

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Забайкальский государственный университет

А. А. Середкин
С. Г. Батухтин

**Тепломеханическое
и вспомогательное оборудование
источников тепла**

Учебное пособие

Чита
ЗабГУ
2020

УДК 621.1.016(075)
ББК 31.3я73
С 325

Рекомендовано к изданию учебно-методическим советом
Забайкальского государственного университета

Рецензенты

А. П. Басаргин, канд. техн. наук,
Читинский центр лабораторного анализа
и технических измерений по Восточно-Сибирскому региону
(филиал ЦЛАТИ по СФО), г. Иркутск
Д. А. Яковлев, канд. техн. наук, доцент,
Забайкальский институт железнодорожного
транспорта, г. Чита

Середкин, Александр Алексеевич
С 325 Теплоμηχανическое и вспомогательное оборудова-
ние источников тепла : учебное пособие / А. А. Серед-
кин, С. Г. Батухтин ; Забайкальский государственный
университет. – Чита : ЗабГУ, 2020. – 146 с.

ISBN 978-5-9293-2646-2

В учебном пособии рассмотрено теплоμηχανическое и вспомо-
гательное оборудование пароводяного и газовоздушного трактов ТЭС
и котельных. Представлены описания и современные методики.

Издание предназначено для использования в учебном процессе
при подготовке квалифицированных специалистов по направлениям
13.03.01 и 13.04.01 *Теплоэнергетика и теплотехника*, может быть ин-
тересно аспирантам и инженерно-техническим работникам теплоэлек-
тростанций и котельных.

УДК 621.1.016(075)
ББК 31.3я73

ISBN 978-5-9293-2646-2

© Забайкальский государственный
университет, 2020

Оглавление

Предисловие	5
Введение	6
Глава 1. Вспомогательное оборудование	
газовоздушного тракта	7
1.1. Принципиальные схемы газовоздушных трактов	7
1.2. Определение расчётного расхода топлива на котёл	9
1.3. Типы дутьевых вентиляторов и дымососов	11
1.4. Переменный режим и регулирование тягодутьевых машин	19
1.5. Расчёт производительности вентилятора. Выбор вентилятора	22
1.6. Расчёт производительности дымососа. Выбор дымососа	24
1.7. Основы золоулавливания	25
1.8. Классификация золоуловителей	28
1.9. Батарейные циклоны. Расчёт и выбор батарейного циклона типа БЦУ-М	30
1.10. Мокрые золоуловители. Расчёт и выбор мокрого золоуловителя типа МС-ВТИ	36
1.11. Электрофильтры	42
1.12. Расчёт и выбор электрофильтра типа ЭГА	46
1.13. Типы дымовых труб	50
1.14. Расчёт минимально-допустимой высоты дымовой трубы	53
1.15. Выбор числа и типа дымовых труб	58
Глава 2. Тепломеханическое и вспомогательное	
оборудование пароводяного тракта	63
2.1. Назначение и классификация теплообменных аппаратов	63
2.2. Назначение и типы регенеративных подогревателей	65
2.3. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа	70

2.4. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления смешивающего типа	73
2.5. Подогреватели высокого давления	78
2.6. Тепловой расчёт регенеративных подогревателей	81
2.7. Определение основных геометрических характеристик поверхностных регенеративных подогревателей	86
2.8. Гидравлический расчёт поверхностных регенеративных подогревателей	88
2.9. Расчёт регенеративных подогревателей смешивающего типа	89
2.10. Конструкции сетевых подогревателей	93
2.11. Водогрейные котлы	99
2.12. Классификация и типовые конструкции деаэраторов	102
2.13. Типы испарителей и их конструкции	112
2.14. Схема включения испарителей в тепловую схему КЭС	114
2.15. Включение испарительных установок в тепловую схему ТЭЦ	116
2.16. Расчёты станционных теплообменников на прочность	118
2.17. Категория, материал и сортамент трубопроводов	120
2.18. Расчёт гидравлических и тепловых потерь трубопроводов	124
2.19. Трубопроводная арматура	127
2.20. Градирни ТЭС	129
2.21. Основные комплексные показатели надёжности	132
Заключение	137
Глоссарий	138
Библиографический список	139
Приложения	140

Предисловие

Учебное пособие предназначено для студентов очной и заочной формы обучения по направлениям 13.03.01, 13.04.01. Студентам данной специальности читается курс по тепломеханическому и вспомогательному оборудованию ТЭС. Оно может быть использовано студентами также в ходе дипломного проектирования.

