{\text{подп}}^{\text{с}} = (0,015 \div 0,02) G_{\text{с}};$$

2) потери воды, кг/с, в тепловой схеме источника теплоты принимаются в размере 25–30% количества подпиточной воды  $G_{\text{подп}}^{\text{с}}$ , т.е.

$$G_{\text{подп}} = G_{\text{подп}}^{\text{с}} + G_{\text{пот}} = (0,02 \div 0,025) G_{\text{с}}; \quad (2.35)$$

3) максимальные часовые расходы теплоты на собственные нужды принимаются в размере до 3% максимальной тепловой мощности теплогенерирующей установки.

Расход сетевой воды, кг/с, для нужд отопления и вентиляции в максимально-зимнем режиме составляет

$$G_{\text{о.в}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{о.в}}^{\text{р}}}{4,19 (t'_{\text{с}} - t''_{\text{с}})}, \quad (2.36)$$

где  $Q_{o,v}^p$  — расчетная нагрузка отопления, вентиляции в максимально-зимнем режиме, кВт.

В других расчетных режимах расход сетевой воды для отопления и вентиляции рассчитывается для заданных температур  $t_{н,в}$  наружного воздуха по формуле

$$Q_{o,v} = Q_{o,v}^p \frac{t_{вн}^p - t_{н,в}}{t_{вн}^p - t_o^p}, \quad (2.37)$$

где  $t_o^p$  — температура наружного воздуха при максимально-зимнем режиме (расчетная отопления), °С;  $t_{вн}^p$  — температура воздуха в отапливаемом помещении (принимается +18°С).

Расход сетевой воды, кг/с, горячего водоснабжения (при параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления и вентиляции см. п. 2.1) составит

$$G_{г.в}^c = \frac{Q_{г.в}}{4,19 (t'_c - t''_c)}. \quad (2.38)$$

Расход воды в подающей магистрали тепловой сети

$$G_c = \frac{Q_{o,v} + Q_{г.в}}{4,19 (t'_c - t''_c)} = G_{o,v}^c + G_{г.в}^c. \quad (2.39)$$

Определенные затруднения при расчете тепловой схемы вызывает определение расходов по линии рециркуляции  $G_{рц}$  и по перемычке  $G_{пм}$ . Точный расчет приходится проводить методом последовательных приближений с учетом:

- расхода горячей воды на собственные нужды;
- изменения температуры (энтальпии) обратной сетевой воды  $G_c$  после подачи в нее подпиточной воды и отработавшей в тепловой схеме воды, использованной на собственные нужды.

Если допустить, что перечисленные факторы не оказывают существенного влияния на точность расчета, то в первом приближении расход по линии рециркуляции  $G_{рц}$  и по перемычке  $G_{пм}$  можно определить, составив уравнения материального и теплового баланса соответственно для узлов  $B$  и  $D$  (см. рис. 2.16).

Составим расчетную схему узла смешивания  $B$  на рециркуляционной линии (рис. 2.17, а).

Уравнение материального баланса потоков воды позволит определить расход  $G_x$ , кг/с:



$$G_x + G_{pc} - G_k = 0$$

или

$$G_x = G_k - G_{pc}$$

Используя уравнение теплового баланса, можно определить расход воды на рециркуляцию

$$G_k i'_k = G_x i''_c + G_{pc} i''_k$$

или

$$G_k i'_k = (G_k - G_{pc}) i''_c + G_{pc} i''_k$$

После выделения искомой величины  $G_{pc}$  получим

$$G_{pc} = \frac{G_k (i'_k - i''_c)}{i''_k - i''_c} = \frac{G_k (t'_k - t''_c)}{t''_k - t''_c} \quad (2.40)$$

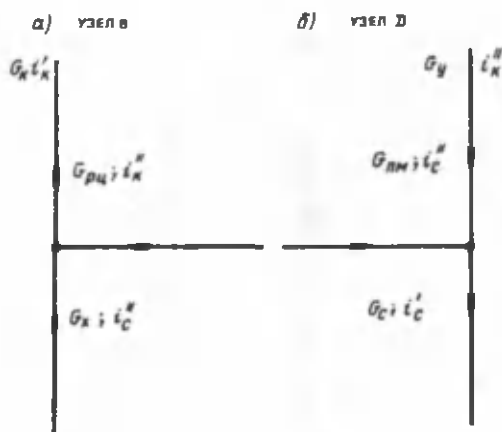


Рис. 2.17. К расчету расходов по линии рециркуляции и перемычки

Аналогично решим узел  $D$  смешения на линии перемычки (рис. 2.17, б).

Уравнение материального баланса позволяет определить неизвестный расход  $G_y$ , кг/с:

$$G_y = G_c - G_{\text{пм}}$$

а уравнение теплового баланса — найти расход воды по перемычке:

$$G_c i'_c = (G_c - G_{\text{пм}}) i''_k + G_{\text{пм}} i''_c$$

или

$$G_{\text{пм}} = \frac{G_c (i''_k - i'_c)}{i''_k - i''_c} = \frac{G_c (t''_k - t'_c)}{t''_k - t''_c} \quad (2.41)$$

Входящий в формулу (2.40) расход воды через котельные агрегаты  $G_k$  по условиям их работы принимается постоянным при различных режимах и может быть определен для максимально-зимних условий, так как при этом режиме температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети соответствуют номинальным параметрам теплоносителя в котельном агрегате  $t''_k = t'_c = 150^\circ\text{C}$ ,  $t'_k = t''_c = 70^\circ\text{C}$ , поэтому расходы по линии рециркуляции  $G_{\text{рц}} = 0$  и по перемычке  $G_{\text{пм}} = 0$ . Следовательно,

$$G_k^p = \frac{Q_{\text{о.в}}^p + Q_{\text{г.в}}^p}{4,19 (t''_k - t'_k)} \quad (2.42)$$

Для других режимов работы источника теплоты расход воды через котельный агрегат останется постоянным и с учетом расхода на собственные нужды (в объеме 1–3% максимальных расходов) составит

$$\begin{aligned} G_k &= \frac{Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}} + (0,01 \div 0,03) (Q_{\text{о.в}}^p + Q_{\text{г.в}}^p)}{4,19 (t''_k - t'_k)} = \\ &= \frac{Q_k}{4,19 (t''_k - t'_k)} \quad (2.43) \end{aligned}$$

Завершающим этапом расчета блока котельного агрегата будет определение температуры воды на выходе из котельного агрегата при различных режимах его работы, полагая, что  $G_k = \text{const}$  и  $t'_k = \text{const}$ :

$$Q_k = G_k 4,19 (t''_k - t'_k) = Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{с.н}}$$

или

$$t''_K = t'_K + \frac{Q_c}{4,19G_K} \quad (2.44)$$

Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 2.18) предназначен для подготовки необходимого количества умягченной и деаэрированной воды, компенсирующего все потери теплоносителя.

Процесс обработки воды будет включать следующие стадии: повышение давления в насосах исходной воды (НИ); подогрев исходной воды в Т №1 до температур, исключающих конденсацию водяных паров из воздуха на внешних поверхностях вспомогательного оборудования ( $t_{12} = 20 \div 25^\circ\text{C}$ ); химводоочистка (обычно одна ступень умягчения); догрев химобработанной воды в подогревателе Т №2; вакуумная термическая деаэрация воды и подача подпиточной воды насосами (ПН) в тепловую сеть.

Источником теплоты для осуществления процессов обработки воды является горячая вода, забираемая на выходе из котельного агрегата, имеющая максимальную температуру в тепловой схеме.

При использовании водогрейных котельных агрегатов, работающих на сетевой воде, в большинстве случаев можно ограничиться одной ступенью умягчения воды в узле ХВО, для вакуумной термической деаэрации (при  $t_d = 70^\circ\text{C}$ ) требуется создать разрежение в вакуумном деаэраторе (ВДР) около  $p_{\text{разр}} \approx 0,03$  МПа. Разрежение может создаваться откачиванием выпара из ВДР вакуумными насосами или водоструйными эжекторами ЭР, работающими от насосов рабочей воды НР. Рабочая вода циркулирует в контуре эжектора, а откачиваемый выпар выводится в атмосферу из бака рабочей воды БРВ.

Температура умягченной воды, поступающей на деаэрацию после теплообменника Т №2, принимается  $t_{22} = 60 \div 65^\circ\text{C}$ .

В тепловых схемах источника теплоты с закрытой системой теплоснабжения теплоту, выносимую с выпаром  $D_{\text{вып}}$ , в расчетах обычно не учитывают с целью их упрощения и ввиду относительно малого расхода  $D_{\text{вып}}$ .

Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с, определяется по уравнению теплового баланса деаэратора:

$$G_{Г.Д} i''_K + G_{ХВО} i_{22} = D_{\text{вып}} i''_D + (G_{ХВО} + G_{Г.Д}) i'_D;$$
$$G_{Г.Д} = \frac{D_{\text{вып}} i''_D + G_{ХВО} (i'_D - i_{22})}{i''_K - i'_D} \quad (2.45)$$

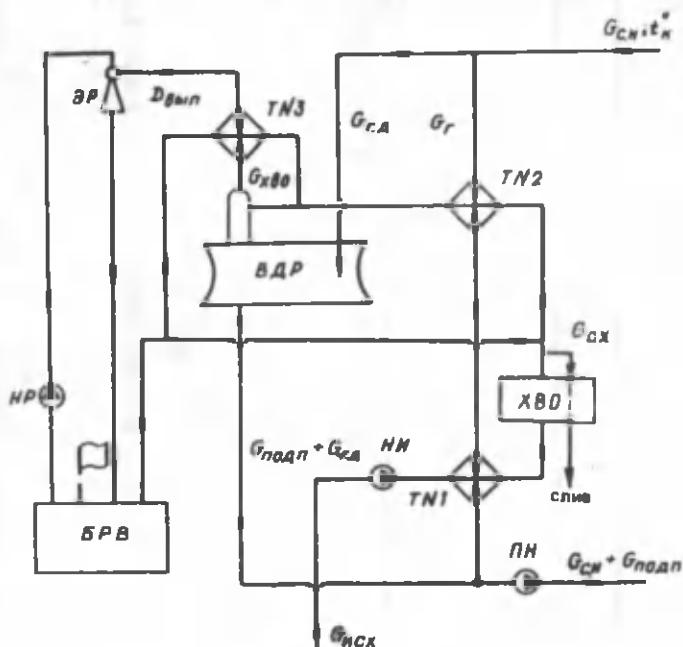


Рис. 2.18. Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами

Без учета потерь теплоты с выпаром (в случае малого расхода с выпаром для закрытых схем)

$$G_{г.д} = \frac{G_{ХВО} (i'_д - i_{22})}{i''_к - i'_д} = \frac{G_{ХВО} (t'_д - t_{22})}{t''_к - t_д} \quad (2.46)$$

Контроль правильности выполненного расчета режимов работы тепловой схемы осуществляется проверкой соответствия принятых расходов теплоносителя и полученных в результате расчета. При расхождении более 2% расчет повторяется.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 2.19).

Исходные данные для расчета (табл. 2.4): котельные агрегаты — водогрейные, стальные; вид топлива — газ.

Тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с уча-

Таблица 2.4. Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного периода	точка излома температурного графика	летний
1	Температура наружного воздуха $t_{н.в.}$ , °С	Климатологические таблицы [12], температурный график (рис. 2.20)	-26	-9,3	-3,7	+0,7	+8
2	Расход теплоты, МВт: на отопление, вентиляцию	Формула (2.37) $Q_{о.в.}^p = \frac{t_{вн.}^p - t_{н.в.}}{t_{вн.}^p - t_o^p}$	45	27,9	22,2	17,7	—
	на горячее водоснабжения	По заданию, формула (2.27) $Q_{г.в.}^n = 0,82 Q_{г.в.}^3$ $Q_t = Q_{о.в.} + Q_{г.в.}$	15	15	15	15	12,3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки (без учета потерь и расхода на собственные нужды), МВт		60	42,9	37,1	32,7	12,3
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерирующей установки, °С	По температурному графику, $t'_c$ (см. рис. 2.20)	150	100	83	70	70

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного периода	точка излома температурного графика	летний
5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерирующую установку, °С	По температурному графику, $t''_c$ (см. рис. 2.20)	70	50	43	39,2	39,2
6	Расход сетевой воды, кг/с:						
	на отопление и вентиляцию	Формула (2.36) $G_{o.v} = \frac{Q_{o.v}}{4,19 (t'_c - t''_c)}$	134,2	133,2	132,5	137,2	—
	на горячее водоснабжение	Формула (2.38) $G_{г.в} = \frac{Q_{г.в}}{4,19 (t'_c - t''_c)}$	44,7	71,6	89,5	116,2	95,3
	общий	Формула (2.39) $G_c = \frac{Q_{o.v} + Q_{г.в}}{4,19 (t'_c - t''_c)}$	179,0	204,8	222,0	253,4	95,3
7	Расход воды на подпитку и потери в тепловой схеме, кг/с	Формула (2.35) $G_{подп} = G_{подп}^c + G_{пот} = (0,02 \div 0,025) G_c$	3,64	4,19	4,54	5,22	1,98

8	Расход теплоты на собственные нужды теплогенерирующей установки, МВт	$Q_{с.н}$ (предварительно принимается до 3% от $Q_T$ )	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5
9	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки с учетом затрат теплоты на собственные нужды, МВт	$Q_K = Q_{о.в} + Q_{г.в} + Q_{с.н}$	61	43,9	38,1	33,7	12,8
10*	Расход воды, кг/с, через котельные агрегаты теплогенерирующей установки	Формула (2.43) $G_K = \frac{Q_K}{4,19 (t_K'' - t_K')} = \frac{61}{4,19 (150 - 70)}$ (определяется по расчетному режиму, постоянному во всех режимах)	182,0	182,0	182,0	182,0	182,0
11	Температура воды на выходе из котельного агрегата при $t_K' = 70^\circ\text{C} = \text{const}$	Формула (2.44) $t_K'' = t_K' + \frac{Q_K}{4,19 G_K}$	150	127,6	120,0	114,2	86,8
12	Расход воды (через котельный агрегат) на собственные нужды, кг/с, при $t_K' = 70^\circ\text{C}$	$G_{с.н} = \frac{Q_{с.н}}{4,19 (t_K'' - t_K')}$	3,0	4,1	4,8	5,4	7,1
13	Расход воды, кг/с, на линии рециркуляции при $t_K' = 70^\circ\text{C}$	Формула (2.40) $G_{рц} = \frac{G_K (t_K' - t_c'')}{t_K'' - t_c''}$	0	46,9	63,8	74,7	117,8

\* Расчет тепловой схемы выполнен (в учебных целях) для условий работы при расчетных режимах всех установленных котельных агрегатов теплогенерирующей установки. При уменьшении числа работающих котельных агрегатов соответственно уменьшается и  $G_K$ .

№ п.п.	Параметры	Метод определения
14	Расход воды, кг/с; по перемычке исходной	Формула (2.41) $G_{п м} = \frac{G_c (t''_к - t'_c)}{t''_к - t''_c}$ Формула (2.12) $G_{исх} = (1,15 \div 1,2) G_{хво}$ (принимая $G_{хво} = G_{подп}$ см. п. 7)
15	Расход греющей воды на теплообменник хим- очисточной воды Т №2, кг/с	$G_r = G_{r2} = \frac{G_{хво} (t''_{хво} - t'_{хво})}{t_{21} - t_{22}}$ Принимаем $t''_{хво} = 65^{\circ}\text{C}$ ; $t'_{хво} = t''_{исх} = 25^{\circ}\text{C}$ ; $t_{21} = t''_к$ ; $t_{22} = 70^{\circ}\text{C}$
16	Температура греющей воды после теплообмени- ка исходной воды Т №1, °C	Принимаем $G_{r1} = G_{r2}$ $t_{11} = t_{22} = 70^{\circ}\text{C}$ $t'_{исх} = +5$ — зима $t'_{исх} = +15$ — лето



Продолжение табл. 2.4

	Расчетные режимы				
	максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного периода	точка излома температурного графика	летний
0	74,5	109,1	153,8	33,9	
4,37	5,03	5,45	6,27	2,38	
1,82	2,91	3,63	4,72	4,71	
22,0	35,4	40,0	43,4	65,0	

$$t''_{исх} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$t_{12} = t_{11} - \frac{G_{исх}}{G_{r1}} (t''_{исх} - t'_{исх})$$

- 17 Расход пара из деаэра-  
тора, кг/с

Формула (2.18)

$$D_{вып} = d G_{д'} G_{д} = G_{хво}$$

- 18 Расход греющей воды на  
деаэрацию, кг/с

Формула (2.46) – без учета пара

$$G_{г.д} = \frac{G_{хво} (t_{д} - t_{22})}{t_{к}'' - t_{д}}$$

- 19 Расчетный расход воды,  
кг/с:

на собственные нужды  
через котельный агрегат

$$G_{с.н}^p = G_r + G_d \text{ (см. рис. 2.18)}$$

Определяется в расчетном режиме

$$G_{к}^p = \frac{Q_{о.в} + Q_{г.в}}{4,19 (t_{к}' - t_{к})} + G_{с.н}^p$$

- 20 Относительная погреш-  
ность расчета, %

$$\Delta = \frac{G_{к}^p - G_{к}}{G_{к}^p} < 2$$

( $G_{к}$  принимается по п. 10)

0,01	0,01	0,01	0,01	0,004
(в дальнейшем эти значения в расчете не учитываются)				

0,23	0,36	0,45	0,59	0,6
------	------	------	------	-----

2,05	3,27	4,08	5,31	5,31
181,1	182,3	183,1	184,31	184,3

0,5	0,2	0,6	1,25	1,25
-----	-----	-----	------	------

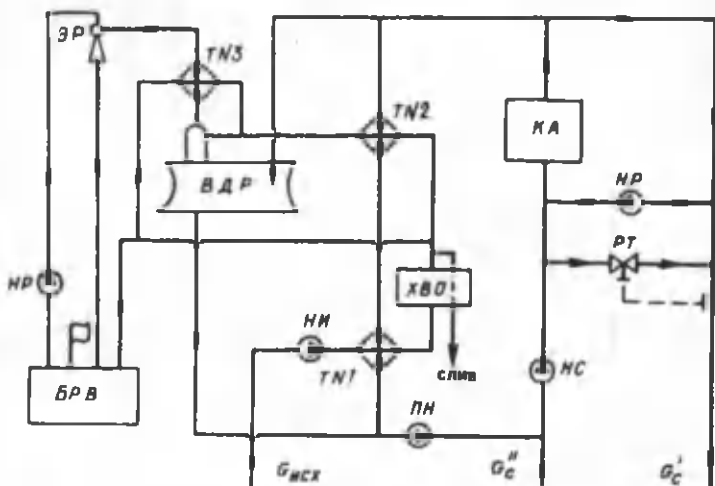
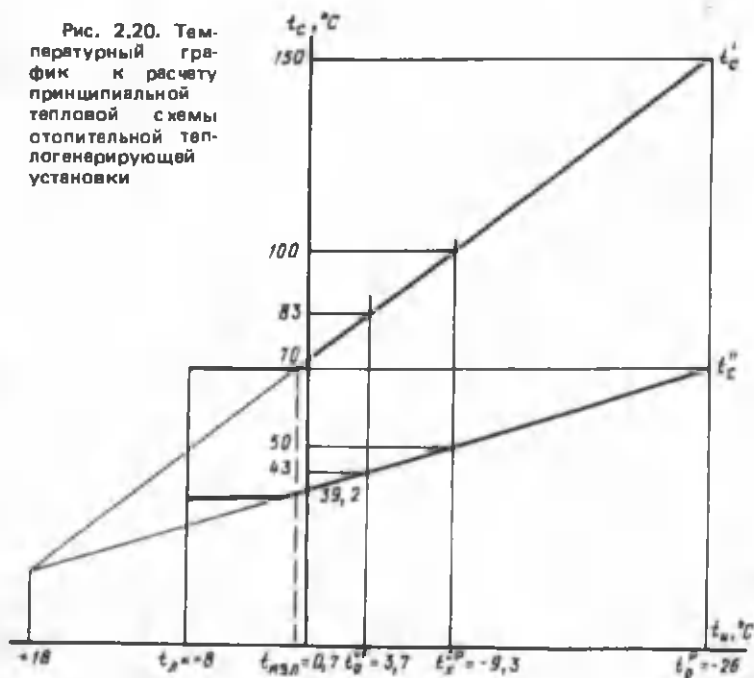


Рис. 2.19. Принципиальная тепловая схема отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

Рис. 2.20. Температурный график к расчету принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки



том тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию — 45 МВт; на горячее водоснабжение — 15 МВт. Тепловые сети работают по отопительному повышенному температурному графику  $t'_c = 150^\circ\text{C}$ ,  $t''_c = 70^\circ\text{C}$ . Для горячего водоснабжения принимается параллельная схема подогрева воды у абонентов.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально-зимняя  $t^p = -26^\circ\text{C}$ ; средняя наиболее холодного месяца  $t_x^{cp} = -9,3^\circ\text{C}$ ; средняя отопительного сезона  $t_{op}^{cp} = -3,7^\circ\text{C}$ ; в точке излома температурного графика  $t_{изл}$  определяется после построения температурного графика (рис. 2.20); летняя  $t_l = +8^\circ\text{C}$ .

Температура исходной воды  $t_{исх}^3 = 5^\circ\text{C}$ ;  $t_{исх}^л = 15^\circ\text{C}$ . Деаэрация — термическая вакуумная.

### 2.3.2. ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основные особенности тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения обусловлены большими расходами сетевой воды, поступающей к водоразборным кранам потребителей горячего водоснабжения, так как компенсация этого разбора осуществляется в блоке водоподготовки источника теплоты (см. п. 1.1, 1.2, 2.3.1). Влияние этих особенностей на тепловую схему теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами сказывается не столь существенно по сравнению с источниками теплоты с паровыми котельными агрегатами (см. п. 2.2.2), где требуется организация раздельной водоподготовки двух потоков теплоносителя: для питания паровых котельных агрегатов и подпитки тепловых сетей, включая горячее водоснабжение.

Неравномерность потребления горячей воды (см. рис. 2.7, б) и повышенные затраты теплоты на собственные нужды делают особенно важной задачу выравнивания суточного графика нагрузок горячего водоснабжения. Наиболее простое решение — включение в состав тепловой схемы баков-аккумуляторов для подпиточной воды. Установка баков-аккумуляторов позволяет не только выровнять график нагрузок на оборудование источника теплоты, но и уменьшить расчетную производительность вспомогательного оборудования (до среднечасовых значений за сутки). Суммарный объем баков-аккумуляторов принимается в 6–8 раз больше среднечасового за сутки расхода воды на горячее водоснабжение.

Повышенные требования к качеству сетевой воды в открытых системах теплоснабжения при больших расходах подпиточной воды, использование вакуумной деаэрации и баков-



аккумуляторов делают перечисленную группу оборудования вторым по значению элементом тепловой схемы после водогрейного котельного агрегата.

Состав и режимы работы оборудования источника теплоты наиболее удобно изучать на конкретном примере. Рассмотрим принципиальную тепловую схему отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (рис. 2.21).

Тепловые и гидродинамические режимы водогрейных котельных агрегатов, узлов рециркуляции и переемычки, создание разрежения в вакуумном деаэраторе и др. были рассмотрены ранее (см. п. 2.3.1). Более подробно остановимся на влиянии водоразбора из тепловой сети на режимы работы оборудования тепловой схемы, рассмотрим зимний и летний режимы работы тепловой схемы.

Для функционирования открытой двухтрубной системы теплоснабжения в максимально-зимнем режиме в тепловую сеть может подаваться только сетевая вода на отопление и вентиляцию  $G_{O.B}^C$ . Нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется обратной сетевой водой, поступающей с температурой  $t'_{c.c} = 70^\circ\text{C}$  непосредственно к водоразборным кранам ГВ. Часть воды от местных систем ГВ по циркуляционной линии  $G_{ц}$  возвращается в обратный трубопровод. Циркуляция горячей воды предотвращает ее охлаждение в подводящих трубопроводах при суточных минимумах потребления. В местных системах циркуляционная вода проходит через полотенцесушители и охлаждается до принимаемой температуры  $45 \pm 40^\circ\text{C}$ . Расход циркуляционной воды, кг/с, принимается равным

$$G_{ц} = (0,05 \div 0,1) G_{Г.В}^{\text{потр}} \quad (2.47)$$

Среднечасовой за сутки расход горячей воды, поступающей к потребителю  $G_{Г.В}^{\text{потр}}$ , является расчетной величиной, постоянной и не зависящей от сезона и режима работы. Он определяется исходя из нагрузки горячего водоснабжения по формуле

$$G_{Г.В}^{\text{потр}} = \frac{Q_{Г.В}}{4,19 (t'_{Г.В} - t_{исх})} \quad (2.48)$$

где  $t'_{Г.В}$  — температура горячей воды в водоразборном кране у потребителя, принимается  $t'_{Г.В} = 60-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{исх}$  — температура исходной воды: для зимы  $t_{исх} = +5$ , для лета  $t_{исх} = +15^\circ\text{C}$ .

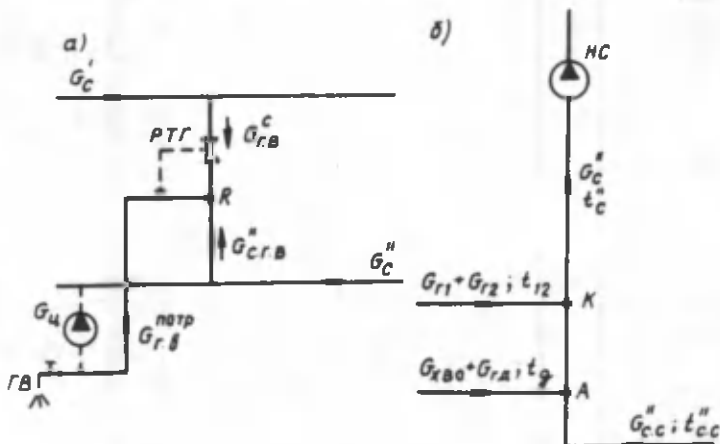


Рис. 2.22. К расчету узлов смешения потребителя горячей воды (а) и тепловой схемы (б)

Таким образом, в максимально-зимнем режиме к потребителю поступает обратная сетевая вода в количестве  $G_{г.в}^{потр}$ . При других режимах работы в течение отопительного периода температура обратной сетевой воды снижается ниже нормируемых для горячего водоснабжения температур, поэтому в принятой схеме узла приготовления горячей воды в местных системах ГВ к обратной сетевой воде через регулятор температуры (РТГ) подмешивается необходимое количество прямой сетевой воды.

Для определения расхода сетевой воды из подающего трубопровода на цели горячего водоснабжения рассмотрим узел смешения  $A$  у потребителя горячей воды (рис. 2.22,а). В уравнении теплового баланса узла смешения расход горячей воды у потребителя выражен как сумма расходов, кг/с, сетевой воды из подающего  $G_{г.в}^c$  и обратного трубопроводов:

$$G_{г.в}^{потр} = G_{г.в}^c + G_{ср.в}^н \quad (2.49)$$

Уравнение теплового баланса узла  $A$  смешения

$$G_{г.в}^{потр} i'_{г.в} = G_{г.в}^c i'_{г.в} + G_{ср.в}^н i'_{с.с}$$

решаемое совместно с уравнением (2.49), позволяет определить расход сетевой воды для целей горячего водоснабжения, добавляемый к расходу сетевой воды на отопление и вентиляцию:



$$G_{г.в}^c = \frac{G_{г.в}^{потр} (i'_{г.в} - i''_{с.с})}{i'_c - i''_{с.с}} = \frac{G_{г.в}^{потр} (t'_{г.в} - t''_{с.с})}{t'_c - t''_{с.с}} \quad (2.50)$$

Полный расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения определяется с учетом (кроме максимально-зимнего) циркуляционного расхода

$$G'_{г.в} = G_{г.в}^c + G_{ц} = G_{г.в}^c + (0,05 \div 0,1) G_{г.в}^{потр} \quad (2.51)$$

Полный расход воды на подпитку тепловой сети и горячее водоснабжение можно определить, предварительно сложив все потери теплоносителя (без учета выпара):

$$G_{хво} = G_{подп} + G_{г.в}^{потр} \quad (2.52)$$

где расход  $G_{подп}$  определяется по формуле (2.35) с учетом утечек теплоносителя в тепловых сетях и в тепловой схеме.

Компенсация водоразбора и утечек в тепловой сети будет осуществляться в блоке водоподготовки, где исходная вода проходит весь цикл химической обработки и вакуумной деаэрации аналогично рассмотренному в п. 2.3 и 2.3.1. Подогрев исходной воды в теплообменниках Т №1 и Т №2 и ее деаэрация потребуют соответствующего расхода горячей воды, забираемой от котлов в количестве

$$G_{с.н} = G_{г1} + G_{г2} + G_{гд}$$

Однако в процессе расчета для определения указанных расходов необходимо знать температуры греющей воды (например  $t'_k$ ), определить которые можно, только предварительно задавшись расходом теплоты  $Q_{с.н}$  на собственные нужды.

Удовлетворительную сходимость принятых и расчетных величин удается получить, принимая расход теплоты, МВт, на собственные нужды в размере

$$Q_{с.н} = (1,03 \div 1,05) G_{хво} (i'_{г.в} - i_{исх}), \quad (2.53)$$

где  $i'_{г.в}$  — энтальпия воды, поступающей на горячее водоснабжение;  $i_{г.в} = 4,19 t''_{г.в}$  кДж/кг;  $i_{исх}$  — энтальпия исходной воды, кДж/кг.

Расход теплоты для горячего водоснабжения включен в  $Q_{с.н}$ , так как подпиточная вода после вакуумного деаэратора в баках-аккумуляторах имеет температуру  $t_d = 70^\circ\text{C}$  и, следовательно, ее нагрев для целей горячего водоснабжения уже осуществлен в схеме водоподготовки.

Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт, может быть принята:

$$Q_K = Q_{O.B} + Q_{C.H}. \quad (2.54)$$

Наличие в баках-аккумуляторах подпиточной воды в количествах и с температурой, соответствующих целям горячего водоснабжения, позволяет в летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки подавать эту воду непосредственно в тепловую сеть. По обратному трубопроводу в источник теплоты будет возвращаться только циркуляционная вода от местных систем горячего водоснабжения (ГВ), которая направляется через узел *M* в баки-аккумуляторы.

Таким образом, в летний период можно отключить водогрейный котельный агрегат от тепловой сети на участке *MA* обратного трубопровода и на участке *B* подающего трубопровода. Расход воды на горячее водоснабжение  $G_{ГВ}^C$  будет подаваться в подающий трубопровод непосредственно из баков-аккумуляторов по линии *B* подпиточными насосами НЛ, которые в этом случае называют "летними".

Котельные агрегаты в летнее время оказываются включенными только на нагрузку  $Q_{C.H}$  (в которую входит нагрузка горячего водоснабжения). Расход воды через котельные агрегаты складывается из потоков использованной для целей водоподготовки греющей воды от Т №1 и Т №2, поступающей в узел *K*, и от деаэратора ВДР, поступающей в узел *A* на всасывающую линию насосов НС.

При работе в отопительный период необходимо учитывать, что вследствие больших расходов воды через узел водоподготовки подаваемая в обратный трубопровод подпиточная и использованная греющая вода (узлы *A* и *K*) смешивается с обратной сетевой водой и существенно изменяет температуру потока. Для определения конечной температуры рассмотрим уравнение теплового баланса узла смешения *AK* (рис. 2.22,б) (пренебрегая расходом выпара из деаэратора):

$$G_{C.C}'' = (G_{Г1} + G_{Г2}) i_{12} + (G_{ХВО} + G_{Г.Д}) i'_A + G_{C.C}'' \cdot 4,19 t_{C.C}' \quad (2.55)$$

Входящий в уравнение расход  $G_{C.C}''$ , поступающий в теплогенерирующую установку из тепловой сети, принимается равным: для отопительного периода  $G_{C.C}'' = G_C' - G_{Г.В} - G_{Пот}$ ; для летнего периода  $G_{C.C}'' = 0$ , так как циркуляционный расход  $G_C^n$  поступает сразу в баки-аккумуляторы (см. рис. 2.21).

Расход  $G_c''$ , проходящий через сетевые насосы (НС) (без учета выпара), определяется по уравнениям:  
для отопительного периода

$$G_c'' = G_c' + G_{CH} = G_c' + G_{Г1} + G_{Г2} + G_{Г.Д}; \quad (2.56)$$

для летнего периода

$$G_c'' = G_{CH}.$$

Используя уравнение (2.55), можно получить расчетную формулу для определения конечной температуры,  $^{\circ}\text{C}$ , после смешения потоков

$$t_c'' = \frac{(G_{Г1} + G_{Г2}) i_{12} + (G_{ХВО} + G_{Г.Д}) i'_Д + G_c'' 4,19 t_{с.с.}''}{4,19 G_c''}. \quad (2.57)$$

Затем определяются потоки теплоносителя по линии циркуляции и через переемычку.

На завершающем этапе правильность расчета режимов работы тепловой схемы контролируется проверкой соответствия принятых и полученных в результате расчета величин.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 2.21). Исходные данные для расчета (табл. 2.5): котельные агрегаты — водогрейные, стальные; вид топлива — газ; тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию 45 МВт; на горячее водоснабжение — 15 МВт.

Тепловые сети — двухтрубные, работающие по отопительному повышенному температурному графику  $t_c = 150^{\circ}\text{C}$ ,  $t_c'' = 70^{\circ}\text{C}$ .

Система горячего водоснабжения — открытая.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально-зимняя  $t_o^o = -26^{\circ}\text{C}$ ; средняя наиболее холодного месяца  $t_x^{CP} = -9,3^{\circ}\text{C}$ ; средняя отопительного сезона  $t_o^{CP} = -3,7^{\circ}\text{C}$ ; точка излома температурного графика  $t_{изл}$  определяется после построения температурного графика (см. рис. 2.20); летняя  $t_l = +8^{\circ}\text{C}$ .

Температура исходной воды  $t_{исх}^3 = 5^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{исх}^л = 15^{\circ}\text{C}$ . Деаэрация — термическая вакуумная.

Т а б л и ц а 2.5. Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макси- мально- зимний	средний наиболее холодно- го месяца	средний отопи- тельного периода	точка излома темпера- турного графика	летний
1	Температура наружного воздуха $t_{н.в}$ , °С	Климатологические таблицы [12], температурный график (см. рис. 2.20)	-26	-9,3	-3,7	+0,7	+8
2	Расход теплоты, МВт: на отопление, вентиляцию	Формула (2.37) $Q_{о.в}^p = \frac{t_{в.н}^p - t_{н.в}}{t_{в.н}^p - t_o^p}$	45	27,9	22,2	7,7	—
	на горячее водоснабжение	По заданию, формула (2.27) $Q_{г.в}^n = 0,82 Q_{г.в}^3$	15	15	15	15	12,3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки (с учетом потерь), МВт	$Q_T = Q_{о.в} + Q_{г.в}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерирующей установки, °С	По температурному графику (см. рис. 2.20) $t'_c$	150	100	83	70	70
5	Температура обратной сетевой воды на входе в	По температурному графику (см. рис. 2.20) $t''_{cc}$	70	60	43	39,2	40,0

	теплогенерирующую установку, °С	Летом температура циркуляционной воды $G_{\text{ц}}$ принимается $t''_{\text{с.с}} = 45 \div 40^{\circ}\text{C}$					
6	Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию, кг/с	Формула (2.36) $G_{\text{о.в}} = \frac{Q_{\text{о.в}}}{4,19 (t'_{\text{с}} - t''_{\text{с.с}})}$	134,2	133,2	132,5	137,2	—
7	Расход горячей воды у потребителя, кг/с	Формула (2.48) $G_{\text{г.в}}^{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{г.в}}}{4,19 (t'_{\text{г.в}} - t_{\text{исх}})}$	55,1	55,1	55,1	55,1	55,1
8	Расход сетевой воды на горячее водоснабжение, кг/с	Формула (2.50) $G_{\text{г.в}}^{\text{с}} = \frac{G_{\text{г.в}}^{\text{потр}} (t'_{\text{г.в}} - t''_{\text{с.с}})}{t'_{\text{с}} - t''_{\text{с.с}}}$	0	22,0	37,2	55,1	55,1
9	Расход циркуляционной воды, кг/с	$G_{\text{ц}} = (0,05 \div 0,1) G_{\text{г.в}}^{\text{потр}}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Полный расход сетевой воды, кг/с	$G'_{\text{с}} = G_{\text{о.в}} + G_{\text{г.в}}^{\text{с}} + G_{\text{ц}}$	134,7	155,7	170,2	192,8	55,6
11	Расход воды на подпитку тепловых сетей и потери в тепловой схема, кг/с	Формула (2.35) $G_{\text{подп}} = G_{\text{подп}}^{\text{с}} + G_{\text{потерь}} = (0,015 \div 0,025) G'_{\text{с}}$	2,7	3,1	3,4	3,9	1,1
12	Расход воды на подпитку и горячее водоснабжение, кг/с (без учета выпара)	Формула (2.52) $G_{\text{хво}} = G_{\text{подп}} + G_{\text{г.в}}^{\text{потр}}$	57,8	58,2	58,5	59,0	56,2
13	Расход теплоты на собственные нужды, МДж	Принимается по формуле (2.53) $Q_{\text{с.н}} = (1,05 \div 1,02) G_{\text{хво}} (t'_{\text{г.в}} - t_{\text{исх}})$ $t'_{\text{г.в}} - t_{\text{исх}} = 4,19 (t'_{\text{г.в}} - t_{\text{исх}})$	16,3	16,4	16,5	16,6	13,2
14	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки	$Q_{\text{к}} = Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{с.н}}$	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного периода	точка излома температурного графика	летний
15	Расход воды через котельные агрегаты <sup>а</sup> , установленные в теплогенерирующей установке, кг/с	Формула (2.43) $G_K = \frac{Q_K}{4,19(t_K'' - t_K')}$	183,0	183,0	183,0	183,0	61,0 <sup>б</sup>
16	Температура воды на выходе из котельного агрегата при $t_K' = 70^\circ\text{C}$ = const	Формула (2.44) $t_K'' = t_K' + \frac{Q_K}{4,19G_K}$	150,0	127,8	120,5	114,7	121,6
17	Расход воды через котельный агрегат на собственные нужды, кг/с	$G_{с.н} = \frac{Q_{с.н}}{4,19(t_K'' - t_K')}$ при $t_K' = 70^\circ\text{C}$	48,6	67,7	78,0	88,6	61,0
18	Расход исходной воды, кг/с	Формула (2.12) $G_{исх} = (1,15 \div 1,2) G_{хво}$	69,4	69,8	70,2	70,8	67,4
19	Расход греющей воды на теплообменник, кг/с: исходной воды Т №1	$G_{г2} = \frac{G_{исх}(t_{исх}'' - t_{исх}')}{t_{11} - t_{12}}$ Принимаем $t_{12} = 70^\circ\text{C}$ ; $t_{11} = t_K''$ ; $t_{исх}'' = 26^\circ\text{C}$	17,35	24,2	27,8	31,6	13,1

	химочищенной воды Т №2	$G_{Г1} = \frac{G_{хво} (t''_{хво} - t''_{исх})}{t_{21} - t_{22}}$ Принимаем $t''_{хво} = 65^{\circ}\text{C}$ ; $t_{21} = t''_{к}$ ; $t_{22} = 70^{\circ}\text{C}$	28,9	40,3	46,3	52,8	43,5
20	Расход пара из де- варадора, кг/с	Формула (2.18) $D_{вып} = dG_{д} = dG_{хво}$	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11
21	Температура воды после охладителя пара Т №3, $^{\circ}\text{C}$	Формула (2.19) $t'_{д} = \frac{1}{4,19} \left[ i''_{хво} + \frac{D_{вып}}{G_{хво}} (i''_{д} - i'_{к}) \right]$ $i'_{к} = 4,19 \cdot 70 = 293,3$ ; $i''_{д} = i''_{0,03} = 2626 \text{ кДж/кг}$	66,2	66,2	66,1	66,1	66,1
22	Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с	Формула (2.45) $G_{г.д} = \frac{D_{вып} i''_{д} + G_{хво} (i''_{д} - i_{22})}{i''_{к} - t'_{д}}$ $i''_{к} = 4,19 t''_{к}$ ; $i_{д} = 4,19 \cdot 70 = 293,3 \text{ кДж/кг}$	3,69	5,16	6,01	6,83	5,6
23	Расход воды, кг/с: на собственные нужды	$G_{с.н} = G_{Г1} + G_{Г2} + G_{г.д}$	49,9	69,6	80,1	91,2	82,2
	из тепловой сети, по- ступающей в ТГУ	Формула (2.56) $G''_{с.с} = G'_{с} - G_{г.в}^{потр} - G_{подп}$	76,4	97,5	111,7	133,8	0
	через сетевые насосы	Формула (2.56) зима - $G'_{с} = G'_{с} + G_{с.н}$ лето - $G'_{с} = G_{с.н}$	184,1	225,3	250,3	284,0	62,3

№ п.п.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного периода	точка излома температурного графика	летний
24	Температура воды на входе в сетевые насосы, °С	Формула (2.57) $t''_c = \frac{(G_{r1} + G_{r2}) i_{12} + (G_{xво} + G_{гд}) / d + G_{с.с} \cdot 4,19 t''_{с.с}}{4,19 G_c}$	70	71,3	58,0	55,5	70
25	Расход воды, кг/с, на линии рециркуляции при $t'_k = 70^\circ\text{C} = \text{const}$	$G_{rc} = \frac{G_k (t'_k - t'_c)}{t''_k - t''_c}$	0	23,9	35,1	44,8	0
26	Расход воды по перемычке, кг/с	$G_{пм} = \frac{G'_c (t''_k - t'_c)}{t''_k - t''_c}$	0	65,1	102,1	145,6	0
27	Расчетная тепловая мощность теплогенерирующей установки на собственные нужды, МВт	$Q_{с.н}^p = G_{с.н}^p (t''_k - t'_k)$	16,7	16,9	16,9	17,1	13,4
28	Общая расчетная тепловая мощность ТГУ, МВт	$Q_k^p = Q_{о.в} + Q_{с.н}^p$	61,7	44,8	39,1	34,8	13,4



29	Принятая в расчете общая тепловая мощность, МВт $Q_{\kappa}$ (по п. 14)	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2
30	Погрешность расчета, % $\Delta = \frac{a_{\kappa}^p - a_{\kappa}}{a_{\kappa}^p} < 2$	0,7	1,1	1,0	1,4	1,5

\* В отопительный период определяется для максимально-зимнего режима при  $t_{\kappa}'' = 150^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\kappa}' = 70^{\circ}\text{C}$  и в остальных режимах остается  $G_{\kappa} = \text{const}$ .

В летний период можно учесть уменьшение числа работающих котельных агрегатов. Для этого оценивается доля нагрузки горячего водоснабжения  $\frac{Q_{\text{г.в}}}{Q_{\text{о.в}} + Q_{\text{г.в}}} = \frac{15}{60} = 0,25$ , принимается общее количество котлоагрегатов в ТГУ, например 3, определяется расчетный расход в летнее время для одного котельного агрегата  $G_{\kappa}^n = \frac{G_{\kappa}}{3} = \frac{183}{3} = 61,0 \text{ кг/с}$ .

## **ГЛАВА 3. МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ВОДЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ**

---

В отопительных и производственных котельных поступающая из водопровода, артезианских скважин или водоемов вода после очистки от взвешенных и растворенных примесей расходуется на восполнение потерь пара, конденсата, сетевой воды, а также на собственные нужды котельной, включая техническое водоснабжение.

При производстве пара потери воды происходят непосредственно в котельной за счет расхода пара на собственные нужды: продувку котлоагрегатов, очистку и обдувку его поверхностей, нагрев, деаэрацию воды, подогрев и распыление мазута, привод насосов, утечки через неплотности. Потери конденсата происходят из-за принятия технологического решения, не обеспечивающего возможность его возврата, а также за счет загрязнения его вследствие несовершенства теплообменных аппаратов.

В водогрейных котельных потери воды происходят при деаэрации, обмывке поверхностей нагрева котла, разогрев мазута, утечках через неплотности, а также в системах теплоснабжения. Если используется открытая система теплоснабжения, то к потерям добавляется расход воды на горячее водоснабжение.

Комплекс специальных устройств, обеспечивающих очистку воды, необходимой для возмещения расходов воды и пара на покрытие потерь и другие нужды котельной установки, называется водоподготовкой.

### **3.1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ВОДЫ И ПАРА**

При использовании воды в котельных установках необходимо знать показатели качества воды, определяющие ее пригодность. К числу важнейших показателей качества воды относятся: содержание взвешенных веществ, сухой остаток; общая жесткость и ее составляющие, ионный состав, концентрация водородных ионов, окисляемость, содержание растворенных газов.

В природных водах взвешенные вещества содержатся в виде частиц песка, отмершей растительности и глинистой суспензии. В обрабатываемой и котловой воде взвешенные вещества содержатся в виде шлака, в состав которого входят

плохо растворимые вещества  $Mg(OH)_2$ ,  $CaCO_3$ ,  $Fe(OH)_2$  и некоторые другие.

По прозрачности определяют содержание взвешенных в воде частиц (мг/л), хотя прозрачность воды зависит не только от их концентрации, но и от размера, формы, цвета.

Суммарное количество растворенных в воде нелетучих молекулярно-дисперсных и коллоидных веществ минерального и органического происхождения называют сухим остатком. Сухой остаток (мг/л) определяется путем выпаривания свободной от взвешенных веществ пробы и высушивания свободного остатка при  $105-110^{\circ}C$  до постоянной массы.

Плотный остаток получают при выпаривании и просушивании при температуре  $105^{\circ}C$  нефильтованной пробы.

Минеральный остаток (общее солесодержание) можно определить суммированием катионов и анионов, полученных в результате полного химического анализа воды.

Жесткость — показатель, определяющий содержание в воде катионов кальция и магния, т.е. катионов-накипеобразователей.

Общая жесткость воды  $J_{\text{O}}$ , мг-экв/л, определяется суммарным содержанием в воде  $Ca^{2+}$  (кальциевая жесткость) и  $Mg^{2+}$  (магниева жесткость).

Карбонатной жесткостью  $J_{\text{K}}$  называется часть общей жесткости, эквивалентная концентрации бикарбонат-ионов  $HCO_3^-$ .

Некарбонатной жесткостью  $J_{\text{H.K}}$  называется разность между карбонатной и общей жесткостью.

Наличие в воде бикарбонатов  $Ca(HCO_3)_2$  и  $Mg(HCO_3)_2$  обуславливает карбонатную жесткость, а наличие в воде хлоридов, сульфатов и некарбонатных солей кальция и магния ( $CaCl_2$ ,  $MgCl_2$ ,  $CaSO_4$ ,  $CaSiO_3$ ,  $MgSiO_3$ ) — некарбонатную жесткость.

Щелочность — показатель, определяющий содержание в воде гидроксильных ионов  $OH^-$ , анионов слабых кислот  $HCO_3^-$ ,  $CO_3^{2-}$ ,  $PO_4^{3-}$ ,  $SiO_3^{2-}$  и других, связанных с катионами  $Na^+$ ,  $K^+$ ,  $Ca^{2+}$ ,  $Mg^{2+}$ , которые при диссоциации образуют сильные щелочи и придают раствору щелочной характер.

Общей щелочностью воды  $Щ_{\text{O}}$ , мг/л, называется сумма содержащихся в ней гидроксильных ионов и анионов слабых кислот. Общую щелочность можно определить титрованием пробы воды соляной кислотой в присутствии сначала фенолфталеина, а затем метилоранжа. В природных водах щелочность обуславливается присутствием карбонатов, бикарбонатов, гидратов, гуматов, поэтому различают:

гидратную щелочность  $Щ_{\text{Г}}$ , обусловленную концентрацией в воде гидроксильных ионов  $OH^-$ ;

карбонатную щелочность  $Щ_{\text{K}}$ , обусловленную концентрацией в воде карбонатных ионов  $CO_3^{2-}$ ;

бикарбонатную щелочность  $\mathcal{W}_6$ , обусловленную концентрацией в воде бикарбонатных ионов  $\text{HCO}_3^-$ .

Относительной щелочностью  $\mathcal{W}_{\text{от}}$  называется общая щелочность воды в пересчете на  $\text{NaOH}$ , отнесенная к сухому остатку и выраженная в процентах,

$$\mathcal{W}_{\text{от}} = \frac{\mathcal{W}_0 \cdot 40 \cdot 100}{S},$$

где  $\mathcal{W}_0$  — общая щелочность воды, мг·экв/л;  $S$  — сухой остаток воды, мг/л; 40 — эквивалент  $\text{NaOH}$ .

Ионный состав воды определяют растворенные в ней соли, которые в той или иной степени диссоциированы на ионы. Вода как электролит является электрически нейтральной, так как сумма положительно заряженных ионов (катионов) всегда равна сумме отрицательно заряженных ионов (анионов).

При использовании воды в качестве теплоносителя в котельных установках и тепловых сетях наибольший интерес представляют те растворенные в ней газы, которые могут стать причиной коррозии металла. К числу таких газов относятся кислород, углекислота, сероводород, аммиак. Главным коррозионно-активным агентом является растворенный в воде кислород.

В природных водах углекислота встречается в виде свободной  $\text{CO}_2$  (растворенный в воде газ), полусвязанной  $\text{HCO}_3^-$  (бикарбонатные ионы) и связанной углекислоты  $\text{CO}_3^{2-}$  (карбонатные ионы). Наличие в воде углекислоты в том или ином виде зависит от температуры, pH среды и пр. Для поддержания определенной концентрации бикарбонатных ионов в растворе необходимо присутствие свободной углекислоты в концентрации, называемой равновесной. Если количество свободной углекислоты в воде больше ее равновесной концентрации, то избыток  $\text{CO}_2$  называют агрессивной углекислотой, вызывающей коррозию металла.

В соответствии с действующими правилами Госгортехнадзора докотловая обработка воды должна предусматриваться:

- 1) для всех котлов паропроизводительностью более 0,7 т/ч;
- 2) для котлов, имеющих экранные поверхности нагрева, независимо от паропроизводительности и давления;
- 3) для незкранированных котлов, сжигающих высококалорийное топливо (газ, мазут);
- 4) для всех водогрейных котлов.

Для незкранированных котлов паропроизводительностью менее 0,7 т/ч и давлением пара до 1,4 МПа, работающих на твердом топливе, допускается внутрикотловая обработка во-

ды. В этих случаях жесткость питательной воды не должна превышать 3 мг-экв/л.

Внутрикотловая магнитная обработка воды допускается для паровых чугунных секционных котлов при питании их исходной водой с преимущественно карбонатной жесткостью и при надежном удалении шлама.

Магнитная обработка воды для водогрейных чугунных секционных котлов при закрытой системе теплоснабжения допускается при соблюдении следующих условий: а) подогрев воды в котле не выше 95°C; б) омагничивание подпиточной воды и восстановление магнитных свойств воды, циркулирующей в системе; в) карбонатная жесткость исходной воды не более 9 мг-экв/л; г) содержание железа  $Fe^{2+}$  не более 0,3 мг/л.

Для паровых котлов общую щелочность и сухой остаток питательной воды не нормируют. Они обуславливаются выбранными методами обработки в соответствии с допустимыми размерами продувки котлов и качеством исходной воды (табл. 3.1).

Т а б л и ц а 3.1. Показатели качества питьевой воды для паровых котлов при докотловой обработке

Показатели	Нормы для котлов с давлением, МПа		
	до 1,4	до 2,4	до 4,0
Содержание взвешенных частиц, мг/л	5	5	Не допускается
Общая жесткость, мг-экв/л	20/15	15/10	10/5
Содержание соединений железа, мкг/л	Не нормируется	200/100	100/50
Содержание соединений меди, мкг/л	Не нормируется	Не нормируется	Не нормируется/10
Содержание растворенного кислорода, мкг/л	50/30	50/20	20/20
pH при $t = 25^{\circ}C$	8,5–9,5	8,5–9,5	8,5–9,5
Содержание свободной углекислоты, мкг/л		Не допускается	
Содержание $NO_2$ , мкг/л		Не нормируется	20
Содержание масел, мг/л	3	3	0,6

П р и м е ч а н и е. Перед косой чертой указаны значения для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком  $350 \text{ кВт/м}^2$ , а после черты — для котлов, работающих на газе и жидком топливе, а также для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком более  $350 \text{ кВт/м}^2$ .

Качество насыщенного и перегретого пара должно отвечать нормам, приведенным в табл. 3.2.

При эксплуатации паровых котлов и при выборе схем во-

Т а б л и ц а 3. 2. Нормы качества насыщенного парогерогото пара

Показатели	Нормы для котлов, работающих при давлении, МПа	
	1,4	2,4
Содержание оксидов азота (в пересчете на $\text{Na}_2\text{O}_4$ , мкг/кг	1000 <sup>*</sup>	500 <sup>*</sup>
Содержание свободной углекислоты, мкг/кг	20 <sup>**</sup>	20 <sup>**</sup>
Содержание свободного аммиака, не связанного с углекислотой, мкг/кг	Не допускается	

\* Для котлов без пароперегревателей допускается влажность пара до 1% (солеcодержание не нормируется).

\*\* Для установок, не имеющих разветвленной системы конденсатопроводов у потребителей пара и большого количества теплообменной аппаратуры, допускается содержание свободной углекислоты в парах до 100 мкг/кг (централизованное потребление пара с вентиляцией паровых объемов теплоиспользующих аппаратов).

доподготовки качество котловой (продувочной) воды нормируют по общему солесодержанию (сухому остатку) (табл. 3.3). Допустимое солесодержание устанавливается заводом-изготовителем в зависимости от конструкции сепарационных устройств, которыми оборудован котел.

Т а б л и ц а 3. 3. Расчетные нормы качества котловой воды при внутрикотловой обработке

Котлы	Сухой остаток, мг/л	Щелочность, мг-экв/л	Шлакоcодержание, мг/л
Водотрубные:			
без нижних барабанов и грязевиков	2500	11	2000
с нижними барабанами	4000	16	12 000
с грязевиками	4500	18	20 000
Газотрубные	4000	14	5000
Жаротрубные	16 000	25	7000

По данным Бийского котельного завода, солесодержание котловой воды в котлах с одноступенчатым испарением не должно превышать 3000 (котел с пароперегревателем) и 1500 мг/л (котел без перегревателя), а в котлах с двухступенчатым испарением и выносными ступенями — 1500 в первой ступени испарения и 6000—10000 мг/л во второй ступени испарения.

## 3.2. СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

### 3.2.1. ДОКОТЛОВАЯ ПОДГОТОВКА ВОДЫ

Основными способами докотловой обработки воды являются: коагуляция и осветление, осаждение, магнитный метод, обработка путем ионного обмена.

Поверхностные воды требуют уделения грубой (частицы размером до  $10^{-3}$  мм), тонкой ( $10^{-3}$ – $10^{-1}$  мм) взвеси коллоидно-дисперсных веществ ( $10^{-6}$ – $10^{-1}$  мм) и цветности. Песок, глина, животные и растительные остатки образуют грубую и тонкую взвеси. Органические вещества, окислы металлов, кремнекислые соединения могут находиться в коллоидном состоянии.

Процесс удаления из воды тонкой взвеси путем ввода специальных реагентов называется коагуляцией. Методы и оборудование для коагуляции и осветления воды выбирают в зависимости от характера и величины загрязнений (табл. 3.4).

Т а б л и ц а 3. 4. Методы обработки поверхностных вод

Показатель исходной воды	Вид обработки	Основное оборудование
Содержание взвешенных веществ, мг/л:		
до 50	Фильтрация	Механические однослойные (вертикальные и горизонтальные) фильтры с загрузкой антрацита с крупностью 0,6–1,4 мм, высота слоя загрузки $H = 1000$ мм
до 100	Фильтрация для удаления тонкой взвеси, фильтрация с коагуляцией	Механические фильтры с двухслойной загрузкой (антрацит и кварцевый песок); загрузка крупностью соответственно 0,7–1,7 и 0,5–1,2 мм. Высота загрузки каждого слоя 600–500 мм
более 100	Осветление с последующим фильтрованием	Осветлители для коагуляции с последующим фильтрованием через однослойные механические фильтры

Для осуществления процесса коагуляции применяются следующие реагенты: сернокислый алюминий  $Al(SO_4)_3 \cdot x \cdot 12H_2O$ , сернокислое железо  $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ , хлорное железо  $FeCl_2 \cdot 6H_2O$ .

Наибольшее распространение при коагуляции получил сернокислый алюминий, однако его применение ограничивается величиной pH обрабатываемой воды 6,5–7,5. В более щелочной среде вследствие амфотерных свойств алюминия образу-

ется легкорастворимый алюминат натрия, поэтому при известковании в качестве коагулянта применяют сернокислое или хлорное железо, допустимые колебания рН в пределах 4—10.

К методам обработки воды путем осаждения относятся известкование, известково-содовый, термический методы.

**Известкование** основано на связывании ионов, подлежащих удалению, в малорастворимые соединения, осаждаемые в виде шлама. Основное назначение известкования — удаление из воды связанной и свободной углекислоты, снижение щелочности и сухого остатка исходной воды с одновременным ее умягчением. Известкование, совмещенное с коагуляцией, позволяет обезжелезистить поверхностные воды, удалять органические вещества.

Процесс известкования осуществляют в осветлителях, при этом перед осветлителями воду необходимо подогревать до 30—40°C. Во избежание нарушения взвешенного шламowego фильтра в осветлителях процесс подогрева воды осуществляется автоматически.

Применение известково-содового метода позволяет осадить соли жесткости совместно известью и содой. При этом протекают те же реакции, что и при известковании, но магний удаляется полностью, а кальциевые соли некарбонатной жесткости удаляются содой:



Этот метод применяют для вод, в которых общая жесткость больше щелочности исходной воды.

**Термический метод осаждения** эффективен при нагревании исходной воды до температуры кипения и энергичном ее перемешивании. При этом протекают реакции разложения солей карбонатной жесткости:



Термический метод осаждения применяется в тех случаях, когда не требуется глубокого умягчения воды и когда в исходной воде содержится в основном бикарбонат кальция, поскольку выпадение в осадок  $\text{Mg}(\text{OH})_2$  происходит очень медленно. Содержание в исходной воде органических веществ тормозит процесс кристаллизации и выпадение шлама. Это в значительной степени снижает эффективность термического метода. Указанные ограничения делают метод практически малоприменимым.



В последнее время наиболее широкое распространение получили физические методы водоподготовки воды — магнитный и ультразвуковой. Применяются также электролиз и обратный осмос.

Обработка воды магнитным способом заключается в воздействии магнитных полей на поток воды. При этом вода после воздействия магнитного поля при нагреве ее в котле не дает никаких отложений накипи, и соли жесткости выпадают в виде шлама.

При обработке воды магнитным полем концентрация растворенных газов ( $O_2$  и  $CO_2$ ) и окислов железа в ней снижается, т.е. уменьшение концентрации кислорода под влиянием магнитного поля является одним из способов торможения электрических процессов, а следовательно, и коррозии металлов.

К качеству воды, подлежащей обработке, предъявляются определенные требования. Вода не должна содержать механических примесей соединений железа больше установленных норм и агрессивной двуокиси углерода. Концентрация двуокиси углерода в природной воде определяется в значительной степени значением карбонатной жесткости. При карбонатной жесткости до 2,0–2,5 мг·эquiv/л почти вся растворенная в воде двуокись углерода по содержанию превышает равновесную и является агрессивной. С повышением карбонатной жесткости концентрации равновесной двуокиси углерода возрастает, а агрессивной — падает. Такая вода по карбонату кальция может быть пересыщена, т.е. нестабильна при нормальных условиях (это требуется по условиям обработки воды магнитным полем).

Солесодержание исходной воды не имеет большого значения, но для вод с  $S_{и.в} = 100$  мг/кг и ниже и  $Ж_k \leq 1,5$  мг·эquiv/кг применение магнитной обработки малоэффективно и нецелесообразно.

Содержание окислов железа не должно превышать 0,4–0,5 мг/кг во избежание значительных отложений в межполюсном пространстве, что вызывает образование “мостиков”, шунтирующих магнитное поле.

Противонакипный эффект, получаемый при наложении магнитного поля, зависит от параметров аппарата и свойств воды: индукции магнитного поля, градиента напряженности в зазоре магнитного поля, времени воздействия магнитного поля, периодичности воздействия, скорости потока воды, концентрации и состава растворенных в воде примесей. Для вод с солесодержанием  $S_{и.в} \leq 1000$  мг/кг и  $Ж_k \leq 7$  мг·эquiv/кг противонакипный эффект получается при следующих параметрах: напряженность магнитного поля (9,6–12)  $10^4$  А/м, скорость воды 1,5–2,5 м/с, пребывание воды в активной зоне аппарата 0,02–0,05 с, наличие в воде окислов железа 0,2–0,5 мг/кг.

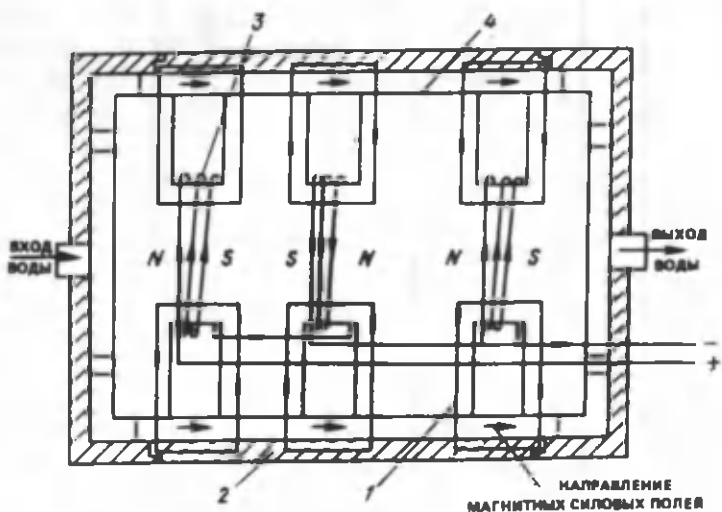


Рис. 3.1. Схема электромагнитного аппарата  
 1 — сердечник; 2 — корпус (магнитопровод); 3 — намагничивающая катушка; 4 — кожух

Основным элементом каждого магнитного аппарата является магнит или электромагнит, в межполюсном пространстве которого протекает вода с определенной скоростью (рис. 3.1). Вода, подлежащая обработке, поступает в аппарат через патрубок, потом по кольцевому межполюсному пространству пересекает магнитные силовые линии, возникающие между внешним магнитопроводом и сердечником. Электромагнит подключают к сети переменного тока через селеновый выпрямитель. Более просты в эксплуатации аппараты на переменном токе.

Для обработки воды магнитным полем наиболее широко применяются аппараты ПМУ с постоянными магнитами и АМО-УХЛ4 с электромагнитами (табл. 3.5) [8].

Для достижения необходимого эффекта при магнитной обработке воды нужно удалять образующийся шлам. Шлам обычно удаляется продувкой. При магнитной обработке наиболее экономичной и эффективной является нижняя продувка, если продувочное устройство примыкает непосредственно к грязевику.

Эффективным способом физического метода водоподготовки воды является ультразвуковой. В СССР накоплен определенный опыт применения ультразвуковых колебаний (20—

Т а б л и ц а 3.5. Технические характеристики электромагнитных аппаратов АМО-25 УХЛ4 и АМО-200 УХЛ4

Параметры	АМО-25 УХЛ4	АМО-200 УХЛ4
Расход воды, м <sup>3</sup> /ч	25	200
Скорость воды, м/с	1,25	1,4
Максимальная напряженность магнитного поля в зазоре, А/м (З)	$2,4 \cdot 10^5$ (3000)	$1,6 \cdot 10^5$ (2000)
Площадь сечения для прохода воды, м <sup>2</sup>	$56,5 \cdot 10^{-4}$	$380 \cdot 10^{-4}$
Максимальная потребляемая мощность, Вт	350	500
Температура обрабатываемой воды, °С	50	40
Масса аппарата, кг	66,5	325

40 кГц) для предотвращения накипеобразования в паровых котлах низкого давления.

Механическое воздействие ультразвуковых волн на процессы накипеобразования проявляется при вибрациях металлической поверхности, контактирующей с котловой водой. При воздействии сил инерции на растущий кристалл, а также при разрушающем действии поперечных волн на границе кристаллических связей прочность связи внутри накипи, между накипью и металлом нарушается и образуются трещины.

Капиллярный эффект существенно увеличивает скорость проникания воды к поверхности нагрева, где она мгновенно испаряется, вызывая вспучивание и отслаивание накипи. Отслоившиеся чешуйки накипи, скапливающиеся в нижней части котла, удаляются периодической продувкой.

Большую роль играют содержащиеся в воде газовые пузырьки. Колеблющийся с ультразвуковой частотой пузырек попадает в трещину между металлом и накипью и нарушает сцепление накипи со стенкой.

Ионные методы обработки воды основаны на способности некоторых практически нерастворимых в воде металлов вступать в ионный обмен с растворимыми в воде солями, сорбируя из обрабатываемой воды одни ионы и отдавая в обрабатываемый раствор эквивалентное количество других ионов, которыми ионит периодически насыщается при регенерации.

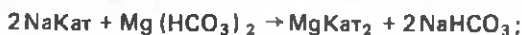
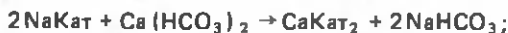
Катиониты при регенерации их растворами  $\text{NaCl}$ ,  $\text{H}_2\text{SO}_4$ ,  $\text{NH}_4\text{Cl}$  способны обменивать содержащиеся в них катионы (соответственно  $\text{Na}^+$ ,  $\text{H}^+$  или  $\text{NH}_4^+$ ) на катионы обрабатываемой воды. Этот процесс называется катионированием.

Аниониты при регенерации их щелочью  $\text{NaOH}$ , содой  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  или поваренной солью  $\text{NaCl}$  способны как бы заряжаться соответственно анионами  $\text{OH}^-$ ,  $\text{CO}_3^{2-}$  или  $\text{Cl}^-$  и затем

обменивать их на анионы, содержащиеся в обрабатываемой воде. Этот процесс называется анионированием.

Рассмотрим четыре наиболее распространенных метода обработки воды путем ионного обмена: натрий-катионирование, натрий-хлор-ионирование, водород-катионирование и параллельное водород-натрий-катионирование.

Натрий-катионный метод умягчения воды основан на способности некоторых нерастворимых в воде веществ (сульфоуголь, синтетические смолы), отрегенированных поваренной солью, обменивать подвижно расположенный катион  $\text{Na}^+$  на  $\text{Ca}^{2+}$  и  $\text{Mg}^{2+}$  по следующим реакциям:



где Кат — катионит (сульфоуголь, КУ-1, КУ-2 и др.).

Как видно из приведенных реакций, вместо кальциевых и магниевых солей в обрабатываемой воде образуется эквивалентное количество легкорастворимых натриевых солей.

Метод натрий-катионирования рекомендуется применять для артезианской или осветленной воды с содержанием взвешенных веществ не более 5–8 мг/л и цветностью не более 30<sup>0</sup>, если не требуется снижения бикарбонатной щелочности и допустимо увеличение солесодержания обрабатываемой воды за счет обмена кальция и магния на натрий.

Для получения глубокоумягченной воды с  $\text{Ж}_0 < 0,02$  мг-экв/л (с одновременной экономией расхода соли) требуется двухступенчатое натрий-катионирование.

Натрий-хлор-ионирование основано на умягчении воды с одновременным снижением щелочности и осуществляется путем последовательного фильтрования обрабатываемой воды через натрий-катионный фильтр первой ступени, хлор-анионитный фильтр, а затем натрий-катионный фильтр второй ступени.

Метод водород-катионирования заключается в фильтровании обрабатываемой воды через катионит, отрегенированный кислотой. В процессе этого фильтрования катиониты, растворенные в обрабатываемой воде, обмениваются на водород:





Как видно из приведенных реакций, в процессе водород-катионирования вода умягчается — катионы жесткости  $\text{Ca}^{2+}$  и  $\text{Mg}^{2+}$  обмениваются на водород; бикарбонатный ион, образующий так называемую карбонатную жесткость, разрушается с образованием углекислоты, а анионы солей постоянной жесткости образуют эквивалентное количество минеральных кислот.

В зависимости от требований к качеству обработанной воды и от состава исходной воды метод водород-катионирования может осуществляться в различных схемах.

Наиболее часто водород-катионирование применяется в схемах с "голодной" регенерацией фильтров, химического обессоливания, реже в схеме параллельного водород-натрий-катионирования.

При параллельном водород-натрий-катионировании обрабатываемая вода разделяется на два потока, каждый из которых пропускается через водород- или натрий-катионитные фильтры. В каждом из потоков вода умягчается до остаточной жесткости фильтрата около 0,1 мг-экв/л, после чего кислая водород-катионированная вода смешивается со щелочной натрий-катионированной водой, происходит реакция нейтрализации:



Образовавшаяся свободная углекислота выводится из обрабатываемой воды путем продувки воздухом в декарбонизаторе. При параллельном водород-натрий-катионировании можно получить остаточную щелочность обрабатываемой воды около 0,35 мг-экв/л.

Декарбонизированная вода, если не требуется глубокого умягчения, используется для подпитки тепловых сетей либо направляется на вторую ступень натрий-катионирования.

### 3.2.2. ВНУТРИКОТЛОВАЯ ОБРАБОТКА ВОДЫ

Внутрикотловая обработка воды осуществляется путем ввода в котел щелочных реагентов, которые в сочетании с подогревом воды в котле вызывают осаждение солей жесткости в виде нерастворимых соединений  $\text{CaCO}_3$  и  $\text{Mg}(\text{OH})_2$ .

В качестве реагентов могут использоваться едкий натр, кальцинированная сода, тринатрийфосфат в зависимости от состава исходной воды и требований к составу котловой воды. Если  $\text{Щ}_{\text{и.в}} > \text{Ж}_{\text{к}}$  и  $\text{Ж}_{\text{к}} = \text{Ж}_{\text{о}} = \text{Ж}_{\text{св}}$ , то для умягчения такой воды достаточно ее подогрева в котле (термоумягчение), при  $\text{Щ}_{\text{и.в}} = \text{Ж}_{\text{св}}$  в котел следует добавлять только едкий натр, при  $2\text{Щ}_{\text{и.в}} < \text{Ж}_{\text{св}}$  следует дозировать едкий натр и соду.

Внутрикотловая обработка должна обязательно сопровождаться периодическим или непрерывным удалением из котла шлама (продувкой). Поддержание в котловой воде солевого содержания, щелочности и допустимого количества шлама должно отвечать нормам качества котловой воды.

Магнитный метод является разновидностью внутрикотловой обработки воды при применении его для чугунных паровых котлов при температуре более  $100^\circ\text{C}$ . Метод может быть рекомендован в основном для воды с карбонатной жесткостью до 10 мг-экв/л.

### 3.3. ВЫБОР СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

Схему водоподготовки выбирают в зависимости от качества исходной воды, применяя методы, исключая использование агрессивных реагентов, а следовательно, не требующие специальной защиты оборудования от коррозии. Рекомендуется использовать преимущественно прямоточные схемы без промежуточного перекачивания воды.

При выборе схемы водоподготовки для паровых котлов основными критериями являются: величина продувки, содержание углекислоты в паре и относительная щелочность воды.

Величину продувки котлов определяют по формуле

$$p = \frac{S_{\text{о.в}} - a_{\text{о.в}} 100}{S_{\text{к.в}} - S_{\text{о.в}} a_{\text{о.в}}} \quad (3.1)$$

где  $p$  — величина продувки по сухому остатку, %;  $a_{\text{о.в}}$  — доля обработанной воды в питательной;  $S_{\text{о.в}}$  и  $S_{\text{к.в}}$  — сухой остаток обработанной и котловой воды, мг/л.

Величина продувки определяется для режима максимальных потерь пара и конденсата, выраженных в % паропроизводительности котельной.

Относительная щелочность котловой воды, равная относительной щелочности обработанной воды, определяется по формуле

$$\omega_{\text{от}}^{\text{к.в}} = \omega_{\text{от}}^{\text{о.в}} = \frac{40 \omega_{\text{о.в}} 100}{S_{\text{о.в}}}$$

где  $\omega_{\text{от}}^{\text{к.в}}$  и  $\omega_{\text{от}}^{\text{о.в}}$  — относительная щелочность котловой и обработанной воды, %;  $\omega_{\text{о.в}}$  — щелочность обработанной воды, мг-экв/л;  $S_{\text{о.в}}$  — сухой остаток обрабатываемой воды, мг/л; 40 — эквивалент NaOH.

Щелочность обрабатываемой воды для схем натрий-катионирования следует принимать равной щелочности исходной воды, для схем водород-натрий-катионирования и аммоний-натрий-катионирования — 0,5–0,7 мг-экв/л; для схем водород-катионирования с “голодной” регенерацией фильтров — 0,7–1,0 мг-экв/л. В соответствии с правилами Госгортехнадзора относительная щелочность котловой воды для паровых котлов не должна превышать 20%.

Концентрацию углекислоты в паре определяют при отсутствии деаэрации питательной воды или при использовании деаэраторов атмосферного типа без барботажа

$$\text{CO}_2 = 22 \omega_{\text{о.в}} a_{\text{о.в}} (1 + \sigma),$$

где  $\text{CO}_2$  — концентрация углекислоты в паре, мг/кг;  $\omega_{\text{о.в}}$  — щелочность обработанной воды, мг-экв/л;  $\sigma$  — доля разложения  $\text{Na}_2\text{CO}_3$ , принимаемая равной 0,6 при давлении в котле 1 МПа; 0,8 — при 2 МПа; 0,9 — при 3 МПа, 0,95 — при 4 МПа и 0,97 — при 5 МПа;  $a_{\text{о.в}}$  — доля обработанной воды в питательной.

При деаэрации питательной воды с барботажем концентрацию углекислоты в паре определяют по формуле

$$\text{CO}_2 = 22 \omega_{\text{о.в}} a_{\text{о.в}} (\sigma_1 + \sigma_2),$$

где  $\sigma_1$  — доля разложения  $\text{NaHCO}_3$  в котле, равная приблизительно 0,4.

Для подготовки питательной воды в паровых котельных рекомендуются следующие схемы обработки:

1) натрий-катионирование — если эта схема допустима по величине продувки, концентрации углекислоты в паре, относительной щелочности; для экранированных котлов, требующих глубокого умягчения, применяют двухступенчатое натрий-катионирование;

2) натрий-катионирование с дозировкой нитратов в обрабатываемую воду, снижающих щелочность исходной воды;

3) водород-натрий-катионирование, когда необходимо снизить щелочность, солесодержание и углекислоту в паре;

4) натрий-хлор-ионирование, когда требуется снизить щелочность и концентрацию углекислоты в паре, а величина продувки котлов не превышает нормы;

5) аммоний-натрий-катионирование, когда требуется снизить щелочность, солесодержание котловой воды и концентрацию углекислоты в паре (при этом допускается наличие в паре аммиака).

В случаях, допускающих внутрикотловую обработку, осуществляется дозировка щелочных реагентов, соответствующих составу исходной воды, в питательную воду.

### 3.4. РАСЧЕТ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В качестве примера рассмотрим схему водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров (рис. 3.2), которая широко применяется в котельных установках, когда требуется разрушение бикарбонатного иона со снижением только карбонатной жесткости (щелочности) до 0,7–1,5 мг-экв/л.

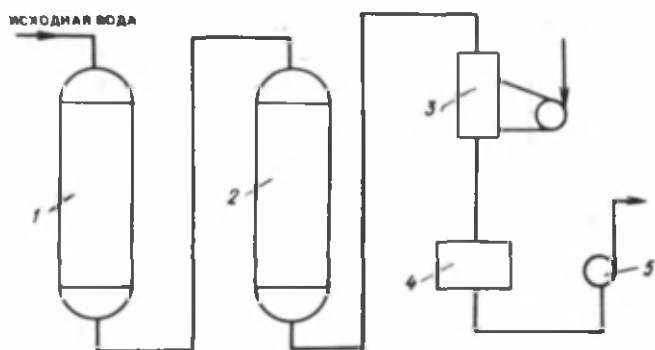


Рис. 3.2. Схема водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров

1 – водород-катионитные фильтры; 2 – буферные фильтры; 3 – декарбонизатор с вентилятором; 4 – бак декарбонизированной воды; 5 – насос декарбонизированной воды

В отличие от обычного процесса водород-катионирования (когда избыток кислоты принимается в 1,5–2 раза больше теоретического), в этом процессе расход кислоты на регенерацию соответствует теоретическому или даже несколько меньше его. При этом верхние слои отрегенированного катионита будут содержать обменный катион водорода  $H^+$ , а в ниж-



них слоях останутся ранее задержанные ионы  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Mg}^{2+}$  и  $\text{Na}^+$ .

В верхних слоях катионита, отрегенированного "голодной" дозой кислоты, происходят реакции ионного обмена, в результате которых образуются сильные минеральные кислоты и угольная кислота. Проходя неотрегенированные слои катионита, ионы водорода сильных минеральных кислот обмениваются на ионы  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Mg}^{2+}$ ,  $\text{Na}^+$ . При этом происходит как регенерация, а затем вновь образуются те же соли, что были в исходной воде. Таким образом, можно считать, что при "голодной" дозе кислоты на регенерацию происходит только разрушение связанной углекислоты и удаляются связанные с бикарбонатом катионы.

В присутствии сильных кислот диссоциация угольной кислоты подавлена, поэтому образовавшийся в верхних слоях углекислый газ находится в воде в виде растворенного газа и проходит как бы "транзитом" неотрегенированные слои катионита, и только когда в фильтрате уже нет сильных кислот, некоторое количество ионов водорода обменивается в нижних слоях на натрий, чем и обуславливается появление вторичной щелочности водород-катионированной воды. Постепенно количество ионов водорода в фильтре уменьшается и перемещается в более нижние слои. К моменту отключения фильтра на регенерацию ионы водорода в катионите практически расходуются полностью.

Особенности процесса водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров зависят от химического состава исходной воды, который и диктует оптимальные условия проведения процесса.

Характеристика катионного состава исходной воды

$$K = \frac{\text{Na}^+}{\text{Ca}^{2+} + \text{Mg}^{2+}} = \frac{\text{Na}^+}{J_0} ; \quad (3.2)$$

характеристика анионного состава

$$A = \frac{\text{HCO}_3^-}{\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-}} = \frac{\text{HCO}_3^-}{\sum A_{\text{с.к}}} , \quad (3.3)$$

где  $K$  и  $A$  — отношения, характеризующие катионный и анионный составы исходной воды;  $\text{Na}^+$ ,  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Mg}^{2+}$ ,  $\text{HCO}_3^-$ ,  $\text{Cl}^-$ ,  $\text{SO}_4^{2-}$  — содержание в исходной воде соответственно натрия, кальция, магния, бикарбоната, хлора, сульфата иона, мг-экв/л;  $J_0$  — общая жесткость исходной воды, мг-экв/л;  $\sum A_{\text{с.к}}$  — сумма анионов сильных кислот, содержащихся в исходной воде, мг-экв/л.

По величине отношений  $K$  и  $A$  можно решить, как будет протекать процесс водород-катионирования с "голодной"

Таблица 3.6. Условия применения водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров

Характеристика исходной воды	Рабочая обменная способность сульфогля, г-экв/м <sup>3</sup>	Доза кислоты на регенерацию, г/(г-экв)	Щелочность обработанной воды, мг-экв/л	Рекомендации к применению водород-катионирования с "головной" регенерацией фильтров ( $H_r$ )
Слабоминерализованная вода $0 \leq K \leq 0,2$	300	35-40	0,5	Не может применяться независимо от анионного состава; в течение фильтроцикла щелочность фильтрата изменяется незначительно
Слабоминерализованная вода $0 \leq K \leq 1$ $10 \geq A \geq 1$	До 300	35-45	0,5-0,7	$H_r$ особенно подходит; щелочность фильтрата в течение фильтроцикла изменяется незначительно; остаточная жесткость непрерывно снижается
Вода средней минерализации $0 \leq K \leq 1$ $1 > A > 0,3$	До 200	45-50	0,7	Осуществление $H_r$ возможно при увеличенной дозе кислоты
Вода высокой минерализации $K > 1; A \leq 0$	Менее 200	50-60	0,7-1,5	Применение $H_r$ возможно при дозе кислоты, несколько большей теоретического расхода; средняя щелочность за фильтроциклом не менее 0,7-0,8 мг-экв/л; жесткость совсем не появляется или появляется и сейчас же снижается

регенерацией, и рекомендовать оптимальные условия проведения процесса (табл. 3.6).

Для расчета установки водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров необходимы следующие исходные данные: производительность установки  $Q_H$ , м<sup>3</sup>/ч; качество подпиточной воды: содержание кислорода, мг/л; карбонатная жесткость, мг-экв/л; содержание взвешенных веществ, мг/л; pH; свободная углекислота, мг/л; характеристика исходной воды: сухой остаток,  $S$ , мг/л, pH; общая жесткость  $J_0$ , мг-экв/л; карбонатная жесткость  $J_K$ , мг-экв/л; ионный состав воды, мг-экв/л;  $\Sigma \text{Кат}$  (Ca, Mg, Na);  $\Sigma \text{Ан}$  ( $\text{HCO}_3$ ,  $\text{SO}_4$ , Cl).

Определяются отношения, характеризующие катионный и анионный обмен, по формулам (3.2) и (3.3).

Обменную способность сульфогля, расход кислоты на регенерацию, остаточную карбонатную щелочность водород-катионированной воды принимают с учетом рекомендаций табл. 3.6.

В зависимости от производительности установки выбирают число фильтров (не менее трех работающих плюс один резервный) и диаметр  $Q_N$  (1000, 1400, 2000, 2600, 3000, 3400 мм) устанавливаемых фильтров, высоту засыпки слоя  $H_{сл}$  (1500–2500 мм).

Нормальную скорость фильтрования, м/ч, при работе всех фильтров определяют по формуле

$$w_H = Q_N / f_H a,$$

где  $Q_N$  — производительность фильтров, м<sup>3</sup>/ч;  $f_H$  — площадь фильтрования стандартного фильтра, м<sup>2</sup>;  $a$  — количество работающих фильтров.

При  $J_0 \leq 5$  мг-экв/л —  $w_H \leq 20$  м/ч, при  $J_0 \leq 10$  —  $w_H \leq 15$ , при  $J_0 \leq 15$  —  $w_H \leq 10$  м/ч.

Максимальную скорость фильтрования при регенерации одного из фильтров определяют по формуле

$$w_M = Q_N / f_H (a - 1).$$

При  $J_0 \leq 5$  мг-экв/л принимают  $w_M \leq 30$  м/ч, при  $J_0 \leq 10$  —  $w_M \leq 25$  и при  $J_0 \leq 15$  —  $w_M \leq 20$  м/ч.

Количество солей жесткости, г-экв/сут, удаляемое на водород-катионитных фильтрах, определяют по формуле

$$A_H = 24 Q_N (J_K - J_K^{ост}), \quad (3.4)$$

где  $J_K$  — карбонатная жесткость исходной воды, мг-экв/м<sup>3</sup>;  $J_K^{ост}$  — остаточная карбонатная жесткость, принимаемая равной 0,7–1,5 г-экв/м<sup>3</sup>.

Количество регенераций каждого водород-катионитного фильтра, раз/сут,

$$n = \frac{A_H}{i_H H_{сл} E_p^r a}, \quad (3.5)$$

где  $E_p^r$  — рабочая обменная способность сульфогля (см. табл. 3.6).

Количество регенераций не должно превышать трех в сутки, в противном случае необходимо увеличить число устанавливаемых фильтров.

Расход 100%-й серной кислоты, кг, на одну регенерацию фильтра составит

$$Q_{\text{кг}}^{\text{р}} = \frac{q_{\text{к}}^{\text{р}} f_{\text{н}} H_{\text{сл}} E_{\text{р}}^{\text{р}}}{1000}, \quad (3.6)$$

где  $q_{\text{к}}^{\text{р}}$  — удельный расход серной кислоты при "голодном" режиме регенерации (см. табл. 3.6).

Суточный расход технической серной кислоты, кг/сут,

$$Q_{\text{тн}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{кг}}^{\text{р}} \text{ на } 100}{C}, \quad (3.7)$$

где  $C$  — содержание  $\text{H}_2\text{SO}_4$  в технической серной кислоте (не менее 92%).

Расход воды на взрыхляющую промывку фильтра,  $\text{м}^3$

$$Q_{\text{взр}} = \frac{i f_{\text{н}} 60 t_{\text{взр}}}{1000}, \quad (3.8)$$

где  $i$  — интенсивность взрыхляющей промывки фильтров, равная  $4 \text{ л}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ ;  $t_{\text{взр}}$  — продолжительность взрыхляющей промывки фильтров, равная 30 мин.

Расход воды,  $\text{м}^3$ , на приготовление регенерационного раствора кислоты на одну регенерацию

$$Q_{\text{рр}} = \frac{Q_{\text{кг}}^{\text{р}} 100}{1000 b \rho_{\text{р.р}}}, \quad (3.9)$$

где  $b$  — концентрация регенерационного раствора, принимаемая равной 2% при загрузке фильтров сульфоглем;  $\rho_{\text{р.р}}$  — плотность регенерационного раствора серной кислоты, равная  $1,012 \text{ г}/\text{см}^3$  при температуре  $20^\circ\text{C}$ .

Расход воды,  $\text{м}^3$ , на отмывку катионита от продуктов регенерации

$$Q_{\text{от}} = q_{\text{от}} f_{\text{н}} H_{\text{сл}}, \quad (3.10)$$

где  $q_{\text{от}}$  — удельный расход воды на отмывку катионита, равный  $5 \text{ м}^3/\text{м}^3$ .

Расход воды,  $\text{м}^3$ , на одну регенерацию с учетом использования отмывочной воды на взрыхление

$$Q_{\text{с.н.и}}^{\text{н}} = Q_{\text{рр}} + Q_{\text{от}}. \quad (3.11)$$

Среднечасовой расход,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , воды на собственные нужды водород-катионитных фильтров

$$Q_{\text{с.н}}^{\text{ч}} = \frac{Q_{\text{с.н.и}}^{\text{н}} \cdot n \cdot a}{24} \quad (3.12)$$

Время регенерации фильтра, ч

$$t_{\text{рег}}^{\text{н}} = \frac{t_{\text{взр}}^{\text{н}} + t_{\text{р.р}}^{\text{н}} + t_{\text{от}}^{\text{н}}}{60} \quad (3.13)$$

где  $t_{\text{взр}}^{\text{н}}$  — продолжительность взрыхляющей промывки фильтра, равная 30 мин;  $t_{\text{р.р}}^{\text{н}} = 6Q_{\text{рег}}/f_{\text{н}}$  — длительность пропуска регенерационного раствора через фильтр, мин;  $t_{\text{от}}^{\text{н}} = 6Q/f_{\text{н}}$  — длительность отмытки фильтра от продуктов регенерации, мин.

Межрегенерационный период работы фильтра, ч

$$T_{\text{н}} = \frac{24}{n} - t_{\text{рег}}^{\text{н}} \quad (3.14)$$

Количество одновременно регенерирующих фильтров

$$n_{\text{о.р}} = n a t_{\text{рег}}^{\text{н}} / 24 \quad (3.15)$$

Во избежание совпадений регенераций  $n_{\text{о.р}} \leq 1$ .

Объем суточного расхода технической 92%-й серной кислоты,  $\text{м}^3$

$$V_{\text{к}}^{\text{сут}} = \frac{Q_{\text{сут}}}{1000 \cdot 1,83} \quad (3.16)$$

где 1,83 — плотность 92%-й  $\text{H}_2\text{SO}_4$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Объем мерника на суточный запас кислоты,  $\text{м}^3$

$$V_{\text{к}} = 1,3 V_{\text{к}}^{\text{сут}} \quad (3.17)$$

В зависимости от полученного объема  $V_{\text{к}}$  определяют  $D_{\text{у}}$  и  $H$  мерника.

Необходимый объем бака для хранения месячного запаса кислоты

$$V_{\text{б}} = 1,3 V_{\text{к}}^{\text{сут}} \cdot 30 \quad (3.18)$$

В зависимости от полученного объема  $V_{\text{б}}$  определяют его  $D_{\text{у}}$  и  $H$  (обычно  $D_{\text{у}} = 2000$  мм,  $L = 5600$  мм,  $V_{\text{б}} = 15$   $\text{м}^3$ ).

Таблица 3.7. Основные данные для выбора декарбонизаторов

Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Диаметр D <sub>в.н.</sub> , мм	Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup>	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	Шифр декарбонизатора при карбонатной жесткости обрабатываемой воды, мг-экв/л			
				4-5	6-8	9-11	12-14
				при высоте насадки колец Рашига H <sub>к.р.</sub> , м			
15				2,9-3	3,1-3,3	3,4-3,6	3,7-3,9
15	565	0,25	375	Б230	Б240	Б250	Б260
25	730	0,417	625	Б231	Б241	Б251	Б261
50	1030	0,833	1250	Б232	Б242	Б252	Б262
75	1260	1,25	1880	Б233	Б243	Б253	Б263
100	1460	1,67	2500	Б234	Б244	Б254	Б264
125	1630	2,08	3100	Б235	Б245	Б255	Б265
150	1790	2,6	3750	Б236	Б246	Б256	Б266
200	2060	3,33	5000	Б237	Б247	Б257	Б267
250	2315	4,17	6250	Б238	Б248	Б258	Б268
300	2620	5,0	7500	Б239	Б249	Б259	Б269

По заданной производительности  $Q_H$  принимают к установке буферные фильтры, число и типоразмеры которых определяются из условия обеспечения скорости фильтрования 30–40 м/ч

$$w_6 = Q_H / f_6 a_6,$$

где  $f_6$  — площадь фильтрования, м<sup>2</sup>;  $a_6$  — число буферных фильтров.

Декарбонизатор подбирают по табл. 3.7, исходя из производительности  $Q_H$  и карбонатной жесткости  $J_K$ .

Расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч, подаваемого в декарбонизатор, определяют по формуле

$$Q_{\text{воз}} = b Q_H,$$

где  $b$  — удельный расход воздуха, принимаемый 25 м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> при умягчении, 40 м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> — при обессоливании.

Сопротивление, Па, проходу воздуха через декарбонизатор

$$\Sigma \zeta = 245,25h + 392,4,$$

где  $h$  — высота слоя насадки, м.

По расходу воздуха и суммарному аэродинамическому сопротивлению декарбонизатора подбирают соответствующий вентилятор.

Предусматривают бак декарбонизированной воды, обеспечивающий ее получасовой запас. В зависимости от объема бака определяют его  $D_y$  и  $H$ .

Насос декарбонизированной воды должен обеспечивать подачу  $Q_n$ , м<sup>3</sup>/ч, в деаэрактор. Потери напора по тракту составляют 300–400 Па. По существующим нормативным документам к установке должны быть приняты два насоса одинаковой производительности ( $\geq Q_n$ ), один из которых – резервный.

Для взрыхляющей промывки водород-катионитного фильтра устанавливают промывочный бак, объем которого должен быть  $V_6 = 1,3 Q_{взр}$ . В зависимости от  $V_6$  принимают диаметр и высоту бака. Промывочный насос должен обеспечивать взрыхляющую промывку водород-катионитного фильтра, при которой часовой расход воды составляет  $Q_{взр}$ . Напор насоса для взрыхляющей промывки фильтров должен быть 10–11 м вод. ст.

### 3.5. ПРИМЕР РАСЧЕТА АППАРАТОВ ДЛЯ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОДЫ

Произведем расчет параметров аппарата для магнитной обработки воды. Расход воды  $G = 1000\text{--}1500$  м<sup>3</sup>/ч,  $J_0 = 9$  мг-экв/кг,  $S = 100$  мг/кг, содержание хлоридов 100 мг/кг, сульфатов 150 мг/кг, железа 0,2 мг/кг. Используется стандартный выпрямитель с регулируемым выходным напряжением 60 В и силой тока 10 А.

Примем электромагнитный аппарат (рис. 3.3) постоянного тока ЭМА-1500, проточного типа, с послойной обработкой воды, с однократным пересечением магнитного поля и внешним расположением магнитоисточника.

Аппарат имеет цилиндрический корпус, собранный из трех частей: двух концевых патрубков 1 и 5 из отрезков стальных труб с торцевыми фланцами для присоединений к трубопроводу и центральной диамагнитной части 7, изготовленной из нержавеющей стали. Намагничивающая катушка 6 устанавливается максимально поверх части 7. В магнитный контур входят два стальных магнитопровода: внешний 3, соединяющий концевые части корпуса поверх катушки 6 с помощью банджа, и внутренний, состоящий из двух наборов полюсовых пластин 4 и 2, расположенных в патрубках 1 и 5 по параллельным хордам круга. Встречные концы пластин 4 и 2 заострены. Этими концами пластины одного набора входят в промежутки второго набора, рассекая их на два равных зазора. Заостренные концы пластин являются полюсными наконечниками, создающими на пути воды магнитный за-

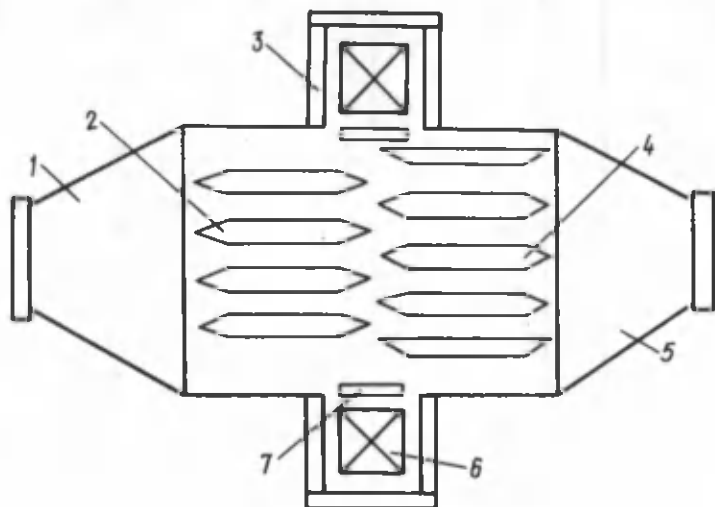


Рис. 3.3. Электромагнитный аппарат постоянного тока для обработки воды

зор. Концы пластин, противоположные заостренным, приварены к стальным кольцам, закрепленным в патрубках 1 и 5.

Бандаж выполняет роль магнитного экрана для уменьшения рассеяния магнитного поля. Обрабатываемая вода при входе в аппарат разделяется на несколько параллельных потоков, каждый из которых проходит через свой рабочий зазор.

Принимаем рабочий зазор  $\Delta_{р.з} = 0,01$  м, скорость воды в рабочем зазоре  $V = 5$ , м/с, магнитную индукцию в рабочем зазоре  $B_{р.з} = 0,3$  Тл. Для обеспечения конструкционного модуля  $M = 0,015$  Тл·м время пересечения водой активной зоны примем  $\tau = 0,01$  с.

Определим живое сечение каналов для прохода воды

$$f_{в} = G_{н} / 0,36 \nu = 835 \text{ см}^2.$$

Общая длина щелей рабочих зазоров в поперечном сечении

$$L_{р.з} = f_{в} / \Delta_{р.з} = 8,35 \text{ м.}$$

$$l_{р.з} = M / B = V / t = 0,05 \text{ м.}$$

Магнитный поток в рабочих зазорах

$$\Phi_{р.з} = L_{р.з} i_{р.з} b = 12,5 \cdot 10^6 \text{ Мкс.}$$



Проводимость основного рабочего зазора

$$G_{\text{о.р.з}} = \mu_0 (L_{\text{р.з}} l_{\text{р.з}} / \Delta_{\text{р.з}}) = 4200 \text{ см.}$$

Проводимость первых краевых зазоров

$$G_{1\text{кр.з}} = 2 \cdot 0,5 \cdot 2 L_{\text{р.з}} \mu_0 = 870 \text{ см.}$$

Общая проводимость рабочих зазоров

$$G_3 = G_{\text{о.р.з}} + G_{1\text{кр.з}} = 5070 \text{ см.}$$

Коэффициент рассеяния магнитного потока

$$\sigma = G_3 / G_{\text{о.р.з}}$$

Магнитный поток во внутреннем магнитопроводе

$$\Phi_{\text{мг.пр}} = \Phi_{\text{о.р.з}} \sigma = 15,2 \cdot 10^6 \text{ Мкс.}$$

Площадь сечения внутреннего магнитопровода исходя из допустимой индукции в стали  $B_{\text{мг.пр}} = 1,2 \text{ Тл}$

$$f_{\text{мг.пр}} = \Phi_{\text{мг.пр}} / B_{\text{мг.пр}} = 1,26 \cdot 10^3 \text{ см}^2.$$

Внутренняя площадь сечения корпуса, полагая, что  $f_{\text{в}}$  по ходу воды остается неизменной,

$$f_{\text{вн}} = f_{\text{в}} + f_{\text{мг.пр}} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ см}^2.$$

Внутренний диаметр корпуса аппарата

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{вн}}}{\pi}} = 51,2 \text{ см.}$$

Подбираем стандартную трубу  $D_{\text{нар}} = 530 \times 9 \text{ мм}$  (ГОСТ 8696-74).

Толщина пластин магнитопровода

$$h = 2 \Delta_{\text{р.з}} f_{\text{мг.пр}} / f_{\text{в}} = 30 \text{ мм.}$$

Средняя ширина пластин магнитопровода

$$b_{\text{мг.пр}} = f_{\text{мг.пр}} / L = 42 \text{ см.}$$

Число пластин в одном наборе

$$n = \frac{D_{\text{вн}}}{L} + 2 \Delta_{\text{р.з}} = 10.$$

Магнитодвижущая сила, необходимая для преодоления сопротивления рабочего зазора,

$$F_{\text{о.р.з}} = \frac{B_{\text{р.з}} \Delta_{\text{р.з}}}{\mu_0} = 3000 \text{ Гб.}$$

Магнитодвижущая сила, необходимая для преодоления сопротивления магнитопроводов на всем их протяжении,

$$F_{\text{мг.пр}} = L_{\text{мг.пр}} H_{\text{м}} = 1875 \text{ Гб,}$$

где  $H_{\text{м}} = 10 \text{ А/см}$  — намагничивающая сила для ст. 3 при индукции в ней  $B_{\text{см}} = 1,2 \text{ Тл}$ .

Магнитодвижущая сила, необходимая для преодоления сопротивления конструкционных зазоров в местах соприкосновения отдельных участков магнитопроводов,

$$F_{\text{к.з}} = \delta_{\text{к.з}} n_{\text{к.з}} B_{\text{к.з}} / \mu_0 = 480 \text{ Гб,}$$

где  $\delta_{\text{к.з}}$  — ширина конструкционного зазора (принимается равной 0,01 см);  $n_{\text{к.з}}$  — число последовательно включенных конструкционных зазоров;  $B_{\text{к.з}}$  — индукция в конструкционном зазоре (принимается равной 1,2 Тл).

Магнитодвижущая сила намагничивающей катушки

$$F_{\text{н.к}} = F_{\text{о.р.з}} + F_{\text{мг.пр}} + F_{\text{к.з}} = 5360 \text{ Гб.}$$

Коэффициент потерь МДС

$$f = F_{\text{н.к}} / F_{\text{о.р.з}} = 1,8.$$

Коэффициент отдачи магнитоисточника

$$\eta = \frac{1}{\sigma f} = 0,46.$$

Площадь окна намагничивающей катушки

$$S_{\text{о.н.к}} = F_{\text{н.к}} / j \psi = 2600 \text{ мм}^2,$$

где  $j = 2,5 \text{ А/мм}^2$  — плотность тока в обмотке;  $\psi = 0,67$  — коэффициент дополнения.

Геометрические размеры катушки принимаются по конструкционным соображениям: ширина  $b_{\text{о.н.к}} = 5 \text{ см}$ ; толщина  $h_{\text{о.н.к}} = 6 \text{ см}$ ;  $D_{\text{о.ср}} = D_{\text{нар}} + h_{\text{о.н.к}} + \delta_{\text{из}} = 600 \text{ мм}$  средний

диаметр витка обмотки;  $D_{\text{нар}}$  — наружный диаметр трубы;  $\delta_{\text{из}}$  — толщина изоляции.

Параметры обмотки намагничивающей катушки:  $d_{\text{пр}} = 2$  мм — диаметр провода,  $f_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{пр}}^2 = 3,14$  мм<sup>2</sup> — площадь сечения провода;  $\omega = \frac{F_{\text{н.к}}}{S_{\text{пр}}} = 550$  — число витков;  $L_{\text{о.н.к}} = \pi D_{\text{о.ср}} \omega = 1040$  мм — длина обмотки.

Омическое сопротивление обмотки намагничивающей катушки в рабочем состоянии при температуре обмотки 70°C

$$R_{\text{н.к}} = \frac{\rho_{\text{м}} L_{\text{о.н.к}}}{f_{\text{пр}}} [1 + \alpha (70 - 20)] = 7 \text{ Ом},$$

где  $\rho_{\text{м}} = 17 \cdot 10^{-9}$  Ом·м — удельное сопротивление меди при 20°C;  $\alpha = 0,04 \cdot \text{K}^{-1}$  — температурный коэффициент.

Постоянный ток через намагничивающую катушку  $I = j f_{\text{пр}} = 7,8 < 10$  А.

Постоянное напряжение на клеммах катушки:  $U = IR = 55 < 60$  В.

Потребляемая мощность  $N_{\text{эл}} = IU = 420$  Вт.

Коэффициент местных сопротивлений

$$\zeta_{\text{м.с}} = 0,5 \left(1 - \frac{f_{\text{в}}}{f_{\text{м}}}\right) + \left(1 - \frac{f_{\text{в}}}{f_{\text{м}}}\right)^2 = 0,5,$$

где  $f_{\text{в}}/f_{\text{м}} = 0,5$  — отношение сечения рабочих зазоров к сечению трубы.

Потери гидравлического напора

$$\delta_{\text{р}} = \frac{\zeta_{\text{м.с}} v^2 \rho_{\text{в}}}{2g} = 6,3 \text{ кПа},$$

где  $\rho_{\text{в}}$  — плотность воды;  $g$  — ускорение свободного падения.

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = 2 \Delta_{\text{р.з}} v / \nu = 100 \text{ 000}.$$

Таким образом, все параметры аппарата соответствуют заданным.

### 3.6. ТЕРМИЧЕСКАЯ ДЕГАЗАЦИЯ ВОДЫ

В производственных и отопительных котельных для защиты от коррозии поверхностей нагрева, омываемых водой, а также трубопроводов необходимо из питательной и подпиточной воды удалять коррозионно-агрессивные газы (кислород и углекислый газ), что наиболее эффективно обеспечивается термической деаэрацией воды.

Термическая деаэрация представляет собой сочетание процессов теплообмена (нагрев деаэрируемой воды до температуры насыщения) и массообмена (удаление коррозионно-агрессивных и инертных газов из деаэрируемой воды в паровую среду). При подогреве воды до температуры насыщения при данном давлении парциальное давление удаляемого газа над жидкостью снижается и растворимость его снижается до нуля. Вследствие нарушения равновесия в системе и наличия положительной разности между равновесным парциальным давлением удаляемого газа в воде и парциальным давлением его в паровой среде происходит выделение растворенных газов из деаэрируемой воды (физическая десорбция). Выделение связанных газов из воды происходит за счет химсорбции — десорбции, сопровождаемой химической реакцией.

Удаление коррозионно-агрессивных газов в схеме котельной установки осуществляется в специальных устройствах — термических деаэраторах, в которых также происходит подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в аппарате.

В зависимости от рабочего давления, при котором осуществляется выделение газов из воды, термические деаэраторы делятся на вакуумные, в которых дегазация происходит при абсолютном давлении 0,075—0,05 МПа и атмосферные, работающие при давлении 0,12 МПа.

К современным термическим деаэраторам предъявляются следующие требования:

а) все ступени деаэратора должны представлять собой элементы аппарата непрерывного действия, поэтому внутри каждой ступени должны отсутствовать циркуляционные токи, которые могут привести к проскоку необработанных масс воды в отводящий трубопровод; в деаэраторе не должно быть застойных зон ни по воде, ни по пару особенно;

б) в деаэраторе на всем пути между паром и водой должен быть четко выраженный противоток, что обеспечит максимальную разность между равновесным давлением газа в воде и его парциальным давлением над водой;

в) для непрерывного и устойчивого протекания процесса дегазации обрабатываемой воды деаэратор должен вентилироваться необходимым количеством пара, причем парциальное

давление удаляемых газов в подводимом к деаэратору паре должно быть минимальным;

г) способ обработки деаэрируемой воды (особенно на последних ступенях дегазации) должен обеспечивать многократную обработку ее паром и максимальное развитие поверхности контакта фаз;

д) в деаэраторе должны быть предусмотрены условия для удаления мельчайших газовых пузырьков, возникающих при нагревании воды и падении давления;

е) для обеспечения глубокой дегазации и особенно для эффективного протекания процессов термического разложения бикарбонатов и других термически нестойких соединений необходимо перед последней ступенью деаэрации выдержать воду при температуре, близкой к температуре насыщения;

ж) обработка воды в последней ступени дегазации должна по возможности осуществляться при температуре более высокой, чем температура насыщения, соответствующая давлению в паровом пространстве деаэратора, что обеспечивает дополнительную дегазацию воды за счет эффекта вскипания;

з) должна быть предотвращена возможность повторного загрязнения воды кислородом и углекислотой в деаэраторе.

Перечисленным требованиям наиболее полно удовлетворяет двухступенчатый деаэратор с небольшой колонкой и затопленным барботажным устройством в баке-аккумуляторе (рис. 3.4). Аппарат включает струйную колонку с двумя перфорированными тарелками, расположенную у одного торца бака-аккумулятора. В нижней части бака у противоположного его торца расположено барботажное устройство.

Конденсат и химически очищенная вода подаются на верхнюю тарелку, где смешиваются, а затем в виде струй сливаются сначала на вторую дырчатую тарелку и далее в бак-аккумулятор. После выдержки в баке вода поступает в барботажное устройство, основным элементом которого является горизонтальный дырчатый лист. Пар подается на барботажное устройство и в паровой объем бака-аккумулятора.

Тепломен и дегазация в рассматриваемом аппарате протекают следующим образом.

В струйной колонке при контакте пара с деаэрируемой водой происходит ее нагрев. Этот процесс протекает тем интенсивнее, чем выше турбулизация потоков пара и воды и чем меньше парциальное давление воздуха в паре. При этом внутри жидкости выделяются мельчайшие газовые пузырьки.

Параллельно с нагревом воды в струйном потоке идут процессы дисперсного выделения газов и физической десорбции, т.е. перенос газа из жидкой фазы в газообразную путем молекулярной и турбулентной диффузии. Преобладание того или иного вида диффузии зависит от степени турбулентности системы. При этом возможны также механическое увлечение

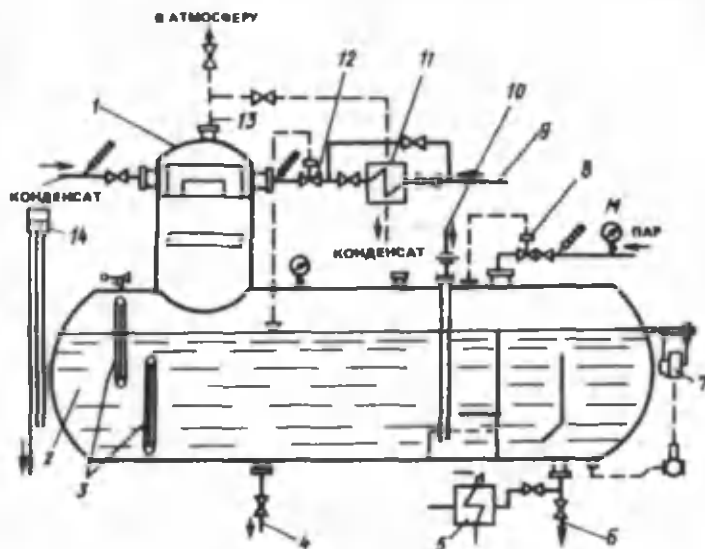


Рис. 3.4. Принципиальная схема двухступенчатого деаэратора системы ЦКТИ

1 — деаэраторная колонка; 2 — аккумулятор; 3 — водомерные стекла; 4 — дренаж; 5 — теплообменник; 6 — отвод деаэрированной воды; 7 — регулятор перелива; 8 — регулятор давления; 9 — подвод химочищенной воды; 10 — подвод барботажного пара; 11 — охладитель выпара; 12 — регулятор уровня; 13 — отвод выпара; 14 — гидравлический затвор

струи воды определенного количества газов в мелкодисперсном состоянии из греющего пара и возникновение рециркуляции наконденсирующихся газов в зоне конденсации.

При наличии бака-аккумулятора в такой же последовательности происходят удаление из воды мельчайших газовых пузырьков и процессы разложения бикарбоната натрия, углекислого аммония, карбонатов и нестойких органических веществ. Эти процессы требуют определенного времени, поэтому для обеспечения глубокой дегазации важную роль играет продолжительность пребывания воды в деаэраторе. При этом следует учитывать, что скорости реакций термического разложения взаимосвязаны со скоростью выхода из сферы их протекания выделяющегося свободного углекислого газа путем десорбции. Результирующая скорость протекания этих сопряженных процессов в конечном итоге определяется скоростью самого медленного из них, т.е. скоростью выделения  $\text{CO}_2$ . Чем выше коэффициент десорбции, тем

Т а б л и ц а 3.8. Характеристики дегазирующих колонок  
Барнаульского котельного завода

Тип	Давление в дегазаторе, МПа	Производи- тельность, кг/с	Размеры головки, м		Масса, кг
			диаметр	высота	
ДС-25	0,12	6,9	1,112	2,53	922
ДС-75	0,12	20,83	1,292	2,76	1185
ДС-100	0,12	27,78	1,492	2,79	1460

быстрее будет протекать реакция разложения бикарбонатов и карбонатов.

Размещение барботажного устройства в баке-аккумуляторе интенсифицирует процессы удаления кислорода и особенно свободной углекислоты за счет хорошей вентиляции парового пространства бака. Это обеспечивает более глубокое разложение бикарбонатов и карбонатов по сравнению с одноступенчатыми деаэраторами.

Вода, поступающая на барботажное устройство, кроме растворенных газов содержит еще и определенное количество мельчайших газовых пузырьков, имеющих ничтожно малую подъемную силу, в связи с чем их удаление связано с большими трудностями. Если не принять мер по удалению газовых пузырьков, то они могут снова раствориться в воде при ее охлаждении или при повышении давления.

На начальном участке барботажного листа происходит интенсивный подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе. Эффективность процесса дегазации воды на этом участке незначительна. Основной процесс дегазации происходит на остальной части барботажного листа при температуре насыщения, соответствующей давлению в этой части деаэратора. Определяющими факторами при этом являются увлечение газовых пузырьков потоком пара и турбулентная диффузия. Таким образом, бак-аккумулятор и барботажная ступень играют чрезвычайно важную роль в схеме деаэраторной установки. В табл. 3.8 приведены характеристики атмосферных деаэраторов [2].

Если давление над водой меньше атмосферного, то вода кипит при температуре ниже  $100^{\circ}\text{C}$ . Чем меньше давление, тем ниже температура кипения. Процесс деаэрации по своей физической сущности не зависит от абсолютного давления. Нулевая растворимость газов может быть достигнута при любой температуре кипения, а значит, и при температуре кипения ниже  $100^{\circ}\text{C}$ , поэтому деаэрацию воды можно осуществить при давлении ниже атмосферного. Термические деаэраторы, работающие под давлением ниже атмосферного, называются вакуумными.

Т а б л и ц а 3.9. Характеристика вакуумных деаэрационных установок

Тип	Производительность, кг/с	Рабочее давление, МПа	Тип охладителя выпара	Тип водоструйного эжектора
ДВ-6	1,39	0,03	ОВВ-2	ЗВ-10; ЗВ-30
ДВ-16	4,17	0,03	ОВВ-2	ЗВ-10; ЗВ-60
ДВ-26	6,90	0,03	ОВВ-2	ЗВ-30; ЗВ-60
ДВ-60	13,89	0,03	ОВВ-8	ЗВ-30; ЗВ-60
ДВ-75	20,83	0,03	ОВВ-8	ЗВ-60; ЗВ-100
ДВ-100	27,78	0,03	ОВВ-8	ЗВ-60; ЗВ-220

Для быстрого выделения газов из воды и отвода их из деаэратора, а также для обеспечения глубокой дегазации требуется создавать соответствующие условия.

В вакуумном деаэраторе большая часть газов выделяется из воды в виде пузырьков, которые медленно выходят на поверхность воды; меньшая (остаточная) часть газов выделяется путем диффузии. В деаэраторе 90–95% кислорода из воды выделяется в виде пузырьков, остальные 5–10% — путем диффузии. Кислород и другие газы в деаэраторе выделяются из воды на всем пути ее движения.

В деаэраторной установке собственно деаэратором является аппарат, который носит название деаэраторной колонки.

Оборудование вакуумной деаэраторной установки кроме колонки состоит из бака-аккумулятора, охладителя выпара, газоотсасывающего аппарата и откачивающего водяного насоса. В ряде случаев вакуумная деаэраторная установка оборудуется питательным баком-подогревателем поступающей воды или поверхностным подогревателем (табл. 3.9).

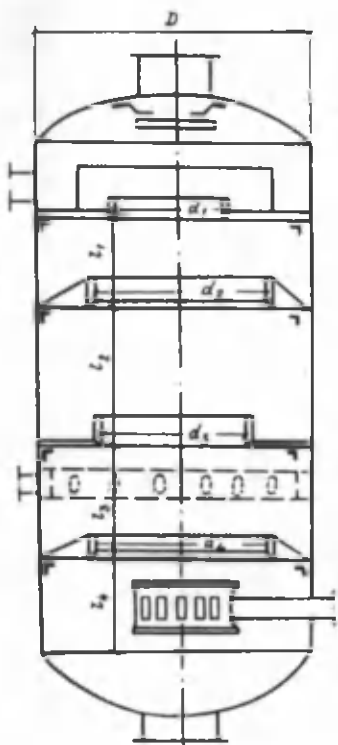
### 3.7. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОЛОНКИ ВАКУУМНОГО ДЕАЭРАТОРА

Произведем поверочный расчет колонки вакуумного деаэратора с круглыми и кольцевыми дырчатыми тарелками, т.е. определим расход деаэрированной воды  $G_d$ , расход пара  $G_n$  и температуру нагрева воды по ступеням, обеспечивающим получение деаэрированной воды с содержанием  $O_2 < 0,05$  мг/кг.

Размеры колонки деаэратора: внутренний диаметр  $D = 1,8$  м; диаметр круглых тарелок  $d_2 = d_4 = 1,4$  м; внутренний диаметр кольцевых тарелок:  $d_1 = 0,8$  м,  $d_3 = 1,1$  м, диаметр сливных отверстий в тарелке  $d_0 = 0,008$  м; число отверстий  $n = 1500$  (в каждой тарелке); число ступеней —



Рис. 3.5. Деаэрационная колонка с круглыми и кольцевыми тарелками



4; высота ступеней:  $l_1 = 0,4$  м,  $l_2 = l_3 = l_4 = 0,5$  м; высота бортов на всех тарелках  $h_0 = 0,045$  м (рис. 3.5).

Температура поступающей воды  $t_B = 15^\circ\text{C}$ . Требуемая температура деаэрированной воды  $t_D = 60^\circ\text{C}$ . В деаэратор поступает сухой насыщенный пар.

Для получения деаэрированной воды с содержанием  $\text{O}_2 \leq 0,05$  мг/кг требуется расход выпара  $D_{\text{вып}} = 10\text{--}12$  кг на 1 т поступающей воды  $G_B$  и недогрев воды до температуры кипения на выходе из колонки  $\Delta t \leq 0,02^\circ\text{C}$  при наличии бака-аккумулятора с вскипанием воды в нем, т.е. расход выпара  $D_{\text{вып}} = 0,012 G_B$  и недогрев воды  $\Delta t = 0,2^\circ\text{C}$ . Температура пара в нижней ступени  $t_{п(н)} = t_D + \Delta t = 60,2^\circ\text{C}$ .

Расход пара на деаэратор определяем из уравнения теплового баланса деаэратора

$$D_{п} = \frac{G_B c(t_D - t_B) + D_{\text{вып}}(i_{\text{вып}} - ct_D)}{i_{п(н)} - ct_D}, \quad (3.17)$$

где  $c = 4,19$  кДж/(кг·°С) — теплоемкость воды;  $i_{п(н)} = 2610$  кДж/кг — энтальпия пара на нижней ступени (определяется по таблицам насыщенного пара).

После подстановки в уравнение теплового баланса деаэратора числовых значений получим  $D_{п} = 0,092 G_{в}$ .

Производительность вакуумного деаэратора

$$D_{п}^{0,67} = 54 f \left( \frac{\rho_{п}''}{G_{в}(\tau)} \right)^{0,33}, \quad (3.18)$$

где  $D_{п}(\tau)$  — расход пара через горизонтальное кольцевое сечение в плоскости нижней тарелки (причем  $D_{п}(\tau) = 0,98 D_{п}$ );  $f$  — площадь сечения для прохода пара;  $f = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_4^2) = 1,01$  м<sup>2</sup>;  $G_{в}(\tau) = G_{д}$  — расход воды на нижней ступени;  $\rho_{п}'' = 0,132$  кг/м<sup>3</sup> — плотность насыщенного пара (принимается по таблицам насыщенного пара).

Подставив числовые значения, получим

$$(0,98 - 0,092 G_{в})^{0,67} = 54 \cdot 1,01 (0,132 / 1,08 G_{в})^{0,33};$$

$$G_{в} = 135 \text{ т/ч.}$$

Производительность деаэратора составит

$$G_{д} = G_{в} + D_{п} - D_{вып} = G_{в} + 0,092 G_{в} - 0,012 G_{в} = 1,08 G_{в} = 146 \text{ т/ч.}$$

Расход пара на деаэратор  $D_{п} = 0,092 G_{в} = 12,4$  т/ч.

Расход выпара  $D_{вып} = 0,012 G_{в} = 1,63$  т/ч.

Определим нагревы воды по ступеням колонки.

Для расчета нагрева воды в свободно падающих круглых струях, омываемых движущимся паром, применяется формула [4]:

$$\lg \frac{t_{п} - t_1}{t_{п} - t_2} = 0,003 (\rho_{п}'' w_{п}^2)^{0,3} \times \frac{(\varphi^2 h + 1)^{0,75} - (\varphi^2 h)^{0,75}}{d_0 \varphi^{0,5} h^{0,25}}, \quad (3.19)$$

где  $t_{п}$  — температура пара, набегающего на водяную струю (падение температуры пара на высоте колонки составляет в среднем 1° на ступень);  $t_1$  и  $t_2$  — температура воды на входе в струю и на выходе из струи;  $\varphi$  — коэффициент расхода (для групп отверстий в металличе-

ком листа толщиной 1,55 мм:  $\varphi = 0,8-0,81$  для отверстий диаметром 5 мм и  $\varphi = 0,85-0,85$  для отверстий диаметром 3 мм; для дырчатых тарелок  $\varphi = 0,72$ );  $l$  — высота струи;  $d_0$  — начальный диаметр струи;  $h$  — высота слоя воды на тарелке;  $w_n$  — средняя скорость пара, набегающего на струю;  $\rho_n''$  — плотность сухого насыщенного пара при движении в деаэраторе.

Высота  $h$  слоя воды на тарелке определяется из формулы

$$w_0 = \varphi \sqrt{2gh}.$$

где  $w_0 = \frac{4G_B}{3600 \pi d_0^2 h}$  — начальная скорость истечения.

Наибольшая высота  $h$  должна быть меньше высоты борта тарелки.

Высота струй на ступени  $l_c = l - h$ .

Скорость пара определим по формуле

$$w_n = \frac{1000 D_n}{3600 \rho_n'' f(z)},$$

где  $D_n$  — средний расход пара по ступени;  $f(z)$  — площадь цилиндрической поверхности в среднем сечении ступени для набегающего пара

$$f(z) = \pi \left( \frac{d_z + d_{z+1}}{2} \right) l_c(z).$$

В рассматриваемом поверочном расчете для каждой ступени деаэратора используется уравнение (3.19) совместно с уравнением теплового баланса (подвод теплоты с паром и водой и отвод теплоты с выпаром и водой)

$$D_n(z) i_n(z) + G_B c t_1(z) = D_{\text{вып}} i_{\text{вып}} + G_B(z) c t_2(z). \quad (3.20)$$

При выполнении расчета задаются расходом пара  $D_n(z)$ , поступающего на ступень и, следовательно, скоростью пара  $w_n$ , входящей в правую часть уравнения (3.19), и по уравнению (3.19) рассчитывают температуру воды в конце струи. После этого по уравнению (3.20) проверяют соответствие между принятым расходом пара и полученным значением температуры  $t_2(z)$ . Если баланс не сходится более чем на 1%, то задаются новым расходом пара на ступень. В любом случае приходится делать несколько приближений.

Расчет нагрева воды по ступеням для конкретного примера сведен в табл. 3.10. Как видно из таблицы, нагрев воды до

Т а б л и ц а 3.10. Результаты расчета нагрева воды по ступеням колонки

Величина (обозначение, размерность)	I ступень	II ступень	III ступень	IV ступень
Начальная скорость истечения $w_0$ , м/с	0,5	—	—	0,54
Высота слоя воды на тарелке $h$ , м	0,025	—	—	0,029
Среднее значение $h$ , м			0,027	
Высота струй на ступени $z(z)$ , м	0,373	0,473	0,473	0,473
Заданный расход пара на ступень, т/ч	$0,86 D_n$	$0,94 D_n$	$0,98 D_n$	$1,0 D_n$
Средний расход пара по ступени $D_n(z)$ , т/ч	6,2	11,2	11,9	12,3
Площадь цилиндрической поверхности в среднем сечении ступени для набегающего пара $f(z)$ , м <sup>2</sup>	1,29	1,86	1,86	1,86
Температура пара $t_n(z)$ , °С	57,2	58,2	59,2	60,2
Плотность пара $\rho_n(z)$ , кг/м <sup>3</sup>	0,116	0,12	0,125	0,132
Средняя скорость пара $w_n$ , м/с	11,5	13,8	14,0	13,9
$\lg \frac{t_n(z) - t_1(z)}{t_n(z) - t_2(z)}$	1,09	1,56	1,60	1,61
Температура воды $t_2(z)$ на выходе из ступени, °С	53,8	58,1	59,1	60,1
Количество подведенной теплоты с паром и водой $Q_1$ , кДж/ч	$36,58 \cdot 10^6$	$62,8 \cdot 10^6$	$67,0 \cdot 10^6$	$68,3 \cdot 10^6$
Количество отведенной теплоты с паром и водой $Q_2$ , кДж/ч	$36,78 \cdot 10^6$	$63,34 \cdot 10^6$	$64,4 \cdot 10^6$	$68,3 \cdot 10^6$
Невязка теплового баланса, %	0,7	0,86	0,9	0

60°C достигнут. Недогрев воды до температуры кипения на 0,2°C означает, что требуемая глубина деаэрации обеспечена.

Расчет можно выполнить с использованием ЭВМ. В правую часть уравнения (3.19) необходимо подставить выражение для скорости пара из уравнения теплового баланса ступени. В этом случае получим трансцендентное уравнение для температуры воды на выходе из ступени, которое можно решить численным методом.

Предварительно приближенно определяется интервал, в пределах которого находится корень уравнения; это можно сделать графически. Для определения корня можно воспользоваться методом половинного деления, который реализован в стандартной программе RTMI на фортране для ЭВМ ЕС [7]. Этот метод можно применять также и на микрокалькуляторе "Электроника БЗ-34", используя программу и рекомендации, приведенные в [6]. Метод половинного деления не требует вычисления производных, что удобно при громоздких уравнениях. При этом методе может потребоваться большой объем вычислений, но всегда получим искомый результат.

Уравнение должно быть представлено в виде  $f(x) = 0$ . Если функция  $f(x)$  непрерывна на отрезке  $[a, b]$  и  $f(a)f(b) < 0$ , то на  $[a, b]$  имеется корень (по меньшей мере один). Отрезок  $[a, b]$  делим пополам, т.е. начальное приближение равно  $X_0 = 0,5(a + b)$ . Если  $f(X_0) = 0$  с заданной погрешностью, то  $X_0$  — корень уравнения, если нет, то выбирается та половина отрезка  $[a, b]$ , на концах которой функция  $f(x)$  имеет противоположные знаки. Полученный отрезок снова делится пополам, и все повторяется снова. Процесс деления отрезков заканчивается, если длина очередной половины становится меньше заданной погрешности вычисления корня.

Обращение к стандартной программе RTMI имеет вид **CALL RTMI (X, F, FCT, XLI, XRI, EPS, IEND, IER)**,

где  $X$  — искомый корень уравнения  $FCT = 0$ ;  $F$  — значение функции (левой части уравнения) в корне;  $FCT$  — имя внешней подпрограммы типа *FUNCTION*, вычисляющей значение функции  $f(x)$ ;  $XLI$  — входное начальное значение левой границы корня (левая граница интервала);  $XRI$  — входное значение правой границы корня (правая граница интервала);  $EPS$  — значение верхней границы погрешности результате (обычно принимается равным  $10^{-4} - 10^{-6}$ );  $IEND$  — заданное максимальное число шагов деления пополам;  $IER$  — код ошибки (если  $IER = 0$  — ошибки нет).

### 4.1. СОСТАВ ТОПЛИВА И ТОПЛИВНЫХ СМЕСЕЙ

**Топливом** называется вещество, выделяющее при определенных условиях тепловую энергию, которую в зависимости от технических и экономических показателей используют в различных теплотехнических устройствах.

По своему агрегатному состоянию все виды топлива разделяются на твердое, жидкое и газообразное. В зависимости от способа получения топливо органического происхождения делится на искусственное и естественное. В состав топлива входят углерод  $C$ , водород  $H$ , кислород  $O$ , сера  $S$ , азот  $N$ , зола  $A$  и влага  $W$ . Топливо в том виде, в каком оно подается для сжигания в котельный агрегат, называют **рабочим** (индекс  $r$ ). Рабочий состав топлива по массе, %, выражается равенством

$$C^r + H^r + S^r + O^r + N^r + A^r + W^r = 100\%. \quad (4.1)$$

Топливо, из которого в результате сушки полностью удалена влага, называется **сухой массой топлива** (индекс  $d$ ); оно имеет состав

$$C^d + H^d + S^d + O^d + N^d + A^d = 100\%. \quad (4.2)$$

В топливе содержится сера в составе сульфатных соединений  $S_c$ , колчеданная  $S_k$  и органическая  $S_o$ . Сульфатная сера не горит; ее присутствие в топливе учитывается в минеральной части — золе  $A$ . Органическая и колчеданная сера участвует в горении; их сумма составляет летучую (или горючую) серу топлива  $S_n = S_o + S_k$ .

Условно удалив из сухой массы топлива золу (негорючие примеси)  $A$ , можно получить состав **горючей массы топлива** (индекс  $daf$ ):

$$C^{daf} + H^{daf} + S_n^{daf} + O^{daf} + N^{daf} = 100\%. \quad (4.3)$$

Если из горючей массы топлива исключить колчеданную серу, то оставшаяся часть называется **органической массой топлива**:

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S_o^o = 100\%. \quad (4.4)$$

Т а б л и ц а 4. 1. Классификация масс топлива

Индекс обозначения	Компоненты топлива								
	углерод С	водород Н	кислород О	азот N	сера органическая $S_{of}$	сера колчеданная $S_k$	минеральные примеси A	влага гигроскопическая $W_g$	влага воздушная $W_B$
<i>o</i>	Органическая масса								
<i>daf</i>	Горючая масса								
<i>d</i>	Сухая масса								
<i>a</i>	Аналитическая масса (воздушно-сухая)								
<i>r</i>	Рабочая масса								

Т а б л и ц а 4. 2. Множители для расчета состава топлива

Заданный состав топлива на массу	Искомый состав топлива на массу				
	рабочую	аналитическую	сухую	горючую	органическую
Рабочую	1	$\frac{100 - W^a}{100 - W^r}$	$\frac{100}{100 - W^r}$	$\frac{100}{100 - W^r - A^r}$	$\frac{100}{100 - S_K^r - W^r - A^r}$
Аналитическую	$\frac{100 - W^r}{100 - W^a}$	1	$\frac{100}{100 - W^a}$	$\frac{100}{100 - W^a - A^a}$	$\frac{100}{100 - S_K^a - W^a - A^a}$
Сухую	$\frac{100 - W^r}{100}$	$\frac{100 - W^a}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^d}$	$\frac{100}{100 - S_K^d - A^d}$
Горючую	$\frac{100 - W^r - A^r}{100}$	$\frac{100 - W^a - A^a}{100}$	$\frac{100 - A^d}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S_K^{daf}}$
Органическую	$\frac{100 - S_K^r - W^r - A^r}{100}$	$\frac{100 - S_K^a - W^a - A^a}{100}$	$\frac{100 - S_K^d - A^d}{100}$	$\frac{100 - S_K^{daf}}{100}$	1



Виды влаги и формы ее связи с органическим веществом топлива разнообразны и достаточно сложны. В теплотехнике принята не совсем строгая, но простая и достаточно удобная классификация, согласно которой влага рабочего топлива  $W^r$  делится на два вида: воздушную  $W_B^r$ , удаляемую из топлива высушиванием при комнатной температуре, и гигроскопическую  $W_G^r$ , удаляемую в сушильном шкафу при температуре 102–105°C. Следовательно

$$W^r = W_B^r + W_G^r.$$

Топливо, из которого удалена воздушная влага, называется воздушно-сухой, или аналитической массой топлива:

$$C^a + H^a + S^a + O^a + N^a + A^a + W^a = 100\%.$$

Перечень компонентов, входящих в состав топлива используемых видов, приведен в табл. 4.1. Для пересчета состава топлива заданной массы на другую массу пользуются множителями, приведенными в табл. 4.2.

#### 4.2. ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Горение — это химический процесс взаимодействия топлива с окислителем (кислородом атмосферного воздуха), в результате которого образуются продукты сгорания.

Все объемы воздуха и продуктов сгорания рассчитываются на 1 кг твердого, жидкого или 1 м<sup>3</sup> сухого газообразного топлива при нормальных условиях. Состав твердого топлива задается в процентах по массе

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{л}^r + A^r + W^r = 100\%,$$

где  $C^r, H^r, O^r, N^r, S_{л}^r, A^r, W^r$  — процентное содержание соответственно углерода, водорода, кислорода, азота, серы, золы и влаги в рабочей массе топлива.

Состав газообразного топлива задается в процентах по объему

$$CH_4 + C_m H_n + N + CO_2 + H_2S + O + CO + H = 100\%,$$

где  $CH_4, C_m H_n, N, CO_2, H_2S, O, CO, H$  — процентное содержание соответственно метана, предельных углеводородов, азота, углекислого газа, сероводорода, кислорода, окиси углерода, водорода в 1 м<sup>3</sup> сухого газообразного топлива.

Расчетные характеристики некоторых видов твердого, жидкого и газообразного топлива принимаются по табл. 1 и 2 [10].

Теоретический,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , объем воздуха, необходимый для горения твердого топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0889 (C^r + 0,375S_{\text{п}}^r) + 0,265H^r - 0,0333 O^r, \quad (4.5)$$

а для газообразного топлива,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V^0 = 0,0476 [0,5\text{CO} + 0,5\text{H} + 1,5\text{H}_2\text{S} + \Sigma (m + \frac{n}{4}) C_m H_n - \text{O}]. \quad (4.6)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$  (при  $\alpha = 1$ ), для твердого и жидкого топлива рассчитываются по формулам:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0186 (C^r + 0,375S_{\text{п}}^r); \quad (4.7)$$

$$V_{\text{N}}^0 = 0,79 V^0 + 0,008 N^r; \quad (4.8)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 H^r + 0,0124 W^r + 0,0161 V^0; \quad (4.9)$$

$$V_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \quad (4.10)$$

Теоретический объем воздуха на горение и объемы продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , при сжигании природного газа рассчитывают по формулам:

теоретический объем воздуха

$$V^0 = 0,0476 [\Sigma (m + \frac{n}{4}) C_m H_n + 0,5 (\text{CO} + \text{H}) + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}]; \quad (4.11)$$

теоретические объемы продуктов сгорания

$$V_{\text{N}}^0 = 0,79 V^0 + 0,01 N; \quad (4.12)$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\Sigma m C_m H_n + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S}); \quad (4.13)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\Sigma \frac{n}{2} C_m H_n + \text{H}_2\text{S} + \text{H} + 0,124 d_{\text{r}} + 1,61 V^0), \quad (4.14)$$

где  $d_{\text{r}}$  — влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к  $1 \text{ м}^3$

Т а б л и ц а 4.3. Характеристика продуктов сгорания в поверхностях нагрева

Определяемые величины	$V^0 = \dots; V_{RO_2} = \dots; V_N^0 = \dots; V_{H_2O}^0 = \dots$					
	Топка, фестон, ширмы	Пароперегреватель	Экономайзер II ступени	Воздухоподогреватель II ступени	Экономайзер I ступени	Воздухоподогреватель I ступени

Коэффициент избытка воздуха:  
за газоходом  $a$   
средний  $a_{cp}$

Объем водяных паров

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,016 (a_{cp} - 1) V^0,$$

$m^3/kg (m^3/m^3)$

Полный объем газов

$$V_r = V_r^0 + (a_{cp} - 1) V^0, m^3/kg (m^3/m^3)$$

Объемная доля трехатомных газов

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_r$$

Объемная доля водяных паров

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_r$$

Суммарная объемная доля газов

$$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$$

Масса продуктов сгорания, кг/кг

$$G_r = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306 a V^0$$

Концентрация золы в продуктах сгорания

$\mu_{zl}, kg/kg$

Т а б л и ц а 4.4. Коэффициент избытка воздуха в топке котельного агрегата паропроизводительностью  $D \leq 14$  кг/с

Тип топки	Топливо	Коэффициент избытка воздуха $\alpha_T$
Топки с пневматическими забрасывателями и неподвижной решеткой	Каменные и бурые угли	1,4—1,5
	Донецкий антрацит АС и АМ	1,6—1,7
Топки с пневматическими забрасывателями и цепной решеткой прямого и обратного хода	Каменные и бурые угли	1,3—1,4
	Донецкий антрацит АС и АМ	1,5—1,6
Топки газомазутные	Природный газ, мазут	1,05—1,1

П р и м е ч а н и е. Больше значение  $\alpha_T$  соответствует котельным агрегатам паропроизводительностью  $D < 2,8$  кг/с.

сухого газа, г/м<sup>3</sup>; обычно при расчетной температура 10°C принимают  $d_r = 10$  г/м<sup>3</sup>.

Концентрацию золы  $\mu_{зл}$  в потоке продуктов сгорания, кг/кг, определяют по формуле

$$\mu_{зл} = A^r a_{ун} / 100 G_r, \quad (4.15)$$

где  $a_{ун}$  — доля золы, уносимой из топки газообразными продуктами сгорания (принимается по табл. XXI [1]);  $G_r$  — масса продуктов сгорания при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива, кг/кг:

$$G_r = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306 \alpha V^0. \quad (4.16)$$

Соответствующие значения объемов воздуха и состав продуктов сгорания некоторых твердых и жидких топлив, т.е.  $V^0$ ,  $V_{RO_2}$ ,  $V_N^0$ ,  $V_{H_2O}^0$ ,  $V_r^0$ , могут быть приняты по табл. XI, XII [1].

Расчет действительных объемов продуктов сгорания по газоходам котельного агрегата следует вести по форме (табл. 4.3). Предварительно из табл. 4.4 и 4.5 следует выбрать коэффициент избытка воздуха в топке и определить объемы присосов воздуха в газоходах котельного агрегата. При выборе коэффициента избытка воздуха необходимо также учитывать присосы его в системах пылеприготовления (пылеугольные котлы) и решать вопрос о выборе одно-

Т а б л и ц а 4.5. Присосы воздуха в газоходах котельных агрегатов паропроизводительностью  $D \leq 14$  кг/с

Газоходы	Величина присоса
Топочные камеры газомазутных котлов:	
с металлической обшивкой	0,05
без металлической обшивки	0,08
Газоходы конвективных поверхностей нагрева:	
первый котельный пучок	0,05
второй " "	0,1
Экономайзеры котлов:	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,1
чугунный без обшивки	0,2
Конвективный пучок водогрейных котлов	0,08
Воздухоподогреватели трубчатые на каждую ступень	0,06
Золоуловители циклонные и батарейные	0,05
Газоходы за котельным агрегатом:	
стальные (на каждые 10 м длины)	0,01
кирпичные боровы (на каждые 10 м длины)	0,05

или двухступенчатой компоновки воздухоподогревателя и водяного экономайзера. При подогреве воздуха до  $280^{\circ}\text{C}$  можно принять одноступенчатую компоновку, при подогреве воздуха до  $300^{\circ}\text{C}$  и выше — двухступенчатую.

При установке воздухоподогревателя и экономайзера экономически выгодно подогревать воздух выше температуры питательной воды  $t_{п.в}$ , поступающей в экономайзер. При этом повышается средняя температура газов в области экономайзера.

Минимальный температурный напор за экономайзером (разность температур между газовым потоком и питательной водой) принимается  $\Delta t_{\text{эк}}^{\text{min}} = 40^{\circ}\text{C}$ . Минимальный температурный напор перед воздухоподогревателем (разность температур между газами на входе в воздухоподогреватель и горячим воздухом) принимается  $\Delta t_{\text{в.п}}^{\text{min}} = 25-30^{\circ}\text{C}$ . Снижение температурного напора ниже минимального приводит к неоправданному увеличению площади поверхности нагрева. Оптимальная температура подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе или первой ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{г.в}}^{\text{опт}} = t_{\text{п.в}} + 40 + 0,7 (\vartheta_{\text{yx}} - 120). \quad (4.17)$$

В табл. 4.6 указаны рекомендуемые температуры предварительного подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель, предотвращающие низкотемпературную коррозию. Температура воздуха выше  $t_{\text{в.п}}^* = 30^{\circ}\text{C}$  может быть получена за

Т а б л и ц а 4. 6. Рекомендуемые температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель

Топливо	$t'_{в.п.}, ^\circ\text{C}$
Сухое $W_{пр} = 0,17-0,25$	30
Умеренно влажное $W_{пр} = 0,26-1,2$	45-55
Сильно влажное $W_{пр} > 1,2$	60-70
Природный газ	30
Мазут:	
малосернистый $S^r < 0,5\%$	50
сернистый $S^r = 0,5 - 2,0\%$	60-70
высокосернистый $S^r > 2,0\%$	80-100

П р и м е ч а н и е. Приведенная влажность топлива  $W_{пр}$  определяется как отношение влажности топлива  $W^r$ , %, к низшей теплоте сгорания топлива  $Q_f^r$ , МДж/кг:  $W_{пр} = W^r / Q_f^r$ .

счет подачи части горячего воздуха на входе в дутьевые вентиляторы (рециркуляция воздуха) или путем подогрева воздуха в паровых калориферах перед воздухоподогревателем.

#### 4.3. ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Энтальпия теоретического объема воздуха  $J_B^0$  и продуктов сгорания  $J_r^0$ , кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>, для всех видов топлив при расчетной температуре  $\vartheta$  определяется по формулам:

$$J_B^0 = V^0 c_B \vartheta_B, \quad (4.18)$$

$$J_r^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{H_2O} c_{H_2O} + V_{N^0} c_N^0) \vartheta_r, \quad (4.19)$$

где  $V^0$ ,  $V_{RO_2}$ ,  $V_{H_2O}$ ,  $V_{N^0}$  — теоретически необходимый объем воздуха, объем трехатомных газов, теоретический объем водяных паров, теоретический объем азота, м<sup>3</sup>/кг, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $c_B$ ,  $c_{RO_2}$ ,  $c_{H_2O}$ ,  $c_N^0$  — удельные теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров, азота, кДж/(м<sup>3</sup>·°C), (табл. 4.7);  $\vartheta_B$  — температура воздуха, °C.

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха  $a > 1$

$$J_r = J_r^0 + (a - 1) J_B^0 + J_3, \quad (4.20)$$

где  $(a - 1) J_B^0$  — энтальпия избыточного воздуха;

$J_3$  — энтальпия золы топлива

$$J_3 = 0,01 a_{УН} A^r c_3 \vartheta_r, \quad (4.21)$$

где  $c_3$  — удельная теплоемкость золы, кДж/(кг·°C) (см. табл. 4.7).

Т а б л и ц а 4. 7. Средние теплоемкости, кДж/(м<sup>3</sup>·С) воздуха, газов и золы при температуре от 0 до 2300°С

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$c_{\text{в}}$	$c_{\text{RO}_2}$	$c_{\text{N}}$	$c_{\text{H}_2\text{O}}$	$c_{\text{з}}$
100	1,30	1,70	1,30	1,49	0,81
300	1,32	1,86	1,31	1,54	0,88
500	1,34	1,98	1,33	1,59	0,92
700	1,36	2,08	1,35	1,64	0,95
900	1,39	2,17	1,38	1,69	0,97
1000	1,42	2,23	1,41	1,74	1,0
1300	1,44	2,28	1,43	1,80	1,04
1500	1,46	2,33	1,44	1,85	1,16
1700	1,48	2,37	1,46	1,90	1,21
1900	1,49	2,41	1,47	1,94	1,23
2100	1,50	2,44	1,48	1,98	1,26
2300	1,51	2,46	1,50	2,02	—

Энтальпия золы учитывается только тогда, когда приведенные величины уноса летучей золы с потоком газов составляют  $\frac{a_{\text{ул}} A^r}{Q_f} \geq 1,43$ . Результаты расчета энтальпии с помощью уравнений (4.18) – (4.21) сводят в таблицу (табл. 4.8).

Т а б л и ц а 4. 8. Результаты расчета энтальпии продуктов сгорания

Поверхность нагрева	Ориентировочная температура за поверхностью нагрева, °С	$\rho_{\text{в}}$	$\rho_r$	$(\alpha - 1) \rho_{\text{в}}$	$J_r$	$J_{\text{з}}$
Топочная камера	2100					
Зона ядра факела	1900					
$\alpha_r$	1700					
Верх топочной камеры	1300					
Факел $\alpha_r''$	1100					
Пароперегреватель	800					
	700					
$\alpha_{\text{пп}}$	600					
Водяной экономайзер	500					
	400					
$\alpha_{\text{эк}}$	300					
	200					
Воздухоподогреватель	300					
	200					
$\alpha_{\text{вп}} = \alpha_{\text{ух}}$	100					

#### 4.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 4.1.** Определить состав рабочей массы топлива. Исходные данные — состав горячей массы угля, %:  $C^{daf} = 8,10$ ;  $H^{daf} = 5,4$ ;  $O^{daf} = 8,8$ ;  $N^{daf} = 1,6$ ;  $S^{daf} = 3,2$ ;  $A^d = 11,1$ ;  $W^r = 5,9$ .

1. Определим зольность рабочего топлива, используя табл. 4.2.

$$A^r = A^d \frac{100 - W^r}{100} = 11,1 \cdot 0,941 = 10,5\%.$$

2. Рассчитаем состав рабочей массы топлива:

$$C^r = C^{daf} \frac{100 - A^r - W^r}{100} = 81,0 \cdot 0,836 = 67,72\%;$$

$$H^r = 5,4 \cdot 0,836 = 4,51\%; \quad N^r = 1,6 \cdot 0,836 = 1,34\%;$$

$$O^r = 8,8 \cdot 0,836 = 7,35\%; \quad S_n^r = 3,2 \cdot 0,836 = 2,68\%.$$

**Пример 4.2.** Рассчитать объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания при сжигании бурого угля марки Б2 Ирша-Бородинского месторождения в топке с цепной решеткой обратного хода, оборудованной пневмомеханическим забрасывателем.

*Исходные данные для расчета.* Марка топлива Б2. Расчетные характеристики топлива принимаются по табл. 1 [1]. Класс или продукт обогащения Р.

Состав рабочей массы топлива, %:  $W^r = 33,0$ ;  $A^r = 6,0$ ;  $S_n^r = 0,2$ ;  $C^r = 43,7$ ;  $H^r = 3,0$ ;  $N^r = 0,6$ ;  $O^r = 13,5$ .

Долю золы топлива, уносимой газами  $s_{\text{вн}} = 27\%$  или в долях  $s_{\text{вн}} = 0,27$ , находим по табл. XXI.

Энтальпии  $1 \text{ м}^3$  воздуха и газов и  $1 \text{ кг}$  золы в зависимости от температуры принимаем по табл. XIII [1].

Объем присоса воздуха  $\Delta d$  в газоходах котлоагрегата при номинальной нагрузке принимается по табл. 4.5.

1. Определим теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания (при коэффициенте избытка воздуха  $d = 1$ ), по формуле (4.5):

$$V^0 = 0,0889 (C^r + 0,375 S_n^r) + 0,265 H^r - 0,0333 O^r = \\ = 0,0889 (43,7 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3,0 - 0,0333 \cdot 13,5 = 4,237 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Теоретический объем азота по формуле (4.8):

$$V_N^0 = 0,79 V^0 + 0,8 \frac{N^r}{100} = 0,79 \cdot 4,237 + 0,8 \frac{0,6}{100} = 3,352 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Объем трехатомных газов по формуле (4.7):

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \frac{C^r + 0,375 S_n^r}{100} = 1,866 \frac{43,7 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,817 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4. Теоретический объем водяных паров по формуле (4.9):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 H^r + 0,0124 W^r + 0,016 V^0 = 0,111 \cdot 3 +$$



$$+ 0,0124 \cdot 33,0 + 0,016 \cdot 4,237 = 0,810 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По формулам табл. 4.3 рассчитываются объем водяных паров  $V_{\text{H}_2\text{O}}$ , объем дымовых газов  $V_{\text{r}}$ , объемные доли трехатомных газов  $r_{\text{RO}_2}$  и  $r_{\text{H}_2\text{O}}$ .

Масса продуктов сгорания определяется по формуле (4.16), а концентрация золы в них — по формуле (4.15). Результаты расчетов сводятся в табл. 4.9.

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха рассчитывается по формуле (4.18).

Энтальпия продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха  $a = 1$  и температуре  $\vartheta$ , °С, определяется по формуле (4.19)

$$J_{\text{r}}^0 = (V_{\text{RO}_2} C_{\text{RO}_2} + \nu_{\text{H}_2\text{O}}^0 C_{\text{H}_2\text{O}} + \nu_{\text{N}}^0 C_{\text{N}}) \vartheta.$$

Т а б л и ц а 4.9. Объемы и объемные доли трехатомных газов

Величины	Поверхности нагрева					
	топочная камера	пароперегреватель высокого давления	промежуточный пароперегреватель	переходная зона	водяной экономайзер	воздухоподогреватель
$\alpha_{\text{ср}}$	1,2	1,23	1,275	1,305	1,33	1,355
$V_{\text{H}_2\text{O}}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,824	0,826	0,829	0,831	0,833	0,834
$V_{\text{r}}$ , м <sup>3</sup> /кг	5,840	5,954	6,163	6,285	6,393	6,500
$r_{\text{RO}_2}$	0,138	0,136	0,131	0,129	0,128	0,125
$r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,141	0,139	0,135	0,132	0,130	0,128
$G_{\text{r}}$ , кг/кг	7,580	7,746	7,995	8,161	8,300	8,438
$\mu_{\text{зл}}$ , кг/кг	0,0021	0,0021	0,002	0,002	0,0019	0,0019

Приведенная величина уноса золы из топки определяется по формуле (4.22)

$$\frac{a_{\text{ун}} A^{\text{r}}}{Q_{\text{r}}} = \frac{0,276}{15,67} = 0,1.$$

Так как полученная приведенная величина уноса  $0,1 < 1,43$ , энтальпией золы можно пренебречь, т.е. энтальпия продуктов сгорания рассчитывается по формуле

$$J_{\text{r}} = J_{\text{r}}^0 + (a - 1) J_{\text{в}}^0.$$

Результаты расчетов сводят в  $J$ - $\vartheta$ -таблицу (табл. 4.10).