В первой главе рассматривается оборудование газоздушного тракта и методики его выбора и расчёта.

Вторая глава посвящена оборудованию пароводяного тракта.

Издание содержит необходимые данные и методики для выполнения курсового проекта по дисциплине «Тепломеханическое и вспомогательное оборудование ТЭС».

Введение

При выполнении проектов ТЭС, а также на этапе эксплуатации наряду с основным оборудованием большое внимание уделяется вспомогательному оборудованию. Теплоэлектростанции и котельные имеют большое количество разнообразного вспомогательного и тепломеханического оборудования, в котором протекают различные тепловые, механические, гидравлические и аэродинамические процессы. Надёжность работы оборудования определяет в целом надёжность работы всей электростанции.

Вспомогательное оборудование электростанций можно классифицировать следующим образом:

– оборудование пароводяного тракта:

- 1) регенеративные подогреватели (ПВД, ПНД);
- 2) сетевые подогреватели и водогрейные котлы;
- 3) деаэраторы;
- 4) испарительные установки;
- 5) трубопроводы и трубопроводная арматура;
- 6) насосы (питательные, конденсатные, циркуляционные);

– оборудование газовоздушных трактов:

- 1) газовоздушные тракты;
- 2) тягодутьевые машины;
- 3) золоуловители;
- 4) внешние газоходы;
- 5) дымовые трубы.

Глава 1

Вспомогательное оборудование газовоздушного тракта

1.1. Принципиальные схемы газовоздушных трактов

Газовоздушный тракт является важной составной частью тепловой электростанции, сооружение которого связано с большими трудностями и большим расходом материалов. Тракт в значительной мере определяет размеры ТЭС, на транспортировку по нему дымовых газов и воздуха затрачивается большое количество энергии, от его работы зависит надёжность работы электростанции. ТЭС, потребляя огромное количество топлива и воздуха, выбрасывают полученные в результате сгорания вещества в окружающую среду. Поэтому в газовоздушном тракте наряду с паровым котлом, тягодутьевыми машинами и газовоздухопроводами всё большее значение приобретают газоочистные устройства и дымовые трубы, рассеивающие дымовые газы в атмосфере.

Принципиальная схема газовоздушного тракта определяет затраты энергии газа и воздуха при заданных сопротивлениях отдельных его элементов:

- 1) место установки тягодутьевых машин (на холодном воздухе, горячем воздухе, дымовых газах);
- 2) число независимых ниток с разными характеристиками трактов и машин;
- 3) наличие постоянно действующих перемычек с дросселированием давления в них и др.

Принципиальная схема зависит:

- 1) от вида топлива;
- 2) от схемы топливоприготовления;
- 3) от типа топочного устройства;
- 4) от принятого способа регулирования перегрева;
- 5) от давления или разрежения в газоходах парового котла и в системе пылеприготовления;
- 6) от способа подогрева воздуха и др.

Для каменных и бурых углей умеренной влажности применяются принципиальные схемы газоздушных трактов, приведённые на рис. 1. Простейшей и наиболее распространённой является схема, приведённая на рис. 1а. Воздух после воздухоподогревателя разделяется на два потока: первичный, поступающий в мельницу и затем транспортирующий топливо в топку, и вторичный, поступающий непосредственно к горелкам или амбразурам молотковых мельниц. Более эффективной в отношении потребления энергии, хотя и более сложной, является схема на рис. 1б. Воздухоподогреватель разделён по воздуху на две части. Для каждой части устанавливается вентилятор того давления, которое необходимо для преодоления сопротивления воздушного тракта. Дымовые газы могут транспортироваться дымососом; однако получили применение и бездымососные схемы, когда транспортировка воздуха и продуктов сгорания осуществляется дутьевыми вентиляторами. Основными требованиями к построению принципиальных схем газоздушного тракта, отличающихся минимальным расходом энергии на транспортировку воздуха и газа, являются следующие:

1) в схеме должны отсутствовать участки, в которых энергия, затраченная на сжатие, бесполезно теряется (дресселируется);

2) машины следует устанавливать в том месте, где агент имеет наименьшие температуру и избыток воздуха;

3) машины при одинаковых температурах и избытках воздуха желательнее устанавливать на воздухе, а не на продуктах горения, так как объём газов за счёт реакций горения оказывается большим, чем объём воздуха;

4) машины желательнее устанавливать перед паровым котлом, а не после него, так как при этом используется тепло сжатия.