Таблица 4.10. Энтальпия продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$J_{\text{r}}^{\text{O}},$ кДж/кг	$J_{\text{в}}^{\text{O}},$ кДж/кг	$J_{\text{r}},$ кДж/кг, при $\alpha$ равном					
			1,2	1,275	1,305	1,33	1,355	
2100	18046	13705	20787					
1900	16135	12285	18592					
1700	14248	10883	16425					
1500	12389	9498	14289					
1300	10545	8113	12168					
1100	8755	6764	101108					
1000	7876	6089		9276				
900	7005	5432		8254				
800	6144	4793		7246				
700	5292	4154		6247				
600	4488	3519		5292				
600	4483	3519			5451			
500	3686	2901			4484			
400	2909	2297			3541			
300	2143	1708			2664			
400	2909	2297				3667		
300	2143	1708				2707		
200	1412	1129				1785		
200	1412	1129						1813
100	696	561						895

**Пример 4.3.** Определить массовые доли угля марки Г Кузнецкого бассейна и угля марки Ж того же бассейна, обеспечивающие расчетную теплоту сгорания топливной смеси 23 045 кДж/кг. Теплота сгорания угля марки Г 26 146 кДж/кг, а угля марки Ж — 20 950 кДж/кг. Теплоту сгорания смеси топлива можно рассчитать по формуле

$$Q_{\text{см}}^{\text{r}} = Q_1^{\text{r}} g + Q_2^{\text{r}} (1 - g),$$

где  $g$  — массовая доля одного из топлив в смеси.

Предположим, что  $g$  — массовая доля угля марки Г, тогда

$$Q_{\text{см}}^{\text{r}} = Q_{\text{Г}}^{\text{r}} g + Q_{\text{Ж}}^{\text{r}} (1 - g);$$

$$g = \frac{Q_{\text{см}}^{\text{r}} - Q_{\text{Ж}}^{\text{r}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{r}} - Q_{\text{Ж}}^{\text{r}}} = \frac{23045 - 20950}{26146 - 20950} = 0,4.$$

Массовая доля угля марки Ж составит  $1 - g = 0,6$ .

**Пример 4.4.** Составить программу расчета теоретических объемов газа в продуктах сгорания твердого и жидкого топлива с использованием программируемого калькулятора БЗ-34.

Расчетные формулы (4.5) — (4.9) для определения теоретических объемов использованы в виде:

$$V^{\text{O}} = 0,0889 K^{\text{r}} + 0,265 H^{\text{r}} - 0,0333 O^{\text{r}},$$

$$\text{где } K^{\text{r}} = C^{\text{r}} + 0,375 S_{\text{n}}^{\text{r}}; V_{\text{N}}^{\text{O}} = 0,79 V^{\text{O}} + 0,8 \frac{N^{\text{r}}}{100};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}_2} = 1,866 \frac{K^r}{100}; \quad V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 H^r + 0,0124 W^r + 0,0161 V^0.$$

Для работы на программируемом калькуляторе БЗ-34 необходимо выполнить следующие операции:

- 1) включить калькулятор;
- 2) перейти в режим "Программирование", нажав клавиши  $\langle \text{В/О} \rangle$ ;  $\langle \text{F} \rangle$ ;  $\langle \text{ПРГ} \rangle$ ;
- 3) ввести программу табл. 4.11.

Т а б л и ц а 4. 11. Программа вычислений теоретических объемов газов в продуктах сгорания на калькуляторе БЗ-34

Адрес	Клавиша	Код
00	В/О , F , ПРГ	-
01	ИП , 1	61
02	ИП , 2	62
03	ИП , 3	63
04	3	03
05	7	07
06	5	05
07	ВП	0С
08	3	03
09	/-/	0L
10	X	12
11	+	10
12	П , A	4-
13	X	12
14	ИП , 4	64
15	2	02
16	6	06
17	5	05
18	ВП	0С
19	3	03
20	/-/	0L
21	X	12
22	+	10
23	ИП , 5	65
24	ИП , 6	66
25	X	12
26	2	11
27	П , 2	42
28	7	07
29	9	09
30	ВП	0С
31	2	02
32	/-/	0L
33	X	12
34	ИП , 7	67
35	8	08
36	ВП	0С

Адрес	Клавиша	Код
37	3	03
38	/-/	0L
39	X	12
40	+	10
41	П , 3	43
42	ИП , 4	64
43	П , С	4С
44	ИП , А	6-
45	ИП , 8	68
46	ВП	0С
47	2	02
48	/-/	0L
49	X	12
50	П , 4	44
51	ИП , С	6С
52	1	01
53	1	01
54	1	01
55	ВП	0С
56	3	03
57	/-/	0L
58	X	12
59	ИП , 9	69
60	ИП , 0	60
61	X	12
62	+	10
63	ИП , 2	62
64	ИП , Д	6Г
65	X	12
66	+	10
67	П , 5	45
68	ИП , 2	62
69	С/П	50
70	ВП	51
71	0 , 0	00

4) перейти в режим "Автоматическая работа", нажав клавиши «F», «АВТ»;

5) занести в регистры памяти значения исходных данных.

Последовательность операций занесения в память рассмотрим на примере занесения константы 0,0889 в регистр памяти П 1 путем последовательного нажатия клавиш:

«0»; «.»; «0»; «8»; «8»; «9»; «П»; «1»

индикация 8,89 - 0,2.

5.1. Занести константы:

0,0889	П1	Индикация	8,89 - 02
0,0333	П6	„	3,33 - 0,2
1,866	П8	„	1,866
0,0124	П0	„	1,24 - 0,2
0,0161	ПД	„	1,61 - 0,2

Б.2. Занести переменные значения характеристик топлива, %:

$C^r$	П2
$S^r$	П3
$H^r$	П4
$O^r$	П5
$N^r$	П7
$W^r$	П9

6) установить начало счета программы с адреса 00, нажав клавишу В/0 ;

7) пустить программу на счет, нажав клавишу «СП»;

8) прочитайте результаты вычислений, занесенные в регистры памяти:

«ИП»	«2»	результат вычисления	$V^0$
«ИП»	«3»	" "	$V_N^0$
«ИП»	«4»	" "	$V_{RO_2}$
«ИП»	«5»	" "	$V_{H_2O}^0$

Для замены переменных нажать клавишу «С<sub>x</sub>» и ввести новые переменные по п. Б.2.

## ГЛАВА 5. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Для оценки экономичности работы котельного агрегата составляют тепловой баланс, из которого видно, какова располагаемая теплота и как эта теплота израсходована на полезные нужды и неизбежные потери. Располагаемая теплота  $Q_p^r$  на 1 кг или 1 м<sup>3</sup> рабочего топлива составляет в основном из теплоты  $Q_i^r$ , выделившейся при полном горении, и теплоты, вводимой в топку с воздухом и топливом (физическая теплота). Так, если воздух или топливо, например мазут, нагревают перед поступлением в топку от каких-либо внешних по отношению к котлоагрегату источников, эта теплота в расчетах также должна быть учтена.

Количество теплоты, поступившее в котельный агрегат и отнесенное к 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг) или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива (кДж/м<sup>3</sup>), называют **располагаемой теплотой**. Она состоит из следующих составляющих:

низшей теплоты сгорания рабочего топлива  $Q_i^r$  для твердых и жидких топлив или низшей теплоты сгорания сухого газообразного топлива;

теплоты  $Q_{в.внш}$ , внесенной в котельный агрегат воздухом, подогретым от постороннего источника;

физической теплоты топлива  $Q_{физ.т}$ ;

теплоты, внесенной в агрегат с распыляющим агентом (паром) для распыления топлива  $Q_{ф}$ ;

Таким образом, поступившее в агрегат количество теплоты (располагаемая теплота) равно

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{в.внш} + Q_{физ.т} + Q_{ф}; \quad (5.1)$$

для газообразного топлива

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{в.внш} + Q_{физ.т}. \quad (5.2)$$

В случае сжигания сланцев располагаемая теплота должна быть уменьшена на количество теплоты, расходуемой на разложение карбонатов  $Q_{к.}$  и тогда уравнение (5.1) принимает вид

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{в.внш} + Q_{физ.т} - Q_{к.} \quad (5.3)$$

Располагаемая теплота  $Q_p^r$  расходуется на производство пара или горячей воды  $Q_1$ , кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>, и тепловые потери:

- с уходящими газами  $Q_2$ ;
- от химической неполноты сгорания  $Q_3$ ;
- от механической неполноты сгорания  $Q_4$ ;
- от наружного охлаждения  $Q_5$ ;
- с физической теплотой шлаков  $Q_6$ .

Приравнивая приход и расход теплоты, получим общее уравнение теплового баланса котла

$$Q_p^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (5.4)$$

Основной составляющей уравнений (5.1) — (5.3) является  $Q_f^r$  — низшая теплота сгорания топлива. Внешняя теплота, внесенная с поступающим в котельный агрегат воздухом, с учетом его подогрева паром котлоагрегата или паром от другого источника равна

$$Q_{в.внш} = (\beta_{г.в} + \Delta\alpha_{вп}) (J_{вп}^0 - J_{хв}^0), \quad (5.5)$$

где  $\beta_{г.в}$  — отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому

$$\beta_{г.в} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}; \quad (5.6)$$

$\alpha_T$ ,  $\Delta\alpha_T$ ,  $\Delta\alpha_{вп}$ ,  $\Delta\alpha_{пл}$  — выбирают по нормам теплового расчета;

$J_{вп}^0$  — энтальпия теоретического объема воздуха на входе в воздухоподогреватель, определяемая по температуре  $t_{вп}$ ;  $J_{хв}^0$  — энтальпия теоретического объема холодного воздуха (после дутьевого вентилятора).

Физическая теплота  $Q_{физ.т}$  определяется по формуле

$$Q_{физ.т} = c_T t_T, \quad (5.7)$$

где  $c_T$  — удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг·°C) или кДж/(м<sup>3</sup>·°C);  $t_T$  — температура топлива, °C.

Для твердого топлива в расчетах принимается  $t = 20^\circ\text{C}$ , а теплоемкость подсчитывается по формуле

$$c_T = 0,042 W^r + c_T^d (1 - 0,01 W^r). \quad (5.8)$$

Теплоемкость сухой массы топлива  $c_T^d$  бурых углей 1,13, каменных углей 1,09, углей типа А, ПА, Т — 0,92 кДж/(кг·°C)

Температура мазута  $t_T^M = 90-130^\circ\text{C}$ . Теплоемкость мазута

$$c_T^M = 1,74 + 0,0025 t_T^M. \quad (5.9)$$

Теплоемкость газообразного топлива

$$c_T^r = c_{\text{H}_2} \text{H}_2 + c_{\text{CO}} \text{CO} + c_{\text{CH}_4} \text{CH}_4 + c_{\text{CO}_2} \text{CO}_2 + \dots \\ \dots + 0,00124 c_{\text{H}_2\text{O}} \text{H}_2\text{O} a_T, \quad (5.10)$$

где  $a_T$  — коэффициент избытка воздуха в топке;  $c_{\text{H}_2}, \dots, c_{\text{CO}_2}$  — теплоемкость составляющих топлива;  $\text{H}_2, \dots, \text{CO}_2$  — доля этих компонентов в топливе, %.

Теплота, вносимая в котельный агрегат с паром для дутья или распыления топлива, определяется по формуле

$$Q_\phi = G_\phi (h_\phi - 2510), \quad (5.11)$$

где  $Q_\phi$  — теплота, вносимая с паром, кДж/кг;  $G_\phi, h_\phi$  — расход и энтальпия пара на дутье или распыление топлива, кг/кг или кДж/кг.

Теплота, затраченная при сжигании сланцев на разложение карбонатов, кДж/кг, рассчитывается по формуле

$$Q_K = 44,5 k (\text{CO}_2^K) r_K, \quad (5.12)$$

где 44,5 — количество теплоты, кДж, поглощаемое при разложении карбонатов и приходящееся на 1% содержания карбонатной углекислоты в 1 кг сланцев;  $k$  — коэффициент разложения карбонатов, принимаемый при словесом сжигании равным 0,7, а при камерном — 1.

При отсутствии подогрева воздуха и топлива от постороннего источника, а также при отсутствии расхода пара на дутье и распыление располагаемая теплота для всех топлив, кроме сланцев, становится равной низшей теплоте сгорания рабочего топлива, т.е.

$$Q_p^r = Q_i^r,$$

и тогда уравнение теплового баланса котла принимает вид

$$Q_i^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (5.13)$$

Если обе части уравнения (5.13) разделить на  $Q_p^r$  и умножить на 100, то получим новое выражение теплового баланса котла, по которому использованная теплота и потери



выражены в процентном отношении к располагаемой теплоте:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (5.14)$$

Если в единицу времени количество пара, отдаваемое котлом, равно  $D$ , его энтальпия  $h_{п}$ , энтальпия питательной воды, поступающей в котлоагрегат,  $h_{п.в}$ , а количество сожженного в единицу времени топлива  $B$ , то

$$BQ_1 = D (h_{п} - h_{п.в}), \quad (5.15)$$

где  $B$  и  $D$  — кг/с;  $h_{п}$  и  $h_{п.в}$  — Дж/кг.

Расход теплоты на продувку котла и промежуточный перегрев пара, если таковой имеется, также должен быть учтен в расчетах

$$Q_{пр} = D_{пр} (h_{к.в} - h_{п.в}),$$

где  $h_{к.в}$  — энтальпия котловой воды.

Продукты сгорания покидают котел при достаточно еще высокой температуре, обычно около 120–140°C. Дополнительно снижать эту температуру увеличением площади поверхностей нагрева котла, расположенных в последнем газоходе (их называют хвостовыми поверхностями), невыгодно, так как при небольших разностях температур между греющим и нагревательными телами это чрезмерно повысит расход металла на котел. Кроме того, значительное понижение температуры уходящих газов может вызвать конденсацию водяного пара, находящегося в продуктах сгорания, а при наличии сернистого газа это вызовет коррозию хвостовых поверхностей нагрева. Поэтому теплота, которую можно было бы получить, если охладить газы от температуры их на выходе из котла до температуры окружающего воздуха, оказывается потерянной. Она и называется потерей с уходящими газами. С достаточной точностью эту потерю можно подсчитать по формуле

$$Q_2 = J_2 - J_1 = (V_{сг} c_{сг} + V_{вп} c_{вп}) \times \\ \times \nu_{yx} - (V_{сг} c_{сг} + V_{вп} c_{вп}) t_{возд}, \quad (5.16)$$

где первое выражение в скобках — энтальпия продуктов сгорания при температуре уходящих газов  $\nu_{yx}$ , второе — при температуре окружающего воздуха  $t_{возд}$ .

Потеря с уходящими газами обычно наибольшая из всех перечисленных — 4–8%  $Q_f$ .

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания обусловлена наличием в продуктах сгорания горючих элементов (чаще всего CO) при сжигании твердого и жидкого топлива, что происходит вследствие недостаточного количества воздуха или плохого его перемешивания с топливом. Для работающего котла эта потеря определяется по данным анализа продуктов сгорания на CO. С достаточной точностью  $Q_3$  подсчитывается по формуле

$$Q_3 = A (C^f + 0,375S_{л}^f) \frac{CO}{RO_2 + CO_2}, \quad (5.17)$$

где  $A = 237$  кДж/кг.

Увеличение избытка воздуха в топке ведет к уменьшению потери от химической неполноты сгорания, но повышает потерю с уходящими газами. Наиболее экономичная работа котла получается в том случае, если сумма обеих потерь минимальна.

При сжигании газового топлива в продуктах сгорания могут быть горючие газы  $H_2$  и  $CH_4$ , что также должно быть учтено.

Потеря от механической неполноты сгорания происходит потому, что мелкие частицы топлива проваливаются через отверстия в колосниковой решетке (при слоевом сжигании) и обволакиваются расплавленной золой, вследствие чего не успевают догореть, или, наконец, уносятся с газами в дымовую трубу

$$1 = a_{шл} + a_{пр} + a_{ун}, \quad (5.18)$$

где  $a_{шл}$ ,  $a_{пр}$ ,  $a_{ун}$  — доли различных составляющих.

В зависимости от вида топлива, методов сжигания и способов удаления шлаков перечисленные слагаемые имеют разную величину. Для работающего котла потерю от механической неполноты сгорания определяют по данным его испытания, для чего берут пробы провала, шлака и уноса. При проектировании потери от механической неполноты сгорания задаются на основании существующих норм, которые приводятся в специальной литературе. Приближенно можно считать, что для различных топков и методов сжигания  $q_4$  изменяется от 2 до 14%. Эти значения относятся к промышленным котлам небольшой мощности.

При подсчете потери с уходящими газами надо учиты-

вать потерю от механической неполноты сгорания  $q_4$ , %, так как не весь килограмм топлива участвует в образовании продуктов сгорания. В правую часть уравнения надо ввести коэффициент

$$\frac{100 - q_4}{100}$$

Потеря от наружного охлаждения (в окружающую среду) обусловлена тем, что температура всех наружных поверхностей котлоагрегата выше, чем температура окружающей среды, и эта поверхность отдает теплоту как конвекцией, так и излучением. Количество теплоты  $Q_5$  можно подсчитать, хотя этот расчет и достаточно сложен. Часто при испытаниях котельного агрегата  $Q_5$  определяют как остаточную величину после вычисления всех слагаемых в уравнении (5.14). При проектировании значение  $q_5$  берут по опытным данным. Для крупных котлоагрегатов  $q_5 = 0,3 \div 0,5$ , для малых значительно больше.

Потеря с физической теплотой шлаков  $Q_6$  возникает вследствие того, что температура шлаков выше температуры окружающей среды. Величина  $Q_6$  представляет собой ту теплоту, которую можно было бы использовать в котлоагрегате, если охладить шлаки до температуры окружающей среды. Сюда относится и теплота плавления шлака, если он удаляется в жидком состоянии. В этих случаях потеря  $q_6$  составляет 1–2%. Если шлак удаляется в твердом состоянии, эту потерю учитывают лишь при большом содержании золы. В остальных случаях ею пренебрегают.

Если известны все составляющие теплового баланса котла, можно определить его КПД из зависимости

$$B Q_f \eta_{к.у} = D (h_n - h_{п.в}), \quad (5.19)$$

где  $\eta_{к.у}$  — КПД котельной установки, который представляет собой отношение использованной теплоты к теплоте, выделившейся при горении в идеальной (без потерь) топке:

$$\eta_{к.у} = \frac{D (h_n - h_{п.в}) - D_{пр} (h_{к.в} - h_{п.в})}{B Q_f}, \quad (5.20)$$

где  $D_{пр}$ ,  $h_{к.в}$  — величина продувки и энтальпия котловой воды.

$\eta_{к.у}$  — это так называемый КПД брутто. Различают еще

КПД нетто, который подсчитывают с учетом расхода теплоты на вспомогательные нужды котла.

Как показывает опыт эксплуатации, КПД котельной установки зависит от нагрузки котла. Обычно  $\eta_{к.у}$  относят к номинальной нагрузке, под которой понимают максимальную нагрузку, с которой котел может длительно работать. Если определены все потери котла, то его КПД можно подсчитать и по обратному балансу по формуле

$$\eta_{к.у} = 1 - \frac{q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6}{100} = \frac{q_1}{100}. \quad (5.21)$$

**Пример 5.1.** В топке котельного агрегата паропроизводительностью  $D = 50$  т/ч сжигается подмосковный уголь состава, %:  $C^r = 29,1$ ;  $H^r = 2,2$ ;  $S^r_{л} = 2,9$ ;  $N^r = 0,6$ ;  $O^r = 8,7$ ;  $A^r = 23,5$ ;  $W^r = 33$ .

Составить тепловой баланс котельного агрегата, если температура топлива при входе в топку  $t_m = 20^\circ\text{C}$ ; натуральный расход топлива  $B = 4$  кг/с; давление перегретого пара  $p_{п.п} = 4$  МПа; температура перегретого пара  $t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$ ; температура питательной воды  $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$ ; величина непрерывной продувки  $P_{пр} = 4\%$  теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива,  $V_B^0 = 2,98$  м<sup>3</sup>/кг; объем уходящих газов на выходе из последнего газохода  $V_{г.ух} = 4,86$  м<sup>3</sup>/кг; температура уходящих газов на выходе из последнего газохода  $t_{г.ух} = 160^\circ\text{C}$ ; средняя объемная теплоемкость газов  $c_{г.ух} = 1,415$  кДж/(м<sup>3</sup> · К); коэффициент избытка воздуха за последним газоходом  $\alpha_{г.ух} = 1,48$ , температура воздуха в котельной  $t_{в} = 30^\circ\text{C}$ ; объемная теплоемкость воздуха  $c_{в} = 1,297$  кДж/(м<sup>3</sup> · К); содержание в уходящих газах окиси углерода  $CO = 0,2\%$ , трехатомных газов  $RO_2 = 16,6\%$ ; потери теплоты от механической неполноты сгорания  $q_4 = 4\%$ . Потерями теплоты с физическим теплом шлаков пренебречь.

**Решение.** Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле

$$\begin{aligned} Q_i^r &= 338C^r + 1025H^r - 108,5(O^r - S^r_{л}) - 25W^r = \\ &= 338 \cdot 29,1 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,7 - 2,9) - 25 \cdot 33 = \\ &= 10\,636 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Удельная теплоемкость рабочей массы топлива

$$\begin{aligned} c_T^r &= c_T^r(100 - W^r)/100 + c_{H_2O} W^r/100 = \\ &= 1,088(100 - 33)/100 + 4,19 \cdot 33/100 = 2,112 \text{ кДж/(кг · К)}. \end{aligned}$$

Физическая теплота топлива

$$Q_{T,л} = c_T^r t_T = 2,112 \cdot 20 = 42 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемая теплота

$$Q_D^r = Q_i^r + Q_{T,л} = 10\,636 + 42 = 10\,678 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, полезно использованная в котлоагрегате,

$$\begin{aligned} Q_1 &= (D/B) [ (h_{п,л} - h_{п,в}) + (P/100) (h_{к,в} - h_{п,в}) ] = \\ &= (13,5/4) [ (3330 - 632) + (4/100) (1087,5 - 632) ] = \\ &= 9181 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Энтальпию пара  $h_{п,л}$  находим по  $h$ - $S$ -диаграмме:  $h_{п,л} = 3330$  кДж/кг, энтальпии питательной и котловой воды находим:  $h_{п,в} = 632$  кДж/кг, а  $h_{к,в} = 1087,5$  кДж/кг.

Потери теплоты с уходящими газами

$$\begin{aligned} Q_2 &= (V_{г,ух} c_{г,ух} t_{ух} - \alpha_{ух} V_{в}^0 c_{в} t_{в}) (100 - q_4) / 100 = \\ &= (4,86 \cdot 1,415 \cdot 160 - 1,48 \cdot 2,98 \cdot 1,297 \cdot 30) (100 - 4) / 100 = \\ &= 892 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания

$$\begin{aligned} Q_3 &= 237 (O^r + 0,375 S_p^r) CO / (RO_2 + CO) = \\ &= 237 (29,1 + 0,375 \cdot 2,9) 0,2 / (16,6 + 0,2) = 85 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Потери от механической неполноты сгорания

$$Q_4 = q_4 Q_D^r / 100 = 4 \cdot 10\,678 / 100 = 427 \text{ кДж/кг.}$$

Потери теплоты в окружающую среду

$$\begin{aligned} Q_5 &= Q_D^r - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 10\,678 - \\ &- (9181 + 892 + 85 + 427) = 93 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Составляющие теплового баланса, %;

$$q_1 = (Q_1 / Q_D^r) 100 = (9181 / 10\,678) 100 = 86;$$

$$q_2 = (Q_2 / Q_D^r) 100 = (892 / 10\,678) 100 = 8,3;$$

$$q_3 = (Q_3 / Q_D^r) 100 = (85 / 10\,678) 100 = 0,8;$$

$$q_5 = (Q_5 / Q_D^r) 100 = (93 / 10\,678) 100 = 0,9.$$

Тепловой баланс котельного агрегата

$$Q_p^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 9181 + 892 + 85 + 427 + 93 = \\ = 10\,678 \text{ кДж/кг}$$

или

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 86 + 8,3 + 0,8 + 4 + 0,9 = \\ = 100\% .$$

**Пример 5.2.** В топке котельного агрегата сжигается малосернистый мазут состава, %:  $C^r = 85,3$ ;  $H^r = 10,2$ ;  $S_A^r = 0,5$ ;  $N^r = 0,3$ ;  $O^r = 0,4$ ;  $A^r = 0,3$ ;  $W^r = 3$ . Определить потери теплоты, кДж/кг и %, с уходящими газами из котлоагрегата, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом  $\alpha_{yx} = 1,35$ , температура уходящих газов на выходе из последнего газохода  $t_{yx} = 160^\circ\text{C}$ , температура воздуха в котельной  $t_{в} = 30^\circ\text{C}$ , объемная теплоемкость воздуха  $c_{в} = 1,297 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{K)}$  и температура подогрева мазута  $t_{т} = 90^\circ\text{C}$ .

*Решения.* Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле

$$Q_i^r = 338C^r + 1025H^r - 108,5(O^r - S_n^r) - 25W^r = \\ = 338 \cdot 85,3 + 1025 \cdot 10,2 - 108,5(0,4 - 0,5) - 25 \cdot 3 = \\ = 39222,2 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная теплоемкость мазута

$$c_T^r = 1,74 + 0,0025t_T = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = 1,97 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)} .$$

Физическая теплота

$$Q_{тл} = c_T^r t_T = 1,97 \cdot 90 = 177,3 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемая теплота

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{тл} = 39222,2 + 177,3 = 39399,5 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива,

$$V^0 = 0,098C^r + 0,266H^r + 0,033(S_n^r - O^r) = \\ = 0,089 \cdot 85,3 + 0,266 \cdot 10,2 + 0,033(0,5 - 0,4) = 10,28 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 (C^r + 0,375S_n^r) = 0,0187 (85,3 + 0,375 \cdot 0,5) = 1,6 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем азота

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^r/100 = 0,79 \cdot 10,28 + 0,8 \cdot 0,3/100 = 8,12 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124 (9H^r + W^r) + 0,0161V^0 = 0,0124 (9 \cdot 10,2 + 3) + 0,0161 \cdot 10,28 = 1,34 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтальпия продуктов сгорания при  $\alpha_{\text{yx}} = 1$  и  $\nu_{\text{yx}} = 160^\circ\text{C}$ .

$$J_r^0 = V_{\text{RO}_2} (c\nu)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\nu)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\nu)_{\text{H}_2\text{O}} = 1,6 \cdot 280 + 8,12 \cdot 208 + 1,34 \cdot 242 = 2461 \text{ кДж/кг}.$$

Значения  $(c\nu)_{\text{CO}_2}$ ,  $(c\nu)_{\text{N}_2}$  и  $(c\nu)_{\text{H}_2\text{O}}$  берут из нормативного метода.

Энтальпия воздуха при  $\alpha_{\text{yx}} = 1$  и  $\nu_{\text{yx}} = 160^\circ\text{C}$

$$J_{\text{в}}^0 = V^0 (c\nu)_{\text{в}} = 10,28 \cdot 212 = 2179 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия продуктов сгорания при  $\nu_{\text{yx}} = 160^\circ\text{C}$

$$I_{\text{yx}} = I_r^0 + (\alpha_{\text{yx}} - 1) I_{\text{в}}^0 = 2461 + (1,35 - 1) 2179 = 3224 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия холодного воздуха

$$J_{\text{х.в}}^0 = V^0 c_{\text{в}} t_{\text{в}} = 10,28 \cdot 1,297 \cdot 30 = 400 \text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты с уходящими газами

$$Q_2 = (J_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} J_{\text{х.в}}^0) (100 - q_4) / 100 = (3224 - 11,35 \cdot 400) (100 - 0) / 100 = 2684 \text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты с уходящими газами, %

$$q_2 = (Q_2 / Q_p^r) 100 = (2684 / 39399,5) 100 = 6,8\%.$$

**Пример 5.3.** Определить теплоту, полезно использованную в котельном агрегате паропроизводительностью  $D = 20$  т/ч, если натуральный расход топлива  $B = 0,64$  кг/с, давление перегретого пара  $p_{\text{п.п}} =$

$= 1,3$  МПа, температура перегретого пара  $t_{п.п} = 275^{\circ}\text{C}$ , температура питательной воды  $t_{п.в} = 100^{\circ}\text{C}$  и величина непрерывной продувки  $P = 3\%$ .

Ответ:  $Q_1 = 21\,996$  кДж/кг.

**Пример 5.4.** В топке котельного агрегата паропроизводительностью  $D = 20$  т/ч сжигается красноярский бурый уголь состава, %:  $C^r = 41,6$ ;  $H^r = 2,9$ ;  $S^r = 0,5$ ;  $N^r = 0,8$ ;  $O^r = 12$ ;  $A^r = 10,2$ ;  $W^r = 32$ .

Определить количество теплоты, %, полезно использованной в котлоагрегате, если натуральный расход топлива  $B = 1,12$  кг/с, давление перегретого пара  $p_{п.п} = 4$  МПа, температура перегретого пара  $t_{п.п} = 400^{\circ}\text{C}$ , температура питательной воды  $t_{п.в} = 130^{\circ}\text{C}$ , величина непрерывной продувки  $P = 3\%$  и температура топлива при входе в топку  $t_T = 20^{\circ}\text{C}$ .

Ответ:  $q_1 = 90\%$ .

**Пример 5.5.** В топке котельного агрегата сжигается карагандинский каменный уголь состава, %:  $C^r = 57$ ;  $H^r = 3,4$ ;  $S^r = 0,8$ ;  $N^r = 0,9$ ;  $O^r = 5,4$ ;  $A^r = 25$ ;  $W^r = 7,5$ .

Определить потери теплоты с уходящими газами из котлоагрегата, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом  $a_{yx} = 1,43$ , объем уходящих газов на выходе из последнего газохода  $a_{г.ух} = 8,62$  м<sup>3</sup>/кг, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода  $t_{yx} = 150^{\circ}\text{C}$ , средняя объемная теплоемкость газов  $c_{г.ух} = 1,4$  кДж/(м<sup>3</sup> · К), температура воздуха в котельной  $t_{в} = 30^{\circ}\text{C}$ ; объемная теплоемкость воздуха  $c_{в} = 1,297$  кДж/(м<sup>3</sup> · К), потери теплоты от механической неполноты сгорания  $q_4 = 3\%$ .

Ответ:  $Q_2 = 1442$  кДж/кг.

**Пример 5.6.** В топке котельного агрегата сжигается каменный уголь с низшей теплотой сгорания  $Q_i^r = 27\,600$  кДж/кг.

Определить потери теплоты, %, с уходящими газами из котлоагрегата, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом  $a_{yx} = 1,4$ , объем уходящих газов на выходе из последнего газохода  $V_{г.ух} = 10,5$  м<sup>3</sup>/кг, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода  $t_{yx} = 160^{\circ}\text{C}$ , средняя объемная теплоемкость газов  $c_{г.ух} = 1,415$  кДж/(м<sup>3</sup> · К), теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива,  $V^0 = 7,2$  м<sup>3</sup>/кг, температура воздуха в котельной  $t_{в} = 30^{\circ}\text{C}$ , температура поступающего в топку воздуха  $t_{г.в} = 180^{\circ}\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха в топке  $a_T = 1,2$ , объемная теплоемкость воздуха  $c_{в} = 1,297$  кДж/(м<sup>3</sup> · К), потери теплоты от механической неполноты сгорания  $q_4 = 4\%$ .

Ответ:  $q_2 = 6,5\%$ .

**Пример 5.7.** Определить, на сколько процентов возрастут потери теплоты с уходящими газами из котельного агрегата



при повышении температуры уходящих газов с  $t_{yx} = 160$  до  $t_{yx} = 180^\circ\text{C}$ , если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом  $\alpha_{yx} = 1,48$ , объем уходящих газов на выходе из последнего газохода  $V_{г,yx} = 4,6 \text{ м}^3/\text{кг}$ , средняя объемная теплоемкость газов  $c_{г,yx} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ , теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива,  $V^0 = 2,5 \text{ м}^3/\text{кг}$ , температура воздуха в котельной  $t_{в} = 30^\circ\text{C}$ , объемная теплоемкость воздуха  $c_{в} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$  и потери теплоты от механической неполноты сгорания  $Q_4 = 340 \text{ кДж}/\text{кг}$ . Котельный агрегат работает на фрезерном торфе с низшей теплотой сгорания  $Q_i^r = 8500 \text{ кДж}/\text{кг}$ .  
 Ответ:  $\Delta q_2 = 1,5\%$ .

**Пример 5.8.** Определить потери теплоты от механического недожога, если по данным испытаний известны потери, кДж/кг: со шлаком  $Q_4^{шл} = 125$ ; с провалом  $Q_4^{пр} = 200$ ; с уносом  $Q_4^{ун} = 150$ . Теплота сгорания топлива  $Q_i^r = 25\,000 \text{ кДж}/\text{кг}$ .  
 Ответ:  $q_4 = 1,9\%$ .

**Пример 5.9.** Определить потери теплоты в окружающую среду, если  $q_2 = 6\%$ ;  $q_3 = 0,5\%$ ;  $q_4 = 2,0\%$ ;  $\eta_{к,в} = 90,5\%$ .  
 Ответ:  $q_5 = 1\%$ .

**Пример 5.10.** Потери теплоты в окружающую среду  $q_5 = 1\%$ , теплота сгорания топлива  $Q_i^r = 22\,000 \text{ кДж}/\text{кг}$ . Определить потери теплоты в окружающую среду за 1 ч работы, если расход топлива составляет  $B_p = 10 \text{ т}/\text{ч}$ .  
 Ответ:  $Q_5 = 2,2 \text{ ГДж}/\text{ч}$ .

### Контрольные вопросы

1. Как влияет величина избытка воздуха на составляющие расходной части теплового баланса?
2. Оцените влияние снижения температуры уходящих газов на КПД котла.
3. Как влияет увеличение единичной теплопроизводительности котла с 10 до 100 т/ч на относительную и фактическую величину потерь теплоты в окружающую среду?
4. Как влияет влажность на теплотворную способность топлива?
5. Определите ориентировочный КПД конкретного котла, в котором обеспечены эффективное сжигание жидкого топлива без недожогов и нормативная температура уходящих газов.

## ГЛАВА 6. ТЕПЛООБМЕН В ТОПКЕ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

---

### 6.1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Теплота, выделяющаяся в топке котельного агрегата при сжигании топлива, передается тепловоспринимающим поверхностям нагрева и газообразным продуктам сгорания топлива. Если бы в топочной камере отсутствовал теплообмен между тепловоспринимающими поверхностями и продуктами сгорания топлива, т.е. горение протекало бы адиабатически, то вся теплота, выделяющаяся при горении, затрачивалась бы только на нагревание продуктов сгорания топлива. В этом случае температура продуктов сгорания была бы максимально возможной в данных условиях сжигания топлива, которая называется **теоретической, или адиабатной температурой горения  $T_a$** .

В реальной топочной камере процессы горения и теплообмена протекают совместно, поэтому температура газов в любой точке объема топки всегда ниже адиабатной. Зона максимальных температур расположена в ядре горения, а положение этого ядра зависит от типа и конструкции топки, качества топлива и способа его сжигания. Температура газов в результате теплообмена понижается и на выходе из топочной камеры равна  $T''$  (в практических расчетах используют как  $T''_T$  по абсолютной термодинамической шкале в кельвинах, так и в градусах Цельсия  $t''_T$ , °C). Температурой газов на выходе из топочной камеры считают температуру в выходном окне топки, а если есть фестоны, то перед трубами фестонов.

Теплообмен от потока продуктов сгорания к тепловоспринимающим поверхностям происходит одновременно с горением топлива. Поэтому состав топочной среды, ее температура и излучающие свойства зависят от вида топлива, способа его сжигания и изменяются по длине факела. Все это очень усложняет процесс теплообмена и затрудняет создание аналитического метода расчета теплообмена в топке.

Существующий метод расчета теплообмена в топочной камере, разработанный советскими учеными [10], базируется на совместном использовании аналитического и эмпиричес-

кого исследований с применением теории подобия для анализа процессов, происходящих в топочной камере.

Основным методическим допущением при разработке теплового расчета котельных агрегатов [10] является предположение о том, что в малофорсированных топочных камерах теплообмен происходит преимущественно излучением, конвекция же от потока продуктов сгорания к тепловоспринимающим поверхностям составляет относительно небольшую величину ( $\sim 5\%$ ) в общем балансе теплообмена и учет ее возможен с помощью эмпирических коэффициентов, используемых в уравнениях теплообмена излучением.

Исходным выражением для расчета теплообмена в топочной камере является уравнение подобия

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{Ma_T^{0,6} + Bo^{0,6}} \quad (6.1)$$

где  $\theta_T''$  — относительная температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры;  $T_T''$  — абсолютная температура газов на выходе из топочной камеры, К;  $T_a$  — теоретическая температура горения, К;  $M$  — геометрический параметр, учитывающий характер распределения температуры по высоте топки;  $a_T$  — степень черноты топки;  $Bo$  — критерий Больцмана, значение которого в принятых обозначениях рассчитывается по формуле

$$Bo = \frac{\varphi B_p V_{\Gamma} c_{cp}}{\sigma_0 \psi_{cp} F_{ст} T_a^3} \quad (6.2)$$

$\varphi$  — коэффициент сохранения теплоты, определяемый по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_1 - q_5} ;$$

$B_p$  — расчетный расход топлива, кг/с, определяемый из уравнения (5.19);  $c_{cp}$  — средняя суммарная удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива, кДж/(кг · К);  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>);  $\psi_{cp}$  — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов;  $F_{ст}$  — площадь поверхности стенок топки, м<sup>2</sup>.

При поверочном расчете топочной камеры по ее тепловым и конструктивным характеристикам определяют температуру

газов на выходе из топки  $T''_T$ . Расчет выполняют по уравнению (6.1), преобразованному к виду

$$T''_T = \frac{T_a}{M \left( \frac{5,67 \psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} a_T T_a^{3,6}}{10^{11} \varphi_B \rho V_{\Gamma} c_{\text{ср}}} \right) + 1} \quad (6.3)$$

### 6.1.1. ПОЛНАЯ И ЛУЧЕВОСПРИНИМАЮЩАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ТОПКИ

Полная площадь стен топки  $F_{\text{ст}}$  есть суммарная площадь всех поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры (экранированных и неэкранированных стен, свода, выходного окна, пода или верхней половины холодной воронки) и, если топка слоевая, площади зеркала горения [10].

Площадь лучевоспринимающей поверхности топки рассчитывают суммированием площадей лучевоспринимающих поверхностей отдельных участков

$$H_{\text{л}}^T = \sum H_{\text{л}} \quad (6.4)$$

Лучевоспринимающая поверхность участка  $H_{\text{л}}$ , м<sup>2</sup> — это площадь условной непрерывной плоскости, которая по тепловосприятию эквивалентна действительной не закрытой теплоизоляционными материалами и незагрязненной поверхности нагрева в топке

$$H_{\text{л}} = F_{\text{пл}} x, \quad (6.5)$$

где  $F_{\text{пл}}$  — площадь, занятая лучевоспринимающей поверхностью;  $x$  — угловой коэффициент или фактор формы лучевоспринимающей поверхности данного участка.

Площадь, занятая лучевоспринимающей поверхностью

$$F_{\text{пл}} = b l, \quad (6.6)$$

где  $b$  — расстояние между осями крайних труб лучевоспринимающей поверхности, м;  $l$  — освещенная длина труб данной поверхности, м.

Освещенную длину труб экрана  $l$  определяют по чертежам и эскизам котельного агрегата (рис. 6.1).

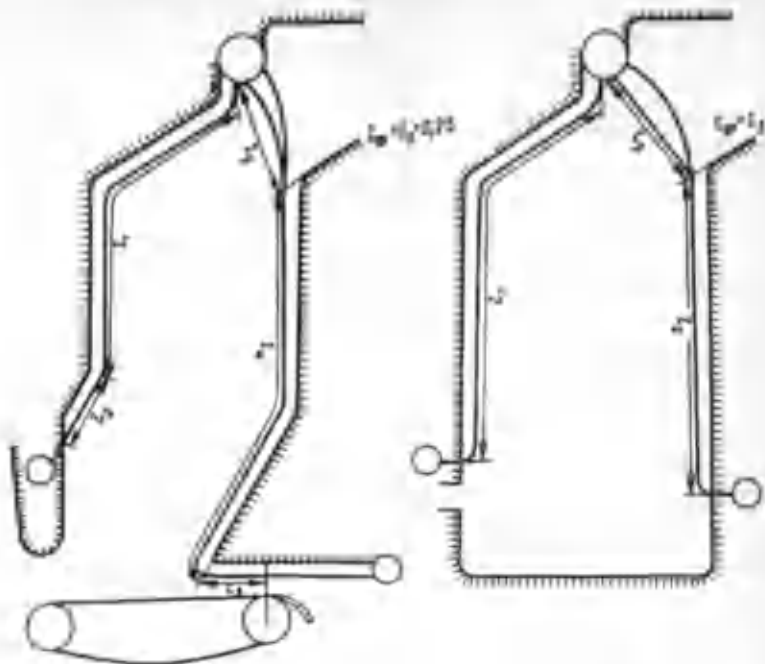


Рис. 6.1. Схема определения основной длины труб

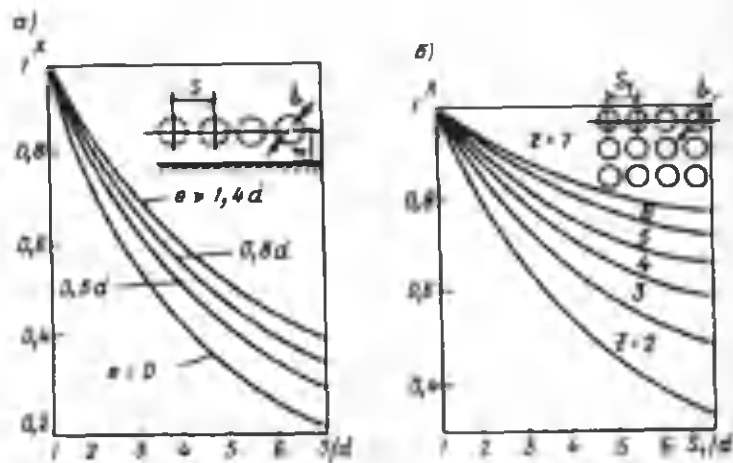


Рис. 6.2. Графики для определения угловых коэффициентов гладкотрубных однорядного (а) и многорядного (б) экранов ( $z$  – количество рядов труб)

Расчетную ширину экрана  $b$ , равную расстоянию между осями крайних труб экрана данного участка, подсчитывают по формуле

$$b = S(z - 1),$$

где  $S$  — шаг труб, м;  $z$  — количество труб в данном экране.

В уравнение (6.5) входит угловой коэффициент  $\chi$ , который зависит от конструкции лучевоспринимающей поверхности и определяется по рекомендациям [10]. Для наиболее простых конструкций экранных поверхностей нагрева угловой коэффициент можно определять по номограмме (рис. 6.2).

Для лучевоспринимающих поверхностей, расположенных в выходном окне топки  $H_{л.в.о}$  (фестон, пароперегреватель, первый ряд конвективного пучка труб) угловой коэффициент принимается  $\chi = 1$ , а лучевоспринимающая поверхность рассчитывается как площадь выходного окна топки

$$H_{л.в.о} = F_{в.о} = ab, \quad (6.7)$$

где  $a$  и  $b$  — размеры выходного окна топки, м.

Результаты расчетов площадей полной поверхности стен и лучевоспринимающей поверхности топки для удобства сводят в таблицу (табл. 6.1).

**Степенью экранирования топки** называется соотношение площади суммарной лучевоспринимающей поверхности топки  $H_{л}^T$  к полной площади ее стен  $F_{ст}$

$$\chi = H_{л}^T / F_{ст}.$$

**Коэффициент тепловой эффективности одного экрана** определяется из соотношения

$$\psi_i = \xi_i \frac{H_{ли}}{F_{сти}}. \quad (6.8)$$

Для незэкранированных участков стен топки  $\psi = 0$ .

В выражение (6.8) входит коэффициент  $\xi$  загрязнения или закрытия экранов, который учитывает снижение тепловосприимчивости экранов вследствие загрязнения или закрытия огнеупорной массой их поверхности (табл. 6.2).

Среднее значение коэффициента тепловой эффективности

Т а б л и ц а 6.1. Расчет полной площади стен топочной камеры и суммарной лучевоспринимающей поверхности топки

Определяемые величины	Обозначение	Единица измерения	Стены топки							Суммарное значение
			фронтовая	свод	боковая правая	боковая левая	задняя	под, холодная воронка	выходное окно топки	
Полная площадь стены (выходного окна)	$F_{ст}$	$м^2$								
Расстояние между осями крайних труб экранов	$b$	$м$								
Освещенная длина труб	$l$	$м$								
Площадь, занятая лучевоспринимающей поверхностью:										
покрытая огнеупором	$F_{закр}$	$м^2$								
открытая	$F_{откр}$	$м^2$								
суммарная	$F_{ст}$	$м^2$								
угловой коэффициент	$x$	—								
Площадь лучевоспринимающей поверхности экранов:										
открытых	$H_{лотк}$	$м^2$								
закрытых огнеупором	$H_{л.зак}$	$м^2$								

Т а б л и ц а 6.2. Условные коэффициенты загрязнения или закрытия экранов

Тип экранов	Вид топлива	Коэффициент $\xi$
Открытые гладкотрубные и плавниковые	Газообразное топливо, мазут	0,65
То же	Все виды твердого топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные, покрытые огнеупорной массой в топках с твердым шлакоудалением	Все виды топлива	0,20
Закрытые шамотным кирпичом	То же	0,10

П р и м е ч а н и е. При периодической работе топки на различных топливах коэффициент загрязнения  $\xi$  принимается для топлива, которое в большей степени загрязняет поверхности экрана.

всей топке, входящего в уравнение (6.3), рассчитывают с учетом всех экранированных и неэкранированных ее участков:

$$\psi_{\text{эф}} = \frac{\sum \xi_i H_{\text{ли}}}{F_{\text{ст}}} \quad (6.9)$$

Параметр  $M$ , учитывающий характер распределения температуры по высоте топочной камеры.

В уравнение (6.1) входит параметр  $M$ , который характеризует поле температур в топке.

При сжигании газа и мазута

$$M = 0,54 - 0,2X_T \quad (6.10)$$

При камерном сжигании высокорреакционных топлив и слоевом сжигании всех топлив

$$M = 0,59 - 0,5X_T \quad (6.11)$$

При камерном сжигании малореакционных твердых топлив (АШ и Т), а также каменных углей с повышенной зольностью

$$M = 0,56 - 0,5X_T \quad (6.12)$$



где  $X_T$  — характеризует относительное положение максимума температуры топочных газов.

Для котельных агрегатов, имеющих низкую компоновку и топки, с горизонтальным развитием факела (котлы ДКВР, КЕ, ДЕ) рекомендуется принимать  $X_T = 0,3$ ; для слоевых топок с вертикальным ходом газов при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками)  $X_T = 0$ ; при сжигании топлива в толстом слое на неподвижном или подвижном колосниковом полотне  $X_T = 0,14$ ; для камерных топок с горизонтальным расположением горелок и верхним отводом газов из топки  $X_T$  определяют по выражению

$$X_T = X_r + \Delta X, \quad (6.13)$$

где  $X_r = h_r/H_T$  — относительный уровень расположения горелок;  $h_r$  — высота расположения осей горелок от пода топки или середины холодной воронки, м;  $H_T$  — общая высота топки от пода или середины холодной воронки до середины выходного окна, м;  $\Delta X$  — поправка, учитывающая смещение максимума температуры в топке относительно уровня расположения горелок, принимается по рекомендациям [1].

### 6.1.2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ

Теоретическую (адиабатную) температуру горения  $T_a$  определяют по полезному тепловыделению в топке  $Q_T$ , используя  $J-v$ -диаграмму или табл. 4.4.

Полезное тепловыделение в топочной камере  $Q_T$ , кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>, определяют из выражения

$$Q_T = Q_f \frac{100 - q_3 - q_4 - q_{6\text{шл}}}{100 - q_4} + Q_B + Q_{B.\text{вн}} \quad (6.14)$$

где  $Q_{B.\text{вн}}$  — теплота, полученная воздухом при подогреве его вне котельного агрегата, отборным паром, в электрокалорифере и др., кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>;  $Q_B$  — теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{п.у})J_{г.в}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{п.у})J_{х.в}^0, \quad (6.15)$$

где  $\Delta\alpha_T$  — присос воздуха в топке;  $\Delta\alpha_{п.у}$  — присосы воздуха в пыле-приготовительной установке;  $J_{г.в}$ ,  $J_{х.в}^0$  — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха соответственно при температуре на выходе из воздухоподогревателя и холодного воздуха (принимается при  $t_{х.в} = 30^\circ\text{C}$ ).

Т а б л и ц а 6.3. Ориентировочная температура газов на выходе из топки

Тип топки	Вид сжигаемого топлива	Значения $\nu_T$ $^\circ\text{C}$ , при паропроизводительности агрегата $D$ , т/ч	
		< 20	> 20
Слоевые и факально-слоевые	Антрациты АС и АМ	950	1000
	Каменные угли	950	1000
	Бурые " "	910	960
	Торф и древесные отходы	850	900
Пылеугольные	Антрациты и полуантрациты, тощие угли	—	1000
	Каменные угли	—	1000
	Бурые " "	—	960
Топки для газа и мазута	Мазут	1000	1050
	Природный газ	1050	1100

Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·К) или кДж/(м<sup>3</sup>·К), определяют по формуле

$$\nu_{г.ср} = \frac{Q_T - J_T''}{\nu_a - \nu_T''}, \quad (6.16)$$

где  $J_T''$  — энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки, кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>;  $\nu_a$ ,  $\nu_T''$  — температура продуктов сгорания соответственно теоретическая и на выходе из топки,  $^\circ\text{C}$ .

Учитывая, что средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания зависит от искомой температуры на выходе из топки  $\nu_T''$ , в расчете приходится ее предварительно принимать с последующим уточнением. Ориентировочно температуру газов на выходе из топки  $\nu_T$  предварительно можно принять по табл. 6.3.

### 6.1.3. СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ТОПКИ

Степень черноты топki, так же как и средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, зависит от температуры на выходе из топki  $\nu''$ . Степень черноты топki определяют по формулам:

для слоевых и факельно-слоевых топок

$$a_T = \frac{a_{\phi} + (1 - a_{\phi})\rho}{1 - (1 - a_{\phi})(1 - \rho)(1 - \psi_{\text{ср}})}; \quad (6.17)$$

для камерных топок

$$a_T = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi})\psi_{\text{ср}}}, \quad (6.18)$$

где  $\rho = R/F_{\text{ст}}$ ;  $R$  — площадь зеркала горения слоевой топki,  $\text{м}^2$ ;  $F_{\text{ст}}$  — площадь стен топочной камеры,  $\text{м}^2$ ;  $\psi_{\text{ср}}$  — среднее значение коэффициента тепловой эффективности лучевоспринимающих поверхностей определяется по уравнению (6,9);  $a_{\phi}$  — эффективная степень черноты факела.

Эффективная степень черноты факела зависит от вида сжигаемого топлива. При слоевом и камерном сжигании твердых топлив образуется пламя, состоящее из газообразных продуктов сгорания топлива, в объеме которых распределены твердые частицы золы и кокса. Эффективную степень черноты факела при сжигании твердых топлив, которая зависит от излучательной способности трехатомных газов  $\text{RO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  и твердых частиц золы и кокса, рассчитывают по уравнению

$$a_{\phi} = 1 - e^{-kps}, \quad (6.19)$$

где  $e$  — основание натуральных логарифмов;  $k$  — коэффициент ослабления лучей топочной средой,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $p$  — давление в топке, МПа;  $s$  — эффективная толщина излучающего слоя, м.

$$s = 3,6 \frac{V_T}{F_{\text{ст}}}, \quad (6.20)$$

где  $V_T$  — активный объем топki,  $\text{м}^3$ ;  $F_{\text{ст}}$  — площадь стен топki,  $\text{м}^2$ .

Величина  $k_{ps}$ , входящая в уравнение (6.19), называется суммарной силой поглощения топочного объема.

Коэффициент ослабления лучей топочной средой  $k$ ,  $1/(м \cdot МПа)$ , определяют при температуре газов на выходе из топочной камеры  $\nu''$  по выражению

$$k = k_{нс} + k_{зл}\mu_{зл} + k_k\chi_1\chi_2. \quad (6.21)$$

Последовательность расчета величин, входящих в формулу (6.21), приведена ниже.

Коэффициент ослабления лучей несветящейся частью топочной среды  $k_{нс}$ ,  $1/(м \cdot МПа)$ , определяют по формуле

$$k_{нс} = r_{п}k_r. \quad (6.22)$$

где  $r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$  — суммарная объемная доля трехатомных газов;  $k_r$  — коэффициент ослабления лучей трехатомными газами,  $1/(м \cdot МПа)$ ; определяется по эмпирической формуле

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16\sqrt{p_{п}^s}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T'_T}{1000} \right). \quad (6.23)$$

Суммарное парциальное давление трехатомных газов  $p_{п}$

$$p_{п} = pr_{п}.$$

где  $p$  — давление в топке, МПа.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами  $k_{зл}$ ,  $1/(м \cdot МПа)$ , при сжигании твердого топлива в слое, определяют по выражению

$$k_{зл} = \frac{5,8}{\sqrt[3]{(T''_T)^2}}. \quad (6.24)$$

Средняя массовая концентрация золы  $\mu_{зл}$  в продуктах сгорания, кг/кг, определяется по формуле (4.15).

Ослабление излучения коксовыми частицами в формуле (6.21) учитывается величиной  $k_k\chi_1\chi_2$ , которая при слоевом сжигании высокорекреакционных топлив (каменные и бурые угли, торф, древесина, сланцы) может быть принята равной 0,015; для малореакционных топлив (антрациты, полуантрациты, тощие угли) — 0,03.

Суммарная излучательная способность газомазутного факела  $a_{\phi}$  складывается из излучательной способности светящейся части пламени, излучение которой создают сажистые частицы и трехатомные газы, и несветящейся части пламени, излучение которой вызывается только трехатомными газами. Расчет  $a_{\phi}$  проводится по формуле

$$a_{\phi} = m a_{\text{св}} + (1 - m) a_{\text{г}}, \quad (6.25)$$

где  $a_{\text{св}}$ ;  $a_{\text{г}}$  — степень черноты, которой обладал бы факел при заполнении всей топки соответственно только светящимся или только несветящимся пламенем;  $m$  — коэффициент, учитывающий заполнение объема топки светящимся пламенем.

Коэффициент  $m$  зависит от теплового напряжения объема топки и вида сжигаемого топлива. Так, при  $q_V \leq 400$  кВт/м<sup>3</sup> независимо от нагрузки  $m = 0,1$  для газа и  $m = 0,55$  для жидкого топлива. При  $q_V \geq 1200$  кВт/м<sup>3</sup>  $m = 0,6$  для газа и  $m = 1$  для жидкого топлива. При  $q_V = 400 \div 1200$  кВт/м<sup>3</sup> коэффициент  $m$  определяется линейной интерполяцией.

Степень черноты светящейся и несветящейся частей газомазутного факела определяют по формулам:

$$a_{\text{св}} = 1 - e^{-k_{\text{св}} p s}, \quad (6.26)$$

$$a_{\text{г}} = 1 - e^{-k_{\text{нс}} p s}. \quad (6.27)$$

Коэффициент ослабления лучей газами  $k_{\text{нс}}$  определяется из выражений (6.22), (6.23).

Коэффициент ослабления светящейся частью газомазутного пламени  $k_{\text{св}}$  определяется из выражения

$$k_{\text{св}} = k_{\text{нс}} + k_{\text{саж}}, \quad (6.28)$$

причем коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами  $k_{\text{саж}}$ , 1/(м · МПа), определяется по формуле

$$k_{\text{саж}} = 0,3(2 - \alpha_{\text{г}}) \left(1,6 \frac{T''}{1000} - 0,5\right) \frac{C^{\text{D}}}{H^{\text{D}}}, \quad (6.29)$$

где  $C^{\text{D}}$ ,  $H^{\text{D}}$  — содержание углерода и водорода в топливе.

## 6.2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОПКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Поверочный расчет топки котельного агрегата проводят с целью определения параметров, характеризующих тепловые режимы работы топки. Проверяют соответствие температуры продуктов сгорания на выходе из топки условиям эксплуатации, определяют тепловосприятие  $Q_T$  топки и среднюю удельную тепловую нагрузку поверхностей нагрева  $q_H^{cp}$  в топке [см. формулы (6.30) и (6.31)].

Проверка правильности определения  $\nu_T''$  и ее соответствия условиям эксплуатации. Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания  $c_{cp}$  и степень черноты факела  $a_{ф}$  рассчитывались по предварительно принятой температуре продуктов сгорания на выходе из топочной камеры  $\nu_T''$ . Правильность определения  $c_{cp}$  и  $a_{ф}$  оценивают по расхождению значений температуры  $\nu_T''$ , принятой предварительно и полученной в результате расчета. При расхождении не более чем  $\pm 50^\circ\text{C}$  ошибка в определении  $c_{cp}$  и  $a_{ф}$  очень мала и практически не влияет на точность расчета.

Если же определенная по расчету температура газов на выходе из топки отличается от предварительно принятой более чем на  $\pm 50^\circ\text{C}$ , то найденную в результате расчета температуру следует принять за исходную, затем уточнить значение  $c_{cp}$  и  $a_{ф}$  при расчете по формуле (6.3). Полученную расчетом температуру газов на выходе из топки нужно проверить на устойчивость горения топлива и отсутствие шлакования поверхностей, расположенных в выходном окне топки.

Для обеспечения надежной и бесперебойной работы котельного агрегата при сжигании твердого топлива необходимо, чтобы температура газов на выходе из топки не выходила за определенные пределы. Нижний предел ее определяется из условия устойчивого горения топлива; если в топочной камере низкая температура, то затрудняется воспламенение топлива, ухудшается выгорание топлива как в слое, так и в объеме факела (табл. 6.4).

Максимальная температура газов на выходе из топки ограничивается необходимостью предотвращения шлакования поверхностей нагрева, расположенных в выходном окне топочной камеры (фестон, пароперегреватель, конвективный пучок). При сжигании твердых топлив температура газов на выходе из топочной камеры должна быть не выше средних температур начала деформации шлака.

Т а б л и ц а 6.4. Минимально допустимые температуры газов на выходе из топочной камеры при слоевом и камерном сжигании твердых топлив

Топливо	Значения $t_T''$ , °С, для топок	
	слоевых	камерных от-крытых
Кусковой торф	700	—
Бурые угли	720	800
Каменные "	730	820
Антрацит и тощие угли	800	860

Для топочных камер, в которых сжигаются газообразные и жидкие топлива, ограничений температуры продуктов сгорания на выходе из топочной камеры практически нет, так как устойчивость горения этих топлив очень высокая, а возможность шлакования отсутствует. Некоторые ограничения накладываются условиями эксплуатации конвективных поверхностей нагрева и технико-экономическими показателями котельной установки. Так, например, не рекомендуется, чтобы температура газов на выходе из топочной камеры превышала 1250°С для газа и 1200°С для мазута.

Если найденная расчетом температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры  $t_T''$  выходит за допустимые пределы по условиям устойчивого горения и шлакования при сжигании твердого топлива или технико-экономическим показателям котельной установки, в которой сжигаются газ или мазут, то необходимо провести реконструкцию топки на основе ее конструктивного расчета.

Тепловосприятие топочной камеры, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), в расчете на 1 кг (или 1 м<sup>3</sup>) топлива определяется по уравнению

$$Q_L^T = \varphi (Q_T - J_T''), \quad (6.30)$$

где  $Q_T$  — полезное тепловыделение в топочной камере, определяемое по (6.14);  $J_T''$  — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топочной камеры;  $\varphi$  — коэффициент сохранения теплоты.

Средняя удельная тепловая нагрузка лучевоспринимающих поверхностей в топочной камере, кВт/м<sup>2</sup>, подсчитывается по формуле

$$q_H^{cp} = V_p Q_L^T / H_L^T. \quad (6.31)$$

### 6.3. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТОПКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Конструктивный расчет топki проводят с целью определения площади поверхностей нагрева при заданных параметрах теплоносителя и производительности топki котельного агрегата для заданного вида топлива и условий его сжигания.

Конструктивный расчет производят после общей компоновки и определения основных размеров топki, включая объем, площадь колосниковой решетки и основные габаритные размеры. Затем определяют площадь лучевоспринимающей поверхности топki, обеспечивающую охлаждение топочных газов до определенной температуры, принятой по условиям оптимального теплового режима работы топочной камеры.

При принятой температуре продуктов сгорания на выходе из топочной камеры среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов определяют из уравнения (6.1), преобразованного к виду

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}^T}{5,67 \cdot 10^{-11} F_{\text{ст}} a_{\text{т}} M T_{\text{т}}'' T_{\text{а}}^3} \times \\ \times \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left( \frac{T_{\text{а}}}{T_{\text{т}}''} - 1 \right)^2} \quad (6.32)$$

Величины, входящие в уравнение (6.32), определяются так же, как в ранее рассмотренном проверочном расчете теплообмена в топочной камере [уравнение (6.3)].

Степень черноты топочной камеры  $a_{\text{т}}$  зависит от  $\psi_{\text{ср}}$ , поэтому необходимо, предварительно выбрав значение  $\psi_{\text{ср}}$ , по нему определить  $a_{\text{т}}$ . Среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов  $\psi_{\text{ср}}$ , полученное в результате расчета, не должно отличаться от предварительно выбранного более чем на  $\pm 5\%$ . В противном случае следует выбрать новое значение  $\psi_{\text{ср}}$  и повторить расчет.

После вычисления  $\psi_{\text{ср}}$  можно по формуле (6.9) определить необходимую расчетную площадь нагрева топki  $H_{\text{л}}^T$  и запроектировать ее в виде экранов, фестонов и др., разместив в активном объеме топki котельного агрегата.



#### 6.4. ПРИМЕР ПРОГРАММЫ ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА НА ЭВМ ТОПКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

**Задание:** составить программу поверочного расчета теплообмена в топке котельного агрегата с целью исследования теплообмена при различных режимах работы. Язык программы — FORTRAN.

**Решение:** поверочный расчет имеет целью определение основных характеристик работы топки заданного типа и мощности котельного агрегата при различных режимах работы и различных видах топлива. Следовательно, в исходных данных расчета будут заданы или могут быть определены все геометрические характеристики топки котельного агрегата (площадь поверхности стен топки  $F_{ст}$ , коэффициент тепловой эффективности поверхностей нагрева  $\psi_{ср}$  и др.). В исходные данные включается также состав топлива на рабочую массу ( $H^r$ ,  $C^r$ ,  $S^r$  и др.), в программу вводятся результаты расчета материального баланса процесса горения топлива ( $\alpha_r$ ,  $V^0$ ,  $V_{N_2}$ ,  $V_{RO_2}$ ,  $V_{H_2O}$  и др.). Как известные величины используются результаты составленного ранее теплового баланса котельного агрегата. Расходами топлива зададимся, например, в форме величин максимального расхода (ВРК), минимального расхода (ВРН) и шага расчета расчетных расходов топлива (НВР). Тогда первый расчетный расход топлива будет ВРН, второй —  $BR = ВРН + НВР$ , третий —  $BR + НВР$  и т.д. до максимального расхода —  $BR = ВРК$ .

Конечной целью расчета поставим определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки.

Последовательность действий и состав программы описываются структурой и блок-схемой (рис. 6.3), программы "ТОПКА".

**Структура программы.** Программа расчета температуры продуктов сгорания на выходе из топки состоит из основной программы "ТОПКА" и двух подпрограмм "BISEK" и "ABC".

В состав блок-схемы программы "ТОПКА" (см. рис. 6.3) входят следующие блоки:

**Блок 1** — начало программы.

**Блок 2** — исходные данные:

**ALFA** —  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;

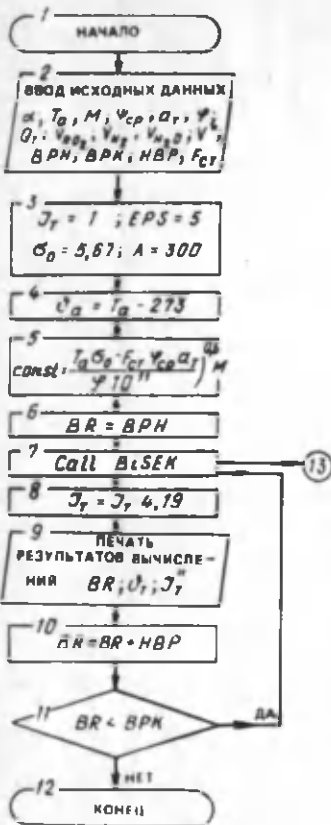
**TA** —  $T_a$  — теоретическая (адиабатная) температура горения топлива, К;

**M** —  $M$  — коэффициент, учитывающий относительное положение максимума температуры в топке;

**PSJ** — средний коэффициент тепловой эффективности экранов;

**A7** —  $a_T$  — степень черноты топки;

Рис. 6.3. Блок-схема программы "ТОРКА"



$EJ - \varphi$  — коэффициент сохранения теплоты;

$QT - Q_T$  — величина полезного тепловыделения в топке, кДж/кг;

$VRO_2 - V_{RO_2}$  — объем трехатомных газов в продуктах сгорания,  $m^3/kg$ ;

$VH_2O - V_{H_2O}$  — объем водяных паров в продуктах сгорания,  $m^3/kg$ ;

$VN_2 - V_N$  — объем азота в продуктах сгорания,  $m^3/kg$ ;

$VO - V^0$  — теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива,  $m^3/kg$ ;

$BRH$  — минимальный расчетный расход топлива, кг/с;

$BRK$  — максимальный расчетный расход топлива, кг/с;

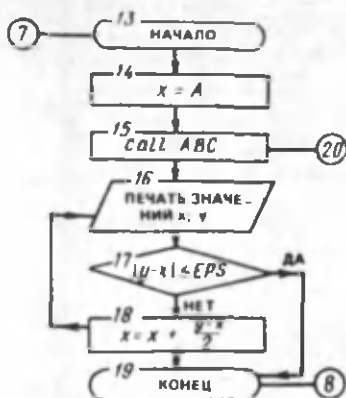
$HBP$  — шаг, кг/с;

$FCT - F_{CT}$  — полная площадь поверхности стен топki,  $m^2$ .

**Блок 3** — задаемся следующими величинами:

$JT - J_T$  — первоначальная произвольная энтальпия продуктов сгорания (в примере  $J_T = 1$ ), кДж/кг;

Рис. 6.4. Блок-схема подпрограммы "BISEK"



$EPS$  —  $\epsilon$  — точность расчетов (в примере  $EPS = 5K$ );

$SO$  —  $\sigma_0 = 5,67$  — постоянная излучения, Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>);

$A$  — первоначальная произвольная температура на выходе из топки (в примере  $A = 300$ );

**Блок 4** — переводим значения теоретической температуры  $T_a$ , К, в  $v_a$ , °С:  $v_a = T_a - 273$ .

**Блок 5** — рассчитываем постоянную величину, которая в процессе расчета не изменяется:

$$\text{const} = \left( \frac{T_a^3 \sigma_0 F_{\text{ст}} \psi_{\text{ср}} \epsilon_T \eta_0}{\varphi \cdot 10^{11}} \right) \text{ М.}$$

**Блок 6** — задаем начальное значение расхода топлива.

**Блок 7** — вызываем подпрограмму "BISEK", в которой производится расчет значений температуры продуктов сгорания на выходе из топки  $v_T$  и энтальпии продуктов сгорания  $J_T$ , ккал/кг, на выходе из топки.

**Блок 8** — переводим значение энтальпии из ккал/кг в кДж/кг

$$J_T = J_T \cdot 4,19.$$

**Блок 9** — печатаем результаты вычислений:

$BR$  — расчетного расхода топлива, кг/с;

$VT$  — температуры продуктов сгорания на выходе из топки, °С;

$JT$  — энтальпии продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/кг.

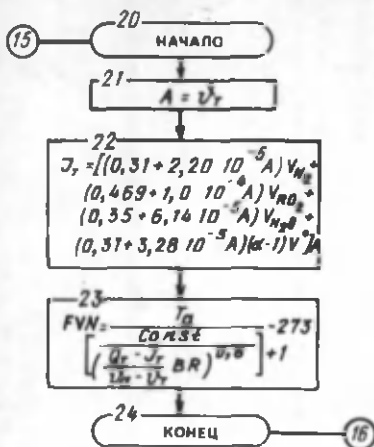
**Блок 10** — изменяем значение расхода топлива  $BR$  на величину шага НВР:

$$BR = BR + \text{НВР.}$$

**Блок 11** — организуем цикл вычислений для всех расходов топлива.

**Блок 12** — конец основной программы "ТОРКА".

Рис. 6.5. Блок-схема подпрограммы ABC



**Работа подпрограммы "BISEK".** Подпрограмма "BISEK" предназначена для расчета значений действительной температуры продуктов сгорания на выходе из топки с помощью метода половинного деления. В блоках подпрограммы (рис. 6.4) выполняются следующие операции.

**Блок 13** — начало.

**Блок 14** — принимаем первоначальную температуру продуктов сгорания на выходе из топки равной  $A = 300^\circ\text{C}$ .

**Блок 15** — обращаемся к подпрограмме "ABC", которая вычисляет значения  $J_T$  и функции  $FVN$ , необходимые для использования в подпрограмме "BISEK".

**Блок 16** — выводим на печать вычисленные промежуточные значения  $FVN$  и  $(V_T) VT$ .

**Блок 17** — сравниваем модуль разности значений  $FVN$  и  $VT$  с ранее заданным значением  $EPS = 5$ .

**Блок 18** — методом половинного деления находим искомую температуру продуктов сгорания на выходе из топки  $VT$ , удовлетворяющую заданным условиям приближения.

**Блок 19.** — конец подпрограммы "BISEK".

**Работа подпрограммы "ABC".** Подпрограмма "ABC" предназначена для вычисления значений  $J_T$  и  $FVN$ , используемых в подпрограмме "BISEK" (рис. 6.5).

**Блок 20** — начало подпрограммы "ABC".

**Блок 21** — принимаем значение параметра  $A$  по значению температуры на выходе из топки —  $A = VT$  [начальное значение  $VT$  принимается равным  $VT = A = 300^\circ\text{C}$  (см. блок 3)].

**Блок 22** — вычисляем энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки  $J_T^*$ .

\* Энтальпию продуктов сгорания для большей наглядности определяем не по заранее рассчитанному массиву значений, а по приближенной расчетной формуле (см. рис. 6.5, блок 22).

```

REAL H, JT
READ(1,10)ALFA, TA, H, PSI, AT, FI, QT,
* URO2, UO, BPH, HBP, FCT, UN2
JT=1
WRITE(6,40)
EPS=5.
SO=5.67
UA=TA-273
CONST=(TA**3*SO*FCT*PSI*AT*FI*1E+11)**0.6*H
BR=BPH
A=300.
1 CALL BISEC(A, EPS, FUN, UT, URO2, UN2, UH20, ALFA, UO, UA, CONST, QT, BR)
JT=JT+4.19
WRITE(6,20)BR, UT, JT
BR=BR+HBP
IF(BR.LT.BPK) GO TO 1
10 FORMAT(3F10.3)
20 FORMAT(5X, 'HBP=', F5.3, ' КГ/С', 2X,
* ' УТ=', G10.3, ' НС', 2X, ' JT=', G10.3, 1X, ' КАН/КГ')
30 FORMAT(/10X, 15ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ/)
40 FORMAT(/10X, 21РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЙ/)
STOP
END
SUBROUTINE BISEC(A, EPS, Y, X, JT, URO2, UN2, UH20, ALFA, UO, UA,
* CONST, QT, BP)
REAL JT
X=A
5 CALL ABC(Y, X, JT, URO2, UN2, UH20, ALFA, UO, UA, CONST, QT, BR)
WRITE(6,6)Y, X
6 FORMAT(2F12.3)
IF(ABC(Y-X).LE.EPS)GO TO 1
X=X+(Y-X)/2
GO TO 5
1 RETURN
END
SUBROUTINE ABC(FUN, UT, JT, URO2, UN2, UH20, ALFA, UO, UA, CONST, QT, BR)
REAL JT
A=SQRT(UT)
B=UT+1./UT
JT=UT*((0.24+4.89E-5*A-4.63E+3*B)*URO2+(0.273+3.64E-5*A)*UN2
* +(0.397+1.42E-4*A+4.37E+2*B)*UH20+(0.226+5.1E-5*A)*ALFA-1)
* *UO)
FUN=UA/(CONST/(ABC((QT-JT)*(UA-UT)**BR)**0.6)+1)
RETURN
END
STOP

```

Рис. 6.6. Распечатка программы "ТОРКА"

**Блок 23** – вычисляем значение функции  $FVN$  по формуле

$$FVN = \frac{T_a}{\frac{const}{[BR(Q_T - T_T) / (V_a - V_T)]^{0.6}} + 1} - 273.$$

**Блок 24** – конец подпрограммы "ABC".

Ввод программы осуществляется последовательными операциями подготовки и вызова программы, затем устанавливается режим работы машины, вводятся исходные данные и выполняются операции расчета.

Распечатка программы "ТОРКА" приведена на рис. 6.6.

## ГЛАВА 7. ТЕПЛОБМЕН В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

### 7.1. КОНСТРУКЦИИ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

К конвективным поверхностям нагрева в промышленно-отопительных котлах относятся пароперегреватели, расположенные в конвективном газоходе, испарительные поверхности, экономайзеры и воздухоподогреватели.

**Испарительные поверхности** нагрева котлов типов ДЕ, КЕ и ДКВР расположены за топкой (рис. 7.1). Они представляют собой развитый пучок обогреваемых кипящих труб, ввальцованных в верхний и нижний барабаны, в которых происходит подъемное движение пароводяной смеси. Питательные необогреваемые (опускные) трубы подают воду из верхнего барабана в нижний. Обычно в этих поверхностях нагрева происходит поперечное омывание поверхностей нагрева продуктами сгорания.

**Пароперегреватель** является наиболее ответственным элементом котла, металл которого работает обычно при наиболее высоких температурах. Кроме того, это один из основных теплоиспользующих элементов, значение которого возрастает с повышением параметров пара. В котельных агрегатах, работающих при давлении 1,3–1,5 МПа с перегревом пара до 350°C, отношение количества теплоты, затрачиваемой на перегрев пара  $\Delta h_{пп}$ , к теплоте испарения  $g$  составляет 0,20, а отношение площади пароперегревательной поверхности к испарительной — 0,3. При использовании пара давлением 9–14 МПа с температурой 500–550°C отношение  $\Delta h_{пп}/g$  возрастает до 0,5–0,75, а отношение площадей поверхностей пароперегревателя к испарительным — до 0,7–1,3. Трубные змеевики пароперегревателей работают в наиболее тяжелых температурных условиях, что в основном определяется расположением их в зоне высоких температур продуктов сгорания и низким коэффициентом теплоотдачи пару. Пароперегреватели изготавливают из легированной высококачественной стали, которая вследствие высоких температур работает на пределе своих прочностных возможностей.

Пароперегреватель представляет собой систему параллельно включенных (по пару) змеевиков из труб малого диаметра (30–40 мм), омываемых с наружной стороны продук-

тами сгорания топлива. По условиям внешнего тепловосприятия различают: конвективные, радиационные и конвективно-радиационные пароперегреватели.

В настоящее время в основном применяются конвективно-радиационные пароперегреватели, причем в связи с повышением параметров пара наблюдается систематическое повышение температурной зоны их размещения. Так, если ранее начальная температура газов перед пароперегревателем допускалась не выше  $750-800^{\circ}\text{C}$ , то сейчас она составляет  $950-1000^{\circ}\text{C}$  и пароперегреватель вплотную приближен к топке. В этих условиях радиационная составляющая общего коэффициента внешней теплоотдачи повышается до  $35-40\%$ , а удельная тепловая нагрузка пароперегревательных змеевиков доходит до  $100-200 \text{ МДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

При рассмотрении температурных условий работы пароперегревательных труб для расчета температуры труб можно использовать известное выражение

$$\tau_{\text{ст}} = \tau_{\text{р.т}} + \beta \mu \alpha (1/a_{\text{п}} + \delta_{\text{в}}/\lambda_{\text{в}} + \delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}}), \quad (7.1)$$

которым будут определяться многие расчетно-конструктивные параметры рационально выполненного пароперегревателя.

Скорость движения пара в змеевиках является важным параметром, обуславливающим их охлаждение и доведение до минимума разности температур стенки трубы и рабочего вещества. Скорость движения пара в змеевиках связана с коэффициентом внутренней теплоотдачи, согласно известному критериальному Уравнению,

$$Nu = c Re^{0.8} Pr^{0.43},$$

откуда можно получить

$$a_{\text{пп}} = A (w_{\text{п}} \gamma_{\text{п}})^{0.8} / d_{\text{вн}}^{0.2}, \quad (7.2)$$

где  $a_{\text{пп}}$  — коэффициент теплоотдачи от пара,  $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $A$  — числовой коэффициент, учитывающий все прочие параметры работы пароперегревателя;  $w_{\text{п}} \gamma_{\text{п}}$  — массовая скорость пара,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр труб змеевика, м.

Как видно из зависимости (7.2), коэффициент теплоотдачи  $a_{\text{пп}}$  зависит от массовой скорости  $w_{\text{п}} \gamma_{\text{п}}$ . С повышением скорости движения пара в змеевиках увеличивается их сопротивление. Однако это легко компенсируется некоторым

А - А

К ВОССТАНОВЛЕНИЮ ПАРА

ШУБОВ  
ЭРОЗ. ПИЛЕР

ПАР НА СОБСТВЕННЫЕ НУЖДЫ

ВВОД ФОСФАТОВ

ПИТАТЕЛЬНАЯ ВОДА

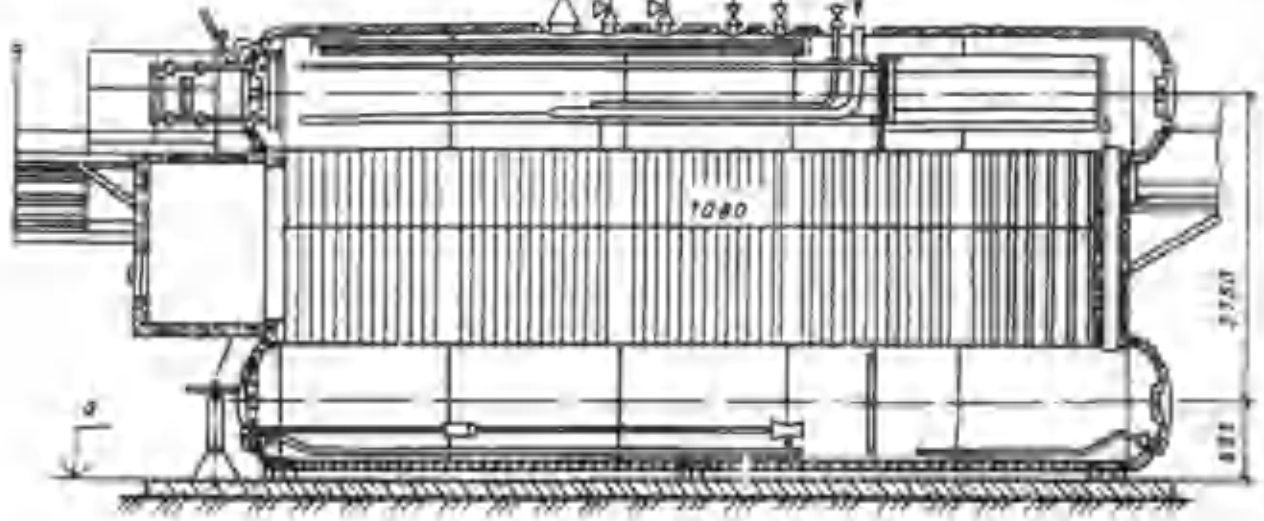






Рис. 7.1. Общий вид газомазутного котла ДЕ-25-М-ГМ



повышением давления в барабане и испарительных трубах котла. Для обеспечения при указанных выше тепловых нагрузках разности температур  $\Delta t = t_{ст} - t_{п}$  до желательного значения ( $15-20^{\circ}\text{C}$ ) необходимо принимать следующие значения массовой скорости перегреваемого пара: для радиационных пароперегревателей  $w_{\text{р}} = 1200$ ; для ширмовых  $w_{\text{ш}} = 700-800$  и для конвективных  $w_{\text{к}} = 400-600 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Однако надежная работа пароперегревателя не обеспечивается только правильным выбором массовой скорости. Необходимо при разработке конструкции избегать конструктивной нетождественности элементов пароперегревателя, а также неравномерности распределения пара по отдельным змеевикам (гидравлическая неравномерность) и неравномерности обогрева отдельных змеевиков (тепловая неравномерность).

Сложные и часто противоречивые требования к пароперегревателю привели к созданию разнообразных конструкций. По взаимному направлению потоков газа и пара пароперегреватели подразделяют на противоточные, со смешанным током и с параллельным током (рис. 7.2). Наибольшая площадь поверхности нагрева при прочих равных условиях получается при параллельном токе, наименьшая — при противотоке. Однако в противоточном пароперегревателе выходная часть змеевиков имеет наиболее высокие тепловые нагрузки. В результате этого температура стенки может быть очень высокой и потребуются использование более дорогостоящих высоколегированных сталей, чем при применении схемы с параллельным током. Поэтому, когда при использовании противоточной схемы отмечается значительное удорожание поверхности нагрева, применяют схемы с двойным противотоком (рис. 7.2, в) или смешанным током (рис. 7.2, г).

При смешанной схеме большая по размерам и первая по ходу пара часть перегревателя выполняется противоточной, а завершение перегрева пара происходит во второй его части с параллельным током газа и пара. Соотношение указанных частей перегревателя выбирают из условия выравнивания температуры металла в точках 1 и 2 (см. рис. 7.2, г) или выполнения противоточной части из простой углеродистой стали; при этом промежуточная температура пара должна быть не выше  $400-425^{\circ}\text{C}$ .

Конвективный пароперегреватель (рис. 7.3) для котлов ДКВР, КЕ и ДЕ, рассчитанный на давление 1,4 и 2,3 МПа, выполняют одноходовым, а на давление 4,0 МПа — двухходовым. Входные концы труб пароперегревателя развальцовывают в верхнем барабане 1 котла, выходные приваривают к камере перегретого пара 4. Температура перегрето-

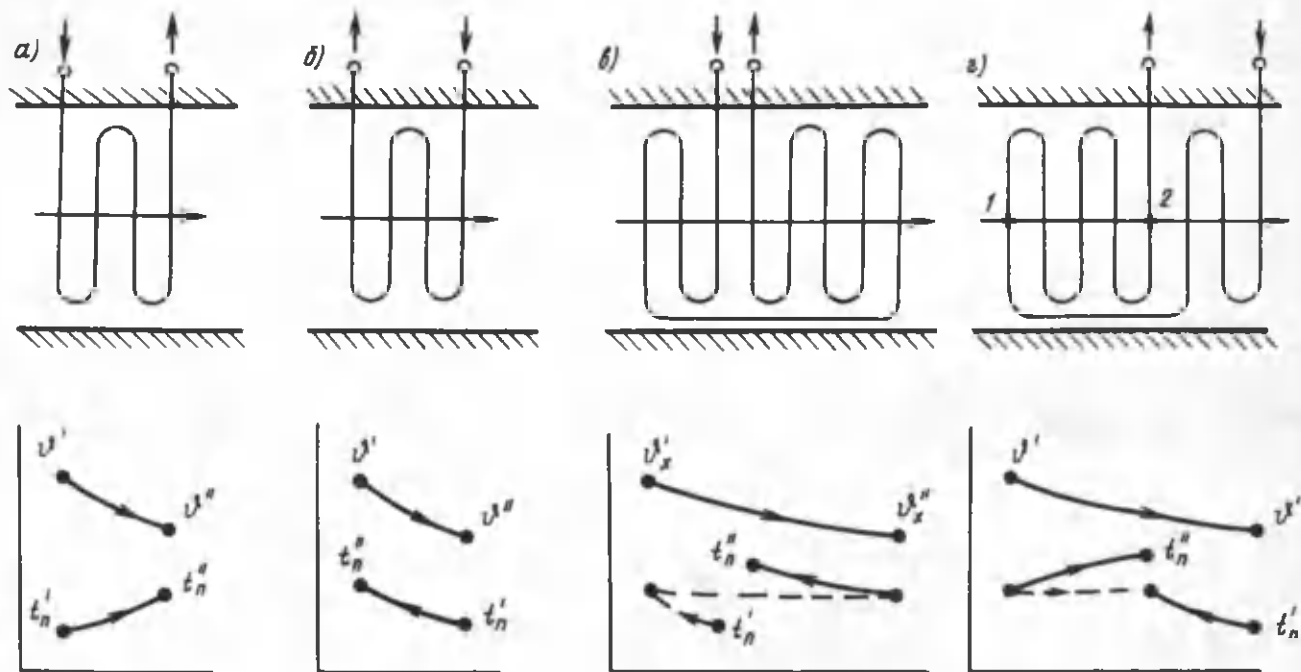


Рис. 7.2. Схемы взаимного движения пара и газа в пароперегревателе  
 а — параллельный ток; б — противоток; в и г — смешанный ток

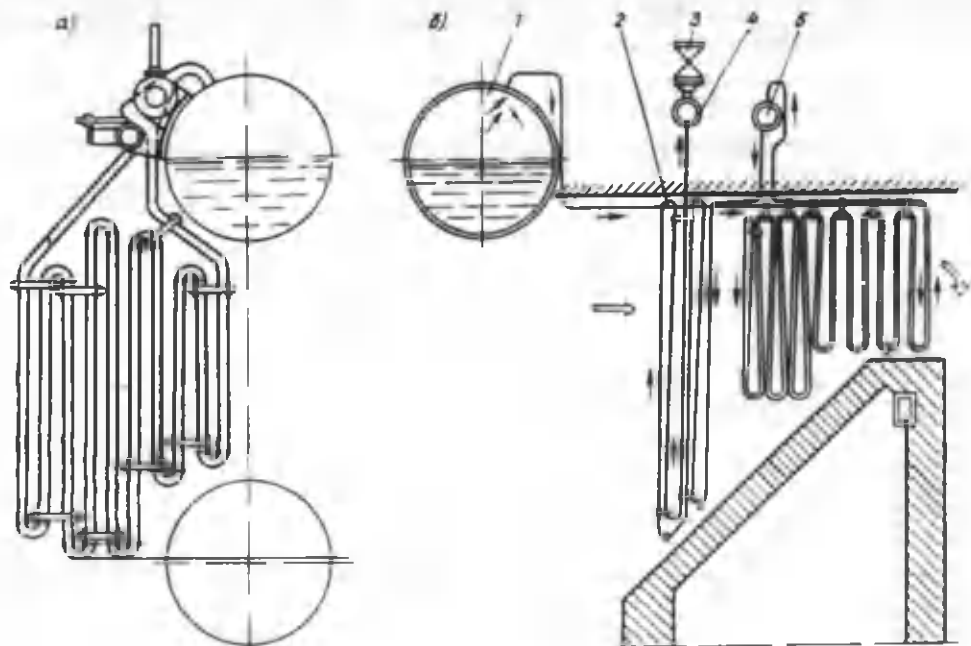


Рис. 7.3. Конвективные пароперегреватели типа ДЕ (а), экранного типа (б)  
 1 — барабан котла; 2 — змеевик; 3 — парозвaporный орган; 4 — выходной коллектор перегретого пара; 5 — регулятор перегрева (поверхностный парохладитель)

го пара в процессе эксплуатации котла при его переменных нагрузках, а также вследствие колебаний качества топлива и условий его сжигания требует постоянного регулирования. Задача регулирования — обеспечение нормальной температуры пара, подаваемого потребителю. Температуру пара регулируют изменением тепловосприимчивости отдельных поверхностей (газовое регулирование) или понижением энтальпии (теплосодержания) пара на участке пароперегревателя (паровое регулирование).

При паровом регулировании применяют пароохладители поверхностного (теплообменники) и впрыскивающего типов. Пароохладители устанавливают на входе, выходе или в промежуточном сечении пароперегревателя. При установке пароохладителя в выходном сечении пароперегревателя температура пара поддерживается на заданном уровне только за пароохладителем, а перед ним она может сильно повыситься, что может неблагоприятно сказаться на надежности работы пароперегревателя. При установке пароохладителя на входе и в рассечку температура пара регулируется на всем тракте пароохладителем. Кроме того, действие пароохладителя в этом случае быстрее сказывается на изменении температуры пара, что снижает инерционность регулирования.

Пароохладители поверхностного типа обычно могут снижать температуру пара на 40–50°C. При этом через пароохладитель проходит до 40–60% расхода питательной воды. Нагретая вода в пароохладителе повышает температуру воды (питательной) на 20–25°C, что повышает температуру продуктов сгорания, покидающих экономайзер, и в меньшей степени — температуру уходящих газов.

Во впрыскивающем пароохладителе охлаждающая вода вводится в трубопровод пароперегревателя через сопла. Мелкораздробленные капли воды, смешиваясь с перегретым паром, нагреваются и испаряются, что приводит к охлаждению пара. При работе впрыскивающего пароохладителя расход пара из котла складывается из количества пара, полученного в испарительных трубах (90–95%) и в пароперегревателе (10–5%).

При рециркуляции часть газов из конвективного газохода специальным вентилятором подается в нижнюю часть топки, в результате чего снижается температура горения и уменьшается тепловосприятие радиационной поверхности. Вместе с тем тепловосприятие конвективной поверхности увеличивается за счет некоторого увеличения как температуры газа, так и его скорости.

Регулирование температуры пара изменением расхода продуктов сгорания через конвективную часть пароперегревателя может быть выполнено по двум схемам: в пер-

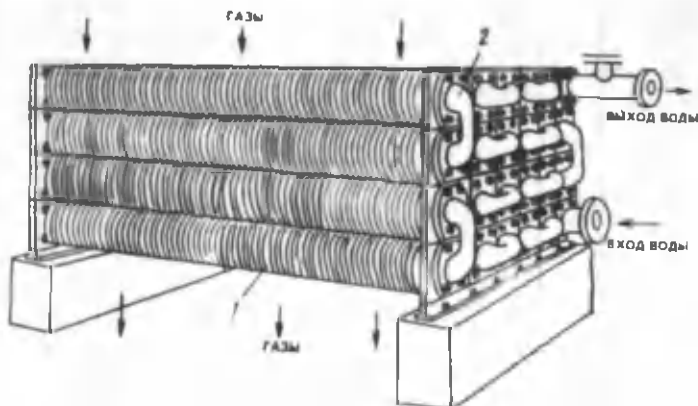


Рис. 7.4. Чугунный ребристый экономайзер  
 1 — ребристая батарея; 2 — калач для перепуска воды

вой — пароперегревательную поверхность нагрева шунтирует свободный газоход, во второй — газоход котла разделен на две части: в одной размещается пароперегреватель, в другой — какая-либо иная конвективная поверхность нагрева.

Экономайзеры для нагрева питательной воды и воздухоподогреватели для нагрева дутьевого воздуха находятся в конце конвективного газохода и омываются газами со сравнительно низкой температурой, поэтому их часто называют низкотемпературными (хвостовыми) поверхностями. Из всех поверхностей нагрева котла, находящихся под давлением, в экономайзере температура металла труб имеет наименьшее значение. При установке воздухоподогревателя повышается экономичность котла главным образом за счет снижения потерь с уходящими газами, а также значительно улучшается процесс горения топлива, особенно при сжигании низкокачественных и малореакционных топлив, снижаются потери теплоты в топке  $q_3$  и  $q_4$  и увеличивается передача теплоты радиацией по сравнению с менее эффективной теплоотдачей — конвекцией.

Предварительный нагрев воздуха, подаваемого в топку для горения, позволяет повысить теоретическую температуру сгорания топлива. Обычно увеличения температуры нагрева воздуха на  $100^\circ\text{C}$  повышает температуру горения примерно на  $35\text{--}40^\circ\text{C}$ . При снижении температуры уходящих газов на каждые  $12\text{--}15^\circ\text{C}$  за счет установки хвостовых поверхностей нагрева повышается КПД парогенератора

примерно на 0,5%. При низких общих температурах металла стенок труб хвостовых поверхностей нагрева имеется вероятность их коррозионного разрушения вследствие конденсации влаги из дымовых газов и соединения ее с  $\text{SO}_3$ . Точка росы,  $t_p$ , определяется по формуле

$$t_p \text{ H}_2\text{SO}_4 = 125 \sqrt[3]{S_{\text{пр}}^r} 1,05^{a_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^r} + t_k, \quad (7.3)$$

где  $S_{\text{пр}}^r$  — приведенное содержание серы в рабочей массе топлива, кг · % / (1000 кДж);  $a_{\text{ун}}$  — доля золы топлива, выносимая газами из топки, равная для слоевых топок 0,2–0,3, для камерных — 0,85;  $A_{\text{пр}}^r$  — приведенное содержание золы в рабочей массе топлива, кг · % / (1000 кДж);  $t_k$  — температура конденсации водяных паров.

Кроме того, экономайзер и воздухоподогреватель больше, чем другие поверхности котла, подвержены золовому износу и загрязнению труб летучей золой. Характерным для хвостовых поверхностей нагрева является также низкий температурный напор, особенно на входе в экономайзер и на выходе из холодной части воздухоподогревателя. Поэтому основными задачами при разработке конструкции хвостовых поверхностей нагрева являются: интенсификация теплообмена и создание компактных малогабаритных элементов с умеренной затратой металла, которые бы подвергались минимальным золовому износу, загрязнению и коррозии.

Экономайзеры бывают чугунные, стальные гладкотрубные и стальные из оребренных труб. В чугунных экономайзерах (рис. 7.4) поверхность нагрева образована чаще всего из оребренных чугунных труб, соединенных в змеевике путем гладкотрубных U-образных калачей для пропуска воды. Обычно калачи выносятся из зоны непосредственного обогрева продуктами сгорания за обмуровку. Это облегчает ремонт экономайзера и повышает надежность его работы, позволяя устранять в случае необходимости протечки в уплотнениях без разборки тепловой изоляции котла. Для улучшения теплопередачи в экономайзерах применяют противоток воды и газов.

Стремление увеличить площадь поверхности нагрева чугунного экономайзера при той же массе или сократить массу при той же площади поверхности по сравнению с гладкотрубным привело к разработке ребристых экономайзеров, состоящих из чугунных труб с круглыми или прямоугольными ребрами. Такие экономайзеры более компактные и прочные (они могут работать при давлении до 2,3 МПа). Однако вследствие ребристой поверхности они



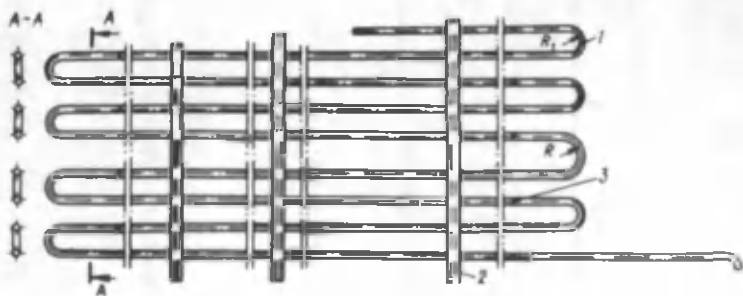


Рис. 7.5. Змеевик экономайзера

1 — змеевик; 2 — стойка крепления; 3 — место сварки

более чувствительны к внешнему загрязнению. Ребристые экономайзеры очищают обдувкой паром или воздухом. Обдувку следует производить регулярно, так как загрязнение между ребрами затвердевшей золой часто не может быть устранено без повреждения самого экономайзера (поломки ребра).

В стальных гладкотрубных экономайзерах поверхность нагрева выполнена из гладких стальных труб, согнутых в виде змеевика (рис. 7.5). В большинстве случаев применяют плоские змеевики с простым гибом, у которых гнутые и прямые участки труб находятся в одной плоскости. При этом места сварки стремятся приблизить к обмуровке газохода, чтобы облегчить ремонт сварных соединений. Поверхность нагрева экономайзера выполняют из параллельно включенных трубчатых змеевиков с небольшим внутренним диаметром, которые, как правило, располагаются в шахматном порядке. Входные и выходные концы змеевиков объединяются соответственно входными (распределяющими) и выходными (собирающими) коллекторами, расположенными на стенках конвективного газохода. Нагретая вода из коллекторов обычно отводится трубами большого диаметра, равномерно распределенными по длине коллектора.

Трубы экономайзера укреплены на стойках, установленных на опорных балках. Трубы к коллектору присоединяют сваркой непосредственно или через промежуточные штуцера, которые также приварены к коллектору. Схему расположения змеевиков выбирают из условия обеспечения требуемой скорости движения воды.

В связи с необходимостью повышения эффективности экономайзерных поверхностей нагрева (снижение габаритов, массы металла на единицу воспринятой теплоты, затрат

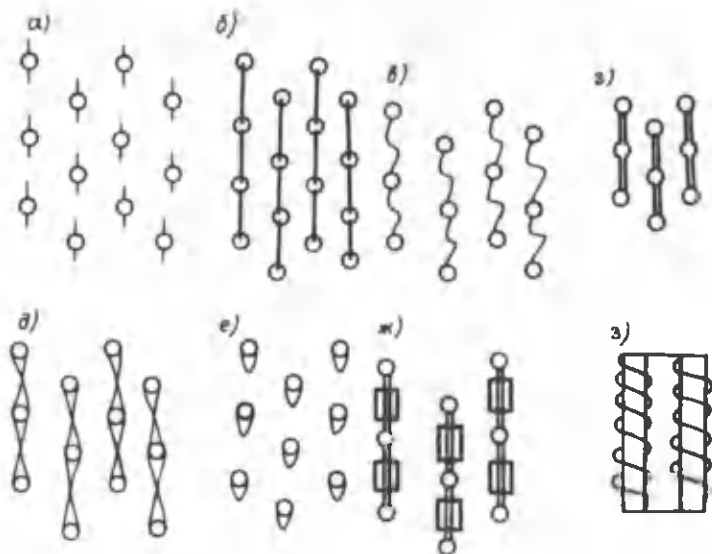


Рис. 7.6. Оребренные конвективные поверхности  
 а — плавниковые; б — мембранные; в — волнообразные мембранные; г — с фальштрубами; д — линзовые; е — с обтекателями; ж — лепестковые; з — винтовые

энергии на собственные нужды) вместо гладкотрубных в последние годы стали применять стальные экономайзеры из оребренных труб (рис. 7.6).

По уровню нагрева воды экономайзеры бывают кипящего и некипящего типа. В экономайзерах некипящего типа воды не догревается до кипения; если же наряду с подогревом воды образуется пар, экономайзер называется кипящим. Обычно в экономайзере испаряется не более 20—25% всей воды. Во избежание образования паровых пробок в экономайзерах некипящего типа нельзя допускать закипания воды, а в экономайзерах кипящего типа не должно быть участков с движением воды вниз. По высоте экономайзер делится на отдельные пакеты, между которыми имеются проемы. Такое разделение экономайзера на несколько частей облегчает его очистку от золы и проведение ремонтных работ. Кроме того, в проемах между пакетами происходит выравнивание газового потока, и разделенный на пакеты экономайзер более полно омывается дымовыми газами.

Скорость входа воды в змеевики экономайзера должна

быть не менее 0,5 м/с при полной нагрузке котла. Если скорость воды очень мала, то вода распределяется по змеевикам неравномерно, вследствие чего в отдельных трубах могут возникнуть паровые пробки.

Чаще всего в экономайзере подогревается питательная вода, которая затем направляется в барабан котла. В этом случае экономайзер называется питательным. В отдельных случаях в экономайзерах нагревается вода, используемая затем на теплофикацию: в этом случае экономайзеры называются теплофикационными. Обычно в современных котельных применяют индивидуальные экономайзеры, т.е. каждый котел оборудован собственным питательным экономайзером. В старых котельных с низким КПД вследствие высоких температур уходящих газов устанавливают иногда групповые (на несколько котлов один) теплофикационные экономайзеры, что способствует повышению КПД котельной, но имеет и целый ряд недостатков: это прежде всего постоянное изменение уровня нагрева воды при остановке отдельных котлов или при резком колебании нагрузок, низкая температура стенок металла поверхностей нагрева, что вызывает усиленное загрязнение и низкотемпературную коррозию.

Все экономайзеры независимо от их назначения должны быть оборудованы контрольно-измерительными приборами, арматурой и предохранительными устройствами (рис. 7.7). На входе воды в экономайзер и на выходе из него устанавливают задвижки, предохранительные клапаны, срабатывающие при повышении давления выше допустимого, манометры для контроля за давлением в экономайзере, термометры для контроля за температурой. В самой верхней точке экономайзера установлены вантуз для удаления воздуха в период заполнения экономайзера водой перед пуском котла и дренажная труба для удаления воды из экономайзера после остановки котла. Температура нагрева воды в экономайзере определяется величиной рабочего давления (чем выше давление, тем выше нагрев) и видом экономайзера (кипящий или некипящий). В котлах типа ДЕ, КЕ температура воды перед экономайзером обычно  $t = 100^{\circ}\text{C}$ ; в котлах высокого давления она может превышать  $200^{\circ}\text{C}$ .

**Воздухоподогреватели** по принципу работы делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных передача теплоты от потока продуктов сгорания к нагреваемому воздуху происходит непрерывно через разделяющие эти потоки металлические стенки поверхностей нагрева (труб или пластин). В регенеративных воздухоподогревателях имеющаяся металлическая набивка (пластины, шары и т.п.) попеременно то нагревается в потоке дымовых газов,

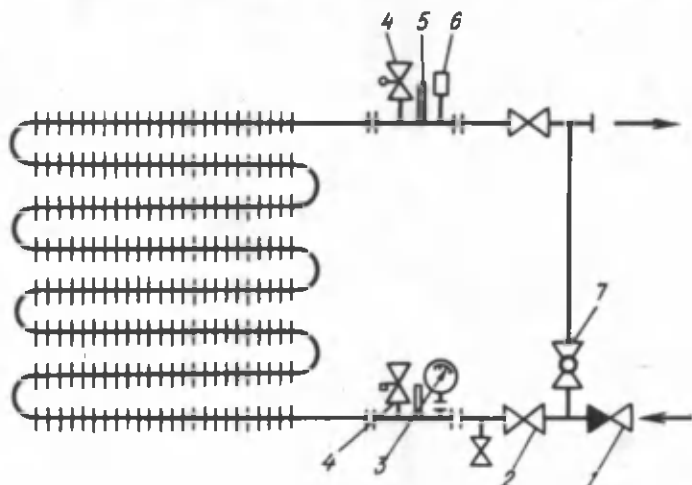


Рис. 7.7. Схема расположения КИП на экономайзере  
 1 — обратный клапан; 2, 7 — вентили; 3 — манометр; 4 — предохранительные клапаны; 5 — термометр; 6 — вентуз

то охлаждается в воздушном потоке, отдавая ему полученную аккумулированную теплоту. Рекуперативные воздухоподогреватели (рис. 7.8) подразделяются на обычные, обращенные, змеевиковые, экранные, спиральные; по виду применяемого материала — на чугунные, стальные и неметаллические, по конструктивному оформлению — на пластинчатые и трубчатые. В последние годы стальные пластинчатые и чугунные воздухоподогреватели в котлостроении практически не применяются.

По уровню нагрева воздуха все воздухоподогреватели делят на низкотемпературные ( $150-200^{\circ}\text{C}$ ); среднетемпературные ( $200-350^{\circ}\text{C}$ ), высокотемпературные ( $350-450^{\circ}\text{C}$ ) и радиационные ( $450-700^{\circ}\text{C}$ ).

**Трубчатые воздухоподогреватели** наиболее широко применяются в котлах малой и средней мощности. Для их изготовления обычно применяют стальные трубы из Ст20 диаметром  $51 \times 1,5$ ;  $40 \times 1,5$  или  $25 \times 1,5$  мм. При меньшем диаметре труб воздухоподогреватель имеет меньшие наружные размеры. Тонкостенные трубы вальцевать нельзя, поэтому их приваривают к трубным доскам. Трубчатый воздухоподогреватель состоит из пучка параллельных труб, расположенных в шахматном или коридорном порядке и присоединенных к трубным доскам. Трубы вместе с верхней и нижней трубными досками составляют секцию,

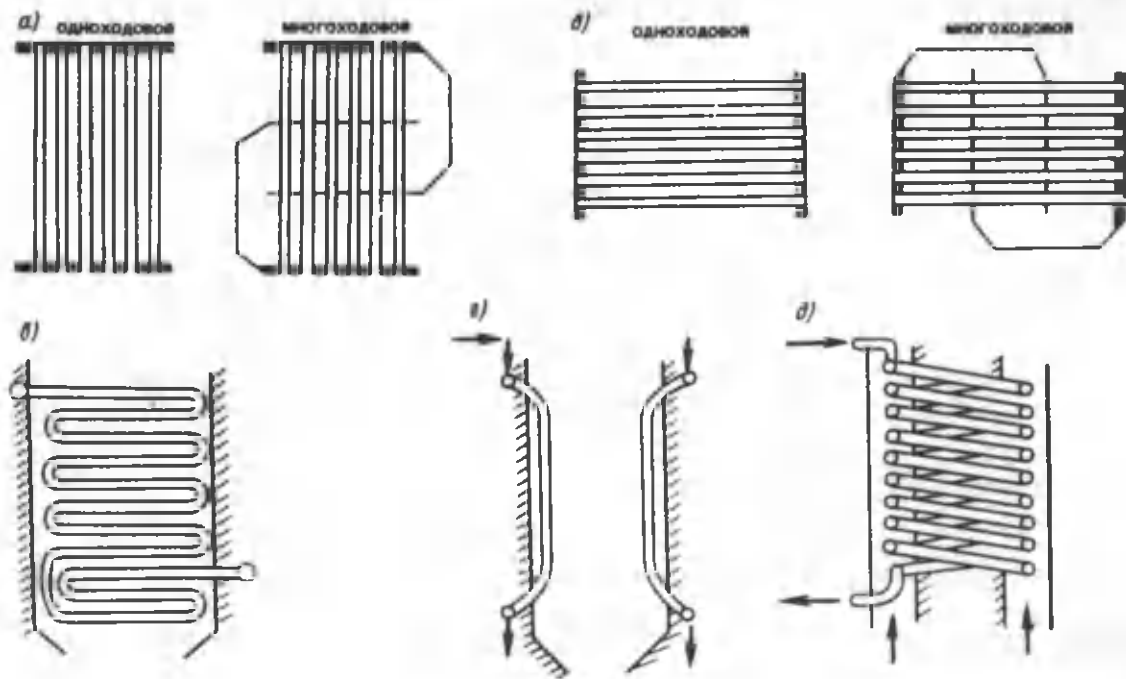


Рис. 7.8. Классификация конструкций воздухоподогревателя  
 а – обыкновенные трубчатые; б – обращенные трубчатые; в – змеевиковый; г – экранный; д – спиральный

или "куб". Площадь поверхности нагрева зависит от числа труб в кубе и их длины. Воздухоподогреватель может состоять из одного или нескольких кубов. Снаружи воздухоподогреватель имеет плотные стенки и воздухопарепускные короба. В вертикальном воздухоподогревателе газ движется внутри труб, а воздух — в межтрубном пространстве; в горизонтальном воздухоподогревателе — наоборот. Для создания поперечного обтекания труб воздухом в вертикальном воздухоподогревателе устанавливают промежуточные трубные доски.

Трубы вставляют в отверстия трубных досок, а концы их приваривают. Промежуточные доски прикрепляют к отдельным трубам на хомутах. Такое крепление промежуточных досок не обеспечивает достаточной плотности, поэтому наблюдается частичный переток воздуха из одного хода в другой, в связи с чем снижается коэффициент использования, который составляет: в воздухоподогревателе без промежуточных досок 0,75—0,8, при одной промежуточной доске 0,7—0,75, при двух — 0,65—0,7. Толщину трубных досок рассчитывают из условия прочности. Доска тем толще, чем меньше промежуток между трубами; обычно его величина около 9 мм. В среднем толщина верхней и нижней досок 15—25 мм, а промежуточных — 5—10 мм. В собранном виде воздухоподогреватель представляет собой жесткую конструкцию.

В зависимости от количества нагреваемого воздуха, требуемой температуры и площади поверхности трубчатые воздухоподогреватели имеют различную компоновку. Нагрев воздуха до 200—250°C можно достичь в одноходовом воздухоподогревателе, до 350—400°C — в двухходовом или в двухъярусном (двухступенчатом) многоходовом, выполняемом обычно в рассечку с водяным экономайзером. При нагревании трубы воздухоподогревателя удлиняются в большей мере, чем короба, а тем более колонны каркаса, поэтому крепления трубных досок к каркасу котла и коробам должны быть подвижными, чтобы компенсировать разницу в удлинении.

Трубчатый воздухоподогреватель состоит из отдельных секций, которые иногда называют кубами, которые представляют собой законченную конструкцию со своими трубными досками, размеры которых являются кратными ширине газохода. Деление воздухоподогревателя на секции обеспечивает возможность их транспортировки и упрощает монтаж. При сборке секции воздухоподогревателя устанавливают рядом, чтобы заполнить сечение газохода. Во избежание перетока воздуха в газы через зазоры между трубными досками соседних секций ставят уплотнительные полосы (компенсаторы).

В зависимости от скорости движения воздуха и площади поверхности нагрева воздухоподогреватели выполняют одно- и многоходовыми. При увеличении числа ходов скорость воздуха увеличивается. Применение труб малого диаметра привело к созданию конструкции так называемого малогабаритного воздухоподогревателя. Для сохранения прежней скорости газов с уменьшением диаметра труб необходимо увеличить их число  $n$ , которое определяется отношением площади живого сечения для прохода газа к площади сечения трубы:  $n = 4f / (\pi d_{\text{вн}}^2)$ , где  $f$  — площадь живого сечения всех труб воздухоподогревателя, определяемая из условия обеспечения заданной скорости газов,  $\text{м}^2$ ;  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубы,  $\text{м}$ .

При уменьшении диаметра труб коэффициент теплопередачи увеличивается пропорционально изменению диаметра в степени 0,2, поэтому при снижении диаметра площадь поверхности нагрева несколько уменьшается.

В последние годы иногда применяют так называемые **обращенные воздухоподогреватели**, в которых в отличие от обычных продукты сгорания проходят в межтрубном пространстве, а нагреваемый воздух — внутри труб (рис. 7.8, б). Преимущество обращенных трубчатых воздухоподогревателей состоит в том, что трубные доски вынесены из зоны обогрева и работают при более низких температурах. Недостатком их является более высокая по сравнению с традиционными воздухоподогревателями загрязненность золой.

В ряде случаев при необходимости нагрева воздуха до более высоких температур ( $400^\circ\text{C}$  и выше) применяют различные нетрадиционные конструкции воздухоподогревателей: змеевиковые воздухоподогреватели из плоских и спиральных змеевиков (рис. 7.8, в и д), отличающиеся высокой компактностью при относительно большой длине труб и обеспечивающие компенсацию температурных удлинений, и **радиационные панельные воздухоподогреватели**, располагаемые в топке или другой зоне высоких температур.

В последние годы в котлах большой производительности широко применяются **регенеративные воздухоподогреватели**. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВП) состоит из цилиндрического ротора, медленно вращающегося вокруг вертикальной оси, и из патрубков, через которые к ротору подводятся и отводятся от него дымовые газы и воздух. Находящиеся в роторе вертикальные стальные пластины попеременно то нагреваются проходящим потоком продуктов сгорания, то, попадая в воздушный поток, отдают воздуху полученную от газов теплоту и охлаждаются.

Ротор регенеративного вращающегося воздухоподогревателя состоит из большого числа клиновидных секций.

Каждая секция представляет собой ряд вертикальных пластин, скрепленных рамкой. Пластины имеют различную форму, обеспечивающую наличие между ними щелей для прохождения продуктов сгорания и воздуха. Ротор регенеративного воздухоподогревателя имеет частоту вращения 2—5 мин<sup>-1</sup>, поэтому набивка находится попеременно то в газовом, то в воздушном потоке; движение газа и воздуха противоточное. Вращающийся ротор закрыт плотным неподвижным кожухом, к верхней и нижней частям которого присоединены воздушный и газовый короба. Сечение для прохода воздуха обычно меньше, чем для прохода газов, и составляет 30—40% общего сечения ротора. Газовая и воздушная стороны разделены элементом уплотнения, препятствующим перетоку воздуха в газовый тракт.

Поверхность нагрева состоит из специальных пакетов, расположенных по высоте в два-три ряда. Каждый пакет установлен в соответствующие ячейки ротора. Такое устройство воздухоподогревателя позволяет легко заменять изношенные элементы. В качестве набивки применяют волнистые листы толщиной 0,5—1,25 мм. Более толстые листы обычно используют только для наиболее холодной части подогревателя, где наблюдается большая опасность газовой коррозии. Конфигурация листов должна обеспечить определенный зазор между ними для прохода газа и воздуха и хороший коэффициент теплопередачи. В этих подогревателях допускается большой износ листов, так как возникающие сквозные отверстия в набивке не являются очагом перетока воздуха.

Широкое применение РВП обусловлено рядом их преимуществ по сравнению с трубчатыми: меньшими затратами металла; возможностью использования неметаллической антикоррозийной поверхности нагрева без ухудшения теплообмена; меньшими габаритами по высоте; простотой организации обдувки и промывки поверхности нагрева от золовых отложений. Недостатки РВП: наличие вращающихся элементов; наличие системы водяного охлаждения ротора и подшипников; сложность обеспечения уплотнений и повышенные перетоки воздуха в газовый поток (10—20%). В качестве поверхности нагрева (набивки) используют керамические блоки, эмалированные листы стали, стеклянные и керамические шарики и т.п. Однако вследствие ряда эксплуатационных недостатков эти набивки пока еще не получили широкого распространения.

Обычно применяют две основные схемы взаимного расположения экономайзера и воздухоподогревателя: 1) последовательное размещение, когда первым по ходу продуктов сгорания находится экономайзер, а за ним — воздухо-



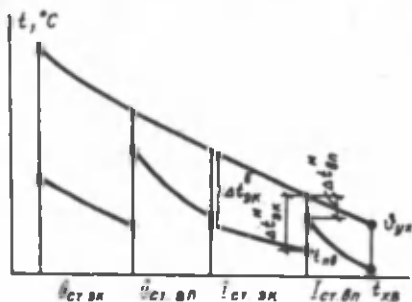


Рис. 7.9. Изменение температуры продуктов сгорания и рабочего тела (воды, воздуха) вдоль низкотемпературных поверхностей

подогреватель; 2) двухступенчатое расположение, при котором продукты сгорания сначала проходят через верхнюю часть воздухоподогревателя и экономайзера, а затем через нижние части воздухоподогревателя. Двухступенчатое размещение хвостовых поверхностей нагрева несколько усложняет конструкцию котла, появляются длинные перепускные короба для воздуха. При двухступенчатой схеме воздухоподогреватель и экономайзер разбиваются на две ступени. Последней по ходу газов поверхностью нагрева по-прежнему остается воздухоподогреватель.

Изменение температуры газов и рабочего тела вдоль низкотемпературных поверхностей нагрева показано на рис. 7.9. По мере нагревания воздуха его температура приближается к температуре газов; для воды наблюдается обратная картина. Как видно из рис. 7.6, минимальная разность температуры между греющим и нагреваемым телом наблюдается на "горячем" конце воздухоподогревателя  $\Delta t_{\text{М}}^{\text{вп}}$  и "холодном" конце экономайзера  $\Delta t_{\text{М}}^{\text{эк}}$ . Такой ход температурных кривых непосредственно следует из уравнений теплового баланса. В частности, для первой ступени воздухоподогревателя уравнение теплового баланса имеет вид

$$(t_{\text{г.в}} - t_{\text{х.в}}) \omega_{\text{в}} = (v_{\text{г}} - v_{\text{yx}}) \omega_{\text{г}}, \quad (7.4)$$

где  $t_{\text{х.в}}$ ,  $t_{\text{г.в}}$  — температура воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя, °С;  $v_{\text{г}}$ ,  $v_{\text{yx}}$  — температура продуктов сгорания на входе и выходе из первой ступени воздухоподогревателя, °С;  $\omega_{\text{в}}$ ,  $\omega_{\text{г}}$  — водяные эквиваленты объемов воздуха и газов, отнесенные к 1 кг топлива, кДж/(кг · °С).

Значения водяных эквивалентов воздуха и газов:

для воздуха

$$\omega_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta a_{пл.у}) V_B^0 c_B; \quad (7.5)$$

для газа

$$\omega_G = V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + (\alpha_{yx} - 1) V_B^0 c_B + \\ + V_{H_2O} c_{H_2O}. \quad (7.6)$$

Объем газов больше объема воздуха за счет присутствия в нем водяных паров, полученных из влаги топлива и при сгорании водорода, и присоса воздуха в топку и газоходы котла. Наряду с этим теплоемкость газов больше, чем воздуха. Поэтому, как видно из уравнений (7.5) и (7.6), водяной эквивалент у газов всегда больше, чем у воздуха. Из уравнения (7.4) следует, что при  $\omega_B < \omega_G$  приращение температуры воздуха больше, чем соответствующее снижение температуры газов. Водяной эквивалент у воды, отнесенный к 1 кг топлива,  $\omega_{вод} = (D/B)c_p$ , больше водяного эквивалента у газов, поэтому температурные кривые в области экономайзера расходятся (см. рис. 7.9).

Если в уравнении (7.4) температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя и температуру горячего воздуха выразить через  $\Delta t_M^{вп}$  и  $\Delta t_M^{ЭК}$ , то получим

$$\left. \begin{aligned} t_G &= t_{пв} + \Delta t_M^{ЭК}; \\ t_{г.в} &= t_G - \Delta t_M^{вп}. \end{aligned} \right\} \quad (7.7)$$

Далее на основании уравнений (7.4) и (7.7) имеем

$$v_{yx} = (t_{пв} + \Delta t_M^{ЭК}) [1 - (\omega_B/\omega_G)] + (t_{х.в} + \\ + \Delta t_M^{вп}) \omega_B/\omega_G. \quad (7.8)$$

Как видно из уравнения (7.8), температуру уходящих газов можно снизить путем уменьшения величин  $t_{пв}$ ,  $t_{х.в}$ ,  $\Delta t_M^{ЭК}$  и  $\Delta t_M^{вп}$  и сближения водяных эквивалентов воздуха и газов. Ниже дана оценка влияния отдельных факторов на температуру уходящих газов.

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель всегда бывает заданной; обычно она равна температуре

воздуха в котельной, откуда он поступает в вентилятор. Для предотвращения коррозионных процессов воздух предварительно подогревается паром. Температуру подогрева выбирают исходя из условий надежности. Сблизить значения водяных эквивалентов газа и воздуха при постоянной влажности топлива можно лишь за счет снижения присосов воздуха в котле, для чего принимают необходимые меры при их конструировании и эксплуатации. Однако в котлах с разрежением в топке и газоходах не удается полностью устранить присосы. Только в котлах с наддувом присосы можно практически свести к нулю. Таким образом, температура холодного воздуха и величина присосов (при достаточной плотности газоходов) всегда находятся на минимальном уровне, и дальнейшее их снижение с целью уменьшения температуры уходящих газов практически невозможно.

Другие величины, входящие в уравнение (7.8) — температура уходящих газов и питательной воды, перепады температур на выходе из воздухоподогревателя и входе в экономайзер — выбирают на основании технико-экономических расчетов.

Двухступенчатая компоновка хвостовых поверхностей нагрева появилась в связи с невозможностью получить высокий подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя. Это объясняется сближением температурных кривых газа и воздуха по мере его нагревания. Максимальный подогрев воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе может быть получен из уравнений (7.4) и (7.7):

$$t_{г.в} = (\nu_{yx} - \Delta t_m^{ан}) (1 - \omega_B/\omega_G)^{-1} = t_{х.в} \times \\ \times [(\omega_B/\omega_G) / (1 - \frac{\omega_B}{\omega_G})]. \quad (7.9)$$

Как видно из уравнения (7.9), максимально возможный подогрев воздуха является линейной функцией температур уходящих газов, холодного воздуха и температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя. При проектировании низкотемпературных поверхностей нагрева решается задача распределения тепловосприятия по ступеням экономайзера и воздухоподогревателя. Эти расчеты выполняются по специально разработанной программе на ЭВМ.

Температура воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя определяет соотношение температурных перепадов на горячем конце воздухоподогревателя и в начальной части экономайзера, а следовательно, и стоимость указанных поверхностей нагрева. Например, чем больше подогрет воздух в первой ступени, тем выше

будет температура газа перед ней, а следовательно, тем меньше будет температурный напор в воздухоподогревателе и больше — в экономайзере. В этом случае стоимость воздухоподогревателя увеличивается, а экономайзера — снижается. Необходимо найти такое отношение температурных перепадов, которое отвечает минимальной стоимости этих поверхностей нагрева.

Экономайзеры в отличие от воздухоподогревателей изготовляют из труб с большей толщиной стенки и высококачественного металла. Стоимость материала, изготовления и монтажа, отнесенная к единице площади поверхности нагрева ( $P_{\text{эк}}$ , руб/м<sup>2</sup>), у экономайзера выше, чем у воздухоподогревателя ( $P_{\text{вп}}$ , руб/м<sup>2</sup>). Наивыгоднейшее соотношение температурных напоров экономайзеров и воздухоподогревателя отвечает одинаковой стоимости приращения площади поверхности нагрева, отнесенной к одной и той же величине тепловосприятия ( $C$ , руб/(кДж · ч). Следовательно, это условие отвечает равенству  $C_{\text{эк}} = C_{\text{вп}}$  или

$$\frac{P_{\text{эк}} N_{\text{эк}}}{\Delta Q} = \frac{P_{\text{эк}}}{K_{\text{эк}} \Delta t_{\text{М}}^{\text{эк}}} = \frac{P_{\text{вп}}}{K_{\text{вп}} \Delta t_{\text{М}}^{\text{вп}}}, \quad (7.10)$$

где  $N_{\text{эк}}$  — площадь поверхности нагрева экономайзера, м<sup>2</sup>;  $\Delta Q$  — приращение тепловосприятия экономайзера, кДж/ч;  $K_{\text{эк}}$ ,  $K_{\text{вп}}$  — коэффициенты теплопередачи экономайзера и воздухоподогревателя.

После преобразования получим

$$\frac{\Delta t_{\text{М}}^{\text{эк}}}{\Delta t_{\text{М}}^{\text{вп}}} = \frac{P_{\text{эк}} K_{\text{вп}}}{P_{\text{вп}} K_{\text{эк}}}. \quad (7.11)$$

Оптимальная температура горячего воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя может быть получена из уравнений (7.4) и (7.7)

$$\Delta t_{\text{г.в}} = t_{\text{пв}} + \Delta t_{\text{М}}^{\text{эк}} - \Delta t_{\text{М}}^{\text{вп}}.$$

Подставив в это уравнение значения минимальных температурных перепадов, получим

$$t_{\text{г.в}} = t_{\text{пв}} + (10 \div 15).$$

Этой рекомендацией часто пользуются при разбивке теплоперепада между ступенями воздухоподогревателя.

## 7.2. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Конвективными поверхностями нагрева являются фес-тон, конвективный пучок, пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель. Хотя каждая из этих поверхностей имеет свои особенности, все они получают теплоту в основном конвекцией, поэтому метод их теплового расчета практически одинаков.

Для расчета конвективных поверхностей нагрева используются два уравнения: *уравнение теплообмена*

$$Q = \frac{kH\Delta t_{\text{лог}}}{B_p}, \quad (7.12)$$

где  $Q$  — теплота, воспринятая рассчитываемой поверхностью конвекцией и излучением, кДж/кг;  $B_p$  — расчетный расход топлива, кг/ч;  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $H$  — расчетная площадь поверхности, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\text{лог}}$  — температурный напор, °С;

*уравнение теплового баланса*, в котором приравниваются теплота, отданная продуктами сгорания, и теплота, воспринятая паром (в пароперегревателе), водой (в экономайзере), воздухом (в воздухоподогревателе).

Теплота, отданная продуктами сгорания,

$$Q = \varphi (J' - J'' + \Delta a_{\text{прс}}^0), \quad (7.13)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сохранения теплоты;  $J', J''$  — энтальпия газов на входе в поверхность нагрева и выходе из нее, кДж/кг;  $\Delta a_{\text{прс}}^0$  — теплота, вносимая присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по  $J$ -таблице (диаграмме).

Для всех поверхностей, кроме воздухоподогревателя,  $J_{\text{прс}}$  находят по температуре холодного воздуха; для воздухоподогревателя — по средней температуре воздуха.

Теплота, воспринятая обогреваемой средой вследствие охлаждения газов, определяется по формулам: для воздухоподогревателя

$$Q = (\beta_{\text{вп}}'' + \frac{\Delta a_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}}) U_{\text{вп}}^{0''} - J_{\text{вп}}^{0'}), \quad (7.14a)$$

где  $\beta_{\text{вп}}''$  — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому;  $\beta_{\text{рц}}$  — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе;  $\Delta a_{\text{вп}}$  — присос воздуха в воздухо-

подогревателя;  $J_{вп}^{0''} J_{вп}^{0'}$  — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при температуре на выходе из воздухоподогревателя и на входе в него, кДж/кг; определяется по  $J$ - $h$ -таблице (диаграмме);

для экономайзера

$$Q = \frac{D}{B_p} (h'' - h); \quad (7.146)$$

для пароперегревателя с учетом теплоты, полученной излучением из топки  $Q_{л.п}$

$$Q = \frac{D}{B_p} (h'' - h') - Q_{л.п}, \quad (7.14в)$$

где  $D$  — расход воды (пара) через рассчитываемую поверхность, кг/с;  $h''$  и  $h'$  — энтальпия воды (пара) на выходе из поверхности нагрева и на входе в нее, кДж/кг; перепад энтальпии в перегревателе следует принимать с учетом тепловосприятия пароохладителя;  $B_p$  — расчетный расход топлива, кг/с.

Отдельные составляющие в формуле (7.12) определяют следующим образом.

**Коэффициент теплопередачи.** Общее выражение для коэффициента теплопередачи в поверхностях нагрева котла

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{a_2}}, \quad (7.15)$$

где  $a_1$  и  $a_2$  — коэффициент теплоотдачи от греющей среды (газов) к стенке и от стенки к обогреваемой среде (вода, пароводяной смеси, пару, воздуху), Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\delta_3$ ,  $\lambda_3$  — толщина, м, теплопроводность, Вт/(м · К), загрязняющего слоя (зола, сажи) на наружной поверхности трубы;  $\delta_3/\lambda_3 = \xi$  — тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое коэффициентом загрязнения, (м<sup>2</sup> · °С)/Вт.

Тепловое сопротивление металлической стенки трубы и слоя накипи на внутренней поверхности труб при расчете поверхностей нагрева котла по формуле не учитывается.

В экономайзерах, испарительных и перегревательных поверхностях величина  $1/a_2$  незначительна и в расчете может не учитываться. В этом случае формула (7.4) будет иметь вид

$$k = \frac{a_1}{1 + \epsilon a_1}. \quad (7.15а)$$

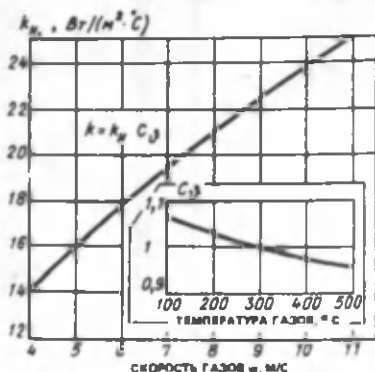


Рис. 7.10. График для определения коэффициента теплопередачи чугунного ребристого экономайзера ВТИ ( $k_n = 8 + 1,6W$ ;  $c_D = -250 \times 10^6 v + 1,075$ )

Для воздухоподогревателей в формулу (7.4) вводится коэффициент использования поверхности нагрева  $\xi$ , учитывающий совместное влияние загрязнения труб, неполноты омывания поверхности нагрева продуктами сгорания и воздухом и притоков воздуха в трубных решетках

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (7.156)$$

Для одноходовых воздухоподогревателей котлов, работающих на твердом и жидком топливе,  $\xi = 0,80$ , а на природном газе —  $\xi = 0,85$ ; для двухходовых — коэффициент снижается на 0,1, а для трехходовых и более — на 0,15.

При расчете теплообмена в чугунных ребристых экономайзерах ВТИ по скорости и температура газов коэффициент теплопередачи определяется непосредственно по номограмме 7.10. Кривая построена с учетом эффекта систематической обдувки. Без обдувки  $k$  уменьшается на 20%. При сжигании мазута коэффициент теплопередачи чугунных ребристых экономайзеров снижается на 25%.

Коэффициент теплоотдачи,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ , от газов к стенке для конвективных поверхностей

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_n) \quad (7.16)$$

где  $\alpha_k$  и  $\alpha_n$  — коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением;  $Вт/(м^2 \cdot К)$  (рис. 7.11);  $\xi$  — коэффициент использования поверхности нагрева воздухоподогревателя, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омыва-

ния ее газами, частичного перетекания газов мимо нее и образования застойных зон. Для поперечно оmyваемых пучков труб современных котлов  $\xi = 1$ , для смешанно оmyваемых пучков (например, пароперегреватель и газоходы котлов ДЕ и КЕ)  $\xi = 0,95$ .

Коэффициент теплоотдачи излучением для гладкотрубных пучков при сжигании жидкого и газообразного топлива рассчитывается по формуле

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

а при сжигании твердого топлива

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

где  $\alpha_{\text{н}}$  — коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 7.12);  $c_{\text{г}}$  — коэффициент, зависящий от средней температуры продуктов сгорания и температуры стенки;  $a$  — степень черноты;  $a = 1 - e^{k_{\text{рл}}}$ .

Чтобы определить степень черноты, нужно вычислить суммарную оптическую толщину излучающего слоя

$$k_{\text{рл}} = (k_{\text{г}} r_{\text{н}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) p s, \quad (7.17)$$

где  $k_{\text{г}}$  и  $k_{\text{зл}}$  — коэффициенты ослабления излучения трехатомными газами и золовыми частицами:

$$k_{\text{г}} r_{\text{н}} = \left( \frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \sqrt{p_{\text{н}} s}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T_{\text{г}}''}{1000} \right) r_{\text{н}};$$

$$k_{\text{зл}} = \frac{55900 \rho_{\text{г}}}{\sqrt[3]{T_{\text{г}}''^2 d_{\text{зл}}^2}};$$

$p_{\text{н}}$  — суммарное парциальное давление трехатомных газов, МПа:

$$p_{\text{н}} = p r_{\text{н}} = p (r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2});$$

$r_{\text{н}}$  — суммарная объемная доля  $\text{RO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ ;  $\mu_{\text{зл}}$  — безразмерная (относительная) концентрация золы в продуктах сгорания

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A' a_{\text{гн}}}{100 \left( 1 - \frac{A'}{100} + 1,306 a V^0 \right)}, \quad (7.18)$$



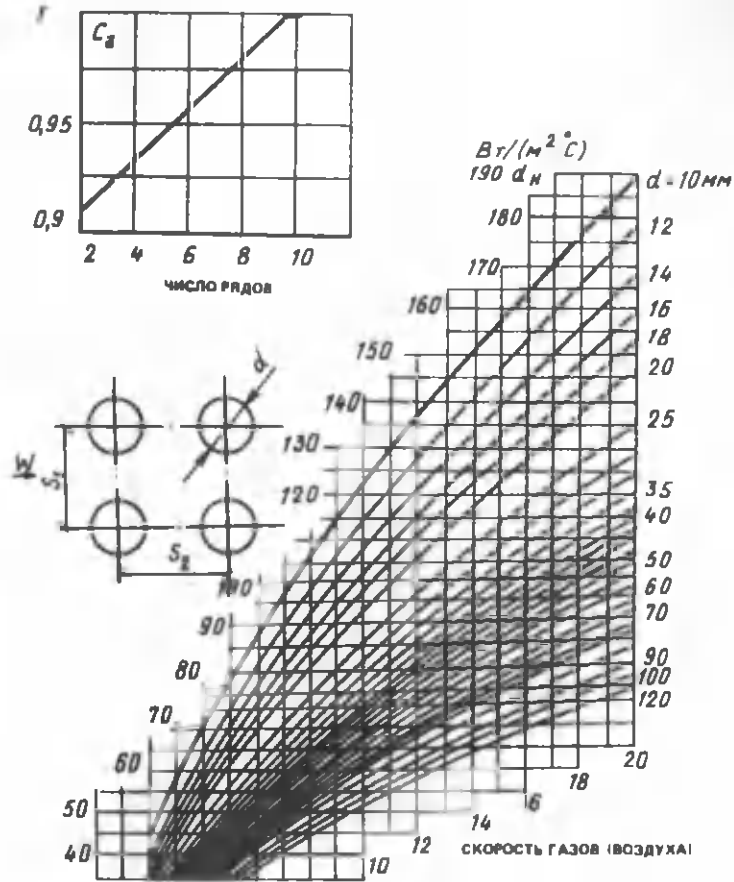
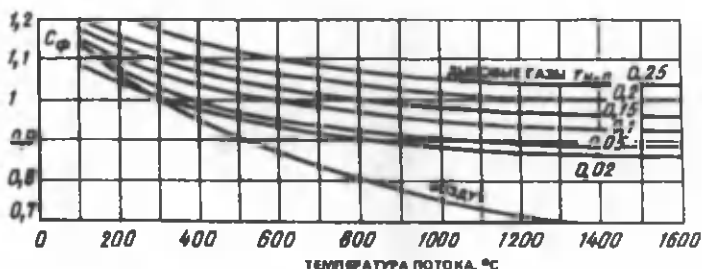
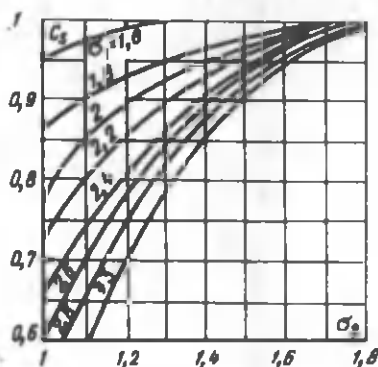


Рис. 7.11. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи для коридорных пучков труб

$P$  — давление в газоходе, равное 0,1 МПа;  $s$  — эффективная толщина излучающего слоя, м; для гладкотрубных пучков

$$s = 0,9d \left( \frac{4}{\pi} \frac{s_1 s_2}{d^2} - 1 \right),$$

$d$  — диаметр трубы, м;  $s_1, s_2$  — поперечный и продольный шаг труб, м;  $d_{зп}$  — средний диаметр золовых частиц, равный при словесом сжигании всех топлив — 20 мкм; в камерных топках с шаровыми бара-



банными мельницами — 13 мкм; со среднеходными и молотковыми мельницами — 16 мкм; при сжигании торфа — 24 мкм.

Температура загрязненной стенки трубы  $T_{з.ст}$  для паровых котельных агрегатов принимается равной  $T_{нас} + 60$  (при сжигании твердых и жидких топлив) и  $T_{нас} + 25$  при сжигании газа. Для водогрейных котлов вместо  $T_{нас}$  необходимо принять среднюю температуру воды  $T_{ср} = (T_1 + T_2) / 2$  ( $T_1$  и  $T_2$  — температура воды на входе в котел и на выходе из него).

Температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t_{лог} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} \quad (7.19)$$

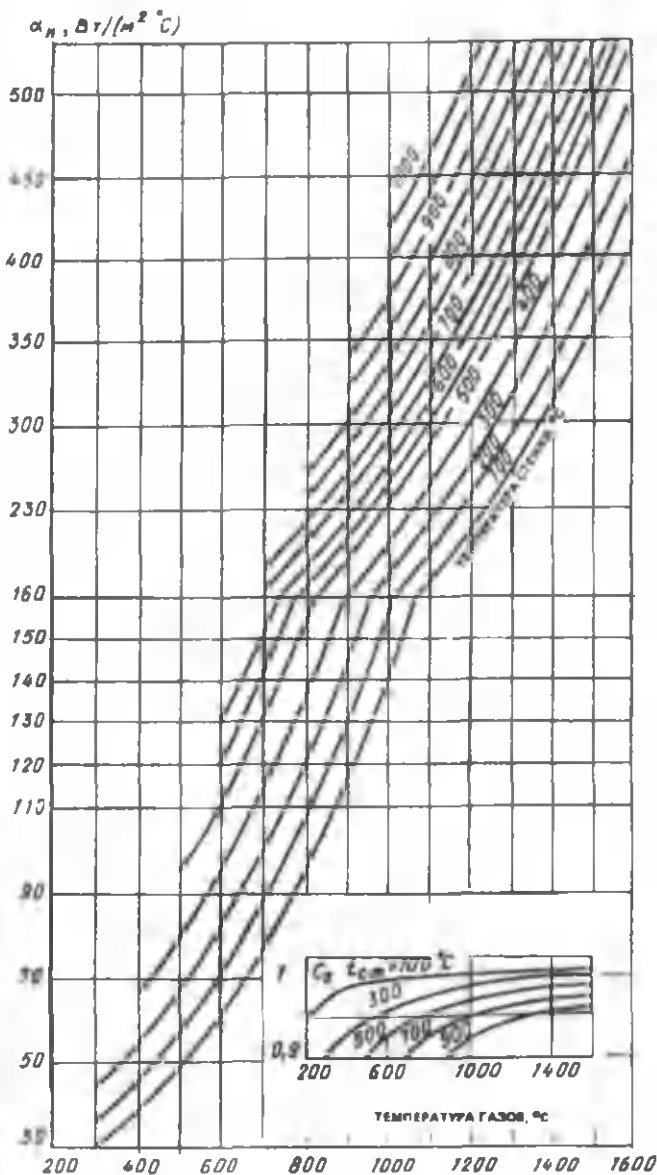


Рис. 7.12. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи излучением

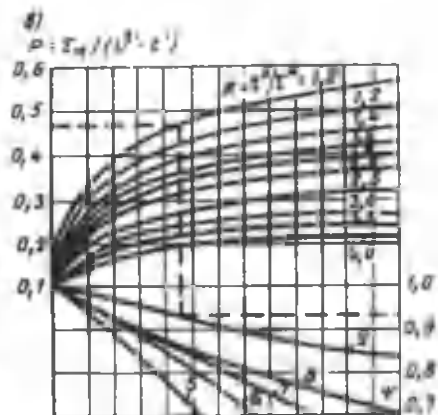
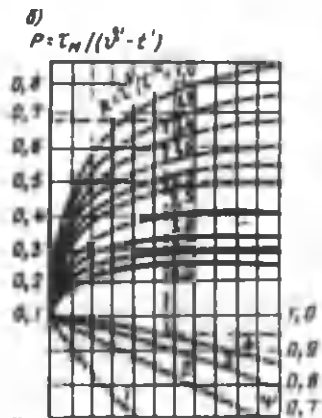
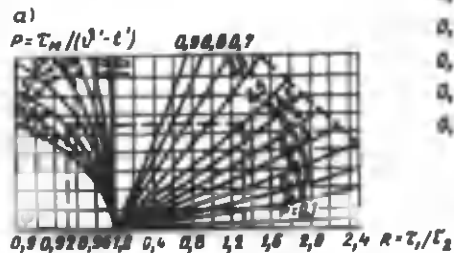


Рис. 7.13. Номограммы для определения действительных температурных напоров  
 а — при последовательно-смешанном токе; б — при перекрестном токе; в — при параллельном токе многоходовой среды; 1, 2, 3, 4 — соответственно при одно-, двух-, трех-, четырехкратном перекрестке; 5 — оба хода прямоточные; 6 — три хода; 7 — два хода: один против- и один прямоточный; 8 — три хода: два против- и один прямоточный; 9 — оба хода противоточные

Если схемы теплообменных поверхностей отличаются от чистого прямотока или противотока, то температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{лог}}, \quad (7.20)$$

где  $\psi$  — коэффициент пересчета, определяемый по рис. 7.13.

### 7.3. ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ЧАСТИ КОТЛА

**Пример 7.1.** Исходные данные: паропроизводительность — 10 000 кг/ч; давление пара в верхнем барабане  $p = 1,4$  МПа; пар — насыщенный.

Температура питательной воды  $t_{\text{п.в}} = 80^\circ\text{C}$ ; температура уходящих газов  $t_{\text{ух}} = 170^\circ\text{C}$ . Топливо — донецкий каменный уголь марки Г; топка — ПМЗ-ЛЦР (обратного хода). Хвостовые поверхности нагрева — экономайзер системы ВТИ (табл. 7.1 и 7.2).

Т а б л и ц а 7.1. Геометрические характеристики поверхностей нагрева

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет или данные чертежей
1 газоход котла		
Число труб в газоходе, шт.	$n_1$ (по чертежу)	352
Число труб по оси барабана, шт.	$z_1$ " "	16
Общее число труб, шт.	$n$ " "	594
Поперечный шаг, мм	$s_1$ " "	100
Продольный шаг, мм	$s_2$ " "	110
Общая площадь конвективной поверхности котла, $\text{м}^2$	$H_{\text{к}}$	229,1
Площадь поверхности нагрева 1 газохода, $\text{м}^2$	$H_1 = \frac{H_{\text{к}} n_1}{n}$	$\frac{229,1 \cdot 352}{594} = 136$
Ширина газохода, м	$b_1$ (по чертежу)	
Эффективная высота 1 газохода, м	$a_3 = \frac{2a_{\text{max}} a_{\text{min}}}{a_{\text{max}} + a_{\text{min}}}$	$\frac{2 \cdot 2,75 \cdot 1,75}{1,75 + 2,75} = 2,14$
Площадь живого сечения, $\text{м}^2$	$F_1 = a_3^2 b_1 - a_3^2 dz_1$	$2,14 \cdot 1,6 - 2,14 \times 0,051 \cdot 16 = 1,68$

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет или данные чертежей
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s = 0,9d \left( \frac{4s_1 s_2}{\pi d_2} - 1 \right)$	$0,9 \cdot 0,051 \times \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,11}{3,14 \cdot 0,051} - 1) = 0,2$
<b>II газоход котла</b>		
Площадь поверхности нагрева II газохода, м <sup>2</sup>	$H_{II} = H_K - H_I$	$229,1 - 136 = 93,1$
Ширина газохода, м	$b_{II}$ (по чертежу)	1,6
Число труб по оси, шт.	$z_1$ " "	11
Поперечный шаг, мм	$s_1$ " "	100
Продольный шаг, мм	$s_2$ " "	110
Эффективная высота, м	$a_3^{II} = a_3^{II} = a_3^I$	2,14
Площадь живого сечения II газохода, м <sup>2</sup>	$F_{II} = a_3^{II} b_{II} - a_3^{II} dz_1$	$2,14 \cdot 1,6 - 2,14 \times 0,051 \cdot 11 = 1,12$
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s = s_{II} - s_I$	0,2

**Чугунный ребристый экономайзер ВТИ**

Длина труб, м	$l_{тр}$ (задается)	2,0
Площадь поверхности нагрева одной трубы, м <sup>2</sup>	$H_{тр}$ (нормативная)	2,95
Площадь живого сечения для прохода газа одной трубы, м <sup>2</sup>	$f_{тр}$ "	0,12

Коэффициент избытка воздуха: в топке  $\alpha_T = 1,4$ ; в котла  $\alpha_K = \alpha_T + 0,1 = 1,5$ ; перед экономайзером  $\alpha_3^I = \alpha_K + 0,1 = 1,6$ ; за экономайзером  $\alpha_3^{II} = \alpha_3^I + 0,1 = 1,7$ ; перед дымососом  $\alpha_d = \alpha_3^{II} + 0,2 = 1,9$ .

**Пример 7.2.** Определить площадь поверхности нагрева, высоту труб и их количество в воздухоподогревателе. Нагревается воздух в количестве 21,5 кг/с от 20 до 250°C. Продукты сгорания в количестве 19,6 кг/с движутся внутри труб диаметром  $d_H/d_{вн} = 53/50$ . Теплопроводность стали  $\lambda = 46,5$  Вт/(м · °С). Температура газов на входе  $t_{вп} = 370$ °С. Скорость движения воздуха  $w_B = 8$  м/с. Расположение труб шахматное  $s_1/d = s_2/d = 1,3$ .