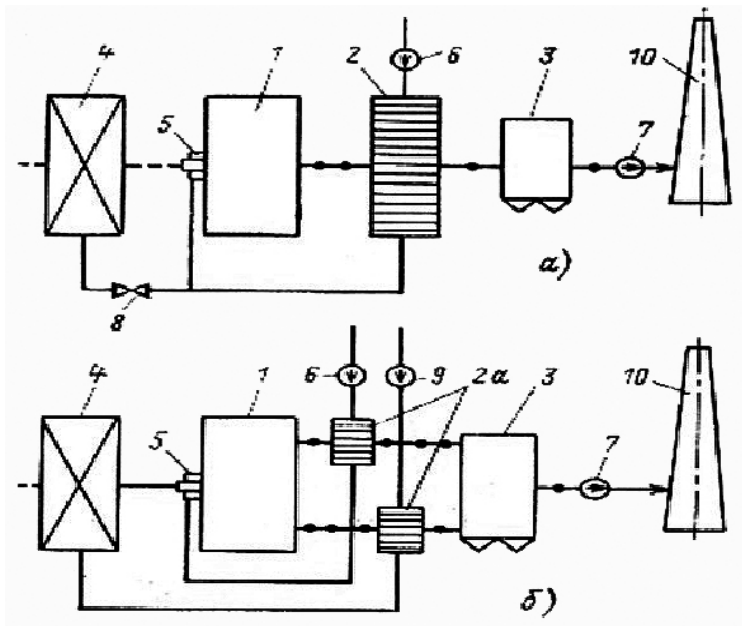


Рис. 1. Схемы газоздушных трактов для каменных и бурых углей умеренной влажности:

- а – простейшая схема; б – схема с разделённым воздухоподогревателем;
 1 – паровой котёл; 2 – воздухоподогреватель; 2а – разделённый по воздуху воздухоподогреватель; 3 – золоуловитель; 4 – пылеприготовительная установка;
 5 – горелка; 6 – дутьевой вентилятор; 7 – дымосос; 8 – дросселирующая заслонка; 9 – вентилятор первичного воздуха; 10 – дымовая труба

1.2. Определение расчётного расхода топлива на котёл

Значение расчётного расхода топлива на котёл необходимо для расчёта производительности тягодутьевых машин, выбора типоразмера золоуловителя и определения минимально-допустимой высоты дымовой трубы при выполнении курсового проекта. Расход топлива для паровых котлов определяется по формулам (1) и (2), расход топлива для водогрейных

котлов определяется по формулам (1а) и (2а). Основные характеристики и состав топлива принять по прил. 4. Расчётные характеристики котла принять по прил. 2.

Расход топлива для паровых котлов.

При тепловых расчётах котельных агрегатов различают натуральный расход топлива B и расчётный B_p .

Натуральный расход топлива (кг/с) определяется по формуле

$$B = \frac{D \cdot (i_{пп} - i_{пв})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \cdot 100, \quad (1)$$

где $\eta_{ка}^{бр}$ – КПД котлоагрегата (брутто), %;

D – паропроизводительность котла, кг/с;

$i_{пп}$, $i_{пв}$ – соответственно энтальпия перегретого пара и питательной воды, кДж/кг; определить по температуре питательной воды, температуре перегретого пара и давлению перегретого пара ($t_{пв}$, $t_{пп}$, $P_{пп}$);

Q_p^p – рабочая располагаемая теплота в котле, кДж/кг; для предлагаемых в расчёте котлов принять равной нижней теплоте сгорания на рабочую массу топлива $Q_p^p = Q_H^p$.

Продувку в котле допускается не учитывать.