Т а б л и ц а 7.2. Тепловой расчет конвективных поверхностей

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет	
I газоход (котельный пучок)			
Температура газов на входе в газоход, °С	$\nu_1' = \nu_1'' = \nu_1'''$	840	
Энтальпия, кДж/кг	$J_1'' = J_1' = J_1'''$	10 900	
Температура газов на выходе из газохода, °С	$\nu_1''$ (задается двумя значениями)	500	300
Энтальпия, кДж/кг	$J_1'''$ (по $J$ - $\nu$ -таблице при $a = 1,4$ )	6210	3620
Теплоосприятие газохода по балансу, кДж/кг	$Q_1^0 = \varphi(J_1' - J_1''')$	4690	7280
Средняя температура потока газов, °С	$\nu_1'' = \frac{\nu_1' + \nu_1'''}{2}$	670	570
Температура насыщения, °С	$t_n$ (по $h$ - $s$ -диаграмма)	194,13	
Температурный напор	$\Delta t_{\text{лог}}$ [по формуле (7.19)]	454	296
Объем продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /кг	$V_r$		8,64
Скорость газов в газоходe, м/с	$w = \frac{B_r V_r (\nu_1 + 273)}{273 \cdot 3600 \cdot F_1}$	6,18	5,52
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$a_n$ [по номограмме (7.10) или (7.11)]	180	165
Поправки:			
на число рядов труб	$c_z$ (то же)		1
на геометрическую компоновку	$c_g$ "		1
на изменение физических характеристик среды	$c_{\phi}$ "	0,95 <sup>4</sup>	0,97
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$a_k = a_n c_z c_g c_{\phi}$	171	160
Температура загрязненной стенки, °С	$t_3 = t_n + \Delta t$ ( $\Delta t = 60^\circ\text{C}$ )	254,13	
Произведение, МПа · м/см	$\rho_{n^5} = \rho_{r^5}$	0,00396	
Коэффициент ослабления излучения трехатомными газами, 1/(м · кгс/см <sup>2</sup> )	$k_r$ [по номограмме (7.12)]	2,9	3,1
Суммарная оптическая толщина потока	$k_{ps} = k_r \rho_{n^5}$	0,0114	0,0123
Степень черноты потока газов	$\alpha$ [по номограмме (7.12)]	0,105	0,116

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет	
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$\alpha_n$ (то же)	373	302
Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$\alpha_n = \alpha_n^*$	39,2	35,0
Коэффициент использования поверхности поверхности нагрева	$\xi$	0,95	
Коэффициент тепловой эффективности	$\psi$	0,65	
Коэффициент теплопередачи 1 газохода, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$K_I = \psi \xi (\alpha_k + \alpha_n)$	130	118
Количество теплоты, переданной в 1 газоходе, кДж/кг	$Q_I^T = \frac{K_I H \Delta t}{B_p}$	6320	3720
Температура на выходе из 1 газохода, °С	$t_{II}''$ (по рис. 7.17)	431	
Энтальпия, кДж/кг	$J_{II}''$ (по J-таблице)	5300	
Количество теплоты, переданной в 1 газоходе, кДж/кг	$Q_I = \varphi (J_I^I - J_I'')$	5450	
<b>II газоход (катальный пучок)</b>			
Температура на входе, °С	$t_{II}^I = t_{II}^I = t_{II}''$	431	
Энтальпия, кДж/кг	$J_{II}^I$ (по J-таблице при $a = 1,5$ )	5640	
Температура на выходе, °С	$t_{II}^I$ Задается двумя значениями	400	200
Энтальпия, кДж/кг	$J_{II}^I$ (по J-таблице при $a = 1,5$ )	5210	2538
Энтальпия присываемого воздуха, кДж/кг	$J_{прс}^0 = \nu^0 c_{прс}^I прс$	189	
Тепловосприятие газохода по балансу, кДж/кг	$Q_{II}^0 = \varphi (J_{II}^I - J_{II}^{II}) + \Delta a_{прс}^0$	4050	3010
Средняя температура газов, °С	$t_{II} = \frac{t_{II}^I + t_{II}^{II}}{2}$	415,5	315,5
Температурный напор, °С	$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,31g \frac{\Delta t_r}{\Delta t_m}}$	224	63
Объем продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /кг	$V_r$ (из предыдущего расчета)	9,22	



Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет	
Скорость газов, м/с	$w_{II} = \frac{V_p V_r (v_{II} + 273)}{273 \cdot 3600 F_{II}}$	7,33	6,28
Кoeffициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$\alpha_n$ (по номограмме)	207	180
Поправки:			
на число рядов труб	$c_2$ (то же)	1	1
на компоновку пучка	$c_s$ "	1	1
на изменение физических характеристик среды	$c_\phi$ (по номограмме)	1	1,02
Кoeffициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$\alpha_k = \alpha_n c_2 c_s c_\phi$	207	183
Температура загрязненной стенки, °С	$t_3 = t_n + \frac{\Delta t}{(\Delta t = 60^\circ\text{C})}$		254,13
Произведение, МПа	$\rho_{nS} = \rho r_{nS}$		0,0037
Кoeffициент ослабления излучения трехатомными газами, 1/(м·кг/см <sup>2</sup> )	$k_r$ (из расчета)	3,38	3,58
Суммарная оптическая толщина	$k_{pS} = k_r \rho r_{nS}$	0,0125	0,0132
Степень черноты	$\epsilon$ (по нормам)	0,117	0,125
Кoeffициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$\alpha_n$ (по номограмме)	214	176
Кoeffициент теплоотдачи излучением, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$\alpha_n = \alpha_n \epsilon$	25	22
Кoeffициент использования поверхности нагрева	$\xi_{II} = \xi_{II} = \xi_I$		0,95
Кoeffициент тепловой эффективности	$\psi = \psi_{II} = \psi_I$		0,65
Кoeffициент теплопередачи во II газозоде, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$K_{II} = \psi \xi (\alpha_k + \alpha_n)$	138,2	125,6
Количество теплоты, переданное во II газозоде, кДж/кг	$Q_{II} = \frac{K_{II} H_{II} \Delta t}{V_p}$	2380	583
Температура на выходе из II газозода, °С	$v_{II}$ (по рис. 7.14)		314
Энтальпия, кДж/кг	$J_{II}^n$ (по J-таблице)		4050
Количество теплоты, переданное во II газозоде, кДж/кг	$Q_{II} = \psi W_{II}^n - J_{II}^n + \Delta \alpha_{прс}^0$		1530

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет
<b>Чугунный экономайзер</b>		
Температура газов перед экономайзером, °C	$\nu_3'' = \frac{\nu_{II}'' a + \Delta a \Delta t_{прс}}{a_3'}$	$\frac{314 \cdot 1,5 + 0,1 \cdot 25}{1,6} = 297$
Энтальпия, кДж/кг	$J_3'$ (по J-у-таблица)	4060
Температура газов на выходе из экономайзера, °C	$\nu_3''$ (то же)	170
Энтальпия, кДж/кг	$J_3''$ "	2420
Количество переданной теплоты, кДж/кг	$Q_3 = \varphi (J_3' - J_3'')$	$0,98 (4060 - 2420) = 1610$
Температуры воды на входе в экономайзер, °C	$t_3' = t_3'' = t_{пв}$	80
Температура воды на выходе из экономайзера, °C	$t_3'' = t_3' + \frac{Q_3 B_p}{D_3 \Delta t}$	$80 + \frac{1610 \cdot 1272}{10000} = 128,6$
Неравенство	$t_3'' < t_n - 20$	$128,6 < 194,1 - 20$
Температурный напор, °C	$\Delta t_{пор}$	125
Средняя температура газов в экономайзере, °C	$\bar{\nu}_3 = \frac{\nu_3' + \nu_3''}{2}$	$\frac{297 + 170}{2} = 233,5$
Средняя скорость газов в экономайзере, м/с	w (из предыдущего расчета)	8,5
Объем газов в экономайзере, м <sup>3</sup> /кг	$\nu_3^3 = \frac{\nu_3^{3'} + \nu_3^{3''}}{2}$	$\frac{9,82 + 10,42}{2} = 10,12$
Площадь живого сечения для прохода газов, м <sup>2</sup>	$F_3 = \frac{B_p \nu_3^3 (\nu_3 + 273)}{273 \cdot 3600 \cdot w_3}$	$\frac{1272 \cdot 10,12 (233,5 + 273)}{273 \cdot 3600 \cdot 8,5} = 0,78$
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · °C)	$K_3 = K_n c_V$	$78,5 \cdot 1,02 = 80$
Площадь поверхности нагрева экономайзера, м <sup>2</sup>	$H_3 = \frac{Q_3 B_p}{K_3 \Delta t}$	$\frac{1610 \cdot 1272}{80 \cdot 125} = 202$

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет
Общее количество труб, шт.	$n = N_3 / N_{\text{ТР}}$	$202 / 2,95 \approx 70$
Число труб в горизонтальном ряду, шт.	$z_1 = F_3 / F_{\text{ТР}}$	$0,78 / 0,12 \approx 7$
Число горизонтальных рядов, шт.	$z_r = n / z_1$	$70 / 7 = 10$

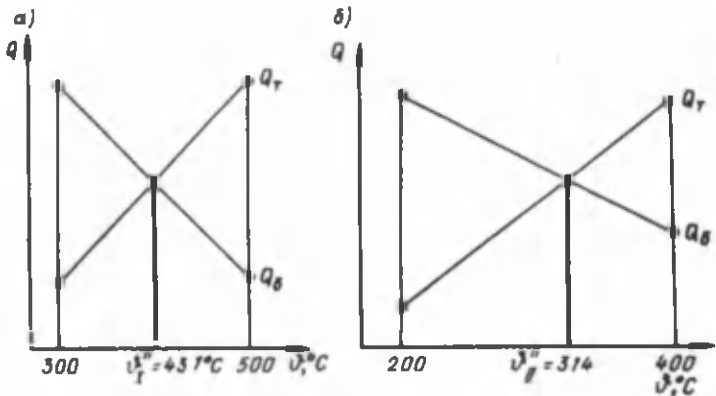


Рис. 7.14. Определение температуры газа (к примеру теплового расчета) на выходе из первого (а) и второго (б) газопроводов котла

**Решение.** Средняя температура воздуха  $t_{\text{ср}} = 0,5 (20 + 250) = 135^\circ\text{C}$ . При данной температуре физические параметры воздуха равны:  $\rho_{\text{в}} = 0,85 \text{ кг/м}^3$ ;  $c_{\text{в}} = 1,0 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ ;  $\lambda_{\text{в}} = 3,52 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$ ;  $\nu_{\text{в}} = 28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $P_{\text{в}} = 0,684$ . Количество передаваемой теплоты  $Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}')$  = 4950 кВт.

Определим температуру газов на выходе из воздухоподогревателя. Принимаем среднюю температуру продуктов сгорания

$$\bar{v}_r = 255^\circ\text{C}; c_r = 1,1 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$v_r'' = v_r - \frac{Q}{G_{\text{в}} c_{\text{в}}} = 370 - \frac{4950}{19,6 \cdot 1,1} = 140^\circ\text{C};$$

$$\bar{v}_r = (370 + 140) 0,5 = 255^\circ\text{C}.$$

При данной температуре  $\nu_r = 255^\circ\text{C}$  физические параметры продуктов сгорания равны:  $\rho_r = 0,66 \text{ кг/м}^3$ ;  $c_r = 1,1 \text{ кДж/кг}$ ;  $\lambda_r = 0,0454 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$ ;  $\nu_r = 41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $Pr = 0,66$ .

Число Рейнольдса для потока продуктов сгорания

$$Re_r = \frac{w_r d_{\text{вн}}}{\nu_r} = \frac{14 \cdot 0,05}{41 \cdot 10^{-6}} = 17100.$$

Коэффициент теплоотдачи, определенный по номограмме,  $\alpha_r = 39,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ .

Число Рейнольдса для потока воздуха

$$Re_{\text{в}} = \frac{w_{\text{в}} d_{\text{н}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{8 \cdot 0,053}{28 \cdot 10^{-6}} = 15100.$$

Коэффициент теплоотдачи по номограмме  $\alpha_{\text{в}} = 76,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ .  
Коэффициент теплопередачи

$$K = \xi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_r}} = 0,85 \frac{1}{\frac{1}{76,3} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{39,3}} = 22,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Средний температурный напор

$$\frac{\nu_r' - t_{\text{в}}''}{\nu_r'' - t_{\text{в}}'} = \frac{370 - 140}{250 - 20} = \frac{230}{230} = 1.$$

Определяем параметры

$$P = \frac{t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}'}{\nu_r' - t_{\text{в}}'} = \frac{250 - 20}{370 - 20} = 0,656; \quad R = \frac{\nu_r' - \nu_r''}{t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}'} = 1$$

и  $\epsilon = 0,88$ .

Следовательно,  $\Delta t_{\text{прот}} = 255 - 135 = 120^\circ\text{C}$  и  $\Delta t = \epsilon \Delta t_{\text{прот}} = 105,5^\circ\text{C}$ . Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{K \Delta t} = \frac{5 \cdot 106}{22,1 \cdot 105,5} = 2140 \text{ м}^2.$$

Общее число труб

$$n = \frac{4G_1}{\rho_{\Gamma} \pi d_{\text{вн}}^2 w_{\Gamma}} = \frac{4 \cdot 19,6}{0,66 \cdot 3,14 (5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 14} = 1080 \text{ шт.}$$

Высота трубы

$$l_1 = \frac{F}{2\pi d_1 n} = \frac{2140}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 1080} = 6,3 \text{ м;}$$

площадь живого сечения для прохода воздуха

$$f = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} w_{\text{в}}} = \frac{21,5}{0,85 \cdot 8} = 3,2 \text{ м}^2.$$

Число труб поперек потока

$$z_1 = \frac{f}{l_1 (s_1 - d_{\text{н}})} = \frac{3,2}{5,4 (1,3 - 0,053 - 0,053)} = 38.$$

Число труб вдоль потока

$$z_2 = \frac{n}{z_1} = \frac{1080}{38} \approx 30.$$

### Контрольные вопросы

1. Кратко охарактеризуйте основные конвективные поверхности нагрева.
2. Какие основные составляющие формулы для расчета температуры стенки трубы поверхности нагрева?
3. Назовите основные схемы пароперегревателей.
4. Перечислите способы регулирования перегрева и укажите их особенности.
5. Назовите основные конструкции экономайзеров.
6. Какие основные особенности различных типов воздухоподогревателей?
7. Оцените эффективность применения различных конвективных поверхностей нагрева.
8. Укажите особенности теплового расчета экономайзера и воздухоподогревателя.
9. Какие особенности работы конвективных поверхностей нагрева?

### 8.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Внутри поверхностей нагрева происходят подогрев и испарение воды, перегрев пара, которым сопутствуют следующие процессы:

а) выделение из воды растворенных газов (воздуха, кислорода, азота и двуокиси углерода);

б) выпадение из воды солей кальция и магния (накипеобразователей), коррозионное разрушение кислородом и двуокисью углерода внутренних поверхностей, изготовленных из стали, с образованием окислов железа;

в) выделение из воды выкристаллизовавшихся солей жесткости и образование вместе с продуктами коррозии на внутренних поверхностях нагрева отложений — накипи и шлама.

Перечисленные процессы принято называть внутрикотловыми.

Надежная работа поверхностей нагрева котла может быть обеспечена только при условии необходимого охлаждения стенок труб, расположенных в зоне высоких температур продуктов сгорания. Средой, охлаждающей испарительные поверхности нагрева, является вода или смесь ее с образовавшимся паром. Надежность охлаждения стенок труб поверхности нагрева может быть обеспечена только при непрерывном движении, называемом **циркуляцией**.

Движение воды по трубам испарительной поверхности нагрева может происходить принудительно (например, с помощью насоса) или за счет естественной циркуляции. В зависимости от организации движения потока воды и пароводяной смеси в испарительной системе котлы разделяются на две группы: 1) с естественной циркуляцией; 2) с принудительной циркуляцией (прямоточные и с многократной принудительной циркуляцией).

Принципиальные схемы организации движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах приведены на рис. 8.1.

В котлах с естественной циркуляцией (рис. 8.1, а) движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе осуществляется за счет напора, создаваемого разностью масс столба воды в опускных трубах и столба пароводяной

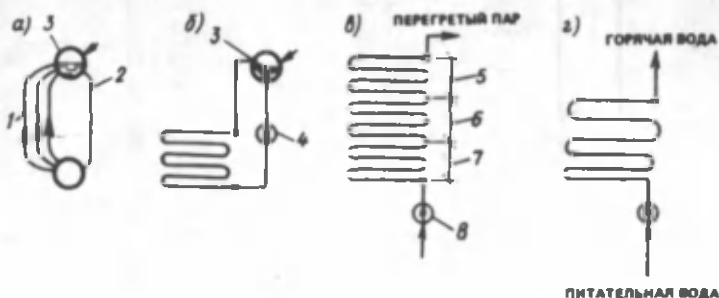


Рис. 8.1. Схемы организации движения потока воды и пароводяной смеси в паровых котлах при естественной циркуляции (а), при многократной принудительной циркуляции (б) и при прямоточном движении (в), в водогрейных котлах при прямоточном движении (г)

1 — обогреваемые подъемные трубы; 2 — необогреваемые опускные трубы; 3 — питательная вода; 4 — циркуляционный насос; 5, 6, 7 — перегревательная, испарительная и экономайзерная поверхности нагрева; 8 — питательный насос

смеси в обогреваемых подъемных трубах системы. При этом кратность циркуляции, т.е. отношение массы воды, поступающей в систему за единицу времени, к массе вырабатываемого пара на выходе из системы, составляет обычно 15—100.

Движение воды в экономайзере осуществляется с помощью питательного насоса, а пара в пароперегревателях — за счет разности давления в парогенераторе и паропроводе.

В парогенераторах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 8.1, б) движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе создается с помощью специального насоса. Кратность циркуляции обычно составляет 6—10. Движение воды в экономайзере и пароперегревателе осуществляется так же, как в котлах с естественной циркуляцией.

В прямоточных котлах питательный насос создает принудительное движение воды, пароводяной смеси и пара по ряду параллельно включенных труб поверхностей нагрева, отдельные участки которых выполняют роль водяного экономайзера, испарительной поверхности нагрева и пароперегревателя. Кратность циркуляции в таком парогенераторе равна единице.

## 8.2. ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Простейший контур испарительной системы состоит из обогреваемой подъемной трубы, необогреваемой опускной трубы, соединительного коллектора и барабана, в котором происходит разделение пароводяной смеси на пар и воду (рис. 8.2). При подводе теплоты в какой-то точке по высоте подъемной трубы происходит закипание воды, и выше

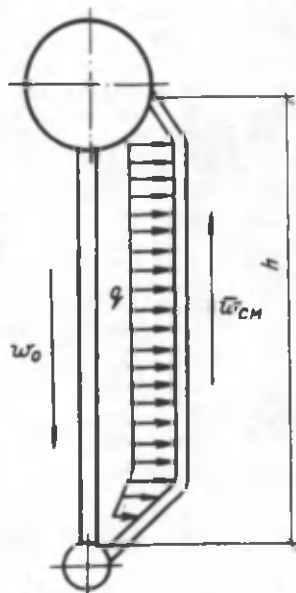


Рис. 8.2. Схема контура естественной циркуляции

этой точки образуется пароводяная смесь. За счет разности плотностей воды и пароводяной смеси в опускной и подъемной трубах вода движется вниз, а пароводяная смесь — вверх. При разности плотностей среды в обогреваемых и необогреваемых трубах создается движущий напор, Па:

$$\Delta P_{\text{дв}} = g(\rho' - \bar{\rho}_{\text{см}})h, \quad (8.1)$$

где  $\rho'$  и  $\bar{\rho}_{\text{см}}$  — плотность воды и средняя плотность пароводяной смеси в рассматриваемом контуре, кг/м<sup>3</sup>;

$$\bar{\rho}_{\text{см}} = \rho''\bar{\varphi} - \rho'(1 - \bar{\varphi}); \quad (8.2)$$

$\bar{\varphi}$  — среднее напорное паросодержание, называемое также истинным



объемным паросодержанием в парогенерирующих и пароотводящих трубах;

$$\bar{\varphi} = (F''/F); \quad (8.3)$$

$F''$  — часть площади сечения канала, занятая паром,  $m^2$ ;  $F$  — площадь сечения канала,  $m^2$ ;  $h$  — высота контура.

Характер циркуляции во многом определяет теплообмен и надежность работы котельного агрегата, поэтому определение истинных скоростей движения жидкости и пара, а также скорости циркуляции в различных элементах контура — одна из основных задач гидравлического расчета теплогенератора.

Под скоростью циркуляции  $w_0$  понимается скорость движения воды при температуре насыщения, которая соответствует расходу среды в трубах. Наряду со скоростью циркуляции одной из основных характеристик гидравлического контура котельного агрегата является кратность циркуляции

$$K_0 = G_v/D_n = 1/x_{\text{вых}}, \quad (8.4)$$

где  $G_v$  — масса воды, поступающей в контур по опускным трубам;  $D_n$  — количество пара, генерируемого в рассматриваемом элементе контура;  $x_{\text{вых}}$  — массовое паросодержание в выходном сечении парогенерирующих труб котельного агрегата.

Для котлов среднего давления ( $p = 1,6 \div 3,5$  МПа) кратность циркуляции  $K_0 = 60-50$ ; для котлов низкого давления ( $p = 1,7$  МПа)  $K_0 = 100 \div 50$ .

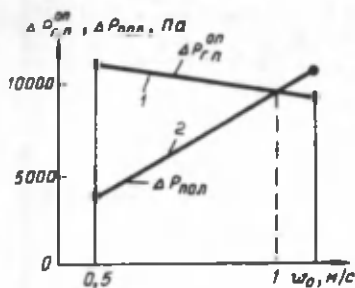
Движущий напор расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в подъемных и опускных частях контура. Разность между движущим напором и гидравлическими потерями в подъемной части контура составляет полезный напор контура, МПа

$$\Delta p_{\text{полез}} = \Delta p_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{сопр}}^{\text{под}}. \quad (8.5)$$

Следовательно, полезный напор расходуется на преодоление гидравлических потерь в опускных линиях.

Для данного циркуляционного контура при заданных тепловых потоках движущий и полезный напоры определяются скоростью циркуляции  $w_0$ . При увеличении  $w_0$  снижаются значения  $\Delta p_{\text{дв}}$  и  $\Delta p_{\text{полез}}$ , так как уменьшается среднее паросодержание в подъемных трубах и одновременно

Рис. 8.3. График для определения скорости циркуляции в конвективных (1) и зкраных (2) поверхностях



увеличиваются гидравлические потери в контуре. При установившемся режиме будет выполняться равенство

$$\Delta p_{\text{дв}} = \Sigma \Delta p_{\text{г.п}}^{\text{конт}}$$

или

(8.6)

$$\Delta p_{\text{пол}} = \Sigma \Delta p_{\text{г.п}}^{\text{оп}},$$

где  $\Sigma \Delta p_{\text{г.п}}^{\text{конт}}$  и  $\Sigma \Delta p_{\text{г.п}}^{\text{оп}}$  — сумма гидравлических потерь во всем контуре и в опускной части.

Уравнения (8.6) решают методом последовательных приближений или графически, т.е., задаваясь рядом значений, строят зависимости  $\Delta p_{\text{пол}} = f(w_0)$  и  $\Sigma \Delta p_{\text{г.п}}^{\text{оп}} = f(w_0)$ . Точка пересечения этих кривых будет определять искомое значение скорости циркуляции данного контура  $w_{0\text{конт}}$  (рис. 8.3).

### 8.3. ГИДРОДИНАМИКА ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Водогрейные котлы (см. рис. 8.1, 2), обеспечивающие покрытие нагрузок в базовом или пиковом режиме, работают в режиме качественного регулирования параметров теплоносителя при постоянном расходе его через циркуляционную схему. Для обеспечения надежной циркуляции воды в гидравлических контурах котлов необходимо исключить как общее, так и поверхностное вскипание воды, которое приводит к гидравлическим ударам, отложению накипи, перегосу отдельных труб и может вывести из строя котлоагрегат.

Предотвращение общего вскипания воды достигается за счет недогрева ее на 20–30°C до температуры насыщения

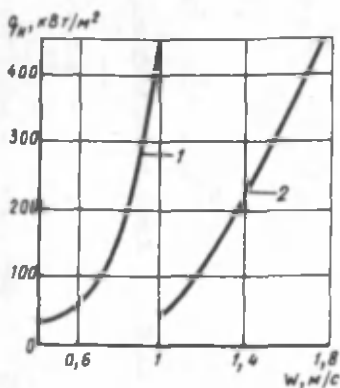


Рис. 8.4. Зависимость минимально допустимых скоростей подъемного (1) и опускного (2) движения воды в обогреваемых трубах водогрейных котлов от их удельного тепловосприятия

при давлении на выходе из котла. С этой целью циркуляционные схемы водогрейных котлов выполняются многоходовыми с подъемными и опускными участками движения воды. В каждом ходе вода движется по нескольким параллельно включенным трубам, причем скорость движения выбирается такой, чтобы не допустить поверхностного вскипания в отдельных трубах.

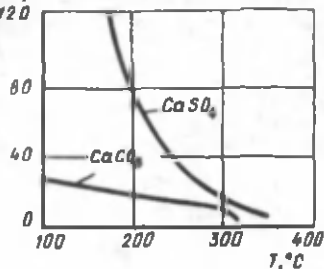
Поверхностное вскипание может возникнуть в случае достижения стенкой отдельной трубы или отдельного пучка труб температуры, превышающей температуру насыщения. Поверхностное вскипание можно исключить путем поддержания определенных скоростей движения теплоносителя в трубах. Минимальные скорости, допустимые с точки зрения стабильности работы труб, различны для подъемных и опускных участков движения воды и зависят от удельного тепловосприятия трубы.

При выборе минимально допустимых скоростей можно пользоваться графиком (рис. 8.4), по которому в зависимости от удельного тепловосприятия трубы определяются скорости движения воды в подъемных и опускных участках труб экранных и конвективных поверхностей нагрева водогрейных котлов.

#### 8.4. ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Нагревание и испарение воды, циркулирующей в котельных агрегатах, сопровождаются общим и локальным повышением концентрации солей, растворенных в ней. Общее повышение концентрации солей обусловлено процессом испарения, локальное наблюдается в случаях нарушения

Рис. 8.5. Растворимость солей  $\text{CaCO}_3$  и  $\text{CaSO}_4$  в зависимости от температуры воды на линии насыщения



циркуляции воды в отдельных элементах котлоагрегата (при ухудшении температурного режима металла парообразующих поверхностей), в результате чего происходит глубокое упаривание пристенного слоя котловой воды.

При достижении концентрации солей, соответствующей пределу растворимости, происходят выделение их из пересыщенного раствора в твердую фазу и отложение на внутренних поверхностях в виде накипи либо в объеме водяной массы в виде шлама. Основные накипеобразующие соли имеют отрицательный температурный коэффициент растворимости, т.е. растворимость их с повышением температуры снижается (рис. 8.5).

Кроме физических процессов в образовании накипей и шлама играют роль и химические. При достижении определенных температурных условий происходит термический распад бикарбонатов кальция и магния:



в результате чего образуются менее растворимые карбонаты кальция и магния.

Карбонаты магния в результате гидролиза переводятся в еще менее растворимую гидроксид магния



Таким образом, с учетом совокупности действия физических и химических процессов особенно подвержены загрязнению накипями внутренние поверхности наиболее теплонапряженных экранных труб.

Скорость образования накипи пропорциональна концен-

трации ионов кальция и магния  $S$  в растворе и резко возрастает с увеличением теплового напряжения поверхности

$$w = kSq^2, \quad (8.10)$$

где  $w$  — скорость образования накипи,  $\text{мг}/(\text{см}^2 \cdot \text{ч})$ ;  $k$  — коэффициент пропорциональности;  $q$  — плотность теплового потока,  $\text{кВт}/\text{м}^2$ .

При отложении накипи на внутренней поверхности труб увеличивается термическое сопротивление теплопередаче, в результате чего температура металла стенки повышается. Следствием этого являются повреждения металла с образованием отдушин, свищей, разрывов труб.

## 8.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 8.1.** Выполнить расчет циркуляционного контура парового котла, изображенного на рис. 8.2.

Подъемная часть контура состоит из 30 труб диаметром  $d_{\text{под}}^{\text{под}} = 50$  мм, длиной 6 м, опускная — из трех труб внутренним диаметром  $d_{\text{оп}}^{\text{оп}} = 90$  мм, длиной 5 м. Высота контура 5 м. Давление пара  $p = 1,6$  МПа. Плотность теплового потока  $q = 70$   $\text{кВт}/\text{м}^2$ . Температура в опускных линиях равна температуре насыщения.

**Решение.** Задаемся скоростью циркуляции  $w_0 = 0,5$  м/с.

1. Площадь проходного сечения труб

$$F_{\text{под}} = 0,78d_{\text{под}}^2 n = 0,78 (50^2/10^6) 30 = 0,059 \text{ м}^2.$$

2. Расход воды в контуре

$$G_w = w_0 F_{\text{под}} \rho' = 0,5 \cdot 0,059 \cdot 860 = 25 \text{ кг/с}.$$

3. Потери давления в опускных линиях

$$\Delta p_{r,r}^{\text{ор}} = (\xi_{\text{вх}} + \lambda l/d + \sum \xi_{\text{пов}} + \xi_{\text{вых,оп}}) (\rho' w_{\text{оп}}^2 / 2) =$$

$$= (0,5 + 0,2 + 0,7 + 1,3) (860 \cdot 1,52^2 / 2) = 3477 \text{ Па},$$

где  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{пов}}$ ,  $\xi_{\text{вых,оп}}$  — коэффициенты гидравлического сопротивления на входе, поворота, на выходе;  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения.

4. Количество пара, образующегося в подъемных частях контура:

$$D = \frac{\pi d_{\text{под}}^2 \ln q}{r} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 30 \cdot 70 \cdot 6}{1940} = 1,02 \text{ кг/с},$$

где  $r$  — скрытая теплота парообразования,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .

5. Средняя приведенная скорость движения пара

$$\bar{w}'' = \frac{D}{2\rho'' F_{\text{под}}} = \frac{1,02}{2 \cdot 7,8 \cdot 0,059} = 1,11 \text{ м/с.}$$

6. Средняя скорость движения смеси

$$\bar{w}_{\text{см}} = w_0 + w'' (1 - \rho''/\rho) = 0,5 + 1,11 (1 - \frac{7,8}{870}) = 1,6 \text{ м/с.}$$

7. Среднее расходное паросодержание

$$\bar{\beta} = \bar{w}''/\bar{w}_{\text{см}} = 0,92/1,5 = 0,693.$$

8. По номограмме [ 4 ] находим:

$$c = 0,44, \bar{\varphi} = 0,693 \cdot 0,44 = 0,3.$$

9. Движущий напор

$$\Delta p_{\text{дв}} = g (\rho' - \rho'') \bar{\varphi} h = 9,81 (870 - 7,8) 0,475 = 12895 \text{ Па.}$$

10. Потери на трение в подъемных трубах согласно [ 4 ] :

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{т.п}}^{\text{под}} &= \lambda_0 l^{\text{под}}/d (\rho' w_0^2/2) [1 + \psi \bar{x} (\rho'/\rho'' - 1)] = \\ &= 0,42 \cdot 6 (870 \cdot 0,5^2/2) [1 + 1,4 \cdot 0,02 (\frac{870}{7,8} - 1)] = 1122 \text{ Па.} \end{aligned}$$

где  $\psi = 1,4$  — коэффициент, определяемый по номограмме 5, б [ 4 ] по среднему значению массового паросодержания  $x$  :

$$\bar{x} = \frac{0,5 w'' \rho''}{w_0 \rho'} = \frac{1,11 \cdot 7,8}{0,5 \cdot 870} = 0,02 \text{ кг/кг.}$$

Потерями на ускорение потока пренебрегаем.

11. Полезный напор, развиваемый в контуре :

$$\Delta p_{\text{пол}} = \Delta p_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{т.п}}^{\text{под}} = 12895 - 1122 = 11773 \text{ Па.}$$

12. Проведя аналогичные расчеты при скорости циркуляции  $w_0 = 1,1$  м/с, получим  $\Delta p_{\text{пол}} = 9205$  Па,  $\Delta p_{\text{т.п}}^{\text{од}} = 11325$  Па.

13. Построив кривые изменения полезного напора и потерь в опускных трубах (рис. 8.3), получим искомую скорость циркуляции  $w_{\text{од}} = 1$  м/с.

14. Кратность циркуляции будет равна

$$K_0 = \frac{\rho' w_{\text{од}}}{\rho'' w_0} = \frac{860 \cdot 1}{7,8 \cdot 2,22} = 50.$$

**Пример 8.2.** Определить движущий напор в контуре, если плотность воды в опускных трубах  $\rho_{\text{оп}} = 850$  кг/м<sup>3</sup>, а плотность парово-

дьяной смеси в подъемных трубах  $\rho_{\text{под}} = 150 \text{ кг/м}^3$ . Высота экранной трубы котла 10 м, а давление в котле  $p_1 = 1 \text{ МПа}$  (см. рис. 8.2).

Движущий напор составит

$$\Delta p_{\text{дв}} = H(\rho_{\text{оп}} - \rho_{\text{под}})g = 10(850 - 150)9,81 = 68500 \text{ Па} = 68,5 \text{ кПа}.$$

**Пример 8.3.** Рассчитать температуру металла чистой и загрязненной парогенерирующей трубы. Коэффициент теплоотдачи со стороны пароводяной смеси  $\alpha = 200\,000 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C)}$ , теплопроводность металла и накипи  $\lambda_{\text{мет}} = 160$  и  $\lambda_{\text{загр}} = 0,8 \text{ кДж/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}$ , толщина стенки трубы и слоя отложений  $\delta_{\text{мет}} = 0,004$  и  $\delta_{\text{загр}} = 0,001 \text{ м}$ . Удельное тепловое напряжение на экранную трубу  $q = 200\,000 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч)}$ . Температура газов  $\nu = 750^\circ\text{C}$ , а температура рабочего тела  $t_{\text{р.т}} = 150^\circ\text{C}$ .

Исходная формула для расчета температуры металла трубы

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{р.т}} + \beta \mu q \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{\text{мет}}}{\lambda_{\text{мет}}} + \frac{\delta_{\text{загр}}}{\lambda_{\text{загр}}} \right).$$

В этой формуле  $\beta = d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} = 32/24 = 1,34$ , а  $\mu = 0,7$  (коэффициент расточки тепла для стали).

1. Температура чистой трубы будет равна

$$t_{\text{ст}}^{\text{ч}} = 150 + 1,34 \cdot 0,7 \cdot 200\,000 \left( \frac{1}{200\,000} + \frac{0,004}{160} \right) = 150 + 1,5 = 151,5^\circ\text{C}.$$

2. Температура загрязненной трубы

$$t_{\text{ст}}^{\text{з}} = 150 + 1,34 \cdot 0,7 \cdot 200\,000 \left( \frac{1}{200\,000} + \frac{0,001}{160} + \frac{0,001}{0,8} \right) = 150 + 26 = 176^\circ\text{C}.$$

## ГЛАВА 9. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

---

Современные паровые и водогрейные котлы состоят из множества узлов, деталей и элементов, работающих в различных условиях и выполненных соответственно из разнообразных материалов.

Наиболее ответственные элементы — пароперегреватели — работают при высоких температурах и подвергаются постоянному воздействию напряжений от внутреннего давления, механических нагрузок от массы элементов и коррозии от агрессивных газов, находящихся в продуктах сгорания. В наиболее тяжелых температурных условиях работают неохлаждаемые детали: подвески, опоры, крепления. Каркасы котлов — источников теплоты — чаще всего работают в зоне температур, близких к комнатным, но при этом испытывают значительные нагрузки от элементов металлоконструкций, обмуровки и тепловой изоляции.

Влияние механических нагрузок и коррозии на надежность элемента котла зависит от места его расположения в газовом тракте. Элементы котла, расположенные в топке, подвергаются высокотемпературной коррозии, для предотвращения или уменьшения которой применяется алитирование наружных поверхностей нагрева. Высокотемпературной коррозии подвержены также трубы пароперегревателей, в связи с чем их необходимо изготавливать из специальных легированных сталей.

Низкотемпературной коррозии в основном подвержены воздухоподогреватели. Коррозии могут подвергаться и внутренние поверхности труб, коллекторов и барабанов.

С повышением рабочей температуры металла не только снижается его механическая прочность, но и происходят также изменения, которые при более низких температурах вообще не проявляются или обнаруживаются не сразу. К таким явлениям относятся: ползучесть металла, понижение с течением времени его пластичности и вязкости, изменение его первоначальной структуры, химическая нестойкость и др. Если эти явления при высоких рабочих температурах металла нельзя полностью устранить, то, во всяком случае, необходимо найти средства для доведения до минимума их отрицательного воздействия. Для этого нужно знать основные механические свойства применяемых в котлостроении материалов.



Для изготовления элементов источников теплоты в основном используют чугуны и стали различных марок. В отдельных случаях для низкотемпературных поверхностей нагрева применяют неметаллические материалы (например, стеклянные трубы для воздухоподогревателей).

Наибольшее распространение получил серый (СЧ), ковкий (КЧ) и окалиностойкий чугун.

*Серый чугун* обладает высокими литейными свойствами и используется для изготовления гарнитур топочных устройств (лазов, гляделок, лючков, клапанов, арматуры для крепления и др., работающих при температурах не выше 350<sup>0</sup>С).

*Ковкий чугун* используется для изготовления деталей насосов, вентиляторов и вспомогательного оборудования.

*Окалиностойкий и жароупорный чугун* (типа "Силал", "Чугаль" и т.п.) могут выдерживать без интенсивного окисления более высокие температуры, хорошо работают на изгиб и сжатие и используются для изготовления колосниковых решеток, опорных устройств, подвесок для крепления труб и т.п.

Стали, применяемые в котлостроении, должны обладать высокими механическими свойствами (прочностью, пластичностью, стабильностью структуры), хорошими технологическими свойствами (свариваемостью, пригодностью к термической обработке).

Марки сталей для элементов источников теплоты выбирают из условий обеспечения требуемой степени надежности этого элемента и минимального расхода металла на единицу производимой теплоты (пара).

Все стали, применяемые в котлостроении, можно разделить на следующие основные классы: 1) углеродистые; 2) низколегированные (перлитного класса); 3) высоколегированные (аустенитного класса), 4) высоколегированные (мартенситного и мартенситно-ферритного классов); 5) сталь для литых деталей арматуры.

Условные обозначения марок сталей, принятые в СССР, характеризуют их примерный состав. Маркировка состоит из букв и цифр, характеризующих наличие в стали какого-либо легирующего элемента и его содержание в целых процентах. Если содержание элемента меньше 1% цифра отсутствует. Цифры, стоящие до первой буквы в обозначении марки стали, указывают, на содержание углерода в сотых долях процента.

Условные обозначения легирующих элементов: Б — ниобий, В — вольфрам, Г — марганец, Д — медь, К — кобальт, М — молибден, Н — никель, П — фосфор, Р — бор, С — кремний, Т — титан, Ф — ванадий, Х — хром, Ц — цирконий, Ю — алюминий.

Например, марка стали X18H10T соответствует содержанию, %: С = 0,1%, Cr = 17–19, Ni = 9–11, Ti = 0,5.

Из углеродистых сталей для изготовления элементов котлов, работающих при температурах ниже 450°C, широко применяются углеродистые стали Ст 10 и Ст 20. Для Ст 20 цифра показывает, что содержание углерода 0,20%, а легирующие элементы отсутствуют.

В низколегированных сталях перлитного класса содержание легирующих элементов не превышает 4–5%. Обычно они применяются до температур 580°C.

Высоколегированные стали аустенитного класса надежно работают при температурах 650–700°C.

Для изготовления и ремонта котлов, пароперегревателей, экономайзеров и их элементов, предназначенных для работы под давлением, должны применяться материалы, только рекомендованные "Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов". Применение материалов для работы с параметрами, превышающими установленные для них этими правилами, а также материалов, не указанных в "Правилах", допускается министерством, в ведении которого находится проектная организация, на основании положительных заключений соответствующих специализированных организаций по металловедению, сварке и котлостроению и по согласованию с Госертехнадзором СССР.

Для правильного выбора материала необходимо точно определить рабочие температуры металла и допустимые нагрузки, используя нормы расчета на прочности элементов котла. Нормирование прочности элементов котла, работающих под давлением, — одно из мероприятий, которое одновременно обеспечивает надежность работы котельных установок и экономит качественный котельный металл, расход которого составляет 1–2,5 т стали на 1 т паропроводительности котлов типа ДЕ или 0,2–0,8 т стали на 1 ГДж теплопроизводительности водогрейных котлов.

Надежный температурный режим обогреваемых труб характеризуется достаточным запасом механической прочности, отсутствием окалинообразования и допустимыми колебаниями температуры стенки. Безопасные температурные условия обогреваемых труб обеспечиваются гидравлическим режимом среды в них и компоновкой труб поверхности нагрева.

Максимальная температура наружной поверхности труб не должна достигать температуры окалинообразования или температуры изменения структуры металла.

Под расчетной температурой металла труб  $t_{ст}$  понимает-

ся наибольшее местное значение температуры стенки, вычисленное с учетом неравномерности тепловосприятия по сечению газохода и окружности трубы, растечки теплоты по стенке, гидравлической неравномерности и конструктивной нетождественности змеевиков.

Температура стенок обогреваемых труб рассчитывается для номинальной нагрузки котельного агрегата на каждом расчетном топливе при номинальной температуре питательной воды. Температура развернутой трубы определяется по формулам:

для внутренней поверхности

$$t_{\text{СТ}}^{\text{ВН}} = \bar{t} + \Delta t_T + \frac{\beta \mu q_{\text{max}}}{\alpha_2}; \quad (9.1)$$

для наружной поверхности

$$t_{\text{СТ}}^{\text{Н}} = \bar{t} + \Delta t_T + \beta \mu q_{\text{max}} \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{2}{1 + \beta} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{М}}} \right); \quad (9.2)$$

для середины стенки

$$\bar{t} = \frac{t_{\text{СТ}}^{\text{ВН}} + t_{\text{СТ}}^{\text{Н}}}{2}. \quad (9.3)$$

где  $\bar{t}$  — средняя температура среды в рассчитываемом участке элемента, °С;  $\Delta t_T$  — превышение температуры среды в развернутой трубе над средней в участке, °С;  $\delta$  — толщина стенки трубы, мм;  $\beta$  — отношение наружного диаметра к внутреннему;  $\mu$  — коэффициент растечки теплоты;  $q_{\text{max}}$  — максимальное удельное тепловосприятие наружной поверхности трубы, допускаемое для данного вида топлива и поверхности нагрева;  $\lambda_{\text{М}}$  — теплопроводность металла, кДж/(м·ч).

При определении расчетной температуры стенки трубы должны быть рассмотрены различные участки трубного пакета, имеющие как наивысшую температуру пара (воды), так и наивысшую тепловую нагрузку, а также участки, конструктивные особенности которых могут обусловить наиболее высокую температуру стенки.

В ряде случаев допускается расчетную температуру, °С, стенок труб поверхностей нагрева источника теплоты определять по упрощенным формулам;

1) стенок вертикальных и слабонаклоненных (до  $40^{\circ}$  от вертикали) кипящих труб котлов с естественной циркуляцией при рабочем давлении не более 16 МПа и максимальных удельных тепловосприимчивостях поверхности нагрева по наружной поверхности труб  $q_{max}$  менее  $400 \text{ кВт/м}^2$

$$t_{ст} = t_{н} + 60; \quad (9.4)$$

2) стенок конвективных пароперегревателей котлов с рабочим давлением не более 2,5 МПа и температурой пара не выше  $425^{\circ}\text{C}$  при максимальных удельных тепловосприимчивостях  $q \leq 67 \text{ кВт/м}^2$

$$t_{ст} = t_{пп} + 70; \quad (9.5)$$

3) стенок труб для экономайзеров некипящего типа

$$t_{ст} = t_{н} + 30; \quad (9.6)$$

температура среды принимается из теплового расчета;

4) деталей котла и трубопроводов в пределах котла — не менее  $250^{\circ}\text{C}$ , кроме отдельных технически обоснованных случаев при определении температуры необогреваемых деталей и трубопроводов;

5) стенок барабанов:

а) вынесенных из газохода или надежно теплоизолированных

$$t_{ст} = t_{н}; \quad (9.7)$$

б) неизолированных, расположенных в газоходах,

$$t_{ст} = t_{н} + 1,2S + 10 \text{ при } t_{газ} \leq 600^{\circ}\text{C}, \quad (9.8)$$

где  $S$  — толщина стенки барабана, мм;

в) неизолированных, подверженных лучеиспусканию факела или горящего слоя топлива,

$$t_{ст} = t_{н} + 4S + 30. \quad (9.9)$$

В задачу расчета на прочность отдельных элементов источника теплоты, работающих под давлением (барабанов, круглых или прямоугольных коллекторов, труб и других

элементов), входит определение толщины их стенки (конструктивный расчет) или допускаемого давления в этих деталях (проверочный расчет). Методика конструктивного и проверочного расчетов является в основном одинаковой. Разница состоит в целях расчета искомых величин.

Расчет на прочность может выполняться по максимальным напряжениям или предельным нагрузкам (несущей способности). В основу принятых в СССР норм расчета на прочность деталей и элементов источников теплоты положен принцип оценки прочности по несущей способности (предельной нагрузке), а не по наибольшим местным напряжениям. При этой методике расчета исходят из предпосылки, что опасными являются напряжения, которые вызывают пластическую деформацию всей конструкции, а не только какого-либо небольшого объема ее металла. Это наиболее прогрессивный метод расчета, так как при использовании этой методики расчета по предельным нагрузкам конструкции элементов получают менее металлоемкими. В качестве основной нагрузки для определения толщины стенки элементов источника теплоты принято давление рабочей среды. Дополнительные нагрузки (осевые усилия, изгибающие и крутящие моменты), в частности нагрузки от собственного веса присоединенных деталей, при определении толщины стенки не учитывают, но в нормах регламентирована предельная величина напряжений, возникающих под действием этих нагрузок. Если напряжение превышает допускаемую величину, то должны быть осуществлены конструктивные мероприятия для их снижения. Формула для определения указанных напряжений выведена по принципу предельных нагрузок с некоторыми упрощениями.

Кроме напряжений от постоянных нагрузок в стенках элементов источников теплоты могут возникать термические напряжения временного характера, возникающие вследствие перепада температуры по толщине стенки. Эти напряжения возникают особенно при остановке, пуске или резком колебании нагрузки источника теплоты. Перепад температур, а следовательно, и величина термических напряжений больше в толстостенных конструкциях и при повышении тепловых нагрузок, поэтому для обогреваемых элементов в нормах введены ограничения по толщине стенки. Для труб регламентированы предельные значения дополнительных напряжений, вызываемых самокомпенсацией температурного расширения, которые имеют в основном характер изгиба.

В целях обеспечения практического использования формул они приведены к наиболее простому виду в двух моди-

фикациях: для определения допустимого давления и необходимой толщины стенки.

Толщину стенки цилиндрической части барабанов и камер определяют по формуле

$$\delta = \frac{pD}{2,0\sigma\varphi \pm p} + c, \quad (9.10)$$

где  $\delta$  — толщина стенки, м;  $D$  — наружный диаметр, м;  $p$  — расчетное избыточное давление, Па;  $\sigma$  — допускаемое напряжение, Па;  $\varphi$  — коэффициент прочности в продольном направлении;  $c$  — прибавка к расчетной толщине стенки, учитывающая технологические и другие допуски, м.

При подстановке в эту формулу внутреннего диаметра барабана  $D_{вн}$  в знаменателе принимается знак минус, наружного  $D_{н}$  — знак плюс.

При  $\delta \leq 0,02$  м прибавка  $c = 0,001$  м, а при  $\delta \geq 0,02$  м она равна нулю. Полученная при расчетах по формуле толщина стенки округляется до ближайшей по сортаменту.

В формуле (9.10)  $\varphi = (t - d)/t$  (где  $d$  — диаметр отверстия, мм;  $t$  — шаг между отверстиями) — минимальный коэффициент прочности барабана — характеризует ослабление отверстиями.

При коридорном расположении отверстий коэффициент прочности определяется в продольном и поперечном направлениях и в расчет вводят наименьшее значение.

При шахматном расположении отверстий определяют, кроме того, коэффициент прочности в диагональном направлении, условно приведенный к продольному направлению, и в расчет вводят наименьшее значение коэффициента прочности в продольном направлении или его двойное значение в поперечном направлении. Для различных видов ослабления условные формулы для определения коэффициента прочности приведены в "Нормах расчета элементов паровых котлов на прочность".

Коэффициент прочности ослабленной отверстиями стенки (для труб с одинаковым диаметром и одинаковым шагом между центрами отверстий) определяется для всех направлений (рис. 9.1):

в продольном направлении

$$\varphi = (t - d)/t; \quad (9.11)$$

в поперечном направлении

$$\varphi_1 = (t_1 - d)/t_1; \quad (9.12)$$

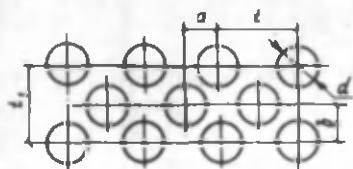


Рис. 9.1. Схема шахматного расположения отверстий в барабане

в диагональном направлении

$$\varphi_2 = [1 - d / (a \sqrt{1 + m^2})] / \sqrt{1 - 0,75 [m^2 / (1 + m^2)]^2} \quad (9.13)$$

где  $t$  — шаг между центрами отверстий в продольном направлении, м;  $t_1$  — шаг между центрами отверстий в поперечном направлении, м;  $d$  — диаметр отверстия, м;  $m = b/a$  ( $a, b$  — согласно рис. 9.1).

В расчетах используется наименьшее значение коэффициента прочности стенки.

Коэффициент прочности сварного шва труб и цилиндрической части барабана принимается в зависимости от способа и вида сварки  $\varphi = 0,9 - 1,0$ .

#### Примеры расчетов

**Пример 9.1.** Определить толщину стенки бесшовного барабана, если рабочее давление  $p = 2,5$  МПа, наружный диаметр  $D_n = 1,3$  м, допускаемое напряжение  $\sigma_{доп} = 120$  МПа. Барабан ослаблен отверстиями (см. рис. 9.1), причем  $t = 0,25$ ;  $t_1 = 0,25$ ;  $d = 0,075$ ;  $a = t/2$ ,  $b = t_1/2$ .

**Решение.** 1. Определим коэффициент прочности барабана в продольном направлении

$$\varphi = (t - d) / t = (0,25 - 0,075) / 0,25 = 0,7.$$

2. Коэффициент прочности барабана в поперечном направлении

$$\varphi_1 = (t_1 - d) / t_1 = (0,25 - 0,075) / 0,25 = 0,7.$$

3. Коэффициент прочности барабана в диагональном направлении

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= [1 - d / (a \sqrt{1 + m^2})] / \sqrt{1 - 0,75 [m^2 / (1 + m^2)]^2} = \\ &= [1 - 0,075 / (0,125 \sqrt{1 + 1^2})] / \sqrt{1 - 0,75 [1^2 / (1 + 1^2)]^2} = \\ &= 0,59. \end{aligned}$$

Наименьший коэффициент прочности барабана составляет  $\varphi = 0,59$ .

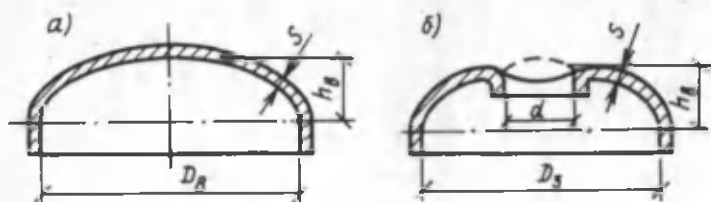


Рис. 9.2. Глухое эллиптическое днище барабана (а) и с лазовым отверстием (б)

4. Толщину стенки барабана находим по формуле

$$z = \frac{p D_{\text{вн}}}{2,0 \sigma \varphi + p} + c = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,3}{2,0 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,69 + 2,5 \cdot 10^6} +$$

$$+ 0 = 0,0226 \text{ м.}$$

**Пример 9.2.** Определить толщину выпуклого днища барабана (рис. 9.2), не имеющего отверстий и имеющего отверстие (лаз) диаметром 0,35 м. Внутренний диаметр барабана 1,0 м, рабочее давление  $p = 2,5$  МПа.

**Решение.** 1. Определим толщину выпуклого днища, не имеющего отверстий

$$\delta = \frac{p D_{\text{вн}}}{4,0 z \sigma - p} - \frac{D_{\text{вн}}}{2 h_{\text{в}}} + c,$$

где  $z$  — коэффициент прочности днища, зависящий от наличия и размеров отверстия (рис. 9.2, б).

В случае отсутствия отверстия в днище (см. рис. 9.2, а),  $z = 1$

$$\delta = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,0}{4,0 \cdot 1 \cdot 120 \cdot 10^6 - 2,5 \cdot 10^6} - \frac{1,0}{2 \cdot 0,4} + 0,0005 = 0,007.$$

Для выпуклого днища с отверстием (см. рис. 9.2, б)

$$z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(s-c)}} + 2} = \frac{2}{\frac{0,35}{\sqrt{1,0 \cdot 0,0065}} + 2} = 0,315.$$

2. Расчетная толщина выпуклого днища с отверстием

$$\delta = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,0}{4,0 \cdot 1,0 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,315 - 2,5 \cdot 10^6} = 0,021 \text{ м.}$$



Приведенная формула для расчета днища барабана действительна при соблюдении следующих условий:

$$h_{\text{вн}} / D_{\text{вн}} \geq 2; d / D_{\text{вн}} \leq 0,6; (\delta - c) / D_{\text{вн}} \leq 0,1.$$

**Пример 9.3.** Определить толщину стенки трубы экрана с наружным диаметром 76 мм, при давлении в котле 14 МПа и расположении трубы у нижнего коллектора, над которой высота столба воды составляет 20 м.

*Решение 1.* Определяем допустимую толщину стенки, м

$$\delta = \frac{p D_{\text{н}}}{2,0 \sigma + p} + c.$$

В этом случае  $p_p = 14 + 0,2$ . Температура насыщения  $t_{\text{н}} \approx 335^\circ\text{C}$ .  
Температура стенки  $t_{\text{ст}} = 335 + 60 = 39,5^\circ\text{C}$ .

Следовательно, можно выбрать сталь Ст 20 с  $\sigma = 120$  МПа.

2. Расчетная допустимая толщина стенки

$$\delta = \frac{14,2 \cdot 10^6 \cdot 0,076}{2,0 \cdot 120 \cdot 10^6 + 14,2 \cdot 10^6} + 0,0005 = 0,009 \text{ мм.}$$

Добавляем для повышения надежности  $c = 0,0005$  м и принимаем  $\delta = 0,009$ .

3. Определяем допустимое внутреннее давление

$$p = \frac{2,3 \delta \sigma}{D_{\text{вн}} + 2 \delta} = \frac{2,3 \cdot 0,009 \cdot 120 \cdot 10^6}{0,076} = 32,68 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Примеры для самостоятельного решения.

**Пример 9.4.** Определить толщину стенки бесшовного барабана, если рабочее давление  $p = 1,5$  МПа, внутренний диаметр барабана  $D_{\text{вн}} = 1,26$  м, допускаемое напряжение  $\sigma_{\text{доп}} = 92$  МПа; барабан ослаблен отверстиями в соответствии со схемой рис. 9.1.

Ответ:  $\delta = 0,025$  м.

**Пример 9.5.** Определить внутренний диаметр бесшовного барабана, ослабленного отверстиями с диаметром  $d = 0,05$  м, если рабочее давление  $p = 4$  МПа, допускаемое напряжение  $\sigma_{\text{доп}} = 85$  МПа, шаг между центрами отверстий в продольном направлении барабана  $l = 0,25$  м, шаг между центрами отверстий в поперечном направлении (по средней окружности барабана)  $l = 0,2$  м, толщина стенки барабана  $s = 0,05$  м. Отверстия на барабане расположены в коридорном порядке.

Ответ:  $D_{\text{вн}} = 1,54$  м.

**Пример 9.6.** Определить толщину стенки трубы конвективного пучка парового котла, если рабочее давление  $p = 3,4$  МПа, внутренний диаметр трубы  $d_{\text{вн}} = 0,076$  м и допускаемое напряжение  $\sigma_{\text{доп}} = 60$  МПа.

Ответ:  $\delta = 0,00275$  м.

**Пример 9.7.** Определить толщину стенки бесшовной трубы кипящего экономайзера котла, предназначенного для рабочего давления  $p = 25$  МПа, если наружный диаметр трубы  $d_n = 0,038$  м, допустимое напряжение  $\sigma_{\text{доп}} = 64$  МПа и гидравлическое сопротивление водяного тракта экономайзера  $p = 1$  МПа.

Ответ:  $s = 0,001$  м.

### Контрольные вопросы

1. Укажите особенности условий, в которых работает металл различных элементов котла.
2. Дайте классификацию применяемых в котлостроении сталей.
3. Какие параметры и условия работы материалов в элементах котла необходимо знать для их расчета на прочность?
4. Расскажите о принципе маркировки сталей в котлостроении.
5. Напишите упрощенные формулы для расчета температуры стенки различных поверхностей нагрева.
6. Укажите основные задачи расчетов на прочность.
7. Какими параметрами характеризуется прочность сталей?

## ГЛАВА 10. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

---

Топливное хозяйство котельных включает все сооружения, устройства и механизмы, необходимые для приема, разгрузки, хранения, перемещения и подачи топлива в котельные и топки котлов, а также для его обработки и подготовки к сжиганию. Принципиальную схему топливного хозяйства, условия и особенности его работы в каждом конкретном случае определяют многие факторы:

- а) вид, свойства и способ сжигания топлива;
- б) производительность котельной и ее расположение;
- в) способ доставки топлива.

Вид топлива, сжигаемого в котельной, и схема топливного хозяйства оказывают существенное влияние на общую компоновку генплана тепловой станции. Проектирование топливного хозяйства теплостанции ведется на основании нормативных документов: при максимальном расходе топлива  $V_p < 42$  кг/с — по СНиП II-35-76 "Котельные установки", при  $V_p > 42$  кг/с — по нормам проектирования топливного хозяйства электростанций Минэнерго.

При проектировании необходимо предусматривать механизацию и автоматизацию всех процессов, связанных с транспортированием, разгрузкой, хранением, подготовкой к сжиганию и подачей топлива в бункера котлов и в топку; предусматривать мероприятия по обеспечению минимальных непроизводительных потерь топлива, снижению капиталовложений (начальных затрат) и эксплуатационных расходов на топливное хозяйство котельной.

### 10.1. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Топливное хозяйство промышленных и отопительных тепловых станций при сжигании твердого топлива наиболее сложное и дорогое. Принципиально технологическая схема компоновки оборудования топливного хозяйства может иметь различные варианты (рис. 10.1). При сжигании твердого топлива в слое система пылеприготовления в теплостанции отсутствует.

Твердое топливо на территорию тепловой станции доставляется саморазгружающимися железнодорожными вагонами

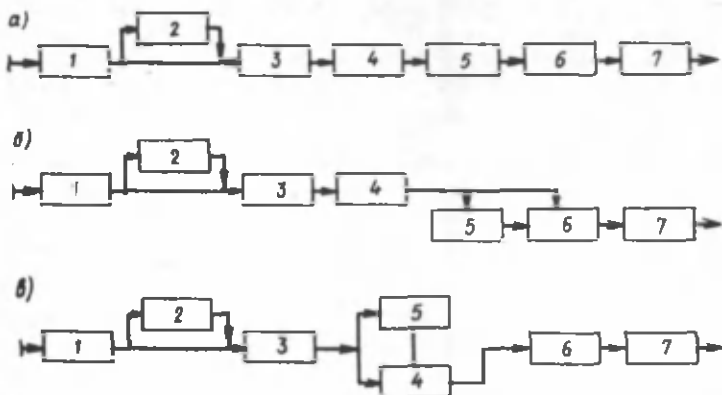


Рис. 10.1. Принципиальные схемы компоновки оборудования топливного хозяйства

1 — вагонные весы; 2 — помещения для размораживания топлива; 3 — приеморазгрузочное устройство; 4 — дробильная установка; 5 — склад; 6 — бункер сырого угля; 7 — система пылеприготовления

по обычной или узкоколейной железной дороге или автомашинами. Для разгрузки топлива, доставляемого по железной дороге, устраивают на территории теплостанции разгрузочные эстакады или закрытые разгрузочные сараи с подачей в них горячего воздуха (тепляки), обеспечивающие выгрузку смерзшегося топлива в зимнее время. После разгрузки топливо направляется на склад с помощью автопогрузчиков, грейферных кранов, транспортеров или других механизмов.

Запас топлива, расходуемый в периоды перерывов в его поступлении, хранится непосредственно на территории котельной либо поблизости от нее на специально сооруженных для этого складах. В соответствии с назначением складов независимо от вида топлива их разделяют на базисные, расходные (оперативные), резервные (аварийные) и перевалочные.

**Базисные склады** предназначаются для длительного планового хранения топлива в целях обеспечения группы котельных топливом при длительных задержках в его доставке.

**Расходные (оперативные) склады** организуют для хранения эксплуатационного запаса топлива. Объем склада при доставке топлива автотранспортом — не более 7-суточного расхода, при доставке железнодорожным транспортом — не более 14-суточного расхода топлива.

**Резервные (аварийные) склады** в зависимости от степени

надежности доставки топлива проектируют с одно-, двух-недельным или месячным запасом топлива.

**Перевалочные склады** сооружаются у речных или морских причалах для перегрузки с водного транспорта на сухопутный для дальнейшего транспортирования топлива в котельные.

В домовых отопительных котельных при установке котлов под зданиями склады топлива располагают в смежных с котельными помещениях. В более крупных отдельно стоящих котельных склады топлива обычно делают открытыми на специально подготовленных ровных незатопляемых площадках, имеющих дренажи для отвода атмосферных и грунтовых вод.

При выборе площадки склада учитывают возможности непосредственной подачи к нему транспорта и перемещения топлива со склада в котельную. Кроме того, для рационального проектирования сооружения и надежной эксплуатации складов необходимо знать основные физические свойства твердого топлива, подлежащего хранению: влажность, склонность к самовозгоранию, смерзаемость, сыпучесть и другие.

Уголь, сланцы и торф хранятся на открытом воздухе в штабелях, топливо различных марок — в отдельных штабелях. При длительном хранении топлива в штабелях и бункерах может происходить его самонагревание и затем самовозгорание. Главной причиной самонагревания твердого топлива является взаимодействие его частиц с кислородом воздуха, при котором происходит реакция окисления углерода с выделением теплоты. При плохом отводе теплоты от места в штабеле, где происходит этот процесс, резко повышается температура угля, что может привести к самовозгоранию топлива, т.е. появлению тлеющих очагов.

Химические потери топлива, связанные с озеленением из-за самовозгорания, могут составлять при длительном неправильном хранении до 5—10%. Механические потери топлива связаны с его распыливанием, выносом с атмосферными осадками и т.п. и могут достигать 0,5—1,0%. Обычно во избежание ухудшения качества запасов топлива из-за самовозгорания на складе ограничивают сроки хранения топлива различных категорий: бурые длиннопламенные угли — 4—12 мес, газовые каменные угли — 12—36 мес, антрациты и каменные тощие угли — 24—36 мес.

Топливо, подлежащее хранению, складывается в штабели длиной  $l = 25-30$  м, имеющие в поперечном сечении вид равнобокой трапеции с основанием до  $B = 10$  м для каменного угля, 5 м — для кускового топлива и не более 2,5 м — для фрезторфа. Штабеля топлива, склонного к самовозгоранию, располагают на расстоянии более 15 м от котельной,

несамовозгорающегося — 12 м. Расстояние от штабелей до ограждающего забора 3 м. Для обслуживания склада сооружают внутрискладские проезды шириной 3,5 м и площадки размером 12x12 м для разворота автомашин. Расстояние между смежными штабелями принимают не менее 3 м, до огнестойких сооружений — 10 м, до деревянных — 15 м и всякого рода общественных сооружений — 25 м. Расстояние до складов лесоматериалов — 30 м и жидкого горючего — 60 м.

Площадь, необходимая для размещения штабелей без учета проездов,  $m^2$ , определяется по формуле

$$F_{\text{скл}} = \frac{3600 B_p z 24}{h_{\text{ш}} \rho_{\text{нас}} \varphi} \quad (10.1)$$

где  $B_p$  — секундный расход топлива в котельной, кг/с;  $z$  — число суток работы котельной, обеспечиваемое запасом топлива на складе;  $h_{\text{ш}}$  — допустимая высота штабеля, м;  $\rho_{\text{нас}}$  — насыпная масса топлива, кг/м<sup>3</sup>; для ориентировочных расчетов можно принимать 900 кг/м<sup>3</sup>;  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий наклонное положение боковых поверхностей штабеля; подсчитывается по соотношению площади трапеции к площади прямоугольника, построенного по нижнему основанию штабеля; ориентировочно можно принимать  $\varphi = 0,95$ ; 3600 · 24 — число секунд в сутках.

Высота штабеля  $h_{\text{ш}}$  устанавливается в зависимости от способа и продолжительности хранения, а также от склонности топлива к самовозгоранию. При хранении бурых углей на немеханизированных складах высота штабеля составляет не более 2–2,5 м, антрацитов — 4–5 м и более, каменных углей — 2–3 м, фрезторфа — до 3 м. На механизированных складах высота штабелей не лимитируется, так как очаги повышения температуры можно относительно легко ликвидировать.

Уголь в штабеля укладывают не позднее 2 сут после подвоза послойно (толщина слоя 0,5–1,0 м), уплотняя каждый слой во избежание попадания воздуха. Верх и боковой откос покрывают слоем мелочи толщиной 100–150 мм. Для предотвращения самовозгорания необходим постоянный контроль за температурой угля.

При самовозгорании тлеющее место отделяют от остальной массы угля с помощью поперечно прорытых в штабеле каналов на всю высоту штабеля. Тлеющий уголь тушат, затем этот участок уплотняют и обмазывают изоляционным слоем влажной глины с песком или землей. Применять воду не рекомендуется.

В случае самовозгорания всего штабеля охлаждение и прекращение горения обеспечивают путем уменьшения высоты

штабеля до 300 мм или перелопачиванием угля, быстро раскладывая его на возможно большей площади. Уголь, подвергшийся самовозгоранию, расходуется в первую очередь.

На каждом штабеле укрепляют табличку, на которой указывают: номер штабеля, дату поступления, количество, вид и марку топлива.

Комплекс механизмов и устройств, с помощью которых осуществляется подача топлива со склада в котельную, называется **топливоподачей**.

В теплостанциях малой и средней мощности наиболее широкое распространение получили следующие основные механизмы топливоподачи:

а) автопогрузчики — в котельных с расходом топлива не выше 2,5—3,3 кг/с;

б) грейферные краны — в котельных с расходом топлива 2,5—9,0 кг/с и более;

в) скреперные установки;

г) вертикально-горизонтальный скиповый подъемник системы П.И. Шевьева — в котельных большой производительности;

д) различные виды конвейеров: ленточные, ковшовые и т.д.

Ленточные конвейеры изготовляют из гибкой бесконечной резиновой ленты, охватывающей два концевых барабана. Обычно используются желобчатые ленты шириной 500—2000 мм в зависимости от требуемой производительности. Ширина ленты для антрацитов и каменных углей (мелких сортов) принимается 500 мм и более, для рядового угля — не менее 650 мм, а для фрезерного торфа — не менее 800 мм. Производительность горизонтального ленточного транспортера  $B$ , кг/с, ориентировочно определяется по формуле

$$B = bwh\rho, \quad (10.2)$$

где  $b$  — ширина ленты, м;  $b = 2d + 0,2$  м ( $d$  — размер максимального куска топлива);  $w$  — скорость движения ленты (обычно 1,25—2,5 м/с);  $h$  — допускаемая высота слоя топлива на ленте, м;  $\rho$  — насыпная масса, кг/м<sup>3</sup>.

Обычно длина ленточного транспортера 10—15 м. У наклонных транспортеров угол наклона не должен превышать 18°.

В качестве ковшовых конвейеров широко применяются элеваторы, серийно выпускаемые отечественной промышленностью.

Процесс подготовки твердого топлива для сжигания в камерных топках достаточно сложен, зависит от свойства топлива (крупности кусков, влажности и т.п.) и состоит

из ряда стадий: удаление металла и щепы с предварительным грубым дроблением в дробильной установке, подсушка и разمول в системе приготовления пыли, подача готовой пыли в топочные устройства.

Выбор оборудования топливоприготовительных устройств и его эксплуатация зависят от фракционного состава топлива, т.е. распределения кусков угля по размерам. Обычно топливоприготовление осуществляется следующим образом: топливо из бункера сырого угля поступает на ленточный конвейер, при движении которого из слоя угля, движущегося по ленте, с помощью щепоуловителя в виде гребенки улавливаются деревянные включения, а с помощью электромагнитов, установленных в конце конвейера, извлекается металл, который затем с магнитного сепаратора попадает в бункер для сбора. Очищенное от металла топливо поступает на грохот, где происходит отделение мелких фракций от крупных: мелкие фракции сыплются в бункер мелкого угля, крупные — в бункер крупного и из него направляются в дробилку для измельчения.

Наибольшее распространение получили валковые дробилки с параллельно расположенными ошипованными гладкими валками и молотковые, в которых измельчение топлива происходит в основном за счет удара, раздавливания и истирания. В различных типах дробилок и мельниц эти способы разрушения кусочков топлива сочетаются по-разному. После дробилок уголь направляется в мельницы для подсушки и измельчения.

В энергетике для размola топлива применяются четыре типа мельниц: мельничные вентиляторы (МВ), среднеходные валковые (ВСМ) и шаровые (МШС), молотковые (ММ) и шаровые барабанные (ШБМ).

**Быстроходная мельница-вентилятор** состоит из колеса с лопатками, бронированного корпуса и сепаратора. Эти мельницы обычно применяются для размola высоковлажных мягких бурых углей с большим выходом летучих и торфа. Сырой уголь подводится с торца мелющего колеса и за счет удара о лопатки измельчается.

**Валковая среднеходная мельница** с горизонтальным столом состоит из двух валков, стола и корпуса. Валки при вращении горизонтальной тарелки, к которой они прижимаются за счет усилия, создаваемого пружинами, катятся, подминая под себя топливо, и, раздавливая, измельчают его. Такие мельницы наиболее целесообразны для размola каменных углей с зольностью менее 30%.

**Быстроходная молотковая мельница** состоит из вращающегося ротора, на котором на шпонках укреплены диски с шарнирно прикрепленными билами, и кожуха. Топливо, подаваемое на вращающийся ротор, размельчается ударами



бил. В этих мельницах обычно размалывают сравнительно мягкие топлива, имеющие значительный выход летучих.

**Шаровая барабанная мельница** состоит из цилиндра (барабана) диаметром 2—4 м и длиной 3—10 м, частично заполненного шарами диаметром 30—60 мм. При вращении барабана шары поднимаются на определенную высоту и падают. Размол топлива происходит за счет удара шаров и вследствие истирания перемещающимися шарами. Шаровые барабанные мельницы универсальны с точки зрения вида и сорта топлива, однако применяются только для размола трудноразмалываемых топлив и топлив, требующих тонкого помола, так как отличаются большой начальной стоимостью и высоким расходом электроэнергии на помол.

Существующие в настоящее время системы пылеприготовления разделяют на центральные и индивидуальные. В центральных системах приготовление пыли производят в отдельных зданиях (пылезаводах) и используют пыль для всех котлов, в индивидуальных — каждый котел питается от своих мельниц. Производительность мельниц определяет нагрузку котла.

Приготовление пыли в таких системах может производиться по замкнутой и разомкнутой схемам движения сушильных газов. В замкнутой схеме сушильные газы (горячий воздух, толочные газы), пройдя систему пылеприготовления вместе с водяными парами, сбрасываются в котел. При разомкнутой схеме сушильные газы с водяными парами сбрасываются в атмосферу, а приготовленная в мельницах пыль собирается в промежуточном бункере, из которого по мере необходимости подается в топку котла.

Основными элементами пылесистем кроме дробилок, мельниц, конвейеров являются сепараторы, затворы-мигалки, питатели для подачи угля или угольной пыли, пылепроводы.

**Сепараторы** служат для отделения мелких фракций от крупных из пылевоздушной смеси с различным фракционным составом, получаемой в мельницах. Обычно при проектировании системы пылеприготовления рассматривают мельницу и сепаратор как единое целое, так как тонкость поступающей пыли в горелки зависит от работы комплекса мельница — сепаратор.

Для подачи определенного количества пыли из бункера в горелки теплогенерирующих установок используются различные типы питателей пыли. Наиболее распространенными являются шнековые и лопастные питатели.

## 10.2. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Мазутное хозяйство включает комплекс сооружений, состоящий из приемно-сливных устройств, мазутохранилищ, мазутонасосной станции, соединительных трубопроводов между насосной и зданием котельной и мазутопроводов в пределах котельной (рис. 10.2). Эти устройства выбирают с учетом основных физических свойств топлива (вязкости, температуры застывания, вспышки и воспламенения, содержания воды, механических примесей, серы), они должны обеспечивать безотказную приемку, хранение и подачу требуемого количества мазута в котельную с соответствующей подготовкой его для надежного сжигания в топках котлов (подогрев, отстой от воды и механических примесей).

Жидкое топливо (мазут и другие продукты переработки нефти) может доставляться по трубопроводам, нефтеналивными судами (при расположении котельной вблизи судоходной реки), железнодорожными цистернами или автомобильным транспортом.

Мазут может быть основным топливом, резервным (например, в зимние месяцы), аварийным, позволяющим быстро перейти в случае необходимости с одного вида топлива на другой, или как топливо для подсвечивания факела твердого топлива при растопке. Если мазут является основным топливом, то объем мазутохранилищ выбирают из расчета 10-суточного запаса, если как аварийное — 3-суточного запаса.

Объем мазутохранилища,  $\text{м}^3$ , определяют по формуле

$$V = \frac{V_p \cdot 3600 \cdot 24\tau}{\rho}, \quad (10.3)$$

где  $V_p$  — расход топлива в котельной установке,  $\text{кг/с}$ ; 3600 — число секунд в 1 ч; 24 — число часов в 1 сут.;  $\tau$  — количество суток, на которое рассчитано хранилище;  $\rho$  — плотность мазута.

Слив мазута из железнодорожных цистерн и перекачка из нефтеналивных судов возможны только при подогреве его до  $40-60^\circ\text{C}$ . Для подогрева могут применяться следующие способы:

1) *открытым паром*; в цистерну вводится штанга, через которую подается пар. Затем по мере прогрева вводятся гибкие шланги, через которые также подается пар до момен-

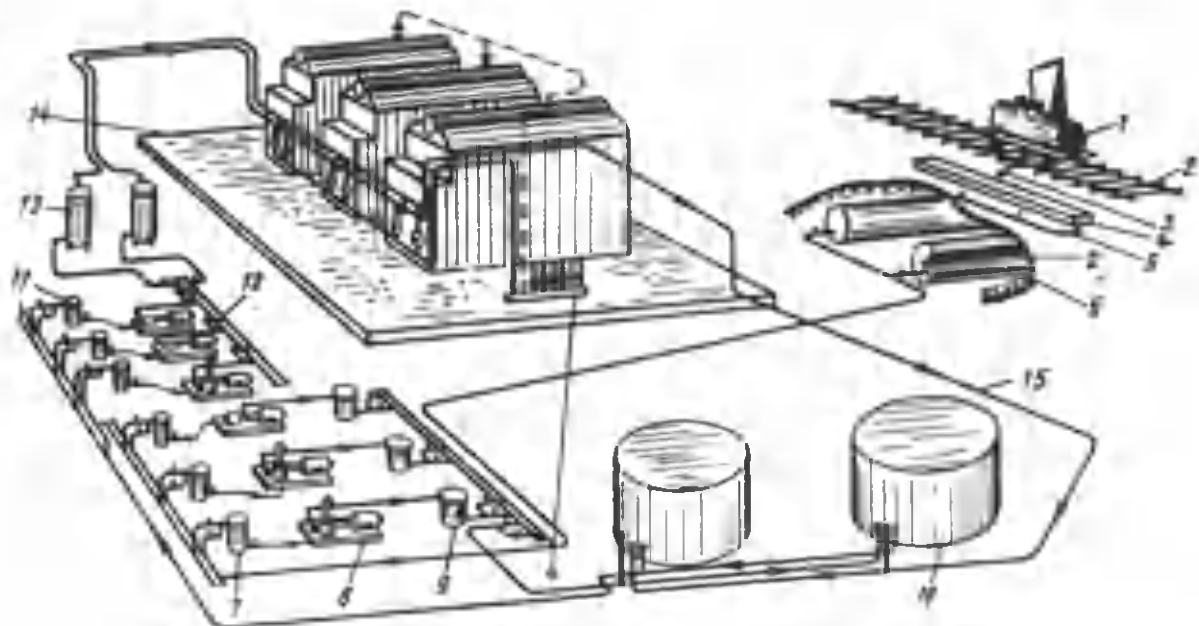


Рис. 10.2. Схема мазутного хозяйства с изъемным мазутохранилищем  
 1 — железнодорожная цистерна; 2 — эстакада; 3 — переносной лоток; 4 — сливной желоб; 5 — отводящая труба; 6 — приемные емкости; 7 — мазутохранилище; 8, 11 — фильтры тонкой очистки; 9, 12 — насосы; 10 — фильтры грубой очистки; 13 — подогреватели; 14 — горелки котлов; 15 — линия рециркуляции

та разжижения мазута. Этот способ вызывает обводнение мазута до 6—10%;

2) *циркуляционный подогрев*; предварительно подогревают отверстие в центре цистерны; затем мазут центробежным насосом прокачивается через наружный теплообменник для подогрева топлива на 10—20°С ниже температуры вспышки и подается в цистерну. Рециркуляцию производят до полного слива мазута из цистерны;

3) *подача пара в цистерны, оборудованные паровой рубашкой*; через несколько минут после начала подачи пара стенки корпуса нагреваются до температуры 80°С, и холодный мазут начинает скользить по горячей поверхности к сливному патрубку. При этом температура мазута в прилегающем слое повышается, а вязкость резко падает;

4) *слив мазута под избыточным давлением*; на люк колпака цистерны герметично устанавливают съемную крышку, имеющую специальные патрубки, через которые подается водяной пар или сжатый воздух и постоянно измеряется давление в цистерне;

5) *разогрев железнодорожных цистерн с помощью тепляков-сараяв*, в которые подается горячий воздух с температурой до 120°С;

6) *виброподогрев*, позволяющий существенно повысить эффективность теплообмена между поверхностью нагрева, вводимой в цистерну, и обогреваемым мазутом;

7) *индукционный*; через катушку пропускают электрический ток, благодаря чему возникают токи Фуко, разогревающие цистерну. При этом способе требуется сложное электрическое оборудование;

8) *электрический обогрев с помощью двух электрорефлекторов*, устанавливаемых с двух сторон цистерны. Этот способ требует большого расхода электроэнергии.