Расчётный расход топлива (кг/с) определяется с учётом механической неполноты сгорания:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (2)$$

где q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания, %; для предлагаемых в работе котлов принять $q_4 = 4$ %.

Расход топлива для водогрейных котлов.

При тепловых расчётах котельных агрегатов различают натуральный расход топлива B и расчётный B_p .

Натуральный расход топлива, кг/с, определяется по формуле

$$B = \frac{Q_k}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \cdot 100, \quad (1а)$$

где $\eta_{ка}^{бр}$ – КПД котлоагрегата (брутто), %;

Q_k – тепловая мощность котла, кВт;

Q_p^p – рабочая располагаемая теплота в котле, кДж/кг, для предлагаемых в расчёте котлов принять равной низшей теплоте сгорания на рабочую массу топлива $Q_p^p = Q_H^p$.

Расчётный расход топлива, кг/с, определяется с учётом механической неполноты сгорания:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (2a)$$

где q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания, %; для предлагаемых в работе котлов принять $q_4 = 4$ %.

1.3. Типы дутьевых вентиляторов и дымососов

В общем случае вентилятор – ротор, на котором определённым образом закреплены лопатки, которые при вращении ротора, сталкиваясь с воздухом, отбрасывают его. От положения и формы лопаток зависит направление, в котором отбрасывается воздух. Существует несколько основных видов по типу конструкции вентиляторов, используемых для перемещения воздуха:

- осевые (аксиальные);
- центробежные (радиальные);
- диаметральные (тангенциальные);
- безлопастные (принципиально новый тип).

Осевой вентилятор – вентилятор, в котором воздух перемещается вдоль оси рабочего колеса, вращаемого двигателем.

Центробежный (радиальный) вид вентилятора имеет вращающийся ротор, состоящий из лопаток спиральной формы. Воздух через входное отверстие засасывается внутрь ротора, где он приобретает вращательное движение и, за счёт центробежной силы и специальной формы лопаток, направляется в выходное отверстие специального спирального кожуха (так называемой «улитки», от внешнего сходства). Таким образом, выходной поток воздуха находится под прямым углом к входному. Данный вид вентилятора широко применяется в промышленности.

Центробежные дутьевые вентиляторы одностороннего всасывания типа ВДН и ВД служат для подачи воздуха в топку котельных агрегатов. Наибольшее распространение в энергетике имеют вентиляторы ВДН.

Вентиляторы типа ВД, как правило, имеют небольшую производительность и соответственно устанавливаются на маломощные котлы. Такими вентиляторами комплектуются котлы с уравновешенной тягой паропроизводительностью от 1 до 25 т/ч, а также газомазутные водогрейные котлы теплопроизводительностью от 0,5 до 16 гкал/ч.

Центробежные дутьевые вентиляторы одностороннего всасывания типа ВДН (рис. 2, табл. 1) предназначены для подачи воздуха в топку паровых котлов. Такими вентиляторами комплектуются котлы с уравновешенной тягой паропроизводительностью 1...960 т/ч, а также газомазутные водогрейные котлы теплопроизводительностью 0,5...180 Гкал/ч. Вентиляторы рассчитаны на продолжительный режим работы в помещении и на открытом воздухе (вне помещения под навесом) в условиях умеренного климата (климатическое исполнение У, категория размещения 2, гост 15150-69). Допустимая температура окружающего воздуха не ниже -30°C и не выше $+40^{\circ}\text{C}$. Пуск вентиляторов разрешается при температуре в улитке не ниже -30°C .

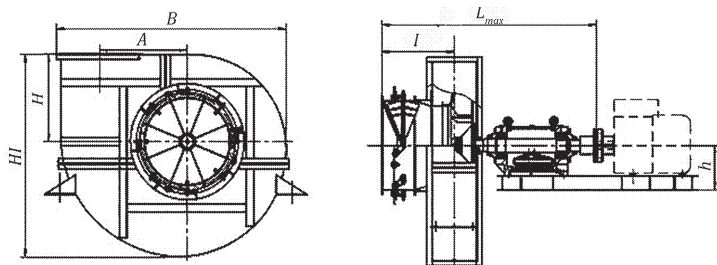


Рис. 2. Вентилятор дутьевой типа ВДН

В обозначении вентилятора ВД означает вентилятор дутьевой, в обозначении ВДН буква Н указывает, что у данного вентилятора лопатки загнуты назад. Первая цифра в обозна-

чении – это диаметр рабочего колеса в дециметрах. Все вентиляторы типа ВДН и ВД изготавливаются правого и левого вращения с консольным расположением рабочего колеса. Правым считается вращение рабочего колеса по часовой стрелке, если смотреть со стороны электродвигателя.