При подготовке жидкого топлива его подогревают для уменьшения вязкости, подвергают механической очистке от твердых примесей (фильтрованию) для предотвращения забивания отверстий форсунок и распыливанию.

Рециркуляция мазута применяется для предупреждения застывания мазута в трубопроводах при уменьшении или прекращении его потребления. При рециркуляции избыток мазута возвращается в мазутохранилище по специальному трубопроводу. Если мазут используется периодически (для растопки), то циркуляция его осуществляется по замкнутому контуру; мазутные баки — насосная — котельная — мазутные баки. При этом мазут подогревается и по мере необходимости подается к форсункам.

Мазутопроводы прокладывают с уклоном не менее 0,01 для слива мазута в приемки, располагаемые в мазутонасос-

ной. Для перекачки мазута устанавливают поршневые, роторно-зубчатые и центробежные насосы. Подача всех рабочих насосов должна обеспечивать не менее 150% фактически необходимого расхода. Давление, создаваемое насосами, выбирают от 0,02 до 3,5 МПа, исходя из типа применяемых форсунок.

Подачу мазутного насоса, кг/с, определяют по формуле

$$G_{\text{маз}} = 1,2 B_p n_{\text{расч}}$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий колебания нагрузки котельной установки;  $B_p$  — расчетный расход топлива при номинальной нагрузке котла, кг/с;  $n_{\text{расч}}$  — расчетное число котлов.

Для нормальной работы мазутных насосов, предотвращения засорения форсунок и подогревателей используют фильтры грубой и тонкой очистки. Фильтры грубой очистки необходимо размещать до насосов, а тонкой очистки — после подогревателей мазута. Следует устанавливать не менее двух фильтров каждого назначения, в том числе один резервный.

При расчете трубопроводов скорость движения мазута в них принимают 0,8–1,0 м/с для всасывающих линий и 1,0–1,5 м/с — для нагнетательных. Для ликвидации появившихся пробок застывшего мазута мазутопроводы продувают паром.

Диаметр мазутопроводов, м, рассчитывают по формуле

$$d = \sqrt{\frac{B_p n_{\text{расч}}}{\rho_{\text{маз}} 0,785 w_{\text{маз}}}}, \quad (10.4)$$

где  $w_{\text{маз}}$  — скорость движения мазута, м/с.

Обычно в мазутонасосной станции размещают следующее оборудование:

технологическое (мазутные насосы, фильтры, подогреватели, трубопроводы с арматурой, измерительную аппаратуру — счетчики, манометры, термометры и т.п.);

энергетическое (двигатели для насосов, задвижек, пусковую аппаратуру для двигателей, электрические устройства и осветительную аппаратуру);

санитарно-техническое (вентиляционные установки, отопительные приборы и др.);

грузоподъемное (мостовые краны, монорельсы с тельферами, блоки, лебедки и т.п.).

Запас мазута содержится в резервуарах, число которых, как правило, принимают не менее двух. Применяется следующий нормальный ряд мазутохранилищ — 100, 200, 500, 1000, 2000, 3000, 5000, 10 000, 20 000 м<sup>3</sup>. Резервуары должны обеспечивать безопасность хранения топлива в пожарном отношении, обладать полной герметичностью, несгораемостью, долговечностью, коррозионной стойкостью против воздействия агрессивных грунтовых вод и хранимого топлива, обеспечивать удобство обслуживания и очистки (от отстоя и осадков) и возможность установки внутри резервуара подогревающих устройств и другого технологического оборудования.

Мазутохранилища разделяют на наземные, полуподземные (заглубленные) и подземные. Резервуары мазутохранилища обычно выполняются железобетонными или металлическими.

При эксплуатации мазутного хозяйства необходимо обеспечивать исправность и постоянную готовность средств противопожарной защиты, а также предусматривать обучение персонала методам тушения пожара. Каждый отдельно стоящий резервуар оборудуется химическими огнетушителями, ящиком с песком объемом 0,5 м<sup>3</sup> и лопатой. Для тушения пожара мазутонасосная оборудуется устройствами для подачи в помещение насыщенного пара. Категорически запрещается тушить горящий мазут из брандспойта или заливать его водой, так как мазут всплывает и, разливаясь, увеличивает площадь, охваченную горением. Имеется ряд специальных инструкций по обеспечению безопасной эксплуатации мазутного хозяйства.

### 10.3. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗЕ

Газовое хозяйство теплостанции несложно, относительно дешево по капитальным затратам и наиболее надежно в эксплуатации. При сжигании в топке теплогенерирующей установки газообразного топлива его подготовка сводится к фильтрованию, дросселированию до нужного давления и подводу к горелкам.

В коммунальном хозяйстве в качестве топлива используются природный газ и сжиженный газ в баллонах или в специальных цистернах (емкостях). Природный газ, как правило, применяется для покрытия всех трех основных видов бытового теплоснабжения (отопление, горячее водоснабжение и пищеприготовление). Однако это топливо экономически целесообразно применять только в населенных пунктах, расположенных в зоне прокладки газопроводов на расстоянии не более 4—5 км от них.

По сравнению с другими видами топлива природный газ позволяет наиболее легко осуществить комплексную автоматизацию процесса горания в топках теплогенерирующих установок, а также в квартирных генераторах теплоты и всевозможных отопительных и отопительно-варочных печах.

Подача газа на тепловые электростанции, ТЭЦ, в промышленные и коммунальные теплостанции, жилые и общественные здания производится по трубопроводам под давлением, поэтому не требуется расходовать дополнительную энергию для приема и подачи его в топку теплогенераторов для сжигания.

Природный газ подается от магистралей по трубопроводам к районным газораспределительным станциям (ГРС), где давление его редуцируется до необходимой величины. При этом давлении газ распределяется по районным или промышленным газораспределительным пунктам (ГРП), где происходит дальнейшее дросселирование газа от входного давления до давления, требующегося потребителям газа, которое автоматически поддерживается постоянным независимо от его расхода.

Для промышленного потребления газ может подаваться непосредственно из дальних газопроводов или сетей газовых заводов. Если требуется меньшее давление газа, чем в газопроводе, снижение его и автоматическое поддержание на заданном уровне обеспечиваются:

а) в газорегуляторных пунктах (ГРП), сооружаемых на городских распределительных сетях, а также на территории промышленных и коммунальных предприятий;

б) в газорегуляторных установках (ГРУ), монтируемых непосредственно у потребителей и предназначенных для снабжения газом котлов и других агрегатов, расположенных только в одном помещении.

Более подробно все вопросы газоснабжения рассмотрены в специальном курсе.

#### 10.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 10.1.** Определить площадь склада твердого топлива для котельной с четырьмя котлами КЕ-10-14, при сжигании кузнецкого угля марки Д; класс обогащения Р, СШ.

Характеристика топлива по данным "Теплового расчета котельных агрегатов (нормативный метод)":  $W^F = 12,0\%$ ,  $A^F = 13,2\%$ ,  $S^F + S_{op}^F = 0,3\%$ ,  $C^F = 58,7\%$ ,  $H^F = 4,2\%$ ,  $N^F = 1,9\%$ ,  $O^F = 9,7\%$ ,  $Q_H^F = 22\ 800$  кДж/кг.

1. Часовой расход топлива на один котел составит

$$B_p = \frac{D(i_{н,п} - i_{п,в}) + D_{пр}(i_{к,в} - i_{п,в})}{3600 Q_{н,к,у}^r} =$$

$$= \frac{10\,000(2800 - 425) + 200(825 - 425)}{3600 \cdot 22\,800 \cdot 0,85} = 0,34 \text{ кг/с.}$$

2. Секундный расход топлива в котельной  $B_p = 0,34 \cdot 4 = 1,36 \text{ кг/с.}$

3. Площадь топливного склада при запасе топлива на 30 сут будет равна

$$F_{скл} = \frac{24 \cdot 3600 B_p z}{h_{ш} \rho_{нвс} \varphi} = \frac{24 \cdot 3600 \cdot 1,36 \cdot 30}{2 \cdot 900 \cdot 0,95} = 2061 \text{ м}^2.$$

**Пример 10.2.** Рассчитать температурный напор и определить экономию в площади поверхности нагрева циркуляционного теплообмена при схеме "противоток" по сравнению со схемой "прямоток" в случае нагрева мазута с  $t = 25$  до  $85^\circ\text{C}$  горячей воды, охлаждаемой с  $t_1 = 150$  до  $t_2 = 110^\circ\text{C}$ .

1. При прямо- и противотоке теплоносителей средний температурный напор равен

$$\Delta t_{лог} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_м}{2,3 \lg \Delta t_6 / \Delta t_м}.$$

2. Выполним расчет (рис. 10.3):

для схемы "противоток"

$$\Delta t_6 = 110 - 25 = 85^\circ\text{C}; \quad \Delta t_м = 150 - 85 = 65^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_{лог} = \frac{85 - 65}{2,3 \lg \frac{85}{65}} = 74,6^\circ\text{C};$$

для схемы "прямоток"

$$\Delta t_6 = 150 - 25 = 125^\circ\text{C}; \quad \Delta t_м = 110 - 85 = 25^\circ\text{C};$$

$$\Delta t''_{лог} = \frac{125 - 25}{2,3 \lg \frac{125}{25}} = 62,1^\circ\text{C}.$$

3. Для переданной теплоты имеем следующие уравнения:

$$Q = kF_{прот} \Delta t'_{лог}; \quad Q = kF_{прям} \Delta t''_{лог}.$$



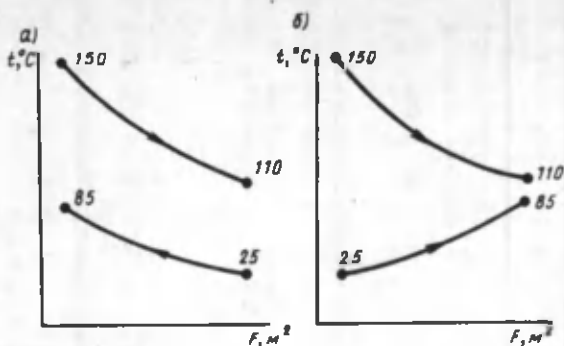


Рис. 10.3. Схемы изменения температур в теплообменнике при противотоке (а) и прямотоке (б)

Из этих уравнений находим

$$F_{\text{прот}} = \frac{\Delta t''_{\text{лог}}}{\Delta t'_{\text{лог}}} F_{\text{прям}} = \frac{62,1}{74,6} F_{\text{прям}} = 0,83 F_{\text{прям}}$$

Следовательно, площадь поверхности нагрева теплообменника, запроектированного по схеме "противоток", на 17% меньше площади поверхности нагрева при схеме "прямоток".

4. Определим необходимую площадь поверхности нагрева для котла ДЕ-10-14. Рассчитаем расход топлива по формуле

$$B_p = \frac{D(i_{\text{н.п}} - i_{\text{п.в}})}{Q_H^r \eta} = \frac{10\,000(2800 - 425)}{41\,900 \cdot 0,9 \cdot 3600} = 0,175 \text{ кг/с.}$$

$$Q = m_M c_M \Delta t_M = 0,175 \cdot 2,45 \cdot 60 = 25,7 \text{ кВт,}$$

где \$m\_M\$ — масса мазута, кг; \$c\_M\$ — теплоемкость мазута, 2,45 кДж/кг.

5. Необходимая площадь поверхности нагрева при противотоке будет равна

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{лог}}} = \frac{25\,800}{280 \cdot 74,6} = 1,23 \text{ м}^2.$$

6. Расход охлаждающей воды

$$m_B = \frac{Q}{c_B \Delta t_B} = \frac{25,7}{4,19 \cdot 40} = 0,153 \text{ кг/с.}$$

**Пример 10.3.** Рассчитать диаметр мазутопровода для подачи топлива в котельную, рассмотренную в примере 10.2:

$$d = \sqrt{\frac{B \rho_{\text{расч}}}{\rho_{\text{мяз}} \cdot 0,785 w_{\text{мяз}}}} = \sqrt{\frac{0,34 \cdot 4}{700 \cdot 0,785 \cdot 1,5}} = 0,041 \text{ м.}$$

Примеры для самостоятельного решения.

**Пример 10.4.** Определить необходимый объем мазутохранилища для котельной с пятью котлами ДЕ-25-14 при запасе топлива на 60 сут.

Рассчитать диаметр мазутопровода для подачи топлива в котельную.

**Пример 10.5.** Для котлов ДЕ-25-14 рассчитать необходимую площадь поверхности мазутоподогревателя для перегрева топлива с 25 до 75°C горячей воды, охлаждаемой с температуры 194°C, отбираемой из барбана котла, до температуры 120°C.

**Пример 10.6.** Рассчитать площадь склада твердого топлива с запасом на 60 сут для котельной с тремя котлами типа КЕ-25-14, сжигающими донецкий уголь марки Д;  $Q^r = 19\,610$  кДж/кг.

**Пример 10.7.** Определить необходимое количество конвейеров с шириной ленты 1,0 м для подачи топлива в котельную, рассмотренную в примере 10.6.

#### Контрольные вопросы

1. Назовите основные требования, предъявляемые к устройству складов твердого топлива.
2. Какие мероприятия проводятся для предотвращения потерь твердого топлива?
3. Перечислите основные механизмы и устройства, применяемые при подаче топлива в котельную.
4. Какой запас твердого топлива необходимо иметь на расходных складах?
5. Каково назначение дробилок, мельниц, сепараторов и их конструктивное оформление?
6. Укажите основные мероприятия, применяемые против самовозгорания твердого топлива.
7. Назовите основные сооружения для приема, хранения и подачи жидкого топлива в котельную.
8. Как производится слив жидкого топлива из железнодорожных цистерн?
9. Какие методы разогрева мазута в мазутохранилищах применяются в настоящее время?
10. Перечислите основные элементы схемы топливного хозяйства котельной, сжигающей жидкое топливо.
11. Каковы назначение и конструкции фильтров для очистки мазута?
12. Перечислите средства пожаротушения, применяемые для эксплуатации мазутного хозяйства.

## 11.1. ГАЗОВОЗДУШНЫЙ ТРАКТ

При работе теплогенерирующей установки необходимо обеспечивать непрерывную подачу в топку воздуха, необходимого для горения топлива и удаления в атмосферу продуктов сгорания (дымовых газов) после их охлаждения и очистки. Газовоздушный тракт включает воздуховоды холодного и горячего воздуха, калориферы для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем, вентиляторы, дымососы, золоуловители, газоходы, дымовые трубы, запорные и регулирующие органы. Различают следующие схемы газовоздушных трактов теплогенерирующих установок:

- а) с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой;
- б) с подачей воздуха и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой;
- в) с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой;
- г) с подачей воздуха отдельно в пылеприготовительную установку и топку с удалением продуктов сгорания дымососом и трубой;
- д) с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания за счет давления в газовом тракте.

Сопротивления воздушного и газового трактов складываются из сопротивления трения и местных сопротивлений.

Сопротивление трению,  $\text{Па}$ , рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho, \quad (11.1)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения; для металлических каналов и труб может быть принят равным 0,02, а для кирпичных — 0,04;  $l$  — длина участка, м;  $d$  — диаметр канала; при прямоугольных сечениях принимается эквивалентный диаметр  $d_{\text{эк}} = 4/f$ ;  $f$  — площадь живого сечения,  $\text{м}^2$ ;  $u$  — периметр сечения, м;  $w$  — скорость движения газов, м/с;  $\rho$  — плотность газов при данной температуре,  $\text{кг/м}^3$ .

Величина  $\frac{w^2}{2} \rho$  носит название динамического напора.

Коэффициент сопротивления трению  $\lambda$  зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса. Местные сопротивления,  $\text{Па}$ , рассчитывают по формуле

$$\Delta h_{\text{м}} = \Sigma \xi \frac{w^2}{2} \rho, \quad (11.2)$$

где  $\Sigma \xi$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Разрежение  $S$ ,  $\text{Па}$ , в трубе (у ее основания) в котельных, работающих на естественной или искусственной тяге, должно быть больше суммы гидравлических сопротивлений отдельных участков газового тракта.

Сопротивление топки, соответствующее необходимому в ней разрежению, в приближенных расчетах можно принимать для всех котлов 30  $\text{Па}$ ; сопротивление котлов: чугунных — 50–80  $\text{Па}$ , типа ДЕ-80–150  $\text{Па}$ , в зависимости от типа котла. Сопротивление шиберов котла при скорости уходящих газов 3–4  $\text{м/с}$  составляет 5–15  $\text{Па}$ .

**Расчет газового тракта.** При выполнении гидравлических расчетов газовый тракт от самого дальнего котла до дымовой трубы разбивают на отдельные участки с неизменными размерами поперечного сечения и с определенными расходами уходящих газов. По каждому из участков определяют гидравлические потери по формуле

$$h_{\text{уч}} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{w^2}{2} \rho. \quad (11.3)$$

Коэффициенты местных сопротивлений  $\xi$  зависят от характера сопротивления, конфигурации и конструкции канала в этом месте.

Скорость газов,  $\text{м/с}$ , на рассматриваемом участке

$$w = \frac{V_{\text{ух}} (273 + t_{\text{ср}})}{3600F \cdot 273}, \quad (11.4)$$

где  $V_{\text{ух}}$  — объем уходящих газов,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $F$  — площадь поперечного сечения канала,  $\text{м}^2$ .

Обычно принимают, что скорость в газоходах должна быть 2–3  $\text{м/с}$ , в сборных каналах при естественной тяге 3–4  $\text{м/с}$  и, при наличии дымососа 4–6  $\text{м/с}$ .

**Сопротивление газоходов.** Газоходы на участке воздухоподогреватель — золоуловитель рассчитывают по расходу и

температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), принятым из теплового расчета. Газоходы на участке золоуловитель — дымосос и за дымососом рассчитывают по расходу и температуре газов у дымососа. При отсутствии золоуловителей газоходы от воздухоподогревателя до дымососа рассчитывают по расходу газа у дымососа. Целесообразнее рассчитывать секундные расходы газов и по ним определять скорости.

Расход газов,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , рассчитывают по формуле

$$V_{\text{д}} = B_{\text{р}} (V_{\text{г.у.х}} + \Delta\alpha V^0) \frac{t_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (11.5)$$

где  $B_{\text{р}}$  — расчетный расход топлива с учетом механического недожога,  $\text{кг}/\text{ч}$  или  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $V_{\text{г.у.х}}$  — объем продуктов горения на 1 кг топлива при избытке воздуха за воздухоподогревателем при нормальных условиях,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\Delta\alpha$  — присосы воздуха в газоходах за воздухоподогревателем (ВЗП);  $V^0$  — теоретическое количество воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $t_{\text{д}}$  — температура газов у дымососа,  $^{\circ}\text{C}$ .

Присосы воздуха за ВЗП принимаются в котлах с уравновешенной тягой в соответствии с нормативным методом теплового расчета:  $\Delta\alpha = 0,01$  на каждые 10 м длины стальных газоходов и  $\Delta\alpha = 0,05$  на 10 м длины кирпичных боровов; для электрофильтров котлов с  $D > 50 \text{ т}/\text{ч}$  —  $\Delta\alpha = 0,1$ ; для электрофильтров котлов с  $D < 50 \text{ т}/\text{ч}$  —  $\Delta\alpha = 0,15$ ; для золоуловителей циклонного типа, скрубберов или рукавных фильтров —  $\Delta\alpha = 0,05$ . Значения  $B_{\text{р}}$ ,  $V_{\text{г.у.х}}$  и  $V^0$  принимаются из теплового расчета котельного агрегата.

В связи с большим сечением газоходов и сравнительно небольшой длиной их сопротивление трению получается незначительным. Суммарное сопротивление газоходов определяется в основном местными сопротивлениями. Местные сопротивления газоходов представляют собой повороты, разветвления, изменения сечения и клапаны (шиберы).

*Сопротивление золоуловителей* принимается в зависимости от их типа и конструкции по данным, приведенным в нормативном методе аэродинамического расчета котельных установок.

*Сопротивление дымовой трубы при искусственной тяге.* Расчет сопротивления трубы аналогичен расчету сопротивления прочих элементов газового тракта. Температура газов в дымовой трубе принимается равной температуре газов у дымососа. Охлаждение газов в трубе не учитывается. При заданной высоте дымовой трубы ее внутренний диаметр  $d_0$ , м, на выходе определяется по формуле

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{V_{\text{тр}} / w_0}, \quad (11.6)$$

где  $V_{\text{тр}}$  — расход газов через трубу, м<sup>3</sup>/ч;  $w_0$  — скорость газов на выходе из трубы, м/с.

Окончательно скорость уточняется по принятому размеру трубы. Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трению и потерь с выходной скоростью. Сопротивление трению на участке трубы с постоянным уклоном  $i$  по внутренней стороне образующей футеровки рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} \frac{(w_{\text{к}}^2 - w_{\text{н}}^2) \rho}{\zeta}, \quad (11.7)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трению; среднее опытное значение  $\lambda$  для бетонных и кирпичных труб с учетом кольцевых выступов футеровки равно 0,05; для стальных труб диаметром  $d_0 \geq 2$  м —  $\lambda = 0,015$ , при  $d_0 < 2$  м —  $\lambda = 0,02$ ; для стволов из кремнебетона  $\lambda = 0,02$ ;  $w_{\text{н}}$ ,  $w_{\text{к}}$  — скорости, м/с, в начальном и конечном сечениях участка диаметром  $d_{\text{н}}$  и  $d_{\text{к}}$ , м.

При постоянном уклоне в трубе сопротивление трению,  $\text{Па}$ , определяется по приближенной формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} \frac{w_0^2}{2} \rho, \quad (11.8)$$

где  $w_0$  — скорость, м/с, в выходном сечении трубы диаметром  $d_0$ , м.

Сопротивление трению, м/с, в цилиндрических трубах рассчитывается по формуле (11.1). Потеря давления с выходной скоростью определяется исходя из коэффициента местного сопротивления выхода  $\zeta = 1,0$ .

**Расчет дымовой трубы при естественной тяге.** При естественной тяге уточняется температура газов в трубе. В расчетах принимаются следующие потери теплоты в окружающую среду: примерно 1160 Вт/м<sup>2</sup> — для неизолированной поверхности, расположенной внутри котельной, и 1520 Вт/м<sup>2</sup> — для поверхности, расположенной снаружи здания. Для данного случая снижение температуры газов на входе в трубу определяется по формуле

$$\Delta t' = Q_{\text{охл}} / B_{\text{р}} V_{\text{с}} \quad (11.9)$$

где  $Q_{\text{охл}}$  — суммарная часовая потеря теплоты, Вт;  $B_{\text{р}} V_{\text{с}}$  — суммарная теплоемкость дымовых газов, Вт/°С.

Охлаждение газов на 1 м высоты трубы, °С/м, определяется по формуле:

для железных нефутерованных труб

$$\Delta t = 2/\sqrt{D}; \quad (11.10)$$

для железных футерованных труб

$$\Delta t = 0,8/\sqrt{D}; \quad (11.11)$$

для малых кирпичных труб (средняя толщина кладки менее 0,5 м)

$$\Delta t = 0,4\sqrt{D}; \quad (11.12)$$

для больших кирпичных труб (средняя толщина кладки более 0,5 м)

$$\Delta t = 0,2\sqrt{D}, \quad (11.13)$$

где  $D$  — суммарная паропроизводительность, т/ч, при номинальных нагрузках всех одновременно работающих котлов, подключенных к данной трубе.

При заданной высоте трубы рассчитывают развиваемую трубой тягу: при этом должно выполняться условие

$$h_c - \frac{h_{бар}}{10\,350} - \frac{\Sigma \Delta h_{тр}}{0,132} \frac{\rho_0}{h_{бар}} > \quad (11.14)$$

$$> 1,2\Delta H_n,$$

где  $h_c$  и  $\Sigma h_{тр}$  — расчетные величины самотяги и суммы сопротивлений трубы, Па;  $\Delta H_n$  — перепад полных давлений газового тракта, Па, без учета сопротивления и самотяги трубы; 1,2 — коэффициент запаса по тяге.

Высота трубы, способная обеспечить необходимую тягу, определяется по формуле

$$H_{тр} = \frac{1,2\Delta H_n + (h''_d + \Delta h_{тр}) \frac{\rho_0}{0,132} \frac{10\,350}{h_{бар}}}{\left( \rho_a - \rho_0 \frac{273}{273 + t_{ор}} \right) \frac{h_{бар}}{10\,350}}, \quad (11.15)$$

где  $h_d''$  — динамическое давление при скорости выхода из дымовой трубы, Па;  $\Delta h_{тр}$  — сопротивление трению в дымовой трубе, Па;  $\rho_a$  — плотность наружного атмосферного воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $t_{ср}$  — средняя температура продуктов сгорания, °С.

**Расчет воздушного тракта**, так же как и газового, выполняется на номинальную нагрузку теплогенерирующей установки. Необходимые исходные данные для расчета (температура воздуха, площадь живого сечения, средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и др.) принимаются из теплового расчета или определяются по Нормативному методу теплового расчета.

**Сопротивления воздухопроводов холодного и горячего воздуха.** Температура холодного воздуха  $t_{х.в.}$ , засасываемого дутьевым вентилятором из котельной, принимается обычно в соответствии с Нормативным методом теплового расчета равной 30°С. В ряде случаев она принимается в зависимости от местных условий.

Количество холодного воздуха, м<sup>3</sup>/ч, засасываемого дутьевым вентилятором, определяется по формуле

$$V_{х.в.} = V_p V^0 (a_T - \Delta a_T - \Delta a_{пл} + \Delta a_{вп}) \times \frac{t_{х.в.} + 273}{273} \quad (11.16)$$

где  $a_T$  — коэффициент избытка воздуха в топке;  $\Delta a_T$  и  $\Delta a_{пл}$  — присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления;  $\Delta a_{вп}$  — относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, принимаемая равной присосу в нем по газовой стороне. Значения всех величин, входящих в эту формулу, принимаются из теплового расчета.

Расчет сопротивления воздухопроводов, как и газоходов, сводится в основном к определению местных сопротивлений. Сопротивление трения при скоростях холодного воздуха менее 10 м/с можно не учитывать. При расчете сопротивления трения при скоростях выше 10 м/с коэффициент сопротивления  $\lambda$  принимается равным 0,02.

Сопротивление по воздушной стороне ВЗП складывается из сопротивления поперечно омываемых труб и сопротивления поворотов в перепускных коробах.

Поправочный коэффициент к суммарному сопротивлению пластинчатых воздухоподогревателей по воздушной стороне принимается равным 1,2.

Температура горячего воздуха  $t_{г.в.}$  принимается из теп-



лового расчета. Расход горячего воздуха, м<sup>3</sup>/ч, определяется в соответствии с тепловым расчетом

$$V_{г.в} = B_D V^0 (a_T - \Delta a_T - \Delta a_{пл}) \times \frac{t_{г.в} + 273}{273} \quad (11.17)$$

Расчет ведется аналогично расчету газового тракта теплогенерирующей установки.

## 11.2. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Дымовые трубы котельных установок предназначены для удаления дымовых газов и рассеивания вредных веществ, содержащихся в продуктах сгорания, в атмосферном воздухе с целью снижения их концентраций в атмосфере на уровне дыхания до необходимого уровня. Движение газов при естественной тяге происходит за счет разности плотностей окружающего холодного воздуха и горячих продуктов сгорания.

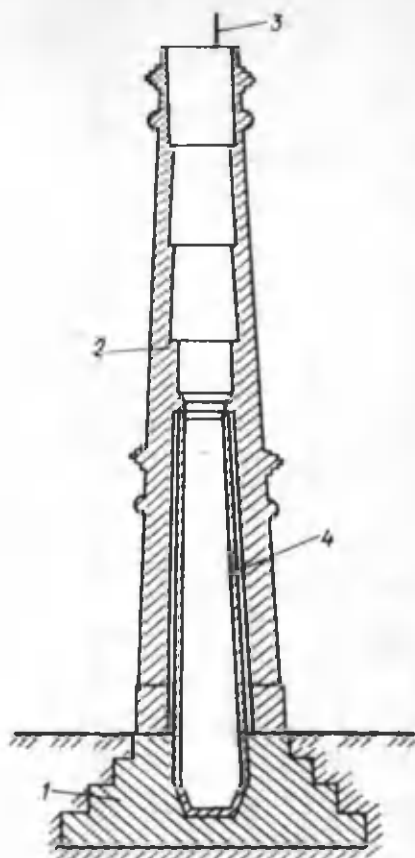
Дымовые трубы работают в сложных условиях: при перепадах температуры, давления, влажности, агрессивном воздействии дымовых газов, ветровых нагрузках и нагрузках от собственного веса.

Дымовые трубы устраивают кирпичными, железобетонными и металлическими. Основные элементы **кирпичной дымовой трубы** (рис. 11.1): фундамент трубы 1 (цоколь) и ствол 2. Кладка ствола выполняется из отдельных звеньев высотой 5–7 м различной толщины, уменьшающейся по направлению снизу вверх. Минимальная толщина стенок верхнего звена трубы 180–250 мм. Для придания устойчивости снаружи трубы имеет форму усеченного конуса (с конусностью 0,02–0,03). Нижняя часть трубы для защиты от действия горячих газов футеруется огнеупорным кирпичом 4. Между основной кладкой и футеровкой оставляется небольшая зазор для свободного расширения последней.

В цоколе предусматривают, как правило, не больше двух окон для боровов (газоходов). При наличии нескольких боровов внутри цоколя выкладывают направляющие перегородки (пандусы). В боровых и у основания дымовой трубы предусматривают лазы для удаления золы. Кирпичные дымовые трубы сооружаются высотой 30–70 м, диаметром не менее 600 мм.

Рис. 11.1. Кирпичная  
дымовая труба

1 — цоколь; 2 — ствол  
трубы; 3 — молниевод;  
4 — футеровка

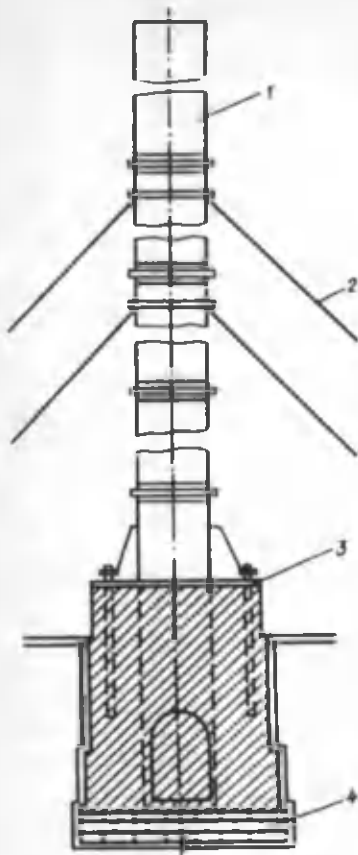


**Металлические дымовые трубы** (рис. 11.2) изготавливают из стальных листов толщиной 3–15 мм. Труба состоит из отдельных звеньев, соединенных между собой сварными швами. Ствол трубы 1 устанавливается на чугунной плите 3. Для устойчивости трубы на высоте, равной  $2/3H_{\text{чр}}$ , устанавливают растяжки 2 из круглой стали диаметром 5–7 мм.

Стальные трубы сооружают высотой не более 30–40 м. Согласно санитарно-техническим нормам, сооружение дымовой трубы высотой 30 м допускается при суточном расходе многозольного топлива до 5 т/ч. Срок службы стальных труб составляет 10 лет на практике он сокращается при сжигании высокосернистых топлив.

Рис. 11.2. Стальная дымовая труба

1 — ствол трубы; 2 — растяжки; 3 — чугунная плита; 4 — фундамент



**Железобетонные трубы** обладают высокой механической прочностью, однако они не способны противостоять воздействию сернистых соединений, влаги и повышенной температуры дымовых газов. Поэтому в настоящее время железобетонные трубы изготавливают со второй (внутренней) оболочкой, исполняющей функцию ограждающей поверхности для агрессивных дымовых газов, имеющих повышенную температуру. Внутреннюю поверхность железобетонного ствола трубы покрывают изоляцией — эпоксидным лаком и стеклотканью. Футеровка выполняется из красного и кислотоупорного кирпича. Срок службы железобетонных труб 30–50 лет.

Высоту дымовых труб котельных, работающих на твердом

Т а б л и ц а 11.1. Рекомендуемая высота дымовых труб котельных

Расход топлива, т/ч	Высота, м, в зависимости от $A^r$ и $S^r$			
	$A^r < 5,$ $S^r < 0,3$	$A^r < 5,$ $S^r \geq 0,3$	$A^r \geq 5,$ $S^r < 0,3$	$A^r \geq 5,$ $S^r \geq 0,3$
До 1	20	20	20	20
Более 1 до 5	30	30	30	30
" 5 " 10	30	30	30	30
" 10 " 15	30	30*	45	45**
" 15	30***	30***	45**	45**

\* Приведена минимальная допустимая высота трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается равной 45 м. Расчетная высота определяется по изложенной методике из условия обеспечения ПДК сернистого ангидрида.

\*\* Приведена минимальная допустимая высота трубы. Расчетная высота определяется согласно примеч. 1.

\*\*\* Приведена минимальная высота трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается равной 45 м. Расчетная высота определяется по изложенной методике из условия обеспечения ПДК золы и сернистого ангидрида.

топливе и мазуте и оборудованных установками для очистки дымовых газов от золы, следует принимать по табл. 11.1 в зависимости от приведенной зольности  $A^r$  и приведенной сернистости  $S^r$ , а также от максимального расхода топлива в котельной.

Количество дымовых труб должно быть минимальным. Для котельных, как правило, проектируется одна, общая для всех устанавливаемых котлов, дымовая труба. Установка нескольких дымовых труб или индивидуально для каждого котла допускается при соответствующем обосновании.

**Условия надежности работы дымовой трубы.** Основным требованием, предъявляемым к дымовым трубам, является высокая надежность их эксплуатации. В течение всего срока эксплуатации должна обеспечиваться работа трубы без проведения ремонта. Однако опыт эксплуатации ряда труб как в СССР, так и за рубежом показал, что это условие не выдерживается. В некоторых кирпичных и железобетонных трубах наблюдается проникание агрессивных газов через неплотности кирпичной кладки и фу-

теровки с одновременной конденсацией паров и прониканием жидкости через ствол трубы наружу, что приводит к разрушению трубы. Зимой вследствие конденсации паров образуются наледи в верхней части трубы. Наблюдается быстрый выход из строя и металлических труб.

Одна из основных причин проникания дымовых газов через ствол — наличие избыточных статических давлений дымовых газов в стволе трубы по отношению к окружающей атмосфере

$$\Delta h_{\text{ст}} = h_{\text{ст.г}} - h_{\text{ст.в}} \quad (11.18)$$

где  $h_{\text{ст.г}}$  — статическое давление дымовых газов на некоторой высоте, Па;  $h_{\text{ст.в}}$  — атмосферное давление на том же уровне, Па.

Отсутствие фильтрации дымовых газов через ствол трубы обеспечивается в том случае, если на любой отметке соблюдается условие

$$\Delta h_{\text{ст}} < 0. \quad (11.19)$$

В этом случае при наличии каких-либо неплотностей в стволе в дымовые газы будет подсасываться некоторое количество атмосферного воздуха, что не представляет опасности для дымовой трубы. Напротив, если  $\Delta h_{\text{ст}} > 0$ , то агрессивные дымовые газы, особенно содержащие окислы серы, проникают через неплотности трубы наружу.

Рассмотрим условия возникновения в дымовых трубах избыточных статических давлений и способы их устранения.

Уравнение Бернулли для двух сечений дымовой трубы (на выходе трубы 0—0) и некоторого произвольного сечения запишется в виде

$$h_{\text{ст.г}} + h_{\text{д}} = h_{\text{ст.0}} + h_{\text{д.0}} + \Delta h_{\text{тр}} + g\rho_{\text{г}}l \quad (11.20)$$

Для тех же уровней в атмосфере оно будет иметь вид

$$h_{\text{ст.в}} = h_{\text{ст.0}} + g\rho_{\text{в}}l, \quad (11.21)$$

где  $h_{\text{ст.0}}$  — статическое давление на уровне верха дымовой трубы, Па;  $h_{\text{д}}, h_{\text{д.0}}$  — динамическое давление газов в рассматриваемом сечении и устье трубы, Па;  $\rho_{\text{г}}, \rho_{\text{в}}$  — плотность дымовых газов и воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta h_{\text{тр}}$  — потери на трение в стволе трубы на участке длиной  $l$  м;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Вычитая (11.21) из (11.20), получим разность статических давлений в стволе трубы (с любым очертанием образующей) и в атмосфере в любом сечении, отстоящем на расстоянии  $l$  от верха дымовой трубы

$$\Delta h_{\text{ст}} = h_{\text{д.0}} - h_{\text{д}} - \Delta h_{\text{тр}} - g\Delta\rho l, \quad (11.22)$$

где  $\Delta\rho = \rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}}$ .

В уравнении (11.22) содержатся как положительные, так и отрицательные члены. На выходе из трубы  $h_{\text{д}} = h_{\text{д.0}}$ ,  $\Delta h_{\text{тр}} = 0$ ,  $l = 0$ , отсюда  $\Delta h_{\text{ст}} = 0$ .

В сечениях, расположенных ниже устья трубы,  $\Delta h_{\text{ст}}$  может быть меньше или больше нуля. Для проверки надежной работы дымовой трубы без фильтрации, т.е. когда на том или ином уровне давление внутри ствола ниже, чем в атмосфере, и  $\Delta h_{\text{ст}} < 0$ , необходимо построить эпюру статических давлений ее ствола.

Для промышленных, отопительно-производственных котельных наиболее типичной является труба, имеющая газоотводящий ствол в виде конуса с постоянным наклоном образующей к оси трубы  $i$ . Потери на трение для усеченного конуса высотой  $l$  определяются по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = -\frac{\lambda}{8i} (h_{\text{д.0}} - h_{\text{д}}), \quad (11.23)$$

тогда

$$\Delta h_{\text{ст}} = \left( \frac{\lambda}{8i} + 1 \right) (h_{\text{д.0}} - h_{\text{д}}) - g\Delta\rho l, \quad (11.24)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения для внутреннего ствола.

О наличии или отсутствии избыточных статических давлений в трубе можно судить по числу Рихтера

$$Ri = \frac{(\lambda + 8i) h_{\text{д.0}}}{g\rho D_{\text{в}}}, \quad (11.25)$$

которое определяет наличие избыточных статических давлений в трубе.

Вводятся также понятия относительной величины диамет-

ра  $\bar{D}$  и относительной величины статического давления  $\Delta h_{ст}$ :  $\bar{D} = D/D_0$  — отношение внутреннего диаметра газотводящего канала в рассматриваемом сечении к диаметру устья трубы:

$$\bar{D}_{ст} = \frac{\Delta h_{ст}}{\Delta h_{д.0}} = \left( \frac{\lambda}{8i} + 1 \right) \times$$

$$\times \left[ 1 - \frac{h_{д}}{h_{д.0}} - \frac{g8i\Delta\rho L}{(\lambda + 8i)h_{д.0}} \right]. \quad (11.26)$$

Значение относительного диаметра, при котором статическое давление имеет максимальную величину

$$\bar{D}_M = Ri^{0.2}. \quad (11.27)$$

Из этого соотношения следует, что максимум статических давлений находится в пределах конического ствола трубы, если  $\bar{D}_M > 1$ , что соответствует  $Ri > 1$ .

Если  $Ri < 1$ , то  $D_M < 1$  и сечение с максимумом статического давления находится выше дымовой трубы. Поскольку в выходном сечении трубы  $\Delta h_{ст} = 0$ , в этом случае вся труба находится под разрежением, и фильтрация агрессивных газов наружу отсутствует.

Если  $Ri > 1$ , то на некоторых участках трубы возникает избыточное статическое давление и, следовательно, создаются условия для проникания дымовых газов через ствол трубы, что может привести к разрушению последней. Для ликвидации в трубе избыточного статического давления, не меняя ее конфигурации и параметров газа, следует уменьшить динамическое давление до критического значения  $h_{д.0}^{кр}$ , при котором  $Ri = 1$ . В этом случае

$$1 = \frac{(\lambda + 8i)h_{д.0}^{кр}}{g\Delta\rho D_0}. \quad (11.28)$$

Такое равенство можно достичь, если уменьшить расход газа через трубу от  $V_r$  до критического значения  $V_r^{кр}$ , при котором избыточные статические давления отсутствуют.

О степени нагрузки трубы по условиям статических давлений можно судить по величине  $\sqrt{Ri}$ , которая получается при делении (11.25) на (11.28):

$$Ri = \frac{h_{д.0}}{h_{д.0}^{кр}} = \left( \frac{V_r}{V_r^{кр}} \right)^2, \quad (11.29)$$

следовательно,  $\sqrt{Ri} = V_r / V_r^{кр}$ .

Величина  $\sqrt{Ri}$  показывает, на сколько перегружена или недогружена труба.

Максимум статических давлений можно определить, если подставить (11.27) в (11.26)

$$\Delta \bar{h}_{ст.м} = \left( \frac{\lambda}{8i} + 1 \right) \left( 1 - \frac{5}{Ri^{0,8}} + 4Ri \right). \quad (11.30)$$

или  $\Delta \bar{h}_{ст.м} = \left( \frac{\lambda}{8i} + 1 \right) M$ , где  $M = 1 - \frac{5}{Ri^{0,8}} + 4Ri$ .

Из последнего выражения следует, что максимальное статическое давление при заданных  $\lambda$  и  $i$  определяется только числом статических давлений — числом Рихтера  $Ri$ .

Из условия отсутствия статических давлений ( $Ri = 1$ ) предложена формула для определения предельной скорости движения в устье трубы

$$w_0^п = 2,6 \sqrt{\frac{D_0}{\lambda + 8i} \frac{\Delta T}{100}}, \quad (11.31)$$

где  $\Delta T$  — разность температур газа и окружающего воздуха.

Для устранения избыточного статического давления наиболее целесообразно устанавливать диффузоры в верхней части трубы. В этом случае нулевая разность статических давлений будет на выходе из диффузора, а в узкой его части, примыкающей к стволу, образуется разрежение, и на эту величину снижается разность статических давлений газов в стволе и атмосферного воздуха по всей высоте трубы.

Диффузоры являются незаменимыми устройствами в существующих дымовых трубах. Часто возникает вопрос расширения котельной путем установки дополнительных котлов и подключения к существующей дымовой трубе, что связано с возрастанием скоростей движения и стати-



ческих давлений в ней. В этом случае установка диффузора может решить проблему. В стволах цилиндрических металлических труб избыточные статические давления обычно отсутствуют. Однако они наблюдаются в цоколе трубы, газоходах и на выходе из дымососа, где также необходимо устанавливать диффузоры.

Диффузоры позволяют также снизить сопротивление газового тракта в случае его заноса золой, при подключении дополнительных котлов, если дымососы по своим характеристикам не в состоянии обеспечить необходимого напора. Кроме того, при установке диффузоров снижается расход энергии на транспортировку дымовых газов по тракту.

Для безотрывных диффузоров, которые можно устанавливать при  $\Delta h_{\text{ст.м}} < 0,3$ , отношение их диаметров будет равно

$$\bar{D}_d = \frac{D_d}{D_0} > \frac{1}{\sqrt[4]{1 - \Delta h_{\text{ст.м}}}} \quad (11.32)$$

Уклон стенки образующей диффузора должен быть  $i < 0,1$ .

**Выбор дымососов и вентиляторов.** Вентилятор и дымосос должны надежно обеспечивать подачу необходимого для горения топлива воздуха в топку и удаление продуктов его сгорания, поддерживая заданное разрежение или давление в топке. Необходимо выбрать машину, обеспечивающую производительность и давление, определенные при расчете воздушного и газового трактов, и потребляющую наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Тягодутьевые машины теплогенерирующих установок должны удовлетворять следующим требованиям: обеспечение основных параметров работы; надежность при длительной непрерывной работе; экономичность работы при номинальном режиме и других нагрузках; невысокий уровень шума при работе; компактность; возможность механизированного монтажа и ремонта; невысокая стоимость.

Основные параметры тягодутьевых машин — их производительность ( $Q$ ) и создаваемый напор ( $H$ ). Создаваемый напор (разрежение) представляет собой перепад полных давлений в выходном и входном патрубках машин. Характеристикой вентиляторов дымососов считают зависимость между полным давлением  $H$  и производительностью  $Q_v$  при данной частоте вращения и плотности перемещаемой среды, которые обычно завод-изготовитель задает при температуре для дымососов  $200^\circ\text{C}$ , вентиляторов  $20^\circ\text{C}$  и нормальном атмосферном давлении.

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/ч, определяют по формуле

$$Q_B = \beta_1 B_p (\alpha_T + \Delta\alpha_B - \Delta\alpha_{вп} - \Delta\alpha_{пл} + \rho_{рц}) \times \\ \times V_B^0 \frac{t_{х.в} + 273}{273}, \quad (11.33)$$

а производительность дымососа — по формуле

$$Q_D = \beta_1 B_p (V_T + \Delta\alpha V_B^0) \times \\ \times \frac{t_T + 273}{273}, \quad (11.34)$$

где  $B_p$  — расчетный расход топлива, кг/ч или м<sup>3</sup>/ч;  $V_B^0$  — теоретический расход воздуха, м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $V_T$  — объем продуктов сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха в топке  $\alpha_T$ , м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $\Delta\alpha_B$ ,  $\Delta\alpha_{вп}$ ,  $\Delta\alpha_{пл}$  — объем присоса воздуха в газоходах, потери воздуха в воздухоподогревателе и поступление воздуха в топку из системы пылеприготовления;  $t_{х.в}$  и  $t_T$  — температура воздуха и газов, поступающих соответственно в вентилятор и дымосос;  $\beta_1 = 1,05$  — коэффициент запаса;  $\rho_{рц}$  — доля рециркулирующего воздуха при подаче части горячего воздуха из воздухоподогревателя в вентилятор.

Полное давление  $H$ , Па, вентилятора или дымососа определяют по формуле

$$H = \beta_2 \Delta p_n, \quad (11.35)$$

где  $\Delta p_n$  — перепад полных давлений по воздушному или газовому тракту котла, Па;  $\beta_2$  — коэффициент запаса по давлению, принимаемый равным 1,1.

Мощность на валу вентилятора или дымососа, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{H \Delta p_n}{1000 \cdot 10^3 \eta}, \quad (11.36)$$

где  $\eta = 0,7 - 0,75$  — КПД вентилятора или дымососа;  $Q_p$  — производительность вентилятора или дымососа, м<sup>3</sup>/с.

Установленная мощность электродвигателя, Вт, для привода вентилятора или дымососа определяется по формуле

$$N_{\text{эл}} = \frac{\beta_3 Q_p H_p}{1000 \cdot 10^3 \eta_3^p}, \quad (11.37)$$

где  $\beta_3 = 1,1$  — коэффициент запаса мощности электродвигателя;  $Q_p$  — производительность машины при расчетном режиме, м<sup>3</sup>/с;  $H_p$  — расчетное полное давление машины, Па;  $\eta_3^p$  — эксплуатационный КПД машины при расчетном режиме.

При выборе дымососа или вентилятора его производительность и давление необходимо привести к заводским условиям.

### 11.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА

При разработке компоновки теплогенерирующей установки необходимо уделять серьезное внимание рациональной трассировке и компоновке газоходов и воздухопроводов и их узлов. Важнейшим фактором, отвечающим требованиям надежности и экономичности установки, является простота схемы.

Для предотвращения перетечек воздуха или газа необходимо стремиться к индивидуальной компоновке хвостовых поверхностей нагрева золоуловителей, тягодутьевых устройств без обводных газоходов и соединительных коллекторов. Схема и компоновка газоздухопроводов должны выполняться таким образом, чтобы сопротивление газового и воздушного трактов, определяющее необходимое давление вентилятора или дымососа, было минимальным при оптимальных значениях скоростей.

В газоходах, по которым транспортируются дымовые газы от сжигания твердых видов топлива, особенно с летучей золой, способной самовозгораться в определенных условиях, следует исключить участки, где возможны значительные отложения летучей золы или сажи. К таким участкам, в частности, относятся соединительные короба и перемычки, расположенные вне основного потока. Следует предусматривать очистку или обдувку участков газоходов, где возможно скопление золы.

При компоновке газоздухопроводов следует учитывать, что участки с резким уменьшением скорости, а также различные повороты, особенно резкие, из-за вызываемой в этом случае большой неравномерности поля скоростей обус-

Таблица 11.2. Приближенные значения  $w_{ЭК}$  для ориентировочных расчетов для котельных установок с уравновешенной тягой

Характеристика участка		Значения $w_{ЭК}$ , м/с, для воздуховодов		
удельный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma \zeta/l$	секундный расход $V$ по одному газозовоздуховоду, м <sup>3</sup> /с	при $t_{г.в} = 200^{\circ}\text{C}$ , $t_{м} \approx 30^{\circ}\text{C}$ горячего дутья	при $t_{г.в} = 400^{\circ}\text{C}$ , $t_{м} \approx 30^{\circ}\text{C}$	холодно-го воздуха
		0,1	100—200 10—20 2	
0,07	100—200 10—20 2	9—11 13—16 17—19	12—14 18—20 —	7 9—10 12—13
0,04	500 100—200 10—20 2	8,5—11 10—12 15—17 19—22	11—15 15—17 22—24 —	6—7,5 7—8,5 10—11 13—14
0,02	500 100—200 10—20 2	11—14 14—17 18—21 21—24	15—20 19—23 25—28 —	7,5—9,5 9—11 12—14 15
0,01	500 100—200 2—20	15—17 17—20 20—23	18—21 24—28 29—32	10—11 11—12 14—16
0,0 (прямые газозовоздуховоды)	—	24—26	33—36	16—18

ловливают существенное увеличение коэффициентов сопротивления последующих местных сопротивлений. Поэтому после таких участков устанавливают по возможности длинные прямые короба.

При наличии ограниченного количества ответвлений (до четырех — шести) следует избегать установки сборных коробов (коллекторов), обладающих относительно высокими сопротивлениями, заменяя их устройствами типа тройников. При установке разделяющих коробов сле-

дует отводящие патрубки размещать под углами менее  $90^\circ$ , снабжая их конфузорами. При проектировании газоходов очень важно правильно выбрать скорости движения продуктов сгорания.

В табл. 11.2 приведены рекомендуемые приближенные значения экономически выгодных скоростей  $w_{зк}$  в газоздухопроводах котлов, необходимые для их расчета и проектирования. Под экономически выгодной понимается скорость, обеспечивающая минимум суммарных эксплуатационных затрат. Рекомендуемая скорость движения газа и воздуха  $w_{зк}$  в стальных воздуховодах и внешних газоходах от их конфигурации и конструкции, мощности установки, графика нагрузки, экономичности дымососов и дутьевых вентиляторов, температуры газов и воздуха на рассчитываемом участке  $t_{yч}$  и  $t_m$  машины, а также от других характеристик.

#### 11.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 11.1.** Расчет дымовой трубы на создание естественной тяги на зимний период и полную нагрузку котельной (рис. 11.3).

Исходные данные: количество котлов  $n = 9$ ; топливо — природный газ,  $Q_H = 35\,600$  кДж/м<sup>3</sup>; расход газа на 1 котел  $103$  м<sup>3</sup>/ч; высота кирпичной части трубы  $5$  м, внутренние размеры  $1,2 \times 1,2$  м; площадь сечения кирпичной части трубы  $f_{к,ч} = 1,44$  м<sup>2</sup>; высота металлической части трубы  $25$  м; внутренний диаметр  $1,1$  м; пло-

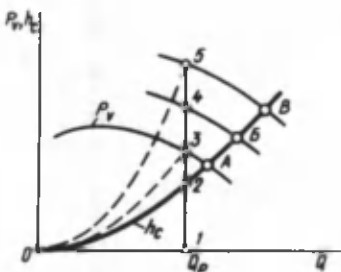


Рис. 11.3. Выбор характеристики дымососа по заданной характеристике сети

щадь сечения металлической части трубы  $f_{м,ч} = 0,95$ ; коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой  $\alpha_{тр} = 1,3$ ; температура уходящих газов  $t_{yx} = 200^\circ\text{C}$ ; разрежение в топке котла  $30$  Па; расчетная температура наружного воздуха  $t_{н,в} = 25^\circ\text{C}$ ; сопротивление котла  $60$  Па; сопротивление шиберов, установленных за котлом,  $100$  Па.

**Решение.** Газовый тракт от самого дальнего котла до дымовой

трубы разбиваем на отдельные участки с неизменными размерами поперечного сечения и определенными расходами уходящих газов.

1. Определим объем продуктов сгорания при расчетной нагрузке, приведенной к  $0^{\circ}\text{C}$ :

$$V_{\text{пр}} = V_{\text{н}} (1 + V_{\text{вд}}) = 103 \cdot 9 (1 + 9,5 \cdot 1,3) = 12\,500 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где  $V_{\text{н}} = V_{\text{г.л}}$ ;  $V_{\text{вд}}$  — теоретическое количество дымовых газов при сжигании  $1 \text{ м}^3$  природного газа,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , принимаемое по нормативному методу.

2. Объем уходящих газов

$$V_{\text{ух}} = V_{\text{пр}} \left(1 + \frac{V_{\text{ух}}}{273}\right) = 12\,500 \left(1 + \frac{200}{273}\right) = 21\,600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Площадь внутреннего сечения сборного газохода

$$F_{\text{сб.г}} = 1,2 \cdot 1,0 = 1,2 \text{ м}^2.$$

4. Скорость газов на рассматриваемом участке

$$w = \frac{V_{\text{ух}}}{3600 F_{\text{сб.г}}} = \frac{21\,600}{3600 \cdot 1,2} = 5 \text{ м/с}.$$

5. Падение температуры в трубе:  
в кирпичной части

$$\Delta t_{\text{к.ч}} = \Delta t_{\text{к.ч}}^{\text{уд}} l_{\text{к.ч}} = 0,35 \cdot 5 = 1,75 \approx 2^{\circ}\text{C};$$

в металлической части

$$\Delta t_{\text{м.ч}} = \Delta t_{\text{м.ч}}^{\text{уд}} l_{\text{м.ч}} = 1,9 \cdot 25 = 47^{\circ}\text{C};$$

6. Общее падение температуры

$$\Delta t_{\text{тр}} = \Delta t_{\text{к.ч}} + \Delta t_{\text{м.ч}} = 2 + 47 = 49^{\circ}\text{C}.$$

Принимаем падение температуры в трубе  $50^{\circ}\text{C}$ .

7. Определим среднюю температуру газов в трубе

$$t_{\text{ср}}^{\text{г}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{г}} + t_{\text{вых}}^{\text{г}}}{2} = \frac{200 + 150}{2} = 175^{\circ}\text{C}.$$

8. Естественная тяга, создаваемая дымовой трубой, будет равна

$$S_{\text{тр}} = gH(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}}) = 9,81 \cdot 30 (1,42 - 0,79) = 185 \text{ Па},$$

где  $H$  — высота дымовой трубы, м;  $\rho_{\text{в}}$  — плотность наружного воздуха;

$$\rho_B = \rho_0 \frac{273}{273 + t_B} = 1,293 \frac{273}{273 + (-25)} = 1,42 \text{ кг/м}^3;$$

$\rho_r$  — плотность дымовых газов при средней температуре в труба  $175^\circ\text{C}$ :

$$\rho_r = \rho_0 \frac{273}{273 + t_{\text{ср}}} = 1,293 \frac{273}{273 + 175} = 0,79 \text{ кг/м}^3.$$

9. Определим скорость дымовых газов на различных участках трубы:

в кирпичной части

$$w_{\text{к.ч}} = \frac{V_{\text{у.ч}}}{f_{\text{к.ч}} 3600} = \frac{21\,600}{3600 \cdot 2,4} = 4,2 \text{ м/с};$$

в металлической части

$$w_{\text{м.ч}} = \frac{V_{\text{м.ч}}}{f_{\text{м.ч}} 3600} = \frac{20\,500}{0,95 \cdot 3600} = 6,0 \text{ м/с},$$

где  $V_{\text{м.ч}}$  — объем дымовых газов при температуре  $175^\circ\text{C}$ :

$$V_{\text{м.ч}} = V_{\text{пр}} \left(1 + \frac{t_{\text{ср}}}{273}\right) = 12\,500 \left(1 + \frac{175}{273}\right) = 20\,500 \text{ м}^3/\text{ч};$$

на выходе из трубы

$$w_{\text{вых}} = \frac{V_{\text{вых}}}{f_{\text{вых}} 3600} = \frac{19\,400}{0,95 \cdot 3600} = 5,7 \text{ м/с},$$

где  $V_{\text{вых}}$  — объем дымовых газов на выходе из трубы при температуре  $150^\circ\text{C}$ :

$$V_{\text{вых}} = V_{\text{пр}} \left(1 + \frac{t_{\text{вых}}}{273}\right) = 12\,500 \left(1 + \frac{150}{273}\right) = 19\,400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

10. Гидравлические потери на трение, Па, в сборном газоходе

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho,$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения; для кирпичных каналов  $\lambda = 0,04$ ;  $l$  — длина канала, м;  $d$  — эквивалентный диаметр, м;  $w$  — скорость движения дымовых газов, м/с;  $\rho$  — плотность дымовых газов, кг/м<sup>3</sup>.

Гидравлические потери в сборном газоходе при общей длине 22 м получаются приблизительно равными 20 Па. Определим местные сопротивления по пути движения дымовых газов:

на входе из сборных газоходов в трубу при  $f/F = 0,5 - \zeta = 0,25$ ;

на входе в металлическую часть при  $f/F = 0,8 - \zeta = 0,1$ ;

на выходе из трубы при  $F = \infty$ ,  $f/F = 0 - \zeta = 1$ .

11. Гидравлические потери в трубу на трение и местные сопротивления будут равны

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{тр}} &= (0,04 \frac{6}{1,2} + 0,25) \frac{4,2^2 \cdot 0,72}{2 \cdot 9,81} 10 + \\ &+ (0,02 \frac{27}{1,1} + 1,1) \frac{6^2 \cdot 0,76}{2 \cdot 9,81} 10 = 25 \text{ Па.} \end{aligned}$$

12. Скоростной напор на выходе из трубы

$$h_{\text{вых}} = \frac{w_{\text{вых}}^2 \rho_{\text{вых}}}{2g} = \frac{5,7^2 \cdot 0,81}{2 \cdot 9,81} 10 = 13 \text{ Па.}$$

13. Суммарное сопротивление газового тракта

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{г.тр}} &= \Delta h_{\text{т}} + \Delta h_{\text{н}} + \Delta h_{\text{ш}} + \Delta h_{\text{сб}} + \Delta h_{\text{тр}} + h_{\text{вых}} = \\ &= 30 + 60 + 10 + 20 + 25 + 13 = 158 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Сравним тягу, создаваемую трубой, с гидравлическим сопротивлением:  $\Delta h_{\text{г.тр}} < S$ , так как  $158 < 185$  Па.

Таким образом, суммарное сопротивление газового тракта меньше тяги, создаваемой трубой в зимнее время.

**Пример 11.2.** В сети включены последовательно один за другим два одинаковых дымохода. Необходимо определить, как изменятся массовая производительность сети и давление, создаваемое двумя дымоходами, и построить суммарную характеристику этих дымоходов.

Если два одинаковых дымохода включить в сеть последовательно один за другим, то давление, создаваемое ими, будет вдвое больше давления, создаваемого одним дымоходом. Суммарная характеристика 2 (рис. 11.4) двух одинаковых дымоходов будет получена удвоением ординат характеристики 1 одного дымохода. При наложении на характеристику 2 кривой сопротивления сети 3 получим, что последовательно работающие дымоходы имеют производительность большую, чем один, так как  $Q_2$  всегда больше  $Q_1$ .

**Пример 11.3.** Определить, в каких случаях целесообразна установка в сети двух параллельно работающих дымоходов (вентиляторов), и построить суммарную характеристику этих двух дымоходов (вентиляторов) на различных сетях.

Если два вентилятора (дымохода) работают в сети параллельно, при одновременном регулировании их на одну и ту же величину



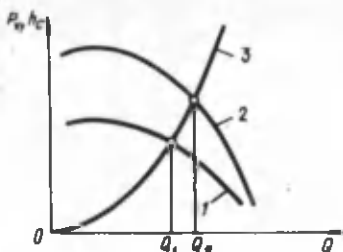


Рис. 11.4. Суммарная характеристика работы двух дымо-  
сосов, включенных в сеть  
последовательно

они обеспечивают одинаковые производительности. Суммарная характеристика этих дымососов получается удвоением абсцисс соответствующей характеристики одного дымососа. Следует различать работу двух одинаковых дымососов с немонотонными характеристиками на различных сетях (рис. 11.5, а) и работу двух одинаковых дымососов с монотонными характеристиками (рис. 11.5, б).

В первом случае при работе на сеть 3 суммарная производительность двух дымососов  $Q_3^2$  значительно больше производительности одного  $Q_3$ . При работе на сеть 4 суммарная производительность двух дымососов (вентиляторов) равна производительности любой из них  $Q_4 = Q_4^2$ . При работе на сеть 5 суммарная производительность двух машин  $Q_5^2$  меньше производительности одного дымососа  $Q_5$ . Установка двух дымососов (вентиляторов) в сеть 3 целесообразна, так как суммарная производительность повышается, а в сети 4 и 5 нецелесообразна ввиду того, что суммарная производительность не увеличивается.

Во втором случае при совместной работе двух одинаковых дымососов с монотонными характеристиками (см. рис. 11.5, б) на любую сеть суммарная производительность всегда больше производительности одного дымососа. Однако при работе на сеть 3 увеличение производительности более значительное, и установка второго дымососа (вентилятора) экономически оправдана. При работе на сеть 4 прирост производительности небольшой, и установка второго дымососа (вентилятора) нецелесообразна.

**Пример 11.4.** Произвести проверочный расчет тракта уходящих газов.

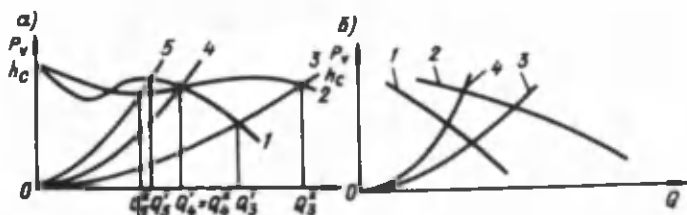


Рис. 11.5. Немонотонные (а) и монотонные (б) характеристики параллельно включенных одинаковых дымососов в сети

1 — одного дымососа; 2 — двух дымососов; 3 — в сети без диффузора; 4, 5 — с диффузорами

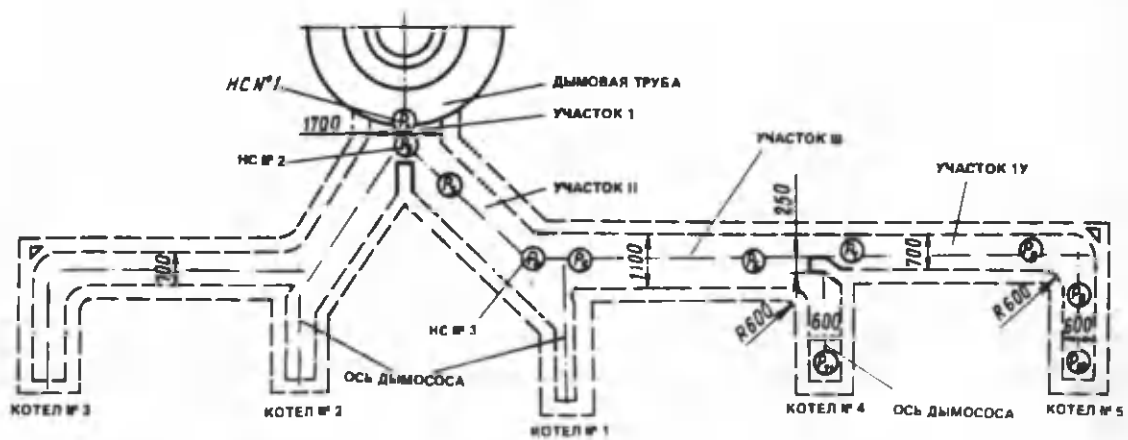


Рис. 11.6. Рекомендуемый вариант газового тракта котельной

**Краткая характеристика существующей котельной.** Котельная предназначена для выработки пара, идущего на технологические нужды и теплоснабжение предприятия. В котельной имеются три котла типа ДКВР-4/13 и вновь устанавливаемые два котла типа ДКВР-6,5/13. Котлы снабжены индивидуальными экономайзерами и тягодутьевыми устройствами. Котлы ДКВР-4/13 имеют экономайзеры типа ЭП 2-142, вентиляторы ВД-8, дымососы Д-10. Котлы ДКВР-6,5/13 имеют экономайзеры типа ЭП 2-236, вентиляторы ВД-8 и ВД-6, дымососы Д-10. Котельная имеет кирпичную дымовую трубу диаметром  $d = 1200$  мм и высотой  $H = 30$  м.

В связи с неудовлетворительным состоянием аэродинамической схемы исходных внешних газоходов промышленной котельной предложен новый вариант газохода с переделкой некоторых узлов с целью улучшения аэродинамических характеристик (рис. 11.6). Ввод газов в дымовую трубу односторонний. Изменяется конфигурация тройника перед входом в дымовую трубу. Сечение входного газохода изменяется с  $1,0 \times 0,85$  на  $1,7 \times 0,85$  м, т.е. увеличивается ширина и остается неизменной высота газохода. Увеличиваются сечения сборных газоходов от котлов № 2 и № 3 с  $0,7 \times 0,85$  до  $0,9 \times 0,85$  м и от котлов № 1, № 4 и № 5 с  $0,7 \times 0,85$  до  $1,1 \times 0,85$ . Сечение газохода между котлами № 4 и № 5 сохраняется прежним. Изменена конфигурация тройника в районе дымососа котла № 4. Внутренние и внешние кромки поворотов выполняются скругленными. Выход дымососа котла № 4 выполняется по типу котла № 5.

Результаты аэродинамического расчета внешних газоходов данного варианта сведены в табл. 11.3.

Т а б л и ц а 11.3. Аэродинамический расчет внешних газоходов промышленной котельной

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
<b>Сопrotивление цоколя (м.с. № 1)</b>		
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 1,7 \cdot 0,85$	1,44
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r$ (из расчета)	15,36
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ " "	10,65
Динамический напор, Па	$h_d = \rho w^2 / 2$	47,5
Коэффициент сопротивления	$\zeta$ (по нормам)	33,2
Сопrotивление цоколя, Па	$\Delta h_{\text{м.с.1}} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	33,2
Давление в газоходе перед входом в трубу, Па	$p_1 = \Delta h_{\text{ст.д}} + \Delta h_{\text{м.с.1}}$	22,5
<b>Сопrotивление трению участка I</b>		
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 1,7 \cdot 0,85$	1,44

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r1} + V_{r4} + V_{r5} + V_{r2} + V_{r3}$	15,36
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	10,65
Динамический напор, Па	$h_d = \rho w^2 / 2$	47,5
Длина участка, м	$l_T$ (по чертежу)	1,25
Эквивалентный диаметр, м	$d_3$ " "	1,13
Коэффициент сопротивления	$\lambda$ (по нормам)	0,05
Сопротивление трению, Па	$\Delta h_{r1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	2,6
Давление в газоходе перед участком 1	$p_2 = p_1 + \Delta h_{r1}$	19,9
<b>Сопротивления симметрично сходящего тройника (м.с № 2)</b>		
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,925
	$f = 0,7 \cdot 0,85$	0,595
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_{r11} = V_{r1} + V_{r4} + V_{r5} + V_{r2} + V_{r3}$	9,62 5,74
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	10,3 9,65
Динамический напор, Па	$\frac{h_{d1}}{h_{d2}} = \frac{\rho w^2}{2}$	44,4 39,0
Коэффициент сопротивления	$\zeta_1$ (по нормам)	0,4
	$\zeta_2$ " "	0,4
Сопротивление тройника, Па	$\Delta h'_{м.с2} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	41,2
	$\Delta h''_{м.с2}$	15,6
Общее сопротивление тройника, Па	$\Delta h_{м.с2} = \Delta h'_{м.с1} + \Delta h''_{м.с2}$	56,8

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
Давление в газоходе перед тройником, Па	$p_3 = p_2 + \Delta h_{м.с2}$	36,9
<b>Сопротивление трению участка II</b>		
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,935
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_{гII}$ (из расчета)	9,62
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ " "	10,3
Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	44,4
Длина участка, м	$l_{II}$ (по чертежу)	3,2
Эквивалентный диаметр, м	$d_{эkv}$ " "	0,96
Коэффициент сопротивления	$\lambda$ (по нормам)	0,05
Сопротивление трению, Па	$\Delta h_{тII} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	7,4
Давление в газоходе перед участком 2	$p_4 = p_3 + \Delta h_{тII}$	44,3
<b>Сопротивление поворота (м.с. № 3)</b>		
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,935
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{г4} + V_{г5}$	6,75
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	7,21
Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	21,8
Коэффициент сопротивления	$\xi$ (по нормам)	0,4
Сопротивление поворота, Па	$\Delta h_{м.с3} = \xi \frac{\rho w^2}{2}$	8,7

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
-----------------------	-------------------	-------------------

Давление в газоходе в районе поворота, Па	$p_5 = p_4 + \Delta h_{м,с3}$	53,0
---	-------------------------------	------

## Сопrotивление трению участка III

Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,935
--	----------------------	-------

Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r4} + V_{r5}$	6,75
--	-------------------------	------

Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	7,21
---	------------------	------

Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	21,8
------------------------	----------------------------	------

Длина участка, м	$l_{III}$ (по чертежу)	6,25
------------------	------------------------	------

Эквивалентный диаметр, м	$d_{зкв}$ (из расчета)	0,96
--------------------------	------------------------	------

Кэффициент трения	$\lambda$ (по нормам)	0,05
-------------------	-----------------------	------

Сопrotивление трению, Па	$\Delta h_{т III} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	7,1
--------------------------	---	-----

Давление в газоходе перед участком III, Па	$p_6 = p_5 + \Delta h_{т III}$	60,1
--	--------------------------------	------

## Сопrotивление трению участка IV

Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 0,7 \cdot 0,85$	0,595
--	----------------------	-------

Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r5}$	2,6
--	----------------	-----

Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	4,37
---	------------------	------

Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	8,0
------------------------	----------------------------	-----

Длина участка, м	$l_{IV}$ (по чертежу)	6,2
------------------	-----------------------	-----

Эквивалентный диаметр, м	$d_{зкв}$ " "	0,77
--------------------------	---------------	------

Кэффициент трения	$\lambda$ (по нормам)	0,05
-------------------	-----------------------	------

Сопrotивление трению, Па	$\Delta h_{т IV} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	3,1
--------------------------	--	-----

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
Давление в газоходе перед участком IV, Па	$p_7 = p_6 + \Delta h_{IV}$	63,2
<b>Сопротивление поворота (м.с № 4)</b>		
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,51
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r5}$	2,6
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	5,1
Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	10,9
Коэффициент сопротивления	$\zeta$ (по нормам)	0,2
Сопротивление поворота, Па	$\Delta h_{м.с4} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	2,2
Давление в газоходе в районе поворота, Па	$p_8 = p_7 + \Delta h_{м.с4}$	65,4
<b>Сопротивление выхода из дымососа котла № 5 (м.с. № 5)</b>		
Площадь сечения выхода из дымососа, м <sup>2</sup>	$f_{вых} = 0,57 \cdot 0,736$	0,419
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,51
Отношение	$f_{вых} / f$	0,80
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r5}$	2,6
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	6,2
Коэффициент сопротивления	$\zeta$ (по нормам)	1,0
Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	16,1
Сопротивление выхода, Па	$\Delta h_{м.с5} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	16,1
Давление после дымососа котла № 5	$p_9 = p_8 + \Delta h_{м.с5}$	81,5

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
-----------------------	-------------------	-------------------

**Сопротивление поворота после дымососа котла  
№ 4 (м.с. № 6)**

Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,51
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r4}$	4,15
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	9,19
Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	41,0
Коэффициент сопротивления	$\zeta$ (по нормам)	0,2
Сопротивления поворота, Па	$\Delta h_{м.с6} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	8,2
Давление после поворота	$p_{10} = p_6 + \Delta h_{м.с6}$	68,3

**Сопротивление выхода из дымососа котла  
№ 4 (м.с. № 7)**

Площадь сечения выхода из дымососа, м <sup>2</sup>	$f_{вых} = 0,57 \cdot 0,736$	0,4
Площадь сечения газохода, м <sup>2</sup>	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,5
Отношение	$f_{вых} / f$	0,8
Расход продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /с	$V_r = V_{r4}$	4,15
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	$w$ (из расчета)	9,9
Коэффициент сопротивления	$\zeta$ (по нормам)	1,0
Динамический напор, Па	$h_d = \frac{\rho w^2}{2}$	41
Сопротивление выхода, Па	$\Delta h_{м.с7} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	41
Давление после дымососа котла № 4, Па	$p_{11} = p_{10} + \Delta h_{м.с7}$	109,3



**Пример 11.5.** Провести анализ работы дымовой трубы промышленной котельной с улучшенной аэродинамикой внешних газопроводов согласно рис. 11.6.

При работе дымовая труба может находиться как под разрежением, так и под давлением или частично по высоте под разрежением и давлением. Этот фактор влияет на надежность работы как самой дымовой трубы, так и внешних газопроводов и котла.

При решении вопроса о наличии или отсутствии избыточных давлений в трубе важное значение имеет критерий статических давлений Рихтера

$$Ri = \frac{(\lambda + 8i) h_{до}}{\Delta \rho d_0}$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения для внутреннего ствола дымовой трубы;  $i$  — уклон дымовой трубы;  $h_{до}$  — динамический напор в устье трубы;  $\Delta \rho$  — разность плотностей наружного воздуха и дымовых газов;  $d_0$  — диаметр устья трубы.

Если  $Ri \leq 1$ , то вся труба находится под разрежением, и проникание агрессивных газов наружу невозможно. Если  $Ri > 1$ , то на некоторых участках трубы возникает избыточное давление и, следовательно, создаются условия для проникания дымовых газов через ствол трубы, что может привести к ее разрушению.

Величина  $\sqrt{Ri}$  характеризует степень нагрузки трубы по условиям статических давлений. Она показывает, на сколько перегружена или недогружена труба. Например, чтобы ликвидировать статические давления в дымовой трубе, необходимо уменьшить расход газа в  $\sqrt{Ri}$  раз.

Из условия отсутствия статических давлений ( $Ri \leq 1$ ) скорость газа на выходе из дымовой трубы не должна превышать предельно допустимую скорость

$$w_{до}^{кр} = 2,6 \sqrt{\frac{\Delta T}{100} \frac{d}{\lambda + 8i}}$$

где  $\Delta T$  — разность температур дымовых газов и окружающего воздуха.

В табл. 11.4 приведены результаты расчета статических давлений в дымовой трубе котельной, а на рис. 11.7 — эпюры давлений по высоте трубы. В данном варианте дымовая труба работает полностью под разрежением.

**Пример 11.6.** Рассчитать диффузор для установки его на кирпичной дымовой трубе высотой  $H = 30$  м и диаметром устья  $d_0 = 1,2$  м. Максимальное статическое давление на отметке 20 м  $\Delta h_{ст} = +19,1$  Па в расчете на зимний период и  $\Delta h_{ст} = +21,7$  Па в расчете на лето.

Для устранения избыточного статического давления в верхней части дымовой трубы устанавливают диффузор. В этом случае нулевая разность статических давлений имеется на выходе из диффузора, а в узкой его части, примыкающей к стволу, образуется разрежение и на эту величину уменьшается разность статических давлений газов в стволе и атмосферного воздуха по всей высоте трубы.

Для заданной дымовой трубы выбираем диффузор согласно методике, изложенной в нормативном методе [3]:

Т а б л и ц а 11.4. Результаты расчета статических давлений в дымовой трубе котельной

Режим	№ п.п.	№ сечения	$H, м$	$i$	$d, м$	$w, м/с$	$h_0, Па$	$h_{до} - h_0, Па$	$l, м$	$\Delta h_{тр}, Па$	$\Delta \rho l, Па$	$\Delta h_{ст}, Па$
Зима	1	—	30,54	—	1,31	11,4	—	—	—	—	—	9
	2	0	30	—	1,2	13,6	77,0	0	0	0	0	-25,4
	3	1	25	0,013	1,33	11,0	50,6	26,4	5	12,7	21,3	-4,1
	4	2	20	0,013	1,46	9,2	35,3	41,7	10	42,6	42,6	-6,3
	5	3	15	0,013	1,59	7,75	25,1	51,9	15	24,9	63,9	-12,5
	6	4	10	0,013	1,72	6,63	18,4	58,6	20	28,1	85,2	-23,9
	7	5	5	0,013	1,82	5,7	15,6	61,4	25	29,5	106,2	-41,0
	8	6	0	0,013	2,0	4,5	8,4	68,6	30	33,0	127,8	-81,1
Окончание отопительного сезона $t_m = 10^\circ C$	1	—	30,54	—	1,31	11,4	—	—	—	—	—	0
	2	0	30	—	1,2	13,6	77	0	0	0	0	-25,4
	3	1	25	0,013	1,33	11,0	50,6	26,4	5	12,7	20	-6,3
	4	2	20	0,013	1,46	9,2	35,3	41,7	10	20,0	40	-3,7
	5	3	15	0,013	1,59	7,75	25,1	51,9	25	24,9	60	-8,6
	6	4	10	0,013	1,72	6,63	18,4	48,6	20	28,1	80	-18,7
	7	5	5	0,013	1,85	5,7	15,6	61,4	25	29,5	100	-34,5
	8	6	0	0,013	2,0	4,5	8,4	68,6	30	33,0	120	-43,8

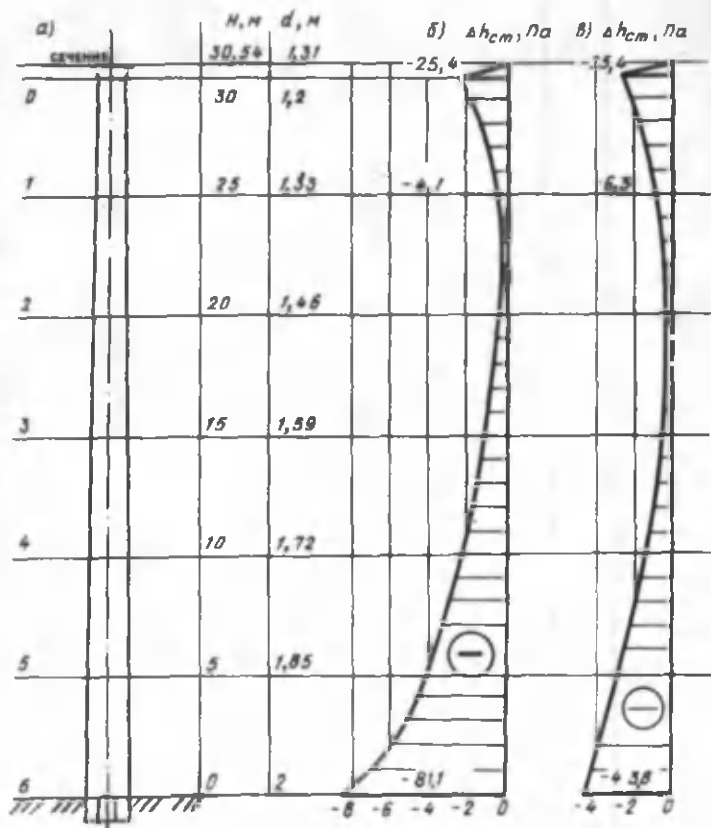


Рис. 11.7. Эпюры статических давлений в стволе дымовой трубы котельной (рекомендуемый вариант, номинальный режим)

а — расчетная схема; б — эпюра статических давлений в дымовой трубе в зимний период; в — эпюра статических давлений в дымовой трубе в период окончания отопительного сезона  $t_{в} = +10^{\circ}\text{C}$

1. Определим максимум статического давления в дымовой трубе при отсутствии диффузора по эпюрам статических давлений.

Принимаем для расчета диффузора  $\Delta h_{ст} = 2,2 \text{ Па}$  (диффузоры ставят также и для снижения сопротивления газового тракта, если дымоходы по своим характеристикам не в состоянии обеспечить необходимого напора).

2. Для ликвидации избыточного статического давления дымовых газов в газоотводящем стволе выбираем разрежение, создаваемое диффузором, равным максимальному статическому давлению в стволе дымовой трубы, т.е.  $\Delta h_{ст} = -h_{ст}^M = 2,2 \text{ Па}$ .

Определим безразмерную величину  $\sigma = \frac{\Delta h_{ст}}{h_{ст}^M}$

$$\Delta \bar{h}_{\text{ст.в}} = -\Delta \bar{h}_{\text{ст}}^{\text{м}} = \frac{-\Delta h_{\text{ст.м}}}{h_{\text{д0}}} = \frac{-\Delta h_{\text{ст.м}}}{h_{\text{д0}}} = \frac{2,2}{7,7} = -0,286.$$

Для дальнейших расчетов принимаем  $\Delta h_{\text{ст.диф}} = -0,3$ . По этой величине по табл. 7.3 [3] подбираем диффузор, принимая  $G_{\text{диф}} = 0$ . Согласно таблице, конструктивные размеры диффузора следующие:  $\bar{l}_{\text{мин}} = 0,45$ ;  $\bar{D}_{\text{диф}} = 1,092$  (где  $\bar{l}_{\text{мин}} = l_{\text{диф}} / D_0$ ;  $\bar{D}_{\text{диф}} = D_{\text{диф}} / D_0$ ;  $l_{\text{диф}}$  — длина диффузора;  $D_{\text{диф}}$  — внутренний диаметр диффузора;  $l_{\text{диф}} = l_{\text{мин}} D_0 = 0,45 \cdot 1,2 = 0,54$  м;  $D_{\text{диф}} = \bar{D}_{\text{диф}} \cdot D_0 = 1,092 \cdot 1,2 = 1,31$  м).

3. Действительное разрежение, создаваемое диффузором, больше рассчитанного по величине самотяги.

Определим величину самотяги для выбранного диффузора:

$$h_c = \Delta \rho l = 0,426 \cdot 0,54 = 2,3 \text{ Па.}$$

Безразмерная величина  $\bar{h}_c$  равна

$$\bar{h}_c = h_c / h_{\text{д0}} = 2,3 / 7,7 = 0,298 \approx 0,03.$$

Определяем новое значение  $\Delta h_{\text{ст.диф}}$

$$\Delta \bar{h}_{\text{ст.диф}} = \bar{h}'_{\text{ст.диф}} + \bar{h}_{\text{ст}} = -0,3 - 0,03 = -0,33.$$

4. Определяем разрежение, создаваемое диффузором с учетом самотяги.

$$\Delta \bar{h}''_{\text{ст.диф}} = \frac{\Delta h_{\text{ст}}}{h_{\text{д0}}} = -0,33,$$

откуда

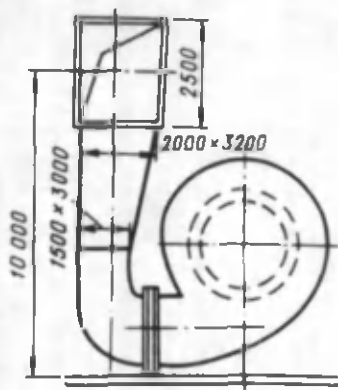
$$\Delta h''_{\text{ст.диф}} = -0,33 h_{\text{д0}} = -0,33 \cdot 7,7 = -25,4 \text{ Па.}$$

Примеры для самостоятельного решения.

**Пример 11.7.** Произвести оценку установки вентиляторов котлов, изображенных на рис. 11.8. Определить коэффициенты местного сопротивления, потери динамического напора за вентилятором ВД-10-14,5 при производительности котла  $D = 230$  т/ч, установленного за котлом ТП-240. Объяснить, с какой целью устанавливаются после вентилятора диффузоры.

**Пример 11.8.** Произвести выбор дымохода для котла типа ДКВР-6,5/13, работающего на мазуте, при расходе газов  $V_r = 4,15$  м<sup>3</sup>/с и температуре уходящих газов  $t_{\text{ух}} = 160^\circ\text{C}$ .

Рис. 11.8. Установка вентилятора ВДН-24х211 к котлу ТПП-110



### Контрольные вопросы

1. Каково назначение газозвдушного тракта теплогенерирующих установок?
2. Назвать схемы и основные элементы газозвдушного тракта теплогенерирующих установок.
3. Изложить методику расчета газового тракта.
4. Изложить методику расчета воздушного тракта.
5. Назвать основные расчетные формулы аэродинамического расчета газозвдушного тракта.
6. Объяснить назначение и перечислить характеристики тягодутьевых машин.
7. Изложить порядок выбора дымососов и вентиляторов.
8. Перечислить требования к компоновке газозвдушных трактов и тягодутьевых машин.
9. Объяснить назначение и изложить расчет дымовых труб.
10. Дать оценку пропускной способности дымовых труб.

## ГЛАВА 12. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ ОТ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ И СТОКОВ

---

С ростом промышленного производства исключительную остроту приобрела проблема взаимодействия человеческого общества с природной окружающей средой, в частности проблема охраны атмосферы, гидросферы и почвы от загрязнения.

Потребности человеческого общества возрастают непрерывно. Однако объем того, что мы забираем у природы в силу потребностей развития, растет по экспоненте, поскольку удвоение промышленного производства в мире происходит каждые 8–10 лет. Ежегодно из недр Земли извлекаются миллиарды тонн минеральных ресурсов, однако человек из всего добываемого сырья превращает в полезные для общества продукты приблизительно около одного процента. Все остальное выбрасывается в окружающую среду в экологически опасном, отравляющем виде.

Все это приводит к необратимым сдвигам в биосфере Земли, а следовательно, основной проблемой становится охрана и возобновление окружающей среды, т.е. предохранение ее от загрязнения и изменений, которые происходят в результате функционирования предприятий по технологической переработке ресурсов и теплоэнергетической техники. Загрязнение атмосферы обусловлено выхлопами автомобильного транспорта, отходами отопительных систем, тепловых электростанций и промышленных предприятий. Основными загрязнителями атмосферы являются оксиды серы и азота, углекислый газ, частички дыма и сажи, а также многие другие газы.

В СССР главной санитарной инспекцией утверждены нормы предельно допустимых концентраций (ПДК) вредных веществ в атмосферном воздухе, измеряемых на уровне дыхания человека. Поддержание ПДК на допустимом уровне обеспечивается двумя методами — пассивным и активным.

Пассивный метод заключается в строительстве высоких дымовых труб с целью рассеять вредные вещества по возможности над большей территорией, уменьшив тем самым локальную концентрацию выбрасываемых веществ.

К активным методам снижения вредных выбросов относятся предварительная подготовка топлива с целью уменьшения содержания в нем серы путем механического обогащения или газификации, новые методы и режимы

сжигания, а также очистка дымовых газов от оксидов серы.

Эффективность работы газоочистительных устройств в большей степени зависит от физико-химических свойств улавливаемой золы и поступающих в золоуловитель газов. Степень очистки золоуловителя характеризуется полным и фракционным КПД. **Полный КПД золоуловителя** представляет собой отношение массового количества уноса, уловленного в золоуловителе, к массовому количеству входящего в него уноса.

Полный КПД золоуловителя, %, определяют по формуле

$$\eta_{\text{зп}} = \frac{G_{\text{ул}}}{G_{\text{вх}}} 100 = \frac{G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}}{G_{\text{вх}}} 100, \quad (12.1)$$

где  $G_{\text{ул}}$  — масса уноса, уловленного в аппарате, кг;  $G_{\text{вх}}$ ,  $G_{\text{вых}}$  — масса уноса, вошедшего в аппарат и вышедшего из него, кг.

**Фракционным КПД золоуловителя** называется отношение массового количества уловленного уноса определенной фракции к массовому количеству уноса той же фракции, поступившей в золоуловитель.

Фракционный КПД золоуловителя, %, определяется по формуле

$$\eta_{\text{ф}} = \frac{G_{\text{ф.ул}}}{G_{\text{ф.вх}}} 100. \quad (12.2)$$

Полный КПД золоуловителя позволяет судить об эффективности очистки продуктов сгорания от уноса определенного фракционного состава в данной конструкции аппарата; однако если изменится фракционный состав уноса, то полный КПД золоуловителя также изменится. Следовательно, фракционный КПД характеризует степень совершенства золоуловителя данной конструкции.

Современные устройства очистки дымовых газов от твердых частиц, применяемые в энергетике, можно разбить в зависимости от принципа работы на следующие основные группы: механические сухие инерционные золоуловители, мокрые золоуловители, электрофильтры и комбинированные золоуловители. Тип золоуловителя выбирается в зависимости от объема очищаемых газов, дисперсного состава и физических свойств золы и требуемой степени очистки газов.

## 12.1. МЕХАНИЧЕСКОЕ СУХОЕ ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

В сухих инерционных золоуловителях частицы золы отделяются от газа под действием центробежных или инерционных сил тяжести.

Принцип действия циклонного золоуловителя НИИОГАЗ (рис. 12.1) основан на том, что к цилиндрическому корпусу тангенциально подводятся продукты сгорания со скоростью 20 м/с. Твердые частицы золы, двигаясь по инерции прямолинейно, прижимаются к корпусу циклона и вместе с газовым потоком под действием силы тяжести спускаются вниз по конической части циклона. В результате спирально-вихревого движения и центробежной силы образуется пониженное давление в центре циклона, вследствие чего поток газов в нижней части конуса меняет свое направление и идет в центре циклона вверх, направляясь в выходной патрубок. Так как плотность золы больше плотности газа, то ее движение тормозится за счет трения о стенки, и она осаждается внизу, откуда ее периодически удаляют.

Циклон работает лучше, т.е. больше улавливает золы, и выше его КПД тогда, когда путь движения твердой частицы до момента соприкосновения ее с цилиндрической стенкой будет короче. С уменьшением диаметра цилиндрической части циклона повышается угловая скорость вращения вихревого потока, что также улучшает золоулавливание.

Центробежная сепарирующая сила циклона определяется по формуле

$$F = m\omega / r,$$

где  $m$  — масса твердых частиц золы;  $\omega$  — скорость входа газа в циклон;  $r$  — радиус циклона.

Как видно из формулы, при одной и той же скорости входа дымовых газов центробежная сила обратно пропорциональна радиусу циклона, поэтому золоуловитель составляют из батарей циклонов.

Батарейный циклон имеет большое количество (56 шт.) циклонных элементов диаметром 250 мм, скомпонованных внутри общего кожуха, имеющих общий бункер для улавливания золы, распределительную и выхлопную камеры. Их рекомендуется устанавливать в котельных с расходом продуктов сгорания более 4,2 м<sup>3</sup>/с и в потоке газов с повышенными температурами (до 450°С).

Блок циклонов НИИОГАЗ представляет собой небольшую группу из двух-восьми штук параллельно включен-



Рис. 12.1. Схема действия циклона НИИОГАЗ

1 — корпус циклона; 2 — золовый бункер

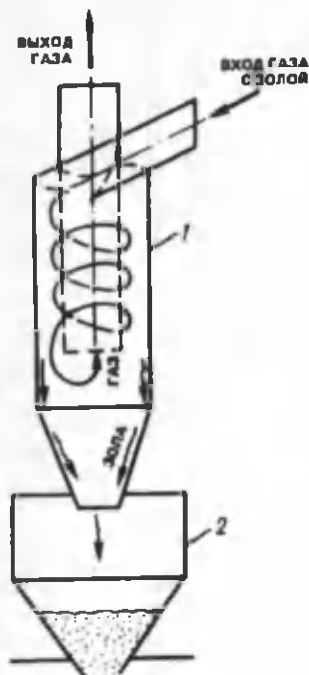
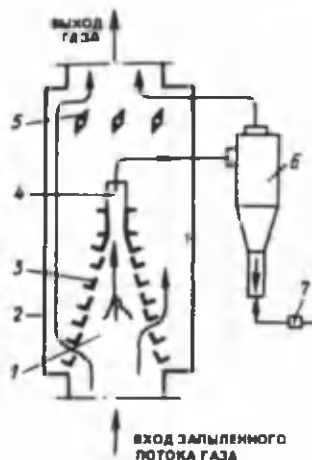


Рис. 12.2. Схема жалюзийного золоуловителя с центральной отсосной щелью

1 и 4 — входная и выходная камеры; 2 — корпус; 3 — жалюзи; 5 — поворотные заслонки; 6 — циклон; 7 — затвор-мигалка



ных циклонов диаметром 400–800 мм каждый. Перед циклоном устанавливают шибер, позволяющий выключать циклон из работы. Коэффициент сопротивления для блоков циклонов  $\zeta = 105-115$ , а для батарейных циклонов  $\zeta = 85$ .

Количество циклонных элементов в группе определяется по формуле

$$n = V_{\text{общ}} / V_{\text{эл}}$$

где общий объем проходящих продуктов сгорания  $V_{\text{общ}}$  определяется при температуре уходящих газов и соответствующем коэффициенте избытка воздуха, а объем газов  $V_{\text{эл}}$ , м<sup>3</sup>/с, проходящих через один элемент (циклон), определяется из условия

$$V_{\text{эл}} = \frac{\pi D^2}{4} w_{\text{усл}}, \quad (12.3)$$

где  $D$  — внутренний диаметр циклона, м;  $w_{\text{усл}}$  — условная скорость м/с, отнесенная ко всему сечению элемента, определяемая в зависимости от сопротивления золоуловителя  $\Delta h_{\text{эл}} = 400\text{--}600$  Па, принятого при расчете тяги:

$$\Delta h_{\text{эл}} = \zeta \frac{w_{\text{усл}}^2}{2}, \quad (12.4a)$$

откуда

$$w_{\text{усл}} = \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{эл}}}{\zeta \rho_{\text{пот}}}}. \quad (12.4b)$$

Плотность газового потока

$$\rho_{\text{пот}} = \rho_{\text{г}}^{\text{н}} \frac{273}{273 + t_{\text{тр}}},$$

где  $\rho_{\text{г}}^{\text{н}}$  — плотность дымовых газов, кг/м<sup>3</sup>, при средней температуре газов перед дымовой трубой  $t_{\text{тр}}$  и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{\text{д.тр}}$

Внутренний диаметр циклона выбирается таким, чтобы число элементов составляло два, четыре, шесть или восемь циклонов. В случае необходимости при выбранном диаметре и количестве элементов обратным пересчетом находят сопротивление циклона и вводят соответствующую поправку в расчете тяги.

Жалюзийный золоуловитель ВТИ (рис. 12.2) состоит из решетки-жалюзи, бункера и циклона. Поток дымовых газов со скоростью 12–16 м/с входит в жалюзи, изменяет свое направление и разделяется на две части: один поток в количестве 7–10% поступает в циклон вместе с золой, другой — в газоходы; степень очистки газов достигает 60–70%, сопротивление 300–900 Па. Такие золоуловители применяются при слоевом сжигании твердого топлива.

Недостатком сухих золоуловителей является вторичный унос золы — захват и унос потоком уже отброшенных к периферии наиболее мелких частиц золы. Для уменьшения вторичного уноса используют золоуловители со смоченной поверхностью.

## 12.2. МОКРОЕ ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

В настоящее время широко применяются золоуловители мокрого типа преимущественно в виде центробежных скрубберов (рис. 12.3). Они представляют собой вертикальные цилиндрические аппараты высотой до 12 м и более и диаметром до 5,6 м, футерованные внутри кислотоупорными плитками. Температура продуктов сгорания не должна превышать 200°C. Их применяют при рас-

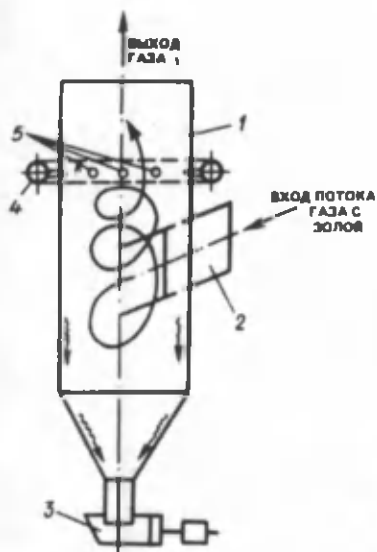


Рис. 12.3. Схема центробежного скруббера-золоуловителя ВТИ

1 — корпус; 2 — входной патрубок; 3 — клапан с гидравлическим затвором; 4 — коллектор подвода воды; 5 — оросительные сопла

ходе дымовых газов более 27,8 м<sup>3</sup>/с, приведенных к нормальным условиям, при этом приведенное содержание летучей серы

$$S_{\text{л.п}}^r < 1\%,$$

где  $S_{\text{л.п}}^r = S_n^r \frac{4200}{Q_f^r}$ , а  $Q_f^r$  — теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Мокрые золоуловители целесообразно применять при гидравлическом шлакозолоудалении.

Продукты сгорания подаются во входной короб, присоединенный по касательной к цилиндрическому скрубберу. Для обеспечения улавливания золы на стенках и ко-

ническом дне скруббера создается пленка воды, выходящей из сопл по касательной к внутренним стенкам. Дымовые газы, выходящие со скоростью около 20 м/с, содержат пыль в количестве 15–30 г/м<sup>3</sup>; расход воды составляет 0,1–0,2 л на 1 м<sup>3</sup> очищаемого газа. Температура дымовых газов в скруббере снижается со 170–200 до 105–110<sup>o</sup>С, а температура воды повышается.

Уравнение теплового баланса скруббера имеет вид

$$V_{\Gamma} [ (h'_{\text{с.г}} - h''_{\text{с.г}}) + (h''_{\text{вод}} - h'_{\text{вод}}) ] = Dc(t'' - t') + qct'', \quad (12.5)$$

где  $V_{\Gamma}$  — количество продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/с;  $h'_{\text{с.г}}$ ,  $h''_{\text{с.г}}$  — начальная и конечная энтальпия сухого газа в продуктах сгорания, кДж/м<sup>3</sup>;  $h'_{\text{вод}}$ ,  $h''_{\text{вод}}$  — начальная и конечная энтальпия водяных паров в продуктах сгорания, кДж/м<sup>3</sup>;  $D$  — расход воды, поступающей в скруббер, кг/с;  $c$  — теплоемкость воды, кДж/(кг · <sup>o</sup>С);  $t'$ ,  $t''$  — начальная и конечная температура воды, поступающей из скруббера, <sup>o</sup>С;  $q$  — конденсированная влага из продуктов сгорания, кг/с.

Максимальная скорость движения газов в скруббере во избежание срыва водяной пленки и образования брызг не должна превышать 6 м/с, а скорость газов во входном патрубке — 23 м/с. Расход воды на очистку продуктов сгорания составляет 0,15–0,2 л/м<sup>3</sup>.

### 12.3. ЭЛЕКТРОФИЛЬТРЫ

Наиболее эффективна очистка продуктов сгорания в электрофильтрах, которые могут обеспечить высокую степень очистки газов  $\eta = 0,9$ – $0,98$  при гидравлическом сопротивлении не более 200 Па без снижения температуры и увлажнения дымовых газов.

В электрофильтрах дымовые газы движутся в каналах, образованных осадительными электродами, между которыми расположены через определенное расстояние коронирующие электроды. К электродам подводится постоянный ток высокого напряжения (плюс — к осадительным электродам, минус — к коронирующим). При достаточной напряженности электрического поля происходит ионизация дымовых газов, и частички золы получают заряд (обычно отрицательный). Под действием электростатических сил частички начинают перемещаться в направлении от коронирующих электродов к осадительным, постепенно осаждаются в них.

В зависимости от направления движения продуктов сгорания различают вертикальные и горизонтальные

электрофилтры, а по способу удаления осажденных частиц золы — сухие и мокрые. Удаление осевших частиц в сухих электрофилтрах производится путем встряхивания электродов. В результате этого частички золы под действием силы тяжести выпадают в золовой бункер. В мокрых электрофилтрах частички золы смываются с электродов водой.

Для получения высокой степени очистки продуктов сгорания применяются комбинированные золоуловители, состоящие из двух ступеней. Наиболее часто в качестве первой ступени применяются батарейные циклоны, а второй ступени — электрофилтры. При двухступенчатой компоновке золоуловителей КПД достигает 98—99%.

#### 12.4. ОЧИСТКА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ОТ ГАЗООБРАЗНЫХ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

Одним из главных токсичных компонентов, содержащихся в органических топливах и оказывающих существенное влияние на окружающую среду, является сера. Связь между содержанием серы в топливе и количеством выбросов  $SO_2$  видна из табл. 12.1.

Таблица 12.1. Количество выбрасываемых оксидов серы при сжигании различных топлив

Топливо	Содержание серы в топливе, %	Выброс $SO_2$ , г/кг топлива
Уголь АШ	1,8	36
Мазут:		
высокосернистый	3,0	60
малосернистый	0,5	10

Уменьшение выбросов сернистых соединений в атмосферу может идти по трем направлениям:

- удаление серы из топлива до его сжигания;
- использование новых методов и режимов сжигания;
- очистка продуктов сгорания от оксидов серы.

Удаление серы на нефтеперерабатывающих заводах можно осуществлять гидроочисткой. При этом происходит взаимодействие водорода с сероорганическими соединениями и образуется сероводород  $H_2S$ , который затем улавливается и может использоваться для получения серы и ее соединений. Процесс протекает при температуре 300—450°C и давлении до 10 МПа в присутствии катализаторов — оксидов молибдена, кобальта и никеля.

Капитальные затраты составляют примерно 3 руб/т на

каждые 0,5% понижения количества серы в мазуте. Снижение содержания серы в котельном топливе с 2,5 до 0,5% приводит к удвоению его стоимости.

В результате простейшего обогащения угля можно удалять колчеданную серу, используя большую ее плотность (около  $5 \text{ т/м}^3$ ) по сравнению с остальной массой угля (около  $2 \text{ т/м}^3$ ). Так, для подмосковного бурого угля-дробленки при сухом методе обогащения удается удалить 25—30% серы. Отсепарированный колчедан можно использовать для получения серной кислоты.

Для отделения от угля колчеданной и органической серы может быть применено гидротермическое обессеривание углей, заключающееся в обработке измельченного топлива в автоклавах при давлении 1,75 МПа и температуре около  $300^\circ\text{C}$  щелочными растворами, содержащими гидраты окисей натрия и калия. При этом получается уголь с малым содержанием серы, который отделяется от жидкости центрифугированием и затем сушится. Жидкость, содержащая сульфиды натрия и калия, регенерируется в результате обработки углекислотой, а из получающегося при этом сероводорода извлекается элементарная сера.

Сернистость сжигаемого жидкого топлива снижают, подвергая его воздействию высоких температур с использованием окислителей (газификация) или без них (пиролиз). Процесс газификации протекает в условиях высоких температур ( $900\text{--}1300^\circ\text{C}$ ) при ограниченном доступе кислорода. При комплексном энерготехнологическом использовании топлива возникает задача получения из топлива химического сырья и чистого энергетического топлива; для термического разложения мазута можно использовать высокотемпературный пиролиз ( $t = 700\text{--}1000^\circ\text{C}$  без доступа окислителя) с последующей газификацией твердого продукта (нефтяного кокса).

Ориентировочные данные по экономической оценке различных способов очистки топлива и дымовых газов от серы приведены в табл. 12.2.

Сжигание топлива в кипящем слое размолотого известняка при  $900^\circ\text{C}$  позволяет за счет реакций



и



обеспечить очистку продуктов сгорания от серы до 90%.

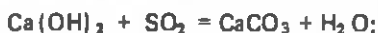
Все известные способы улавливания  $\text{SO}_2$  из продуктов сгорания можно разделить на два класса: сухие и мокрые.

Т а б л и ц а 12.2. Экономические показатели различных способов очистки топлива от серы

Способ снижения содержания серы	Затраты на 1 т мазута, руб.		
	эксплуатационные	капитальные	расчетные приведенные
Гидрокрекинг мазута в кипящем слое	7,8	32,7	12,7
Гидроочистка вакуумного газойля с гидрокрекингом гудрона	6,9	31,7	11,6
Гидроочистка вакуумного газойля и термоконтактный кракинг	4,1	30,0	8,6
Газификация мазута с трикалийфосфатной очисткой	1,4	16,7	3,9

Очистка дымовых газов от оксидов серы известью или известняком является наиболее разработанным процессом, реализованным в ряде зарубежных стран. В СССР исследована работа опытно-промышленной установки по очистке дымовых газов известковым способом.

Метод очистки основан на нейтрализации сернистой кислоты, получающейся в результате растворения двуокиси серы, содержащейся в дымовых газах, щелочными реагентами: гидратом окиси кальция (известью) или карбонатом кальция (известняком). При этом протекают следующие реакции:



В результате этих реакций получается сульфит кальция, частично окисляющийся в сульфат. Большой частью продукты нейтрализации не используют, а направляют в отвал.

При мокром способе предварительно готовят суспензию известняка (т.е. смешивают его с водой). Дымовые газы, проходя через мокрый скруббер (очиститель), контактируют с известняком. Химические реакции аналогичны приведенным выше. Расход известняка, кг/с, на сероулавливающую установку определяют по формуле

$$G_{\text{CaCO}_3} = \mu_1 B \frac{S^r}{100} \frac{\eta}{K_{\text{CaCO}_3} K_{\text{исп}}}, \quad (12.6)$$

где  $\mu_1$  — отношение молекулярных масс  $\text{CaCO}_3$  и серы ( $\mu_1 = 3,125$ );  $B$  — расход топлива, кг/с;  $S^r$  — содержание серы в топливе, %;  $\eta$  — степень очистки газов от  $\text{SO}_2$  (20,9);  $K_{\text{CaCO}_3}$  — содержания углекислого кальция в природном известняке;  $K_{\text{исп}}$  — коэффициент использования известняка.

Количество твердых сухих отходов, кг/с, получающихся в результате очистки газов, ориентировочно определяют по формуле

$$G_{\text{отх}} = (\mu_2 K_{\text{исп}} + 1 - K_{\text{исп}}) G_{\text{CaCO}_3}, \quad (12.7)$$

где  $\mu_2$  — отношение молекулярных масс сульфата кальция  $\text{CaSO}_4 \cdot x \cdot 2\text{H}_2\text{O}$  и известняка  $\text{CaCO}_3$  ( $\mu_2 = 1,72$ ).

Внося этот коэффициент в формулу, получим

$$G_{\text{отх}} = (0,72K_{\text{исп}} + 1) G_{\text{CaCO}_3}. \quad (12.8)$$

Выбор метода и конструкции сероулавливающей установки должен проводиться на основании технико-экономического расчета.

Одной из составляющих вредных выбросов в продуктах сгорания являются оксиды азота, о токсичности которых можно судить по данным, приведенным в табл. 12.4. Максимально-разовая предельно допустимая концентрация для двуокиси азота почти в 6 раз меньше, чем ПДК для сернистого ангидрида, в 30 раз меньше, чем для окиси углерода. Оксиды азота образуются за счет окисления содержащегося в топливе азота и азота воздуха, поэтому они обнаруживаются в продуктах сгорания всех топлив — углей, мазутов, природного газа.

Основными методами подавления образования оксидов азота в топочной камере в настоящее время являются: рециркуляция дымовых газов в топочную камеру, двухстадийное сжигание топлива, применение специальных горелочных устройств, снижение коэффициента избытка воздуха, снижение температуры подогрева воздуха, уменьшение нагрузки агрегата, химическое воздействие на факел присадками. Каждый из этих методов обладает своими особенностями.

Рециркуляцию дымовых газов осуществляют следующим образом. Продукты сгорания при температуре 300–400°C отбираются обычно после водяного экономайзера специальным рециркуляционным дымососом и подаются в топочную камеру. Особое значение при этом имеет способ ввода газов



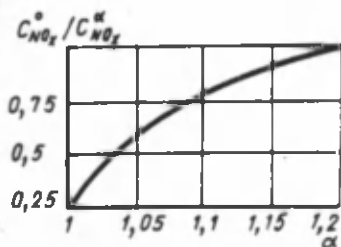


Рис. 12.4. Зависимость выбросов окислов азота от коэффициента избытка воздуха

в топочную камеру: через шлицы под горелками, через кольцевой канал вокруг горелок и подмешивание газов в дутьевой воздух перед горелками. Например, подмешивая до 20–25% дымовых газов, удается снизить содержание окислов азота на 40–50%. Рециркуляция газа наряду с уменьшением температуры горения приводит к некоторому снижению концентрации кислорода, уменьшению скорости горения и растягиванию зоны горения, а следовательно, более эффективному охлаждению этой зоны топочными экранами.

**Двухстадийное сжигание топлива** — в данном случае в первичную зону горения подается воздуха меньше, чем это теоретически необходимо для сжигания топлива ( $\alpha = 0,8–0,95$ ). В этой зоне происходит неполное горение топлива с частичной его газификацией при пониженной температуре и, следовательно, сниженном содержании окислов азота. Во вторичную зону подается чистый воздух или обедненная топливом смесь для дожигания продуктов неполного сжигания. Процесс горения в заключительной его стадии происходит при более низкой температуре. Данный способ позволяет уменьшить количество окислов азота на 25–35%.

Применение специальных горелочных устройств для систем двухстадийного горения или получения растянутого по длине топочной камеры факела позволяет существенно снизить выбросы окислов азота (на 30–40%).

При сниженных коэффициентах избытка воздуха в топке до  $\alpha = 1,02–1,07$  происходит уменьшение концентрации кислорода и соответственно уменьшается количество окислов азота (рис. 12.4). Это мероприятие можно применять в ограниченных пределах и в основном для природного газа и мазута, поскольку снижение избытка воздуха на твердом топливе приводит к увеличению механического недожога.

Снижение теплового напряжения в топочной камере приводит к уменьшению температурного уровня в топке, а следовательно, к снижению  $NO_x$ , но это связано с увеличением габаритов и стоимости теплогенератора.

Химическое воздействие на факел присадками еще недостаточно разработано и поэтому широкого применения не имеет.

## 12.5. РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В АТМОСФЕРУ

Для определения влияния выбросов теплогенерирующих установок на окружающую среду основным исходным показателем является количество вредных веществ  $M$ , г/с, выбрасываемых в атмосферу с продуктами сгорания, величину которых рассчитывают на основании имеющихся рекомендаций следующим образом.

1. Количество выбросов твердых частиц летучей золы и недогоревшего топлива  $M_{зл}$ , г/с, при сжигании твердого и жидкого топлива вычисляют по формуле

$$M_{зл} = 10B(A^r + q_4)a_{ун}(1 - \eta), \quad (12.9)$$

где  $B$  — расход натурального топлива, кг/с;  $A^r$  — зольность топлива, %;  $q_4$  — потери теплоты от механического недожога, %;  $a_{ун}$  — доля твердых частиц, уносимых из топки;  $\eta$  — степень улавливания твердых частиц в золоуловителе.

При отсутствии эксплуатационных данных о содержании горючего в уносе количество выбрасываемых твердых частиц определяется по формуле

$$M_{зл} = 10B(A^r + q_4^{ун} \frac{Q_i^r}{32,7})a_{ун} \times (1 - \eta), \quad (12.10)$$

где  $q_4^{ун}$  — потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива, %. Для мазутных котлов  $q_4^{ун}$  может быть принято равным 0,02%. В случае отсутствия эксплуатационных данных о  $q_4^{ун}$  при сжигании твердого топлива для приближенного расчета в формулу подставляют нормативное значение  $q_4^{ун}$ ;  $Q_i^r$  — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; 32,7 МДж/кг — средняя теплота сгорания горючих в уносе.

2. Расчет выбросов оксидов серы в пересчете на  $SO_2$ , г/с, производится по формуле

$$M_{SO_2} = 20BS^r(1 - \eta_{SO_2}^r)(1 - \eta_{SO_2}^{**}), \quad (12.11)$$

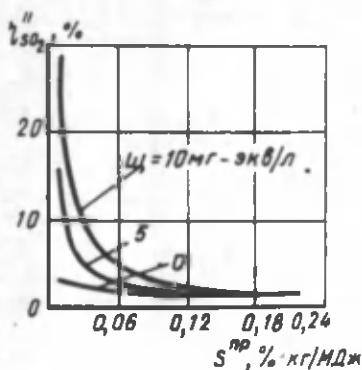


Рис. 12.5. Степень улавливания окислов серы в мокрых золоуловителях  $\eta''_{SO_2}$  при различной щелочности орошаемой воды Щ

где  $B$  — расход твердого, жидкого (кг/с) и газообразного ( $m^3/c$ ) топлива;  $S^p$  — содержания серы в топливе, %;  $\eta'_{SO_2}$  — доля окислов серы, связанных летучей золой в котле;  $\eta''_{SO_2}$  — доля окислов серы, улавливаемых в золоуловителях попутно с твердыми частицами.

Доля окислов серы, связанных летучей золой в котле, зависит от зольности топлива и содержания свободной щелочности в летучей золе. Ориентировочные значения  $\eta'_{SO_2}$  при сжигании различных видов топлива можно принимать исходя из следующих данных: сланцы эстонские и ленинградские — 0,8, остальные — 0,5, угли Канско-Ачинского бассейна — 0,2 торф — 0,15, экибастузский каменный уголь — 0,02, прочие угли — 0,1, мазут — 0,02, газ — 0,0. Доля окислов серы  $\eta''_{SO_2}$ , улавливаемых в сухих золоуловителях, практически равна нулю. В мокрых золоуловителях типов МВ и МС она зависит в основном от расхода и общей щелочности орошаемой воды и приведенной сернистости топлива при принятых удельных расходах воды на орошение золоуловителей 0,1—0,15 л/ $m^3$  (рис. 12.5).

При наличии в топливе сероводорода расчета выбросов дополнительного количества окислов серы в пересчете на  $SO_2$  ведется по формуле

$$M_{SO_2} = 18,8 [H_2S] B, \quad (12.12)$$

где  $[H_2S]$  — содержание сероводорода в топливе, %.

3. Расчет выбросов оксида углерода в единицу времени, г/с, выполняется по формуле

$$M_{CO} = C_{CO} B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (12.13)$$

где  $B$  — расход топлива, кг/с, м<sup>3</sup>/с;  $C_{CO}$  — выход окиси углерода при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива (г/кг, г/м<sup>3</sup> топлива); определяется из соотношения

$$C_{CO} = q_3 R Q_f^r; \quad (12.14)$$

$q_3, q_4$  — потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, %;  $R$  — коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленной содержанием окиси углерода в продуктах сгорания. Для твердого топлива  $R = 1$ , для газа — 0,5, для мазута — 0,65;  $Q_f^r$  — низшая теплота сгорания топлива МДж/кг, МДж/м<sup>3</sup>.

4. Выброс оксидов азота в пересчете на  $NO_2$  в единицу времени, г/с, рассчитывается по формуле

$$M_{NO_2} = B Q_f^r \beta_1 K_{NO_2} \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) (1 - e_1 r) \times \\ \times \beta_2 \beta_3 e_2, \quad (12.15)$$

где  $B$  — расход топлива, кг/с, м<sup>3</sup>/с;  $Q_f^r$  — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг, МДж/м<sup>3</sup>;  $\beta_1$  — коэффициент, учитывающий влияние содержания азота в топливе на выход оксидов азота;  $K_{NO_2}$  — коэффициент, характеризующий выход оксидов азота на 1 ГДж теплоты сожженного условного топлива, кг/ГДж;  $\beta_2$  — коэффициент, учитывающий конструкцию горелок (для вихревых горелок  $\beta_2 = 1$ , для прямоточных  $\beta_2 = 0,85$ );  $\beta_3$  — коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления. При жидком шлакоудалении  $\beta_3 = 1,4$ , во всех остальных случаях  $\beta_3 = 1$ ;  $e_1$  — коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркуляционных газов в зависимости от условий их подачи в топку;  $e_2$  — коэффициент, характеризующий снижение выбросов оксидов азота при подаче части воздуха помимо основных горелок (при двухступенчатом сжигании); определяется по рис. 12.6 при условии сохранения общего избытка воздуха за котлом;  $r$  — степень рециркуляции дымовых газов, %.

Значения  $\beta_1$  для котлов, в которых сжигается твердое топливо, определяется по формуле

$$\beta_1 = 0,178 + 0,47 N^r = 0,178 + 0,47 N^r \times \\ \times \frac{100}{100 - (w^r + A^r)}, \quad (12.16)$$

где  $N^r$  — содержание азота в топливе, %.

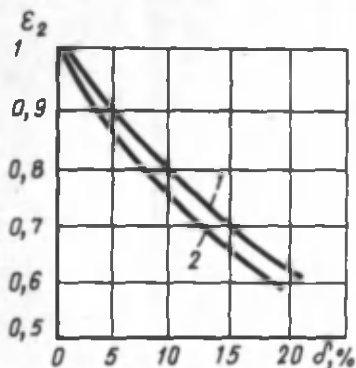


Рис. 12.6. График для определения коэффициента  $\epsilon$   
 1 — газ, мазут; 2 — уголь;  
 $\delta$  — доля воздуха, подаваемого помимо основных горелок

При сжигании жидкого и газообразного топлива с различными коэффициентами избытка воздуха в топочной камере  $\alpha_T$  коэффициенты  $\beta_1$  принимаются равными:

$\alpha_T$ . . . . .	$> 1,05$	$1,05 - 1,03$	$< 1,03$
$\beta_1$ (газ) . . . . .	0,9	0,8	0,7
$\beta_2$ (мазут) . . . . .	1,0	0,9	0,75

Значения коэффициента  $\epsilon_1$  при номинальной нагрузке и  $r \leq 30\%$  принимаются равными:

при сжигании газа и мазута и вводе газа рециркуляции:

в под топку (при расположении горелок на вертикальных экранах) . . . . .	0,002
через щлицы под горелками . . . . .	0,015
по наружному каналу горелок . . . . .	0,02
в воздушное дутье . . . . .	0,025
в рассечку двух воздушных потоков . . . . .	0,03

при высокотемпературном сжигании твердого топлива и вводе газов рециркуляции:

в первичную взросмесь . . . . .	0,01
во вторичный воздух . . . . .	0,005

При нагрузках, меньших номинальной, коэффициент  $\epsilon_1$  умножается на коэффициент  $f$ , определяемый по графику (рис. 12.7).

Значения  $K_{NO_2}$  определяется по графикам (рис. 12.8) для различных видов топлива в зависимости от номинальной нагрузки котлоагрегатов. При нагрузке котла, отличающейся

от номинальной,  $K_{NO_2}$  следует умножать на  $\left( \frac{Q_{\Phi}}{Q_H} \right)^{0,25}$

Рис. 12.7. Зависимость безразмерного коэффициента  $f$  от паропроизводительности котла

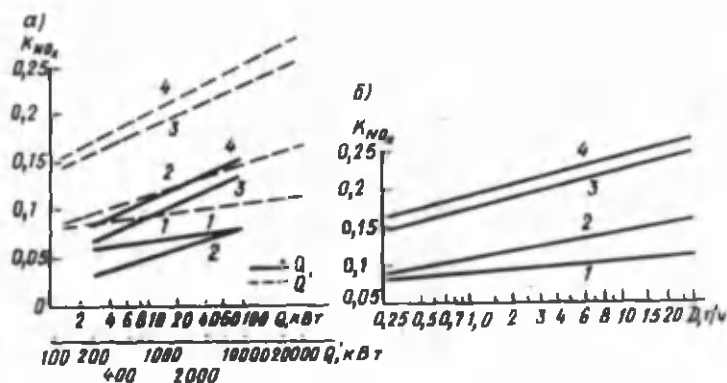
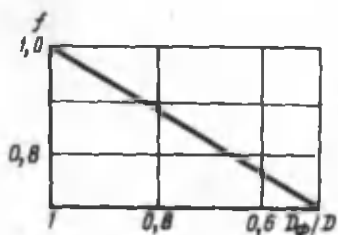


Рис. 12.8. Зависимость  $K_{NO_x}$  от тепловой мощности (а) и паропроизводительности (б) котлоагрегата

1 — природный газ, мазут; 2 — антрацит; 3 и 4 — бурый и каменный уголь

или  $\left(\frac{D_{\phi}}{D_H}\right)^{0,25}$ , где  $D_H, D_{\phi}$  — номинальная и фактическая паропроизводительности, т/ч;  $Q_H$  и  $Q_{\phi}$  — номинальная и фактическая мощности, кВт.

5. Количество выбросов окиси ванадия в пересчете на пентоксид ванадия,  $M_{V_2O_5}$ , г/с, определяется по формуле

$$M_{V_2O_5} = 10^{-3} G_{V_2O_5} B (1 - \eta_{oc}) (1 - \eta_y), \quad (12.17)$$

где  $G_{V_2O_5}$  — содержание окиси ванадия в жидком топливе в пересчете на  $V_2O_5$ , г/т;  $\eta_{oc}$  — коэффициент оседания окиси ванадия на

поверхностях нагрева котлов. Для котлов с промежуточными пароперегревателями  $\eta_{oc} = 0,07$ ; для котлов без промежуточных пароперегревателей  $\eta_{oc} = 0,05$  (в этих случаях очистка поверхностей нагрева производится в остановленном состоянии); для всех остальных случаев  $\eta_{oc} = 0$ ;  $\eta_v$  — доля твердых частиц продуктов сгорания жидкого топлива улавливаемых в устройствах для очистки газов мазутных котлов; значение  $\eta_v$  оценивается для средних условий работы улавливающих устройств за год.

При отсутствии результатов анализа топлива содержание окиси ванадия  $G_{V_2O_5}$  в мазуте с  $S^r > 0,4\%$  определяется ориентировочно по формуле

$$G_{V_2O_5} = 95,4S^r - 31,6, \quad (12.18)$$

где  $S^r$  — содержания серы в мазуте, %.

## 12.6. ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ ВЫБРОСЫ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ ДЫМОВЫХ ТРУБ

Выбрасываемые в атмосферу из дымовых труб котельных продукты сгорания содержат токсичные вещества, оказывающие вредное воздействие на весь комплекс живой природы — биосферу. Наиболее опасными по степени воздействия на организм человека и выбрасываемыми в значительных количествах с дымовыми газами являются оксид углерода, оксиды серы ( $SO_2$  и  $SO_3$ ) и оксиды азота  $NO_x$ .

Повышенное содержание в атмосфере окиси углерода приводит в результате вдыхания воздуха к взаимодействию CO с гемоглобином, что очень вредно сказывается на здоровье человека, в частности, на его физиологических центрах. При содержании CO в окружающей среде до 0,4—0,5% вдыхание воздуха является уже опасным для жизни. Наиболее чувствительными к содержанию  $SO_2$  в атмосфере являются растения. Токсичное воздействие  $SO_2$  связано с повреждением поверхности листьев или хвои из-за нарушения фотосинтеза и дыхания растений.

Особенно неблагоприятное влияние на людей оказывает сочетание взвешенных веществ и двуокиси серы в воздухе. В связи с этим отрицательное воздействие атмосферных загрязнений на человека проявляется в виде токсичных туманов, образующихся при резком возрастании концентрации этих загрязнений и неблагоприятных метеорологических условиях. В свою очередь из-за действия этих токсичных веществ, загрязняющих атмосферу, появляются

Таблица 12.3. Характер действия вредных газов на человека

Характер действия газов и его длительность	Содержание вредных газов в воздухе, % объема			
	CO	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	NO <sub>2</sub>
Без заметного действия в течение нескольких часов	0,01	0,025	0,0015	0,0008
Признаки легкого отравления или раздражения слизистых оболочек	0,01—0,05	0,005	0,005—0,008	0,001
Возможно серьезное отравление через 30 мин	0,2—0,3	0,008—0,015	0,02—0,03	0,005
Опасно для жизни при кратковременном действии	0,5—0,8	0,06	0,05	0,015

хронические неспецифические заболевания, среди которых существенное значение приобретают атеросклероз и связанные с ним коронарные и дегенеративные заболевания сердца, хронический бронхит, эмфизема легких, бронхиальная астма и др.

При сжигании органического топлива образуются вредные для человека окислы азота. Они обладают резко выраженным раздражающим действием на слизистую оболочку глаза, снижают дыхательные функции, повышается респираторная заболеваемость, обнаруживаются изменения в крови, появляется метгемоглобин. Оксиды азота, поглощая естественную радиацию как в ультрафиолетовой, так и в видимой частях спектра, снижают прозрачность атмосферы и способствуют образованию смога.

Стапень действия некоторых газов характеризуется данными табл. 12.3.

В целях предотвращения вредного воздействия загрязненного атмосферного воздуха на человека и окружающую его среду необходимо, чтобы содержание токсичных веществ в воздухе было предельно ограничено.

На основании большого количества медико-биологических исследований разработаны нормативы на предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе, которые должны обеспечивать нормальную жизнедеятельность человека в течение всей его жизни, а среда при соблюдении этих норм должна быть безвредной для окружающего нас животного и растительного мира.

Содержание вредных веществ в воздухе определяется



Т а б л и ц а 12.4. Предельно допустимые концентрации вредных выбросов котельных

Загрязняющее вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м <sup>3</sup>	
	максимально-разовая	среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Углерода оксид	3,0	1,0
Азота диоксид	0,085	0,085
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Бенз (в) пиран	—	0,1 мкг/100 м <sup>3</sup>

их концентрацией — количеством вещества, мг, находящегося в 1 м<sup>3</sup> воздуха (мг/м<sup>3</sup>).

Нормы предусматривают расчет приземных концентраций в двухметровом слое над поверхностью земли, а также вертикальное распределение концентраций.

Степень опасности загрязнения атмосферного воздуха характеризуется наибольшим расчетным значением концентрации, соответствующим неблагоприятным метеорологическим условиям, в том числе и опасной скорости ветра, при которой для заданного состояния атмосферы концентрация вредных веществ на уровне дыхания людей достигает своей максимальной величины.

Согласно действующим санитарным нормам, расчетами определяются разовые концентрации, относящиеся к 20–30-минутному интервалу осреднения. Максимальная концентрация вредных веществ, не оказывающая вредного влияния на здоровье человека, называется *предельно допустимой концентрацией* (ПДК).

В табл. 12.4 приведены значения ПДК типичных вредных веществ, содержащихся в выбросах котельных.

Расчеты ведутся по каждому вредному веществу в отдельности и необходимо, чтобы концентрация каждого из них не превышала значений, приведенных в табл. 12.4.

Минздравом СССР введено дополнительное требование о необходимости суммирования воздействия окислов серы, азота, а также и других элементов, которое выражается условием

$$\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{\text{ПДК}_i} < 1; \frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} + \frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} + \dots < 1.$$

Т а б л и ц а 12.5. Предельно допустимые нормы  
загрязнения атмосферного воздуха

Вредная компонен- та	ПДК, м <sup>3</sup> /(м <sup>3</sup> · 10 <sup>6</sup> )					
	СССР (1972)	ЧССР (1969)	ГДР (1973)	США (1974)	ФРГ (1974)	Швеция (1975)
CS <sub>2</sub>	3	8	14	17	17	8
CO	16	24	44	44	44	32
CCl <sub>4</sub>	3	7	7	9	9	9
С <sub>2</sub>	0,3	0,9	0,3	0,9	0,5	0,9
HCl	3	5	3	4	4	4
HF	0,6	1	1	2	2	2
H <sub>2</sub> S	7	7	10	20	10	10
NO <sub>2</sub>	3	7	7	6	6	6
O <sub>3</sub>	0,05	0,05	0,098	0,09	0,09	0,09
SO <sub>2</sub>	3	3	3	4,5	4,5	1,7
Гидразин	0,03	0,03	—	0,4	0,04	0,04
Серная кислота	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Фенол	0,1	0,1	5	4,5	4,5	4,5
Формаль- дегид	0,5	2	2	3	1,2	3
Фосген	0,02	0,02	0,1	0,1	0,1	0,05

Это вызвано тем, что во вдыхаемом воздухе возможно присутствие различных токсичных веществ, при этом концентрация отдельных компонентов находится в допустимых пределах, а в сумме они оказывают вредное воздействие на организм человека, животный и растительный мир.

При решении строить новое предприятие в предполагаемом районе строительства в стадии проектирования производят расчет количества вредных выбросов с учетом уже существующего фона загрязнений. Суммарная концентрация вредных примесей после строительства и пуска в эксплуатацию предприятия не должна превышать допустимую, т.е. расчет ведут из условия

$$C_M + C_{\text{ф}} < \text{ПДК.}$$

где  $C_M$  — максимальная разовая приземная концентрация вредных веществ для выброса из одиночного точечного источника (дымовой трубы), мг/м<sup>3</sup>;  $C_{\text{ф}}$  — фоновая концентрация, существующая в данном районе, мг/м<sup>3</sup>.

Фоновая концентрация относится к тому же интервалу осреднения (20–30 мин), что и максимальная разовая ПДК. По данным наблюдений  $C_{\text{ф}}$  определяется как уровень кон-

центраций, превышаемый в 5% наблюдений за разовыми концентрациями.

В настоящее время во многих странах мира введены нормы на предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе. Для сравнения действующие у нас и в некоторых странах допустимые нормы приведены в табл. 12.5.

На количество выбрасываемых окислов серы решающее влияние оказывают содержание серы в топливе и режим его сжигания. Образование окислов азота происходит двумя путями: окислением азотсодержащих компонентов топлива и связыванием атмосферного азота с кислородом. Первый путь зависит главным образом от содержания азота в топливе, второй связан с температурным режимом в топке и концентрацией кислорода. Количество оксида углерода зависит от качества организации процесса сжигания топлива. Количество выбросов золы связано со степенью совершенства золоулавливающих установок.

### 12.7. РАССЕИВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ИЗ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Определив количество вредных выбросов, переходят к расчету минимально допустимой высоты дымовой трубы из условия отвода продуктов сгорания и рассеивания их в атмосфере.

Минимально допустимая высота дымовой трубы определяется из условия обеспечения такого рассеивания, при котором концентрация вредных веществ у поверхности земли будет меньше максимальной разовой предельно допустимой концентрации данного вещества в атмосферном воздухе (ПДК), утвержденной Минздравом СССР.

Расчет минимально допустимой высоты дымовой трубы  $H$ , м, осуществляется по формуле

$$H = \sqrt{\frac{AMFmn}{\text{ПДК}^3 \sqrt{V_1 \Delta T}}}, \quad (12.19)$$

где  $A$  — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы;  $M$  — масса вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу в единицу времени, г/с;  $F$  — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе;  $m$  и  $n$  — коэффициенты, учитывающие условия выхода газозооушной смеси из устья дымовой трубы; ПДК — максимальная разовая предельно допустимая концентрация вредного вещества в атмосферном воздухе, лимитирующего чистоту воздушного бассейна, мг/м<sup>3</sup>;  $\Delta T$  — разность между температурой выбрасываемых дымовых газов  $T_r$  и температурой окружающего атмосферного возду-

ха  $T_B$ , °С, температура окружающего воздуха принимается равной максимальной температуре наружного воздуха наиболее жаркого месяца года [по СНиП 2.01.01-82];  $V_1$  — объемный расход дымовых газов, м<sup>3</sup>/с, определяемый по формуле

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} w_0,$$

$D$  — диаметр устья дымовой трубы, м;  $w_0$  — средняя скорость движения газов на выходе из дымовой трубы, принимаемая равной 12–20 м/с.

Значение коэффициента  $A$ , соответствующее неблагоприятным метеорологическим условиям, при которых концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе максимальна, принимается равным:

$A-250$  — для районов Средней Азии южнее 40° с.ш., Бурятской АССР и Читинской обл.;

$A-200$  — для европейской территории СССР: для районов РСФСР южнее 50° с.ш., для остальных районов Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдавии; для азиатской территории СССР: для Казахстана, Дальнего Востока и остальной территории Сибири и Средней Азии;

$A-180$  — для европейской территории СССР и Урала от 50 до 52° с.ш. за исключением попадающих в эту зону периферических районов и Украины;

$A-160$  — для европейской территории СССР и Урала севернее 52° с.ш. (за исключением Центра ЕТС), а также для Украины (для расположенных на Украине источников высотой менее 200 м в зоне от 50 до 52° с.ш. — 180, а южнее 50° с.ш. — 200);

$A-140$  — для Московской, Тульской, Рязанской, Владимирской, Калужской, Ивановской областей.

Безразмерный коэффициент  $F$  принимается равным:

а) для газообразных вредных веществ и мелкодисперсных аэрозолей (пыли, зола и т.п., скорость упорядоченного оседания которых практически равна нулю) —  $F = 1$ ;

б) для мелкодисперсных аэрозолей (кроме указанных в п. а) при среднем эксплуатационном коэффициенте очистки дымовых газов не менее 90% —  $F = 2$ ; 75–90% —  $F = 2,5$ ; менее 75% и при отсутствии очистки  $F = 3$ .

Значения коэффициентов  $m$  и  $n$  определяются в зависимости от параметров  $f$ ,  $v_m$ ,  $v'_m$  и  $f_e$ :

$$f = 1000 \frac{w_0^2 D}{H^2 \Delta T}; \quad (12.20)$$

$$v_M = 0,65 \sqrt[3]{\frac{V_1 \Delta T}{H}}; \quad (12.21)$$

$$v'_M = 1,3 \frac{w_0 D}{H}; \quad (12.22)$$

$$f_e = 800 (v'_M)^3. \quad (12.23)$$

Коэффициент  $m$  определяется в зависимости от параметра  $f$  по формуле

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \sqrt{f} + 0,34 \sqrt[3]{f}}. \quad (12.24)$$

Для  $f_e < f < 100$  коэффициент  $m$  вычисляется при  $f = f_e$ .

Коэффициент  $n$  в зависимости от  $v_M$  принимается равным:  $n = 1$  при  $v_M \geq 2$ ;  $n = 0,532 v_M^2 - 2,13 v_M + 3,13$  при  $0,5 \leq v_M < 2$ ;  $n = 4,4 v_M$  при  $v_M < 0,5$ .

Минимально допустимая высота дымовой трубы принимается по расчету на рассеивание золы или исходя из суммарного действия оксидов серы и азота

$$H = \sqrt[3]{AFmn \left( \frac{M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} M_{NO_2}}{ПДК_{SO_2}} \right) \times \sqrt[3]{\frac{1}{V_1 \Delta T}}}. \quad (12.25)$$

К установке принимают дымовую трубу, которая по расчету из условия предельно допустимых концентраций имеет большую высоту.

Если дымовая труба котельной сооружается в городе или вблизи промышленных предприятий, то при расчете ее высоты необходимо учитывать имеющуюся фоновую загазованность атмосферы. В этом случае расчетная формула принимает вид

$$H = \sqrt{\frac{AFmn \left( M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} M_{NO_2} \right)}{ПДК_{SO_2} - C_{\Phi SO_2} - \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} C_{\Phi NO_2}}} x$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{1}{V_1 \Delta T}} \quad (12.25a)$$

где  $C_{\Phi}$  — фоновые концентрации вредных примесей в атмосфере, мг/м<sup>3</sup>.

Окончательно минимально допустимая высота дымовой трубы принимается из условий, что она должна быть выше конька кровель зданий (расположенных в радиусе 25 м от здания котельной) не менее чем на 5 м и при наличии зданий высотой более 15 м в радиусе 200 м — не ниже 35 м, она должна обеспечивать рассеивание в атмосфере летучей золы и газов, содержащих соединения серы, азота и углерода.

Максимальная приземная концентрация вредных веществ  $C_M$ , мг/м<sup>3</sup>, при выбросе продуктов сгорания из одиночной дымовой трубы обуславливается неблагоприятными метеорологическими условиями; она определяется из выражения

$$C_M = \frac{AMFmn}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}} \quad (12.26)$$

Расстояние  $x_M$ , м, от дымовой трубы, на котором приземная концентрация вредных веществ при неблагоприятных метеорологических условиях достигает максимального значения, вычисляют по формуле

$$x_M = \frac{5 - F}{4} dH, \quad (12.27)$$

где  $d$  — безразмерный коэффициент, определяемый из соотношений:

$$d = 2,48 (1 + 0,28^3 \sqrt{F}) \text{ при } v_M < 0,5;$$

$$d = 4,95 v_M (1 + 0,28^3 \sqrt{F}) \text{ при } 0,5 < v_M < 2;$$

$$d = 7 \sqrt{v_M} (1 + 0,28^3 \sqrt{F}) \text{ при } v_M > 2.$$

Неблагоприятные метеорологические условия наблюдаются в тех случаях, когда скорость ветра достигает опасного значения, а также при интенсивном вертикальном турбулентном обмене.

Действительно, для расчетных условий с повышением скорости ветра максимальная наземная концентрация вредных веществ от дымовой трубы, высота которой равна  $H$ , падает. С другой стороны, с увеличением скорости ветра уменьшается эффективная высота  $H^{\text{эф}}$  дымовой трубы вследствие снижения гидродинамической и тепловой составляющих подъема дымового факела над устьем трубы. Следовательно, опасная скорость ветра будет равна  $dC_M / du = 0$ .

Опасная скорость ветра  $u_M$ , м/с, на уровне флюгера (обычно 10 м от поверхности земли), при которой образуется наибольшая приземная концентрация вредных веществ  $C_M$ , определяется по следующим соотношениям:

$$u_M = 0,5 \quad \text{при } v_M \leq 0,5;$$

$$u_M = v_M \quad \text{при } 0,5 < v_M < 2;$$

$$u_M = v_M (1 + 0,12 \sqrt{v_M}) \quad \text{при } v_M > 2.$$

Максимальная приземная концентрация вредного вещества  $C_{M,u}$ , мг/м<sup>3</sup>, при неблагоприятных метеорологических условиях и скорости ветра  $u$ , м/с, отличающейся от опасной скорости ветра  $u_M$ , м/с, вычисляется по формуле

$$C_{M,u} = r C_M,$$

где  $r$  — безразмерная величина, определяемая в зависимости от отношения  $u/u_M$ :

$$r = 0,67 (u/u_M) + 1,67 (u/u_M)^2 - 1,34 \times (u/u_M)^3 \quad \text{при } u/u_M \leq 1;$$

$$r = \frac{3 (u/u_M)}{2 (u/u_M)^2 - (u/u_M) + 2} \quad \text{при } u/u_M > 1.$$

Расстояние от источников выброса  $x_{M,u}$ , м, на котором при скорости ветра  $u$  и неблагоприятных метеорологических

условиях приземная концентрация вредных веществ достигает максимального значения  $C_{M,U}$  мг/м<sup>3</sup>, вычисляется по формуле

$$x_{M,U} = \rho x_M,$$

где  $\rho$  — безразмерный коэффициент, определяемый в зависимости от отношения  $u/u_M$  по формулам:

$$\rho = 3 \text{ при } u/u_M \leq 0,25;$$

$$\rho = 8,43(1 - u/u_M)^5 + 1 \text{ при } 0,25 < u/u_M \leq 1;$$

$$\rho = 0,32u/u_M + 0,68 \text{ при } u/u_M > 1.$$

## 12.8. СТОЧНЫЕ ВОДЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Одними из крупнейших потребителей воды в народном хозяйстве являются теплогенерирующие установки. По прогнозам на 2000 г., валовое потребление воды теплоэнергетикой составит примерно 950 км<sup>3</sup>/год, а объем загрязненной воды, сбрасываемой в водоемы, — 850 км<sup>3</sup>/год.

От теплогенерирующих установок образуются следующие виды сточных вод:

а) от систем гидрозолоудаления теплостанций, работающих на твердом топливе; расход воды на систему гидрозолоудаления составляет 15–30 м<sup>3</sup> на 1 т золы.

б) отработавшие растворы водоподготовительных установок;

в) воды, загрязненные нефтепродуктами;

г) после отмывок наружных поверхностей нагрева от отложений;

д) коммунально-бытовые и хозяйственные стоки;

е) отработавшие растворы после химической очистки теплосилового оборудования и его консервации;

ж) теплые воды из различного охлаждаемого оборудования, например на ТЭС от конденсаторов турбин;

з) дождевые (ливневые) воды с территории котельной.

Например, на теплостанции с тремя котлами КЕ-10-14, работающей на подмосковном угле с теплотворной способностью  $Q_i = 12\,000$  кДж/кг и зольностью 25%, при номинальной нагрузке и КПД котла 85% расход топлива

$$\text{составит } B_p = \frac{D_p (i_n - i_{пв})}{\alpha_i \eta} = 6820 \text{ кг/ч, а количество об-}$$



разовавшейся загрязненной воды  $G_B = 20 \cdot 0,25 \cdot 6,82 = 34,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

При переходе на сухое золоудаление при работе котельной с числом часов установленной мощности  $h_y = 5000 \text{ ч/год}$  будет сэкономлено  $171\,000 \text{ м}^3$  воды, а при продаже сухой золы на завод стройиндустрии по  $2 \text{ руб/т}$  получим прибыль  $78\,200 \text{ руб/год}$ .

Расчеты и опытные данные показывают, что при выработке  $1 \text{ ГДж}$  тепловой энергии со стоками котельной сбрасывается около  $150 \text{ кг}$  солей. Следовательно, от котельной, рассмотренной выше, сброс солей за год составит около  $135\,000 \text{ кг}$ . Если в фильтрах заменить антрацитовую крошку на керамзит, имеющий емкость поглощения в  $2-3$  раза большую, сброс сточных вод после регенерации фильтров снизится в  $1,5-2$  раза и снизится годовой сброс вод, загрязненных солями.

Если воды, загрязненные нефтепродуктами, перед сбросом их в водоемы пропустить через простейшие нефтеловушки, то загрязненность их нефтепродуктами снизится примерно в  $2-2,5$  раза.

Таким образом, можно наметить следующие основные пути снижения загрязнений, поступающих со сбросом стоков:

- а) совершенствование технологического оборудования и его элементов;
- б) совершенствование технологии очистки воды;
- в) отказ от применения воды в технологических процессах, например в системах гидрозолоудаления.

## 12.9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 12.1.** Для котельной, оборудованной тремя котлами КЕ-6,Б-14, работающей на буром угле, необходимо выбрать тип золоулавливающей установки. Максимальный расход топлива на один котел составляет  $0,56 \text{ кг/с}$ , объем дымовых газов, приходящийся на  $1 \text{ кг}$  топлива, при коэффициенте избытка воздуха  $a_{зл} = 1,76$  составляет  $\Sigma V_r = 6,26 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Температура газов на входе в золоуловитель  $t_{зл} = 200^\circ\text{C}$ . Компоновку золоуловителей выполнить поагрегатно.

1. Определим секундный объем дымовых газов, очищаемых каждым золоуловителем:

$$V_{зл} = \frac{\Sigma V_r B_p (t_{зл} + 273)}{273} = \frac{6,26 \cdot 0,56 (200 + 273)}{273} = 6,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем к установке золоуловитель типа блок-циклон с коэффициентом сопротивления  $\zeta = 100$ .

2. Находим плотность дымовых газов при  $t_{зл} = 200^\circ\text{C}$ .

$$\rho_{зл} = \rho_{г}^H \frac{273}{(t_{зл} + 273)} = 1,34 \frac{273}{(200 + 273)} = 0,77 \text{ кг/м}^3.$$

3. Задаемся аэродинамическим сопротивлением  $\Delta h_{зл} = 500$  Па, при этом устанавливаем, что отношение  $\Delta h_{зл} / \rho_{зл} = 500 / 0,77 = 649$  находится в диапазоне рекомендуемых значений.

Оптимальные условия работы циклонов при  $\Delta h_{зл} / \rho_{зл} = 540 - 740$ .

4. Определим число элементов, входящих в блок-циклон, задаваясь диаметром корпуса каждого элемента  $D = 650$  мм.

$$n = 1,07 \frac{V_{зл}}{D^2 \sqrt{\frac{\Delta h_{зл} (1 + \frac{t_{зл}}{273})}{\zeta}}} =$$

$$= 1,07 \frac{6,1}{0,65^2 \sqrt{\frac{500 (1 + \frac{200}{273})}{110}}} = 5,5.$$

Принимаем блок-циклон 3x2 — 650, состоящий из шести элементов.

**Пример 12.2.** Проверочный расчет дымовой трубы и расчет рассеивания в атмосфере вредных веществ. Производительность котельной 27 т/ч. Топливо — мазут.

1. Секундный объем дымовых газов на выходе из дымовой трубы

$$V = \frac{V_{г} B_{р} (v_{yx} + 273)}{273},$$

где  $B_{р} = 1,92$  т/ч — часовой расход топлива;  $V_{г} = 14,98$  м<sup>3</sup>/кг — объем дымовых газов на 1 кг топлива;  $v_{yx} = 160^\circ\text{C}$  — температура уходящих газов на выходе из дымовой трубы;

$$V = \frac{14,98 \cdot 1,92 \cdot 10^3 (160 + 273)}{3600 \cdot 273} = 12,67 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Суммарный выброс  $SO_2$  с продуктами сгорания по формуле (12.11)

$$M_{SO_2} = 20 \cdot 1,92 \frac{10^3}{3600} 2,9(1 - 0,02) = 30,31 \text{ г/с,}$$

где  $S^f = 2,9\%$  — содержания серы в топливе;  $\eta_{SO_2}^f = 0,02$  — доля окислов серы, связанных летучей золой в котле.

3. Скорость продуктов сгорания на выходе из устья дымовой трубы

$$w_0 = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 12,67}{3,14 \cdot 1,2^2} = 11,21 \text{ м/с,}$$

где  $D = 1,2$  м — диаметр существующей дымовой трубы.

4. Величина  $m$  определяется по формуле (12.24)

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \sqrt{1,21} + 0,34 \sqrt[3]{1,21}} = 0,875,$$

$$\text{где } f = 1000 \frac{11,21^2 \cdot 1,2}{30^2 \cdot 138} = 1,21;$$

б. Величина  $n$  определяется в зависимости от параметра  $V_M$  [см. формулу (12.21)]

$$V_M = 0,65 \sqrt[3]{\frac{12,67 \cdot 138}{30}} = 2,52.$$

Так как  $V_M > 2$ , то  $n = 1$ .

б. Необходимая высота дымовой трубы по формуле (12.19)

$$H_{SO_2} = \sqrt{\frac{140 \cdot 30,31 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1}{0,5 \sqrt[3]{12,67 \cdot 138}}} = 24,83 \text{ м,}$$

где  $A = 140$  — коэффициент, зависящий от температурной стратификации для Московской обл.;  $F = 1$  — безразмерный коэффициент;  $ПДК_{SO_2} = 0,5 \text{ мг/м}^3$  — предельно допустимая концентрация оксида серы;  $\Delta T = t_{yx}^f - t_{в} = 160 - 22 = 138^\circ\text{C}$  — разность между температурой выбрасываемых дымовых газов и температурой окружающего атмосферного воздуха.

Существующая труба диаметром 1,2 м и высотой 30 м обеспечит выброс продуктов сгорания от трех котлов ДКВР-4-13 и одного кот-

ля ДКВР-6,5-13, работающих на мазуте (общая производительность четырех котлов 27 т/ч).