Таблица 1

Характеристики некоторых вентиляторов типа ВДН

<i>Типоразмер ТДМ</i>	<i>Частота вращения, об/мин</i>	<i>Установл. мощность двигателя, кВт</i>	<i>Производительность, м³/ч</i>	<i>Полное давление, Па</i>
Вентилятор ВДН-6,3Х-1000	1 000	3	3 400	625
Вентилятор ВДН-8Х-1000	1 000	11	6 970	990
Вентилятор ВДН-13Х-1500	1 500	132	43 000	6 200
Вентилятор ВД-13,5-1000	1 000	132/160	60 000	5 000
Вентилятор ВДН-15-750	750	55	38 300	2 210
Вентилятор ВД-15,5-1000	1 000	160	90 000	6 620
Вентилятор ВДН-18-750	750	90	105 000	1 320
Вентилятор ВДН-18-1000	1 000	200/315	152 000	3 870
Вентилятор ВДН-19-1000	1 000	400	128 000	5 980
Вентилятор ВДН-20-1000	1 000	400	215 000	4 710
Вентилятор ВДН-22-750	750	315	210 000	3 330
Вентилятор ВДН-24-750	750	400	275 000	3 950
Вентилятор ВДН-26-750	750	630	350 000	4 610
Вентилятор ВДН-28-750	750	800	430 000	5 050

Окончание табл. 1

<i>Типоразмер ТДМ</i>	<i>Частота вращения, об/мин</i>	<i>Установл. мощность двигателя, кВт</i>	<i>Производительность, м³/ч</i>	<i>Полное давление, Па</i>
Вентилятор ВДН-31,5-750	750	1 200	367 000	9 420
Вентилятор ВДН-32-750	750	1 250	475 000	6 030

Центробежные вентиляторы двухстороннего всасывания типа ВДН×2 (табл. 2) предназначены для подачи воздуха в топку стационарных паровых котлов паропроизводительностью от 35 до 2 650 т/ч. Допускается применение вентиляторов в технологических установках для перемещения чистого воздуха. Максимально допустимая температура воздуха на входе в вентиляторы не должна превышать +100 °С.

Таблица 2

Характеристики некоторых вентиляторов с ходовой частью типа ВДН×2

<i>Тип вентилятора</i>	<i>Номинальные параметры</i>					<i>Предельная температура перемещ. среды, °С</i>
	<i>Производительность, тыс. м³/ч</i>	<i>Полное давление, Па (кгс/м²)</i>	<i>Температура перемещ. среды, °С</i>	<i>ККПД, %</i>	<i>Частота вращения, об/мин</i>	
Вентилятор ВДН-24×2М	557,0	3 569 (364)	30	86,0	750	100
Вентилятор ВДН-25×2М	490,0	8 000 (816)	35	87,0	1 000	100
Вентилятор ВДН-25×2-1	560,0	8 825 (900)	30	86,0	1 000	100
Вентилятор ВДН-28×2-1	720,0	12 300 (1 255)	30	87,0	1 000	100
Вентилятор ВДН-36×2-Э	1 330,0	8 820 (900)	30	88,0	750	100

Дутьевые вентиляторы работают на чистом воздухе невысокой температуры, поэтому на выбор их аэродинамической схемы не влияют какие-либо особые условия и можно использовать машины, отличающиеся наиболее высокой экономичностью при заданном графике работ.

Для котлов паропроизводительностью от 2,5 до 2 600 т/ч используются радиальные вентиляторы по схемам 55-11-40, 70-25-20, а также осевые вентиляторы ВДОД-31,5 и ВДОД-41,5 (ВДОД – вентилятор дутьевой осевой двухступенчатый).

На блоки мощностью 300 МВт устанавливаются два вентилятора ВДН-25×2 двустороннего всасывания или ВДН-32Б одностороннего всасывания.