7. Максимальную приземную концентрацию  $SO_2$  в выбросах продуктов сгорания определим по формуле (12.26)

$$C_{M_{SO_2}} = \frac{140 \cdot 30,31 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1}{30^2 \sqrt[3]{12,67 \cdot 138}} = 0,342 \text{ мг/м}^3.$$

Принимая во внимание наличие временных неблагоприятных климатических условий или каких-либо неучтенных факторов (фон, разовый процент увеличения серы в топливе), увеличиваем приземные концентрации  $SO_2$  на 25%

$$C_{M_{SO_2}} \cdot 1,25 = 0,342 \cdot 1,25 = 0,428 \text{ мг/м}^3, \text{ что меньше}$$

$$ПДК_{SO_2} = 0,5 \text{ мг/м}^3.$$

8. Величина выбросов оксидов азота по формуле (12.15) составит

$$M_{NO_2} = 1,92 \frac{1000}{3600} \cdot 38,8 \cdot 1 \cdot 0,132 = 2,73 \text{ г/с},$$

где  $Q_i^* = 38,8$  МДж/кг;  $K_{NO} = 0,12$  кг/ГДж — коэффициент, характеризующий выход оксидов азота, определяемый по графику (см. рис. 12.8) в зависимости от номинальной нагрузки котлов; так как  $D_\phi = 27$  т/ч, а  $D_H = 18,5$  т/ч, то

$$K_{NO_x} \left( \frac{D_\phi}{D_H} \right)^{0,25} = 0,12 \left( \frac{27}{18,5} \right)^{0,25} = 0,132.$$

Принимаем,  $q_4 = 0$ ,  $r = 0$ ,  $\beta_2 = 1$ ,  $\beta_3 = 1$  и  $\epsilon_2 = 1$ .

9. Максимальная приземная концентрация оксидов азота по формуле (12.26)

$$C_{M_{NO_2}} = \frac{140 \cdot 2,73 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1}{30^2 \sqrt[3]{12,67 \cdot 138}} = 0,031 \text{ мг/м}^3.$$

$C_{M_{NO_2}} = 0,031 \text{ мг/м}^3$  меньше допускаемой нормы  $ПДК_{NO_2} = 0,085 \text{ мг/м}^3$ , следовательно, дымовая труба высотой  $H = 30$  м удовлетворяет условию рассеивания оксидов азота в атмосфере.

10. Проверим высоту дымовой трубы по расчету на рассеивание вредных веществ в атмосфере из условия суммарного действия оксидов серы и азота по формуле (12.25)

$$H = \sqrt{140 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1 \cdot \frac{(30,31 + \frac{0,5}{0,085} \cdot 2,73)}{0,5}} \cdot x$$

$$x \sqrt{\frac{12,67 \cdot 138}{0,5}} = 30,71 \text{ м.}$$

Существующая дымовая труба не обеспечивает предельно допустимых норм рассеивания вредных веществ в атмосфере с учетом суммарного действия оксидов серы и азота, поэтому к установке должна быть принята дымовая труба высотой не менее 31 м.

**Пример 12.3.** Определить минимально допустимую высоту дымовой трубы котельной из условия отвода газов и рассеивания их в атмосфере. В котельной паропроизводительностью  $D = 8,3 \text{ кг/с}$  установлено три котла КЕ-10-14С, работающих на донецком угле марки Д состава:  $W^E = 13\%$ ,  $H^E = 3,6\%$ ;  $A^E = 21,8\%$ ;  $S_c^E = 3\%$ ;  $C^E = 49,3\%$ ,  $N^E = 1\%$ ;  $O^E = 8,3\%$ . Низшая теплота сгорания топлива  $Q_i^E = 19,61 \text{ МДж/кг}$ . Известно, что расчетный расход топлива на один котел  $B_p = 0,4 \text{ кг/с}$ , температура уходящих газов  $t_{yx} = 180^\circ\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой  $\alpha_{yx} = 1,75$ , температура окружающего воздуха  $t_a = 26^\circ\text{C}$ .

Потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива составляет  $q_{yH} = 1\%$ , доля золы в уносе  $a_{yH} = 0,85$ ; доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе,  $\eta = 0,85$ .

Коэффициент стратификации атмосферы  $A = 160$ ; коэффициент, учитывающий скорость оседания золы в атмосфере,  $F = 2$ , коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы  $m = 1,1$  и  $n = 1$ . Доля оксида серы, связанного летучей золой в котле,  $\eta_{SO_2} = 0,1$ ; доля оксида серы, улавливаемого в золоуловителях попутно с твердыми частицами,  $\eta_{SO_2} = 0$ , потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива  $q_3 = 1\%$  и механической  $q_4 = 4\%$ .

Коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленной содержанием оксида углерода в продуктах сгорания,  $R = 1$ , коэффициент, учитывающий влияние содержания азота в топливе,  $\beta_1 = 0,9$ ; коэффициент, учитывающий конструкцию горелок  $\beta_2 = 1$ ; коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления,  $\beta_3 = 1$ ; коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркуляционных газов в зависимости от условий их подачи в топку,  $\epsilon_1 = 1$ ; степень рециркуляции дымовых газов  $r = 0$ ; коэффициент, характеризующий снижение выброса оксида азота при подаче части воздуха помимо основных горелок,  $\epsilon_2 = 1$ , коэффициент, характеризующий выход оксида азота  $K_{NO_x} = 0,23 \text{ кг/ГДж}$ ,  $\text{ПДК}_{SO_2} = 0,5 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{ПДК}_{NO_2} = 0,085 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{ПДК}_{зл} = 0,5 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{ПДК}_{CO} = 3 \text{ мг/м}^3$ .

1. Определим теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива:

$$V^0 = 0,0889C^E + 0,265H^E + 0,033(S^E - O^E) = 0,0889 \cdot 49,3 + 0,265 \cdot 3,6 + 0,033(3 - 8,3) = 5,16 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

2. Теоретический объем продуктов полного сгорания топлива

$$V_0^r = 0,0187 (C^r + 0,375S_c^r) + 0,79V^O + 0,8 \frac{N^r}{100} + 0,0124 \times$$

$$\times (9H^r + W_i^r) + 0,0161V^O = 0,0187 (49,3 + 0,375 \cdot 3) + 0,79 \times$$

$$\times 5,16 + 0,8 \frac{1}{100} + 0,0124 (9 \cdot 3,6 + 13) + 0,016 \cdot 5,16 =$$

$$= 5,67 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Объем дымовых газов, проходящих через дымовую трубу,

$$V_r = nB_p [V_r^O + (a_{yx} - 1) V^O] \frac{\gamma_{yx} + 273}{273} =$$

$$= 3 \cdot 0,4 [5,67 + (1,75 - 1) 5,16] \frac{180 + 273}{273} = 19,0 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Масса золы, выбрасываемая в атмосферу из дымовой трубы, по формуле (12.9)

$$M_{зл} = 10nB_p (A^r + q_{\text{ш}}^{\text{УН}} \frac{q_i'}{32,7}) a_{\text{УН}} (1 - \eta) =$$

$$= 10 \cdot 3 \cdot 0,4 (21,8 + 1 \frac{19,61}{32,7}) 0,85 (1 - 0,85) = 34,27 \text{ г/с}.$$

5. Минимальную расчетную высоту дымовой трубы из условия выброса золы и рассеивания ее в атмосфере определим по формуле (12.19)

$$H_{зл} = \sqrt{\frac{AM_{зл} F_{mn}}{\text{ПДК}_{зл}}} \sqrt[3]{\frac{1}{V_r \Delta T}} =$$

$$= \sqrt{\frac{160 \cdot 34,27 \cdot 2 \cdot 1,1 \cdot 1}{0,5}} \sqrt[3]{\frac{1}{19 \cdot 154}} = 41 \text{ м}.$$

6. Масса диоксида серы, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы, по формуле (12.11)

$$M_{\text{SO}_2} = 20nB_p S_c^r (1 - \eta_{\text{SO}_2}^I) (1 - \eta_{\text{SO}_2}^{II}) =$$

$$= 20 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 3 (1 - 0,1) = 64,8 \text{ г/с}.$$

7. Масса оксида углерода, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы, по формуле (12.13)

$$M_{\text{CO}} = C_{\text{CO}} V_p n \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = q_3 R Q_i^r V_p n \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) =$$

$$= 1 \cdot 1 \cdot 19,61 \cdot 0,4 \cdot 3 \left(1 - \frac{4}{100}\right) = 22,6 \text{ г/с.}$$

8. Масса диоксида азота, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы, по формуле (12.15)

$$M_{\text{NO}_2} = \alpha V_p Q_i^r \beta_1 K_{\text{NO}_x} \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) (1 - \epsilon_1 r) \beta_2 \beta_3 \epsilon_2 =$$

$$= 3 \cdot 0,34 \cdot 19,61 \cdot 0,9 \cdot 0,23 \left(1 - \frac{4}{100}\right) = 4,68 \text{ г/с.}$$

9. Минимальная расчетная высота дымовой трубы из условия выброса и рассеивания в атмосфере с учетом суммарного действия оксида углерода и диоксида серы и азота будет равна [формула (12.25)]

$$H = \sqrt{160 \cdot 2 \cdot 1,1 \cdot 1 \left( \frac{64,8 + \frac{0,5}{0,085} \cdot 4,68 + \frac{0,5}{3} \cdot 22,6}{0,5} \right) x}$$

$$x^3 \sqrt{\frac{1}{19 \cdot 154}} = 69 \text{ м.}$$

Из сравнения полученных по расчету высот дымовой трубы за расчетное значения, исходя из условия рассеивания вредных выбросов в атмосферу, принимаем наибольшую.

**Пример 12.4.** Определить минимально допустимую высоту дымовой трубы котельной из условия рассеивания золы в атмосфере.

В котельной теплопроизводительностью  $Q = 23$  МВт установлено два котла КВ-ТС-10, работающих на экибастузском угле марки СС состава:  $W_f^r = 7\%$ ,  $A_f^r = 38,1\%$ ,  $S_f^r = 0,8\%$ ,  $C_f^r = 43,4\%$ ,  $H_f^r = 2,9\%$ ,  $N_f^r = 0,8\%$ ,  $O_f^r = 7\%$ . Низшая теплота сгорания топлива  $Q_i^r = 18,76$  МДж/кг, если известно, что расчетный расход топлива на один котел  $V_p = 0,86$  кг/с. Температура уходящих газов  $t_{yx} = 185^\circ\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой  $\alpha_{yx} = 1,7$ , температура окружающего воздуха  $t_{в} = 25^\circ\text{C}$ , потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива  $q_4^{yn} = 1\%$ .

Доля золы в уносе  $\epsilon_{yn} = 0,85$ , доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе,  $\eta = 0,8$ . Коэффициент стратификации атмосферы  $A = 160$ ; коэффициент, учитывающий скорость оседания золы в атмосфере,  $F = 2$ , коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы,  $m = 0,96$  и  $n = 1$ . Фоновая

концентрация загрязнения атмосферы золой  $C_{\text{Фзл}} = 0,03 \text{ мг/м}^3$ ,  
 ПДК =  $0,5 \text{ мг/м}^3$ .

1. Определим теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива

$$V^0 = 0,0889C^r + 0,265H^r + 0,033(S_c^r - O^r) = 0,0889 \cdot 43,4 + 0,265 \cdot 2,9 + 0,033(0,8 - 7) = 4,42 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Теоретический объем продуктов полного сгорания топлива

$$V_r^0 = 0,0187(C^r + 0,375S_c^r) + 0,79V^0 + 0,8 \times \frac{N^r}{100} + 0,0124(9H^r + W_r^r) + 0,0161V^0 = 0,0187(43,4 + 0,375 \cdot 0,8) + 0,79 \cdot 4,42 + 0,8 \frac{0,8}{100} + 0,0124(9 \cdot 2,9 + 7) + 0,0164 \cdot 4,42 = 4,79 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Объем дымовых газов, проходящих через дымовую трубу

$$V_r = \pi B_p [V_r^0 + (\alpha_{yx} - 1)V^0] \frac{t_{yx} + 273}{273} = 2 \cdot 0,86 [4,79 + (1,7 - 1)4,42] \frac{185 + 273}{273} = 22,75 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Массу золы, выбрасываемой в атмосферу из дымовой трубы, определим по формуле (12.9)

$$M_{\text{зл}} = 10 \cdot 2 \cdot 0,86 (38,1 + 1 \frac{16,76}{32,7}) 0,85(1 - 0,8) = 112,9 \text{ г/с}.$$

5. Высота дымовой трубы по формуле (12.25)

$$H_{\text{зл}} = \sqrt{\frac{160 \cdot 112,9 \cdot 2 \cdot 0,96 \cdot 1}{0,5 - 0,03}} \sqrt[3]{\frac{1}{22,75 \cdot 160}} = 69,3 \text{ м}.$$

Принимаем дымовую трубу высотой 70 м.

**Пример 12.5.** Определить минимально допустимую высоту дымовой трубы котельной из условия рассеивания оксидов серы в атмосфере.

В котельной паропроизводительностью  $D = 8,7 \text{ кг/с}$  установлено два котла ДЕ-16-14ГМ, работающих на высокосернистом мазуте состава:  $W_r = 3\%$ ,  $A^r = 0,1\%$ ,  $S_c^r = 2,8\%$ ,  $C^r = 83\%$ ,  $H^r = 10,4\%$ ,  $O^r = 0,70\%$ . Низшая теплота сгорания топлива  $q_l^r = 38,8 \text{ МДж/кг}$ , если известно, что расчетный расход топлива на один котел  $B_p = 0,31 \text{ кг/с}$ .



Температура уходящих газов  $t_{yx} = 195^{\circ}\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой  $a_{yx} = 1,45$ , температура окружающего воздуха  $t_{в} = 25^{\circ}\text{C}$ .

Доля оксида серы, связанного летучей золой в котле,  $\eta_{\text{SO}_2}^{\text{I}} = 0,02$ ,  $\eta_{\text{SO}_2}^{\text{II}} = 0$ . Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива  $q_3 = 0,5\%$ , коэффициент стратификации атмосферы  $A = 200$ , коэффициент, учитывающий скорость оседания оксида серы,  $F = 1$ , коэффициенты учитывающие условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы,  $m = 0,92$  и  $n = 1$ . ПДК $_{\text{SO}_2} = 0,5 \text{ мг/м}^3$ .

Ответ:  $H = 30 \text{ м}$ .

**Пример 12.6.** Определить концентрацию золы у поверхности земли для котельной, в которой установлено три котла КВ-ТС-6,5, работающих на интинском каменном угле марки Д состава:  $W_f^r = 11\%$ ,  $A^r = 25,4\%$ ,  $S_c^r = 2,6\%$ ,  $C^r = 47,7\%$ ,  $H^r = 3,2\%$ ,  $N^r = 1,3\%$ ,  $O^r = 8,8\%$ . Низшая теплота сгорания топлива  $Q_i^r = 18,3 \text{ МДж/кг}$ .

Известно, что высота дымовой трубы  $H = 60 \text{ м}$ , расчетный расход топлива на один котел  $B_p = 0,46 \text{ кг/с}$ . Температура уходящих газов  $t_{yx} = 182^{\circ}\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой  $a_{yx} = 1,7$ , температура окружающего воздуха  $t_{в} = 25^{\circ}\text{C}$ , потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива  $q_4^{\text{ун}} = 1\%$ . Доля золы в уносе  $a_{\text{ун}} = 0,9$ , доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителях,  $\eta = 0,85$ , коэффициент стратификации атмосферы  $A = 180$ , коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы,  $m = 0,96$  и  $n = 1$ . ПДК $_{\text{зл}} = 0,5 \text{ мг/м}^3$ .

Ответ:  $C_{M_{\text{зл}}} = 0,373 \text{ мг/м}^3$ .

### Контрольные вопросы

1. Что такое ПДК (их различие и роль)?
2. Что понимается под КПД золоуловителя?
3. Назовите основные способы золоулавливания, их особенности, преимущества и недостатки.
4. Перечислите способы снижения выбросов оксидов серы, их особенности, преимущества и недостатки.
5. Какие принципы положены в основу расчетов количества различных вредных выбросов?
6. Каким образом учитывается совместное действие различных газообразных выбросов?
7. Назовите принцип расчета рассеивания вредностей, выбрасываемых через дымовую трубу.
8. Дайте классификацию основных вредных жидких стоков котельных.
9. Укажите основные направления в области снижения количества жидких стоков.
10. Какова роль энергетики в ряду отраслей народного хозяйства, воздействующих на окружающую природу?

## ГЛАВА 13. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЙ СТАНЦИИ

### 13.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ТЕПЛОСТАНЦИИ

Показатели работы теплостанции делят на количественные и качественные.

**Основные количественные показатели работы теплостанции**, определяемые за сутки, месяц, квартал или год:

- 1) выработка теплоты или пара  $Q$ , ГДж, или  $D$ , т;
- 2) отпуск теплоты или пара потребителям;
- 3) расход натурального топлива  $B$ , т;
- 4) расход электроэнергии на собственные нужды,  $W_{с.н.}$ , кВт·ч;
- 5) расход теплоты на собственные нужды  $Q_{с.н.}$ , ГДж;
- 6) расход добавочной воды  $G_d$ , м<sup>3</sup>;
- 7) штатный состав обслуживающего персонала,  $N$ , чел.

**Основные качественные показатели работы теплостанции:**

- 1) число часов использования установленной мощности

$$h_{уст} = Q_{год}^{выр} / Q_{уст} = D_{год}^{выр} / D_{уст}, \quad (13.1)$$

где  $Q_{год}^{выр}$ ,  $D_{год}^{выр}$  – количество выработанной теплоты или пара;  $Q_{уст}$ ,  $D_{уст}$  – установленная мощность котельных агрегатов, ГДж или т/ч;

- 2) коэффициент использования установленной мощности

$$K_{и} = \frac{Q_{год}^{выр}}{Q_{уст} \cdot 8760} = \frac{D_{год}^{выр}}{D_{уст} \cdot 8760}, \quad (13.2)$$

- 3) коэффициент загрузки основного оборудования

$$K_z = D_{max} / D_{уст} = Q_{max} / Q_{уст}, \quad (13.3)$$

где  $Q_{max}$ ,  $D_{max}$  – максимальная нагрузка котлоагрегата во время эксплуатации;  $Q_{уст}$ ,  $D_{уст}$  – установленная мощность;

4) коэффициент расхода на собственные нужды

$$K_{с.н} = \frac{Q_{год}^{выр} - Q_{год}^{отп}}{B_p Q'_н \eta}, \quad (13.4)$$

где  $Q_{год}^{выр}$ ,  $Q_{год}^{отп}$  — количество выработанной и отпущенной теплоты, ГДж;  $B_p$  — расчетный расход топлива;  $Q'_н$  — теплотворная способность топлива, кДж/кг;  $\eta$  — коэффициент полезного действия котлоагрегата;

5) экономический КПД (брутто), %

$$\eta_{бр} = \frac{Q_{выр}}{B_p Q'_н} 100; \quad (13.5)$$

6) экономический КПД (нетто), %:

$$\eta_{нет} = \frac{Q_{отп}}{B_p Q'_н} 100; \quad (13.6)$$

7) удельный расход условного топлива (брутто), т у.т./ГДж

$$b_{усл}^{бр} = B_{усл} / Q_{выр}; \quad (13.7)$$

8) удельный расход условного топлива (нетто), т у.т./ГДж

$$b_{усл}^{н} = B_{усл} / Q_{отп}; \quad (13.8)$$

9) удельный расход натурального топлива (брутто), т/ГДж

$$b^{бр} = B_n / Q_{выр}; \quad (13.9)$$

10) удельный расход натурального топлива (нетто), т/ГДж

$$b^{н} = B_n / Q_{отп}; \quad (13.10)$$

11) штатный коэффициент, чел/ГДж или чел/т

$$k = N / Q; \quad (13.11а)$$

$$k = N / D. \quad (13.11б)$$

## 13.2. РАСЧЕТ СЕБЕСТОИМОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

При проведении технико-экономического обоснования с целью выбора оптимального проектного решения, для оценки качества проекта, а после пуска теплостанции в эксплуатацию для оценки экономической эффективности, технического уровня и качества эксплуатации теплостанции используется система технологических (энергетических), экономических и режимных показателей.

Одним из основных экономических показателей является себестоимость производства тепловой энергии. Себестоимость единицы теплоты или пара представляет собой выраженные в денежной форме затраты котельной, приходящиеся на единицу данной продукции.

Величина себестоимости — важнейший итоговый показатель работы предприятия, отражающий технический уровень и результат его производственной и хозяйственной деятельности. Необходимо всемерно усиливать хозяйственный расчет, добиваться строжайшей экономии и бережливости, сокращения потерь, снижения себестоимости и повышения рентабельности производства.

Средства, затраченные на эксплуатацию котельной установки, состоят из постоянных и переменных. К постоянным относят амортизационные отчисления, содержание персонала, отчисления на текущий ремонт, общекотельные и прочие расходы; к переменным — стоимость топлива, воды и электроэнергии.

Самой крупной статьей расходов на эксплуатацию котельной установки (60–80%) являются затраты на топливо, поэтому даже незначительная экономия топлива приводит к большой экономии денежных средств.

Себестоимость вырабатываемой теплоты, руб/кДж, рассчитывается по формуле

$$S = \sum \mathcal{E}_j / Q_{\text{год}}^{\text{отп}},$$

где  $\sum \mathcal{E}_j$  — годовые эксплуатационные затраты, руб/год;  $Q_{\text{год}}^{\text{отп}}$  — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

Годовые затраты на производство пара или теплоты, руб/год, составляют

$$\begin{aligned} \sum \mathcal{E}_j = & \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_B + \mathcal{E}_Z + \mathcal{E}_{\text{ам}} + \mathcal{E}_{\text{зп}} + \mathcal{E}_{\text{т.р}} + \mathcal{E}_{\text{в.м}} + \\ & + \mathcal{E}_O + \mathcal{E}_{\text{пр}}, \end{aligned} \quad (13.12)$$

где  $\mathcal{E}_T$ ,  $\mathcal{E}_B$ ,  $\mathcal{E}_Z$ ,  $\mathcal{E}_{\text{зп}}$ ,  $\mathcal{E}_{\text{ам}}$ ,  $\mathcal{E}_{\text{т.р}}$ ,  $\mathcal{E}_{\text{в.м}}$ ,  $\mathcal{E}_O$ ,  $\mathcal{E}_{\text{пр}}$  — расходы соответственно на сжигаемое топливо, воду для технологических целей, по-

купку электроэнергии, основную и дополнительную зарплату, амортизационные отчисления, текущий ремонт вместе с зарплатой ремонтного персонала, вспомогательные материалы, общекотельные расходы, прочие производственные расходы (охрана труда, спецодежда, анализы топлива и т.д.).

При укрупненных подсчетах в ходе разработки проекта котельной ряд статей, имеющих небольшой удельный вес, можно объединить в одну статью — прочие суммарные расходы.

Т а б л и ц а 13.1. Стоимость некоторых видов топлива в СССР (цены 1990 г.)

Топливо	Оптовая цена 1 т н.т., руб.—коп.	Стоимость 1 т у.т., руб.—коп.
<b>Угли</b>		
Донецкий ГСШ	16—80	22—44
Донецкий ГР	10—46	12—64
Донецкий АШ	18—45	21—77
Львов-Волынский ГМ	22—65	34—43
Кузнецкий ДСШ	9—70	12—13
Подмосковный ГСМШ	10—99	20—28
Подмосковный обогащенный	11—80	32—33
Печорский ДМСШ	10—65	19—91
Челябинский БСШ	10—00	20—38
Ирша-Бородинский (Казаровский)	2—70	5—29
Рейчизинский	3—55	7—65
Приморские	11—80	20—06
Артемовские	9—70	21—63
Экибастузский ССР	3—71	5—35
Ангрэнский БСШ	8—50	17—82
Сланцы	4—00	13—80
Карагандинские КЖСШ	10—25	13—80
Мазут 40	} малосернистый $S = 0,5\%$	} 24—10
Мазут 100		
Мазут 40	} высокосернистый $S = 3,5\%$	} 22—40
Мазут 100		
		31—00
		21—70

Рассмотрим методику расчета каждой из основных составляющих себестоимости.

Топливная составляющая  $Z_T$  определяется по формуле

$$Z_T = (\varphi_{пр} + \varphi_{тр} + \varphi_{пр}) B_p h_{уст} n \left( 1 + \frac{\sum b}{100} \right) \left( 1 - \frac{a_n}{100} \right), \quad (13.13)$$

где  $\bar{\varphi}_{\text{пр}}$  — прейскурантная отпускная цена на места добычи, руб/т;  $\varphi_{\text{тр}}$  — затраты на перевозку, руб/т;  $\varphi_{\text{пр}}$  — прочие расходы, руб/т;  $a_{\text{п}}$  — процент потерь твердого топлива в пути до станции назначения, в пределах норм естественной убыли;  $V_{\text{р}}$  — часовой расход топлива на котельный агрегат, т/ч;  $h_{\text{уст}}$  — число часов использования установленной мощности, ч;  $n$  — число однотипных котельных агрегатов в котельной;  $\Sigma b$  — процент потерь топлива на территории котельной.

Т а б л и ц а 13.2. Значения коэффициентов  $a$  и  $b$  (цены 1990 г.)

Топливо	Железнодорожный транспорт		Автотранспорт	
	$a$	$b$	$a$	$b$
Каменный уголь	0,44	0,0024	0,22	0,054
Бурый уголь	0,20	0,0015	0,22	0,054
Торф	0,86	0,0030	0,22	0,054
Мазут	0,94	0,0034	0,37	0,09

Прейскурантные цены на основные виды топлива СССР приведены в табл. 13.1.

Стоимость перевозок в пределах 50–3000 км можно ориентировочно рассчитывать по эмпирической зависимости

$$\varphi_{\text{тр}} = a + bL, \quad (13.14)$$

где  $L$  — расстояние от места добычи до топливозапасника теплостанции, км;  $a$  и  $b$  — коэффициенты, определяемые в зависимости от вида топлива и типа транспорта (табл. 13.2).

Для отдаленных районов Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера полученный результат умножают соответственно на коэффициенты 1,15; 1,25 и 1,35.

Затраты на технологическую воду определяются по формуле

$$Z_{\text{в}} = \varphi_{\text{в}} (\Sigma D) (1 - a_{\text{возв}}) h_{\text{уст}} \times \left( 1 + \frac{C}{100} \right), \quad (13.15)$$

где  $\varphi_{\text{в}}$  — цена на воду, принимаемая по ценникам 1990 г. для соответствующего пояса и местности (ориентировочно 0,03–0,05 руб/м<sup>3</sup>);  $\Sigma D$  — суммарная производительность котельной, т/ч;  $a_{\text{возв}}$  — доля воз-

врата конденсата;  $\lambda_{уст}$  — число часов использования установленной мощности, ч;  $C$  — процент непроизводительных потерь и утечек, %.

Затраты на покупку электроэнергии  $\mathcal{E}_3$  рассчитывают, зная расход электроэнергии котельной и тариф на электроэнергию. В нашей стране применяются две системы тарифов на энергию — одноставочный и двухставочный.

Общий размер платы при одноставочном тарифе определяется как произведение тарифа на количество потребленной энергии за данный промежуток времени. Одноставочные тарифы в основном применяются для расчетов с бытовыми потребителями и мелкими промышленными предприятиями, присоединенная мощность которых не превышает 100 кВ · А.

Двухставочный тариф состоит из двух частей: платы за присоединенную мощность, кВ · А, или за заявленный максимум нагрузки, кВт, и за фактически потребленную активную энергию. Таким образом, сумма оплаты может быть выражена

$$\mathcal{E}_3 = aN + b W_{\text{потр}} \quad (13.16)$$

где  $a$  — ставка за 1 кВ · А присоединенной мощности или 1 кВт максимума нагрузки, руб.;  $N$  — присоединенная мощность, кВ · А (максимум нагрузки, кВт);  $b$  — ставка за 1 кВт · ч потребленной активной энергии, руб/(кВт · ч);  $W_{\text{потр}}$  — количество потребленной энергии, кВт · ч.

Тарифы на электроэнергию в различных РЭУ приведены в табл. 13.3.

Заработная плата с начислениями  $\mathcal{E}_{зп}$  при укрупненных подсчетах может быть принята как произведение средней величины зарплаты  $f$  с начислениями на одного работника  $\Phi_{\text{год}}$ , на штатный коэффициент  $\bar{n}$  и на производительность котельной  $Q(D)$

$$\mathcal{E}_{зп} = \bar{\Phi}_{\text{год}} \bar{n} Q, \quad (13.17a)$$

если  $\bar{n}$ , чел/ГДж;

$$\mathcal{E}_{зп} = \bar{\Phi}_{\text{год}} \bar{n} D, \quad (13.17b)$$

если  $\bar{n}$ , чел/т.

Штатный коэффициент для укрупненных расчетов может быть принят по табл. 13.4.

Более точно количество обслуживающего персонала в

Т а б л и ц а 13.3. Двухставочные тарифы на электроэнергию (цены 1990 г.)

Энергоуправление	Основная плата за год, руб.—коп.		Дополнительная плата, руб/ (1000 х х кВт - ч)
	за 1 кВт максимума нагрузки	за 1 кВт · А присоединенной мощности	
Мосэнерго	43—10	22—00	8,0
Куйбышевэнерго	33—80	18—20	7,2
Ростовэнерго	43—10	22—10	6,0
Иркутскэнерго	28—40	14—20	1,9
Кузбассэнерго	36—90	18—60	4,2
Свердловскэнерго	34—90	17—90	6,8
Ленэнерго	43—10	22—00	8,0
Донбассэнерго	25—10	12—30	7,0
Целинэнерго	53—20	27—60	10,8

котельной принимают в зависимости от числа котлов и вида сжигаемого топлива по нормативам.

Амортизационные отчисления  $\mathcal{E}_{ам}$ , руб/год, рассчитывают по формуле

$$\mathcal{E}_{ам} = \frac{p_1}{100} C_{стр} + \frac{p_2}{100} C_{об}, \quad (13.18)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — процентные отчисления от стоимости общестроительных работ (3,2%) и от стоимости оборудования и монтажа (8,2%);  $C_{стр}$  и  $C_{об}$  — сметная стоимость общестроительных работ и стоимость оборудования и монтажа, руб/год.

Сметная стоимость общестроительных работ, стоимость оборудования и его монтажа определяются в процентах от капитальных затрат.

Удельные капитальные вложения  $K_{уд}$  для теплостанций разной теплопроизводительности, работающих на различных топливах, можно ориентировочно принимать по табл. 13.4. Если теплостанция работает только на газе, то удельные капиталовложения в нее составляют 0,5—0,6 от указанных в табл. 13.4. Распределение удельных капитальных затрат, %, на  $C_{стр}$  и  $C_{об}$  принимается по табл. 13.5.

Затраты на текущий ремонт при укрупненных расчетах принимают в процентах от амортизационных отчислений. Ориентировочно

$$\mathcal{E}_{тр} = (0,2 - 0,3) \mathcal{E}_{ам}. \quad (13.19)$$

Затраты на вспомогательные материалы  $\mathcal{E}_{в.м}$  (смазочные масла, трансформаторное масло, химреактивы для очистки



Таблица 13.4. Удельные капитальные затраты  $K_{уд}$  и штатные коэффициенты  $n$  для производственных (1), производственно-отопительных (2) и отопительных (3) котельных

Мощность, МВт	Газ, мазут				Твердое топливо, сжигание в слое				
	удельные капитальные затраты, $10^3$ руб/МВт (цены 1990 г.)			штатный коэффициент, чел/МВт	удельные капитальные затраты, $10^3$ руб/МВт			штатный коэффициент, чел/МВт	
	$K_{уд1}$	$K_{уд2}$	$K_{уд3}$		$n_1, n_2, n_3$	$K_{уд1}$	$K_{уд2}$	$K_{уд3}$	$n_1, n_2$
4	25,0	27,0	25,0	2,2	27,0	30,0	27,0	3,2	3,8
6	20,0	23,0	20,0	1,8	23,0	27,0	23,0	2,9	3,1
8	17,0	21,0	17,0	1,6	22,0	24,0	23,0	2,6	2,8
10	16,0	20,0	16,0	1,5	21,0	22,0	21,0	2,5	2,6
12	15,0	16,0	15,0	1,4	20,0	21,0	19,5	2,3	2,1
20	11,0	14,5	11,0	1,0	16,0	17,0	16,0	1,7	1,9
30	9,0	12,5	9,0	0,65	12,0	15,0	12,0	1,3	1,4

воды и др.), общекотельные  $\mathcal{E}_o$  (расходы на управленческий аппарат, техническую пропаганду и т.д.) и прочие расходы  $\mathcal{E}_{пр}$  (охрана труда и техника безопасности, содержание телефонов, радиоточек, канцелярские товары и др.) обычно принимают

$$(\mathcal{E}_{в.м} + \mathcal{E}_o + \mathcal{E}_{пр}) = (0,2 - 0,3) (\mathcal{E}_{зп} + \mathcal{E}_{ам} + \mathcal{E}_{т.р}). \quad (13.20)$$

В практике планирования и учета различают три вида себестоимости: плановую, нормативную и отчетную (фактическую).

*Плановая себестоимость* включает все затраты, необходимые для производства и реализации продукции по плану, исходя из утвержденных прогрессивных норм расхода топлива, энергии, зарплаты и др.

*Нормативная себестоимость* отличается от плановой тем, что она подсчитана по действующим нормам предприятия.

*Отчетная (фактическая) себестоимость* отражает совокупность всех фактических затрат предприятия на производство и реализацию продукции.

Для расчета себестоимости необходимо определить на основе ожидаемого потребления количество подлежащей от-

**Т а б л и ц а 13.5. Распределение удельных капитальных затрат на оборудование и строительно-монтажные работы**

Тип теплогенерирующих установок и котлов	Вид топлива	Доля стоимости, %		
		строительных работ	монтажных работ	оборудования
Производственные с паровыми котлами	Газ,	28	20	52
	мазут			
	Твердое	40	15	45
	Газ,	30	18	52
Производственно-отопительные с паровыми котлами	мазут			
	Твердое	42	16	42
Отопительные со стальными водогрейными котлами	Газ,	35	20	45
	мазут			
	Твердое	35	17	38

пуску и выработке теплоты или пара и потребность в топливе, воде, электроэнергии, смазочных и иных материалах, а также в штатах.

При планировании на годовой срок определяют ожидаемый отпуск теплоты или пара путем построения годового графика отпуска теплоты или пара, количество необходимой к выработке теплоты и запас топлива

$$Q_{\text{год}}^{\text{выр}} = \left(1 + \frac{K_{\text{с.н}}}{100}\right) Q_{\text{год}}^{\text{отп}}, \quad (13.21)$$

где  $K_{\text{с.н}}$  — процент расхода теплоты на собственные нужды.

Полезный отпуск теплоты (пара)  $Q_{\text{отп}}$  определяют по графикам потребления (суточным, месячным, квартальным, годовым), а при отсутствии их находят расчетным путем по укрупненным показателям как сумму годовых расходов теплоты, МВт, на отопление  $Q_{\text{от}}$ , вентиляцию  $Q_{\text{в}}$ , горячее водоснабжение  $Q_{\text{г.в}}$  и производство  $Q_{\text{пр}}$

$$Q_{\text{отп}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{пр}}. \quad (13.22)$$

Расход теплоты на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий принимают по паспортным данным, приводимым в типовых или индивидуальных проектах. Если таких данных нет, пользуются методом приближенного опре-

деления расходов теплоты по тепловым характеристикам жилых и общественных зданий.

Тепловой характеристикой здания  $q_{от}$  называется количество теплоты, теряемой 1 м<sup>3</sup> объема здания (по наружному объему) в 1 ч при разности внутренней и наружной температур в 1°С, т.е. величина  $q_{от}$  измеряется в Вт/(м<sup>3</sup> · °С).

Тепловая характеристика отопления зависит от объема и конструкции наружных ограждений здания и наружной температуры воздуха. Так, для температуры наружного воздуха  $t_n = 30^{\circ}\text{C}$  удельная тепловая характеристика  $q_{от} = 0,7-0,8$  Вт/(м<sup>3</sup> · °С) для одноэтажной застройки и  $q_{от} = 0,35-0,47$  Вт/(м<sup>3</sup> · °С) для зданий в шесть и более этажей. Удельные характеристики отопления для зданий различного назначения приведены в учебной и специальной литературе по курсу "Отопление".

Для определения расхода теплоты на вентиляцию пользуются также удельными тепловыми характеристиками по вентиляции  $q_{вент}$ , которые для общественных зданий в общем случае могут приниматься 0,23 Вт/(м<sup>3</sup> · °С).

Расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение определяется исходя из норм расхода горячей воды ( $t = 65^{\circ}\text{C}$ ). Для жилых зданий эта норма принимается 80-130 кг/сут на 1 жителя.

Выработка теплоты (пара)  $Q_{выр}^{год}$  складывается из полезно отпущенной  $Q_{от}^{год}$  и расхода на собственные нужды котельной  $Q_{с.н}^{год}$ , т.е.

$$Q_{выр}^{год} = Q_{отп}^{год} + Q_{с.н}^{год} \quad (13.23)$$

Годовой расход топлива в котельной составит

$$B_{год} = B_p h_{уст} \left( 1 + \frac{\sum b}{100} \right). \quad (13.24)$$

Обычно потери на складе для твердого топлива составляют 0,5%, жидкого и газообразного 0,2-0,3%, из-за нерасчетных режимов работы котельного агрегата 2-3%, продувки и обдувки котельного агрегата 2-5%, на растопку 2-3%.

Потребность в электроэнергии, кВт · ч/год

$$W = W_{дв} + W_{осв};$$

$$W_{дв} = (\sum N_{уст}) h_{уст} \eta_{п}; \quad (13.25)$$

$$W_{\text{осв}} = 6000 \frac{N_{\text{свет}}}{\eta_{\text{уст}}} \quad (13.26)$$

где  $(\sum N_{\text{уст}})$  — суммарная установленная в котельной мощность двигателей, кВт;  $h_{\text{уст}}$  — число часов использования установленной мощности, ч;  $\eta_{\text{п}}$  — КПД питательных насосов 0,8, для остальных двигателей 0,7;  $N_{\text{свет}}^{\text{уст}}$  — мощность всех установленных светильников, кВт.

Потребление воды в котельной складывается из следующих статей расхода:

- 1) покрытие потерь в цикле;
- 2) расход на горячее водоснабжение;
- 3) потери в теплотрассах;
- 4) охлаждение подшипников вращающихся механизмов;
- 5) душ, мытье полов и оборудования;
- 6) расход на фильтры системы химводоочистки (взрыхление, обмывка);
- 7) хозяйственно-питьевые нужды (обычно 2–3 м<sup>3</sup>/сут).

### 13.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРАВНИТЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ В НОВУЮ ТЕХНИКУ

Выбор оптимального варианта проектного или планового решения производится на основе определения показателей сравнительной эффективности капиталовложений в новую технику. При этом используют метод окупаемости, позволяющий соизмерить по сравниваемым проектным вариантам капиталовложения и эксплуатационные расходы и на этой основе выбирать из них наилучший

$$T_{\text{ф}} = \frac{K_1 - K_2}{S_1 - S_2} = \frac{\Delta K}{\Delta S} \leq T_{\text{н}} \quad (13.27)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  — капиталовложения по первому и второму варианту, причём  $K_1 > K_2$ , руб.;  $S_1$  и  $S_2$  — годовые эксплуатационные расходы (издержки производства) по тем же вариантам, причём  $S_2 > S_1$ , руб/год;  $\Delta K$  — дополнительные капиталовложения, руб.;  $\Delta S$  — экономия годовых эксплуатационных расходов, руб/год;  $T_{\text{н}}$  и  $T_{\text{ф}}$  — нормативный и фактический (расчетный) сроки окупаемости.

Условие выбора первого варианта  $T_{\text{ф}} < T_{\text{н}}$ .

Условие выбора второго варианта  $T_{\text{ф}} > T_{\text{н}}$ .

Фактический (расчетный) срок окупаемости определяет период, в течение которого возмещаются дополнительные

капиталовложения по более капиталоемкому, по технически более совершенному варианту за счет экономии, получаемой на эксплуатационных расходах по этому варианту. Формулу (13.27) можно записать и иначе

$$T_{\phi} = \frac{K_1 - K_2}{(\bar{S}_2 - \bar{S}_1) Q_{\text{год}}} \leq T_H, \quad (13.27a)$$

где  $\bar{S}_1, \bar{S}_2$  — себестоимость единицы теплоты по первому и второму вариантам проекта, причем  $\bar{S}_2 > \bar{S}_1$ , руб/ГДж;  $Q_{\text{год}}$  — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

Существуют нормативный коэффициент сравнительной эффективности капиталовложений  $E_H = 1/T_H$  и фактический  $E_{\phi} = 1/T_{\phi}$ .

При необходимости сопоставления более двух проектных вариантов рекомендуется пользоваться методом срока окупаемости в форме приведенных затрат

$$Z_j = \Sigma \bar{S}_j + E_H K_j = \min, \quad (13.28)$$

где  $\bar{S}_1, \bar{S}_2$  — себестоимость единицы теплоты по первому и второму вариантам проекта, причем  $\bar{S}_2 > \bar{S}_1$ , руб/ГДж;  $Q_{\text{год}}$  — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

#### 13.4. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ОХРАНЕ ВОЗДУШНОЙ И ВОДНОЙ СРЕДЫ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫМИ ВЫБРОСАМИ

В связи с загрязнением окружающей природной среды возникают два вида затрат в народном хозяйстве: затраты на предупреждение воздействия загрязненной среды на биосферу и промышленные объекты и затраты, вызываемые воздействием загрязненной среды, т.е. затраты на ликвидацию или снижение загрязнения окружающей среды и затраты на компенсацию воздействия загрязненной среды. Затраты последнего типа возникают в тех случаях, когда полное предупреждение загрязнения окружающей среды невозможно или когда сумма затрат обоих типов при частичном прототравлении загрязнения меньше затрат на полное предупреждение воздействия загрязнения окружающей среды на людей и различные объекты.

**Затраты первого типа** (на предупреждение воздействия загрязненной среды) при загрязнении водоемов определяются величиной расходов на недопущение использо-

вания загрязненной воды на технологические и коммунально-бытовые нужды. К числу таких расходов относятся затраты на разбавление сточных вод, сооружение водоочистных сооружений, перенос водозаборов, перемещение водопотребителей к более чистым водным источникам, на организацию использования новых чистых источников и т.п.

При загрязнении атмосферного воздуха аналогичные затраты возникают при применении систем очистки и кондиционирования воздуха, поступающего в производственные помещения, создании газопылеулавливающих установок, санитарно-защитных зон, при выносе источников загрязнения за пределы города и т.д.

**Затраты второго типа**, т.е. затраты, вызываемые воздействием загрязненной среды на людей и промышленные объекты, возникают главным образом при загрязнении атмосферы и водных источников. Величина этих затрат определяется расходами на компенсацию вредных последствий воздействия загрязнений на людей и промышленные объекты:

а) медицинское обслуживание людей, заболевших вследствие загрязнения окружающей среды;

б) компенсацию потерь чистой продукции из-за снижения производительности труда, а также невыходов на работу вследствие воздействия загрязнений окружающей среды на население;

в) дополнительные услуги коммунально-бытового хозяйства в загрязненной среде;

г) компенсацию количественных и качественных потерь продукции из-за снижения продуктивности природных ресурсов в загрязненной среде;

д) компенсацию потерь промышленной продукции из-за воздействия загрязнений на основные фонды.

Кроме того, в состав затрат данного типа входят также расходы, вызываемые вторичным загрязнением (от сжигания отходов, их проникания в окружающую среду при хранении и т.п.).

Сумму этих двух типов затрат принято называть **экономическим ущербом**, причиняемым народному хозяйству загрязнением окружающей среды.

При оценке экономического ущерба необходимо помнить, что он является комплексной величиной и складывается из потерь, причиняемых загрязнением окружающей среды отдельным видам различных объектов народного хозяйства (населению, жилищному фонду, промышленным предприятиям, сельскохозяйственным угодьям, лесам и т.д.). Кроме того, для определения экономического ущерба необходима количественная оценка изменения состояния людей и различных объектов под действием загряз-

Таблица 13.6. Значения показателя относительной опасности загрязнения атмосферного воздуха над территориями различных типов

Тип загрязнений территории	Значение $G$
Территории курортов, санаториев, заповедников, заказников	10
Территории пригородных зон отдыха горожан, садовых и дачных кооперативов и товариществ	8
Для центров городов с населением более 300 тыс. чел.	8
Территории промышленных предприятий (включая защитные зоны) и промышленных узлов	4
Леса:	
I группа	0,2
II " "	0,1
III " "	0,025
Пашни*:	
южные зоны (южнее 50° с.ш.)	0,25
ЦЧР, Южная Сибирь	0,15
прочие районы	0,1
Сады, виноградники*	0,5
Пастбища, сенокосы*	0,05

\* Для орошаемых земель табличные значения  $G$  следует умножить на 2.

ненной среды. В настоящее время исследования по этому вопросу полностью не завершены и на практике пользуются укрупненными (приближенными) оценками экономического ущерба, наносимого загрязнением окружающей среды.

Экономический ущерб, руб/год, причиняемый годовыми выбросами загрязнений в атмосферный воздух, для любого источника определяется по формуле

$$I = \gamma G f \mu, \quad (13.29)$$

где  $\gamma = 2,4$  — константа, принимаемая при оценке годовых выбросов, производимых после 1985 г., руб/у.т;  $G$  — показатель относительной опасности загрязнения атмосферного воздуха (табл. 13.6);  $f$  — поправка, учитывающая характер рассеивания загрязнений в атмосфере;  $\mu$  — приведенная масса годового выброса загрязнений из источника, у.т/год.

Полученный ущерб, начиная с 1991 г., от выбросов в пределах ПДК умножается на коэффициент 3, а при превышении ПДК — на 9.

Если зона активного загрязнения (ЗАЗ) неоднородна и находится на территориях различных типов, то

$$G_{\text{ЗАЗ}} = \frac{1}{S_{\text{ЗАЗ}}} \sum_{j=1}^K S_j G_j, \quad (13.30)$$

где  $S_{\text{ЗАЗ}}$  — общая площадь ЗАЗ;  $S_i$  — площадь  $i$ -й части ЗАЗ;  $G_j$  — соответствующее табличное значение показателя для территорий  $j$ -го типа.

Зона активного загрязнения каждого источника, ущерб от выбросов которого подлежит оценке, определяется следующим образом.

Для организованных источников (труб), имеющих высоту  $h \leq 10$  м, ЗАЗ представляет собой круг с центром в точке расположения источника и радиусом  $50h$ , а при  $h > 10$  м ЗАЗ — это кольцо с радиусом

$$r_{\text{ЗАЗ}}^{\text{внутр}} = 2\varphi h \text{ и } r_{\text{ЗАЗ}}^{\text{внешн}} = 20\varphi h,$$

где  $h$  — высота, м;  $\varphi$  — безразмерная поправка на подъем факела выбросов в атмосфере:

$$\varphi = 1 + \frac{\Delta T}{75^\circ\text{C}};$$

$\Delta T$  — среднегодовое значение разности температур в устье трубы и в окружающей атмосфере на уровне устья.

Если роза ветров резко отличается от круговой, то следует заменить границы ЗАЗ границами, деформированными в соответствии с розой ветров, умножая  $r_{\text{ЗАЗ}}^{\text{внутр}}$  и  $r_{\text{ЗАЗ}}^{\text{внешн}}$  на два множителя, первый из которых равен числу румбов в розе, а второй — относительной частоте направления ветров по каждому румбу.

Поправка  $f$ , учитывающая характер рассеивания примеси в атмосфере, определяется следующим образом:

для газообразных примесей и легких мелкодисперсных частиц с очень малой скоростью (менее 1 см/с)

$$f = f_1 = \left( \frac{100 \text{ (м)}}{100 \text{ (м)} + \varphi h} \right) \left( \frac{4 \text{ (м/с)}}{1 \text{ (м/с)} + u} \right), \quad (13.31)$$

где  $h$  — геометрическая высота устья источников, м;  $\varphi$  — поправка на тепловой подъем факела выбросов в атмосфере;  $u$  — среднегодовое значение модуля скорости ветра на уровне флюгера; если  $u$  неизвестно, принимают  $u = 3$  м/с;

для частиц, оседающих со скоростью 1–20 см/с,

$$f = f_2 = \left( \frac{1000 \text{ (м)}}{50 \left( \frac{1}{100 \text{ (м)} + \varphi h} \right)^{1/2}} \right) \frac{4 \text{ (м/с)}}{1 \text{ (м/с)} + u};$$



для частиц, оседающих со скоростью свыше 20 см/с, независимо от значения  $h, \varphi, u$

$$f = f_3 = 10.$$

Если распределение годовой массы выброса частиц (пыли, золы и пр.) по фракциям в зависимости от скорости их оседания неизвестно, то принимается, что при выбросе частиц после их прохождения через фильтры с фактическим коэффициентом очистки  $\eta$  имеет место равенство  $f = f_1$  при  $\eta > 90$ ;  $f = f_2$  при  $70 < \eta < 90$ ;  $f = f_3$  при  $\eta < 70\%$ .

Т а б л и ц а 13.7. Значения показателя  $A_i$  для некоторых веществ, выбрасываемых в атмосферу

Загрязняющее вещество	$A_i$
Оксид углерода	1,0
Сернистый газ	16,5
Сероводород	41,1
Сернистая кислота	49,0
Оксиды азота	41,1
Летучие низкомолекулярные углеводороды по углероду	3,16
Хлор молекулярный	89,4
Сажа без примесей	41,5
Пентаоксид ванадия	1225
Зола углей:	
днецких, подмосковных	70
кузнецких, экибастузских	80
березовских, назаровских	60
Зола торфов	60

При выбросе частиц с парами воды или веществ, сопровождаемых быстрой конденсацией,  $f = f_2$ .

Приведенную массу годового выброса загрязнений в атмосферу определяют по формуле

$$\mu = \sum_{j=1}^n A_j m_j, \quad (13.32)$$

где  $m_i$  — масса годового выброса примеси  $i$ -го вида в атмосферу;  $A_i$  — показатель относительной агрессивности примеси  $i$ -го вида, у.т/т (табл. 13.7);  $n$  — общее число примесей, выбрасываемых источником в атмосферу.

Экономический ущерб, руб/год, от годичного сброса загрязняющих примесей в  $k$ -й водохозяйственный участок не-

Т а б л и ц а 13.8. Значения констант  $G$  для различных водохозяйственных участков

Бассейны рек и створов	Административный состав участка	$G$
Печора (устье)	Коми АССР без юго-западной части; Нанецкий национальный округ (южная часть)	0,18
Сев. Двина (устье). Архангельск	Коми АССР (юго-западная часть); Вологодская обл. (восточная и центральная части); Архангельская обл. (центральная часть); Кировская обл. (центральная часть)	0,22
Нева (устье). С.-Петербург	Карельская АССР (крайняя южная часть); Ленинградская обл. (без крайней западной части); Псковская обл. (восточная часть); Новгородская обл. (без восточной части)	0,47
Днестр (устье)	Львовская обл. (южная часть); Ивано-Франковская обл. (без южной части); Тернопольская обл. (южная и центральная части)	1,84
Дон (устье) р. Воронеж	Тамбовская обл. (западная часть); Липецкая обл. (восточная часть); Воронежская обл. (северная часть)	1,63
Волга Ока (устье)	Орловская обл. (центральная часть); Калужская обл. (без западной части); Тульская обл. (центральная и северная части); Московская, Рязанская, Владимирская, Горьковская области	2,60
Волга (ниже Н. Новгорода)	Тверская обл. (восточная и центральная части); Ярославская, Костромская, Ивановская, Горьковская, Новгородская области	0,91
Волга	Куйбышевская обл. (южная часть); Ульяновская обл. (южная часть); Саратовская обл. (центральная и северо-восточная части); Волгоградская и Астраханская области	0,60
Даугава (устье). Рига	Латвия; Витебская обл.; Калининградская обл. (западная часть); Смоленская обл.	0,50

которым источником (предприятием, населенным пунктом) определяется по формуле

$$J = \gamma G_{\kappa} \mu. \quad (13.33)$$

где  $\gamma' = 144$  — константа, принимаемая при оценке годовых сбросов, которые поступят после 1985;  $G_k$  — константа, имеющая разное значение для различных водохозяйственных участков (табл. 13.8);  $\mu$  — приведенная масса годового сброса примесей данным источником в  $k$ -й водохозяйственный участок, у.т./год;  $\mu$  — рассчитывается по формуле (13.32); при этом показатель относительной опасности сброса  $i$ -го вещества определяется по формуле

$$A_i = \frac{1}{\text{ПДК}_{р/х}}$$

где  $\text{ПДК}_{р/х}$  — предельно допустимая концентрация  $i$ -го вещества в воде объектов, используемых для рыбохозяйственных целей,

### 13.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

**Пример 13.1.** Рассчитать себестоимость тепловой энергии производственной тепловой станции с тремя котлами КЕ-10-14, работающими с  $\eta = 78\%$  при сжигании подмосковного обогащенного угля при числе часов использования установленной мощности  $h_{\text{уст}} = 5000$  ч.

Теплостанция расположена на расстоянии 100 км от места добычи угля. Суммарная мощность электродвигателей в котельной 750 кВт.

1. Определим годовые затраты на топливо

$$Z_T = (\bar{\varphi}_{\text{пр}} + \varphi_{\text{тр}} + \varphi_{\text{пр}}) B_p h_{\text{уст}} n \left(1 + \frac{\sum b}{100}\right) \left(1 - \frac{a_n}{100}\right),$$

где  $\varphi_{\text{пр}} = 11,8$  руб/т н.т. = 32,33 руб/т у.т.;  $\varphi_{\text{тр}} = 0,2 + 0,0015 \times x \times 100 = 0,2 + 0,15 = 0,35$  руб/т н.т.;  $\varphi_{\text{пр}} = 0,10$  руб/т у.т. = (принимая ориентировочно);

$$B_p = \frac{D(i_{\text{пар}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}}(i_{\text{пр}} - i_{\text{п.в}})}{Q'_n \eta};$$

$i_{\text{пар}}$ ,  $i_{\text{пр}}$  и  $i_{\text{п.в}}$  — энтальпия насыщенного пара, котловой и питательной воды, кДж/кг, определяемая по "Нормативам" метода расчета котлов;  $i_{\text{пар}} = 2800$ ;  $i_{\text{пр}} = 825$ ;  $i_{\text{п.в}} = 419$  кДж/кг.

Паропроизводительность котельной

$$D = 3 \cdot 10\,000 = 30\,000 \text{ кг/ч.}$$

Величину продувки (обычно 2–5% паропроизводительности) выбираем равной 3%

$$D_{\text{пр}} = 3000 \cdot 0,03 = 900 \text{ кг/ч.}$$

Низшая теплота сгорания условного топлива  $Q'_H = 29\,300$  кДж/кг, а теплота сгорания натурального подмосковного угля  $Q'_H = 16\,700$  кДж/кг, следовательно

$$B_p = \frac{30\,000 (2800 - 419) + 900 (825 - 419)}{16\,700 \cdot 0,78} = 5700 \text{ кг н. т.}$$

Принимаем суммарные потери твердого топлива:  $\Sigma b = 5\%$ ,  $a_n = 3\%$ .

Рассчитаем расходы на топливо

$$\begin{aligned} Z_T &= (11,8 + 0,35 + 0,1) 5700 \cdot 5000 \cdot 1,05 \cdot 0,97 = \\ &= 357\,000 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

2. Если принять, что возврат конденсата составляет 90%, то расходы на дополнительную воду составят

$$\begin{aligned} Z_B &= \varphi_B (\Sigma D) (1 - a_{\text{возв}}) h_{\text{уст}} \left(1 + \frac{C}{100}\right) = 0,04 \cdot 30 (1 - 0,9) \times \\ &\times 5000 (1 + 3/100) = 618 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

3. Рассчитаем расходы на электроэнергию

$$Z_3 = 43,1 \cdot 750 + 8 \cdot 5000 \cdot 750/1000 = 33\,240 \text{ руб/год.}$$

4. Определим расходы на зарплату

$$Z_{\text{зн}} = \bar{\phi}_{\text{год}} \bar{n} Q = 67\,500 \text{ руб/год.}$$

Теплопроизводительность теплостанции

$$Q = D \Delta t = 30\,000 \cdot 0,566 = 17 \text{ Гкал} = 19,8 \text{ МВт.}$$

Среднегодовая зарплата одного человека с соответствующими начислениями условно может быть принята равной 1500–1800 руб/год.

б. Амортизационные отчисления составят

$$Z_{\text{ам}} = \frac{P_1}{100} C_{\text{стр}} + \frac{P_2}{100} C_{\text{об}}.$$

Учитывая, что капиталовложения в котельную составляют (см. табл. 13.4)  $K = 14,5 \cdot 19,8 = 287\,000$  руб., получим

$$C_{\text{стр}} = 287\,000 \cdot 0,42 = 120\,500 \text{ руб/год.}$$

$$C_{\text{об}} = 287\,000 \cdot 0,58 = 166\,500 \text{ руб/год.}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{ам}} &= 0,032 \cdot 120\,500 + 0,082 \cdot 166\,500 = 38\,600 + 136\,500 = \\ &= 175\,100 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

6. Определим затраты на текущий ремонт

$$Z_{т.р} = 0,3 \cdot 17\,510 = 5253,0 \text{ руб/год.}$$

7. Прочие расходы теплостанции

$$Z_{пр} = 0,25 (67\,500 + 17\,510 + 5270) = 90\,280 \text{ руб/год.}$$

8. Определим суммарные годовые эксплуатационные расходы

$$\Sigma Z = 357\,000 + 618 + 33\,240 + 67\,500 + 17\,510 + 5253 + 90\,280 = 571\,401 \text{ руб.}$$

9. Рассчитываем себестоимость единицы тепловой энергии

$$S = \frac{571\,401}{71,2 \cdot 5000} = 1,61 \text{ руб/кДж.}$$

**Пример 13.2.** Определить годовую экономию топлива в водогрейной отопительной теплостанции теплопроизводительностью  $Q = 400$  ГДж при следующих условиях: годовое число использования установленной мощности  $h_{уст} = 4000$  ч, топливо — уголь казахстанский марки КР ( $Q_H^r = 20\,800$  кДж/кг). Среднегодовой КПД котельной  $\eta = 0,78$ .

После установки дополнительных низкотемпературных поверхностей нагрева и снижения избытков воздуха среднегодовой КПД повысился до  $\eta = 0,83$ .

Годовая экономия топлива составит

$$\Delta B_3 = \frac{400\,000 \cdot 4000 (0,83 - 0,78)}{2800 \cdot 0,78 \cdot 0,83} = 4430 \text{ т/год.}$$

**Пример 13.3.** Рассчитать экономию топлива от снижения температуры уходящих газов с  $170$  до  $130^\circ\text{C}$  в котле КЕ-10-14 при следующих условиях:  $i_{пар} = 2800$  кДж/кг,  $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$ ,  $q_4 = 4\%$ ,  $\alpha_{yx} = 1,8$ ;  $C_r = 1,34$  кДж/(кг  $\cdot$   $^\circ\text{C}$ ); топливо — кузнецкий уголь,  $Q_H^r = 24\,700$  кДж/кг,  $\eta = 0,78$ ;  $V_r = 12,31$  м<sup>3</sup>/кг.

1. Рассчитываем  $\Delta B_3$

$$\begin{aligned} \Delta B_3 &= \frac{Q \cdot 10^6}{Q_H^r \eta} \frac{V_r c_r (t_{yx}^* - t_{yx}^{**}) - q_4 V_r c_r (t_{yx}^* - t_{yx}^{**})}{Q_H^r} = \\ &= \frac{10\,000 (2800 - 419)}{24\,700 \cdot 0,78} \times \\ &\times \frac{12,31 \cdot 1,34 (170 - 130) - 0,04 \cdot 12,31 \times 1,34 (170 - 130)}{24\,700} = 32 \text{ кг/ч.} \end{aligned}$$

2. Экономия топлива за год ( $h_{уст} = 5000$  ч) составит

$$\Delta B_3^{год} = \frac{32}{1000} 5000 = 160 \text{ т/год.}$$

**Пример 13.4.** Определить годовую потерю условного топлива производственной теплостанции страйма котлами типа ДЕ-10-14 без использования теплоты продувочной воды при следующих условиях: число часов использования установленной мощности  $h_{уст} = 5000$  ч, процент продувки  $\rho_n = 5,0\%$ , энтальпия котловой воды  $i_{пр} = 825$  кДж/кг, температура исходной воды  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $\eta = 0,82$ , тепло-творная способность топлива  $Q'_H = 20\,000$  кДж/кг.

$$\Delta B_3 = \frac{D h_{уст} \rho_n (i_{пр} - i_{п.в})}{100 Q'_H \eta} =$$

$$= \frac{30 \cdot 5000 \cdot 5 (825 - 63)}{200 \cdot 20\,000 \cdot 0,82} = 282 \text{ т/год.}$$

**Пример 13.5.** Оценить экономическую эффективность установки расширителя непрерывной продувки и использования теплоты продувочной воды. Расход на продувку  $0,4$  т/ч, стоимость условного топлива  $\zeta_T = 30$  руб/т у.т. Капиталовложения (приобретение, монтаж оборудования, зарплата за все выполненные работы) составляют  $\Delta K = 1000$  руб.

1. Определим долю пара, отсепарированного в расширителе непрерывной продувки

$$\beta = \frac{i_{пр} - i_{с.в}}{i_{пар} - i_{с.в}} = \frac{825 - 419}{2750 - 419} = 0,175.$$

2. Годовая экономия топлива составит

$$\Delta B_3 = \frac{D_{пр} \beta (i_{пар} - i_{п.в})}{Q'_H \eta_{ТО}} =$$

$$= \frac{400 \cdot 0,175 (2750 - 419) 500}{29\,300 \cdot 0,96} = 29\,000 \text{ кг/год.}$$

3. Экономия на топливе

$$\Delta \mathcal{E}_T = \zeta_T \Delta B_3 = 30 \cdot 29 = 870 \text{ руб/год.}$$

4. Срок окупаемости затрат на установку расширителя и тепло-обменника

$$T = \frac{\Delta K}{\Delta \dot{E}_T} = \frac{1000}{870} = 1,15 \text{ года}$$

**Пример 13.6.** Определить срок окупаемости дополнительных капитальных затрат на автоматизацию работы котла в котельной с тремя котлами ДЕ-10-14 тепловой производительностью 70,5 ГДж/кг. Теплостанция работает на мазуте с  $Q_n = 4000$  кДж/кг;  $h_{уст} = 5000$  ч, среднегодовой КПД котельной установки  $\eta_{1к.у} = 90\%$ , цена топлива  $C_T = 35$  руб/т, цена электроэнергии  $C_3 = 0,02$  руб/(кВт · ч). Капиталовложения в систему автоматизации, включая монтаж и наладку работы, составляют  $\Delta K = 25\,000$  руб.

В результате установки системы автоматизации достигнуто повышение среднегодового КПД теплостанции на 2% ( $\eta_{1к.у} = 92\%$ ). За счет уменьшения штатов на одного человека в смену экономия на зарплату составила 6000 руб/год.

1. Годовая экономия топлива составит

$$\Delta B_3 = \frac{Q h_{уст} (\eta_{2к.у} - \eta_{1к.у})}{Q_n \eta_{1к.у} \eta_{2к.у}} =$$

$$= \frac{70,5 \cdot 10 \cdot 5000 \cdot 0,02}{40\,000 \cdot 0,92 \cdot 0,9} = 175 \text{ т/год.}$$

2. Экономия на топливе  $\Delta \dot{E}_T = 35 \cdot 175 = 6140$  руб/год.

3. Расходы на амортизационные отчисления и текущий ремонт (ориентировочно)

$$0,1 \Delta K = 0,1 \cdot 25\,000 = 2500 \text{ руб/год.}$$

4. Расходы на электроэнергию (ориентировочно)

$$\dot{E}_3 = N h_{уст} C_3 = 5 \cdot 5000 \cdot 0,02 = 500 \text{ руб/год.}$$

Б. Определим срок окупаемости капиталовложений

$$T_{ок} = \frac{\Delta K}{\Delta \dot{E}} = \frac{25\,000}{6140 - 2500 + 6000 - 500} = \frac{25\,000}{7140} =$$

$$= 3,5 \text{ года.}$$

**Пример 13.7.** Из примера 12.1 известно количество вредных выбросов: золы —  $M_{зп} = 33,41$  ч/с, оксидов серы —  $M_{SO_2} = 63,2$  ч/с, оксида углерода —  $M_{CO} = 21,74$  ч/с, диоксида азота —  $M_{NO_2} = 0,98$  ч/с. Рассчитать годовой экономический ущерб от выбросов, считая, что число часов использования установленной мощности котла  $h_y = 5000$  ч/год.

1. Годовые выбросы составят:

$$M_{\text{зп}} = 33,41 \cdot 4600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 600 \text{ т/год};$$

$$M_{\text{SO}_2} = 62,2 \cdot 3600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 1140 \text{ т/год};$$

$$M_{\text{CO}} = 21,74 \cdot 3600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 392 \text{ т/год};$$

$$M_{\text{NO}_2} = 0,98 \cdot 3600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 17,6 \text{ т/год}.$$

2. Определим приведенную массу выбросов

$$M = 600 \cdot 70 + 16,5 \cdot 1140 + 1,0 \cdot 392 + 41,1 \cdot 17,6 = 61\,917 \text{ усл.т.}$$

3. Рассчитаем годовой экономический ущерб

$$I = \gamma G f \mu = 2,4 \cdot 4 \cdot 0,4 \cdot 61\,917 = 238\,000 \text{ руб/год.}$$

$$\text{где } f = \frac{100}{100 + (1 + \frac{170 - 20}{75}) 50} = \frac{100}{250} = 0,4.$$

### Контрольные вопросы

1. Перечислите количественные и качественные показатели работы тепловой станции.
2. Назовите основные статьи расходов при расчете себестоимости тепловой энергии.
3. Как рассчитать топливную составляющую тепловой энергии и ее ориентировочный удельный вес?
4. Назовите существующие тарифы на электроэнергию.
5. Укажите виды себестоимости тепловой энергии и их различия.
6. Приведите формулу для определения эффективности варианта и раскройте ее составляющие.
7. Что характеризует коэффициент сравнительной эффективности?
8. Как рассчитывается фонд зарплаты на теплостанции?
9. Как рассчитываются основные составляющие себестоимости единицы тепловой энергии?

### Список литературы

1. **Аэродинамический расчет котельных установок** (нормативный метод). — Л.: Энергия, 1977. — 256 с.
2. **Бужиков Е.Ф. и др.** Производственные и отопительные котельные. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 268 с.
3. **Гидравлический расчет котельных агрегатов** (нормативный метод). — М.: Энергия, 1978. — 255 с.
4. **Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пармяков Б.А.** Теплогенерирующие установки. — М.: Стройиздат, 1986. — 560 с.



- Б. Либарман И.Б., Няковская М.Т. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. — М.: Энергия, 1979. — 224 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. — М.: Недра, 1980. — 144 с.
7. Рихтер Л.А., Волков Э.П., Покровский В.И. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. — М.: Энергоиздат, 1981. — 296 с.
8. Роддатис К.Ф., Полторецкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 487 с.
9. Сборник методик по расчету выбросов в атмосферу загрязняющих веществ различными производствами. — Л.: Гидрометеоиздат, 1986. — 184 с.
10. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). — М.: Энергия, 1973. — 296 с.
11. СНиП II-35-78. Котельные установки. — М.: Стройиздат, 1977. — 48 с.
12. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. Гл. 6. — М.: Стройиздат, 1983. — 320 с.

# Оглавление

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
Глава 1. Системы теплоснабжения . . . . .	4
1.1. Классификация систем теплоснабжения . . . . .	4
1.2. Принципиальные схемы систем теплоснабжения . . . . .	6
1.3. Теплогенерирующие установки . . . . .	10
1.4. Примеры расчетов . . . . .	27
Глава 2. Тепловые схемы теплогенерирующих установок . . . . .	30
2.1. Тепловая схема производственной теплогенерирующей установки . . . . .	31
2.2. Тепловые схемы производственно-отопительных теплогенерирующих установок . . . . .	47
2.3. Тепловые схемы отопительных теплогенерирующих установок . . . . .	75
Глава 3. Методы обработки воды для производственных и отопительных котельных . . . . .	102
3.1. Физико-химические свойства воды и показатели качества воды и пара . . . . .	102
3.2. Схемы водоподготовки . . . . .	107
3.3. Выбор схемы водоподготовки . . . . .	114
3.4. Расчет водоподготовительных установок . . . . .	116
3.5. Пример расчета аппаратов для магнитной обработки воды . . . . .	123
3.6. Термическая дегазация воды . . . . .	128
3.7. Пример расчета колонки вакуумного деаэраатора . . . . .	132
Глава 4. Топливо и расчеты процессов горения . . . . .	138
4.1. Состав топлива и топливных смесей . . . . .	138
4.2. Объемы продуктов сгорания и воздуха . . . . .	141
4.3. Энтальпия воздуха и продуктов сгорания . . . . .	146
4.4. Примеры расчетов . . . . .	148
Глава 5. Тепловой баланс котельного агрегата . . . . .	154
Глава 6. Теплообмен в топке котельного агрегата . . . . .	166
6.1. Основы расчета теплообмена в топке котельного агрегата . . . . .	166
6.2. Поверочный расчет топки котельного агрегата . . . . .	178
6.3. Конструктивный расчет топки котельного агрегата . . . . .	180
6.4. Пример программы поверочного расчета на ЭВМ топки котельного агрегата . . . . .	181
Глава 7. Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева . . . . .	186
7.1. Конструкции конвективных поверхностей нагрева . . . . .	186
7.2. Расчет конвективных поверхностей нагрева . . . . .	208
7.3. Поверочный тепловой расчет конвективной части котла . . . . .	216
Глава 8. Внутрикотловая гидродинамика . . . . .	225
8.1. Общие положения . . . . .	225
8.2. Гидродинамика паровых котлов . . . . .	227
8.3. Гидродинамика водогрейных котлов . . . . .	229
8.4. Загрязнения внутренних поверхностей нагрева . . . . .	230
8.5. Примеры расчетов . . . . .	232
Глава 9. Расчеты на прочность элементов котла . . . . .	235

<b>Г л а в а 10. Топливное хозяйство теплогенерирующих установок</b> . . . . .	246
10.1. Топливное хозяйство котельных, работающих на твердом топливе . . . . .	246
10.2. Топливное хозяйство котельных, работающих на жидком топливе . . . . .	253
10.3. Топливное хозяйство котельных, работающих на газе . . . . .	257
10.4. Примеры расчетов . . . . .	258
<b>Г л а в а 11. Аэродинамика газозоудушного тракта теплогенерирующей установки</b> . . . . .	262
11.1. Газозоудушный тракт . . . . .	262
11.2. Дымовые трубы теплогенерирующих установок . . . . .	268
11.3. Проектирование элементов газозоудушного тракта . . . . .	278
11.4. Примеры расчетов . . . . .	280
<b>Г л а в а 12. Охрана окружающей среды от вредных выбросов и стоков</b> . . . . .	297
12.1. Механическое сухое золоулавливание . . . . .	299
12.2. Мокрое золоулавливание . . . . .	302
12.3. Электрофильтры . . . . .	303
12.4. Очистка продуктов сгорания от газообразных вредных выбросов . . . . .	304
12.5. Расчет количества вредных выбросов продуктов сгорания в атмосферу . . . . .	309
12.6. Предельно допустимые выбросы вредных веществ из дымовых труб . . . . .	314
12.7. Рассеивание вредных выбросов из дымовой трубы . . . . .	318
12.8. Сточные воды теплогенерирующих установок . . . . .	323
12.9. Примеры расчетов . . . . .	324
<b>Г л а в а 13. Техничко-экономические показатели работы тепловой станции</b> . . . . .	333
13.1. Классификация показателей работы теплостанции . . . . .	333
13.2. Расчет себестоимости тепловой энергии . . . . .	335
13.3. Определение сравнительной экономической эффективности капиталовложений в новую технику . . . . .	343
13.4. Оценка экономической эффективности мероприятий по охране воздушной и водной среды от загрязнений промышленными выбросами . . . . .	344
13.5. Примеры расчетов . . . . .	350
<b>С л и с о к л и т е р а т у р ы</b> . . . . .	355

Учебное издание

**Лебедев Виктор Иванович, Пермяков Борис Андреевич,  
Хаванов Павел Александрович**

**Расчет и проектирование  
теплогенерирующих установок  
систем теплоснабжения**

**Редактор Н.А. Хаустова**

**Младший редактор И.Б. Волкова**

**Художественный редактор Л.Ф. Егоренко**

**Технический редактор Н.Н. Аksenova**

**Корректор Е.Р. Герасимюк**

**Операторы Н.М. Гайнуллина, М.В. Карамнова**

**ИБ № 4770**

---

Подписано в печать 03.02.92 Формат 84x108/32  
Бумага офсетная Усл. печл. 18,90 Усл.кр.-отт. 19,11  
Уч.-изд.л. 20,81 Тираж 3000 экз. Изд. № А1-2509  
Зак. 174. С 38

---

Стройиздат. 101442 Москва, Калаяевская, 23а

---

Тульская тилография при Государственном комитете СССР  
по печати  
300600, ГСП, г. Тула, пр. Ленина, 109

**Вышли в свет следующие  
издания Стройиздата:**

**Наш дом: Гараж.  
Фолдер (серия "Сделай сам").**

*Описаны стройматериалы и инструмент, необходимые для сооружения гаража. Даны рекомендации по выбору оборудования гаража. Подробно рассказано о строительстве кирпичного гаража: устройстве фундамента, крыши, ворот, возведении стен, устройстве вентиляции.  
Для широкого круга читателей.*

**Заказы направлять по адресу:  
101442, Москва, ул. Каляевская 23 а,  
Стройиздат, отдел маркетинга.  
Телефон для справок: 258-29-64.**