На однокорпусный блок мощностью 500 МВт устанавливаются два дутьевых вентилятора ВДОД-31,5, на блок 800 МВт – два дутьевых вентилятора ВДОД-41-500-1.

Дутьё на газомазутных блоках паровых котлов под наддувом для блоков мощностью 300 МВт осуществляется воздуходувками ВДН-25×2 или ВДН-25×2-1, а на блоках мощностью 800 МВт – ВДН-36×2. Привод каждой воздуходувки блока 800 МВт осуществляется от паровой турбины мощностью 7 100 кВт с понижающим редуктором, обеспечивающим изменение частоты вращения в пределах 320–980 об/мин, при этом направляющие аппараты перед вентиляторами не устанавливаются.

Дымосос – тягодутьевая машина (как правило, центробежного типа), которая служит для удаления дымовых газов – продуктов сгорания топлива. Предназначен для применения в теплоэнергетике (устанавливается после котла).

Дымососы типа Д и ДН (центробежные дымососы одностороннего всасывания) предназначены для удаления дымовых газов из топок котельных агрегатов, оборудованных эффективно действующими системами золоулавливания, а также для удаления дымовых газов из топок газомазутных котельных агрегатов. Наибольшее распространение в энергетике получили дымососы ДН (рис. 3а, табл. 3). Дымососы ДН рекомендуется использовать для паровых стационарных котлов паропроизводительностью до 320 т/ч; они рассчитаны

на продолжительный режим работы в помещении и на открытом воздухе. Запуск дымососов разрешается при температуре в улитке не ниже – 30 °С. Максимальная температура газов на входе в дымососы не должна превышать +250 °С, запылённостью до 2 г/м³.

Таблица 3

Характеристики некоторых дымососов типа ДН

Тип дымососа	Производит. Q, тыс. м ³ /ч	Полное давление P _н , Па	Макс. КПД %	Частота вращения n, об/мин	Температура среды, С°	Масса, кг без эл. двиг.	Тип электродвигателя
ДН-12,5БК	45	4 870	85	1 500	250	1 313	87
ДН-15БК	77,5	7 000	85	1 500	250	2 690	1, 89, 90, 96
ДН-15БКГМ	77,5	7 000	85	1 500	250	2 530	1, 89, 90, 96
ДН-15МК	36	7 070	85	1 500	200	2 619	-
ДН-17БК	114	9 075	85	1 500	250	3 050	2, 3, 90, 95, 98
ДН-17БКГМ	114	9 075	85	1 500	250	2 840	2, 3, 90, 95, 98
ДН-19МК	105	4 777	85	1 000	250	4 600	7, 99, 100
ДН-19МКГМ	105	4 777	85	1 000	250	4 100	7, 99, 100
ДН-19СК	155	11 700	86	1 500	250	4 220	11
ДН-21МК	142	5 856	85	1 000	250	5 360	6, 59, 101, 102
ДН-21МКГМ	142	5 856	85	1 000	250	4 670	6, 59, 101, 102
ДН-22К	160	3 050	84	750	250	6 750	14, 17
ДН-22КГМ	160	3 050	84	750	250	5 980	14, 17
ДН-22К-1000	220	5 750	84	1 000	250	6 290	12
ДН-24К	207	3 628	84	750	250	7 720	15, 17
ДН-24КГМ	207	3 628	84	750	250	6 780	15, 17
ДН-24,3К	257	3 247	84	750	250	7 150	15
ДН-26С	263	4 266	84	750	250	9 030	30, 31, 79
ДН-26СГМ	263	4 266	84	750	250	7 920	30, 31, 79

Дымососы осевые двухступенчатые (ДОД) предназначены для отсоса дымовых газов из пылеугольных и газомазутных паровых котлов большой мощности. К обозначению дымососов для газомазутных котлов добавляется индекс «ГМ», а дымососов с повышенным напором – индекс «Ф». Дымососы осевые типа ДОД (рис. 3б, табл. 4) выпускаются только левого вращения, т. е. рабочие колёса вращаются против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. По развороту всасывающего кармана дымососы условно подразделяются на «левые» и «правые».

Таблица 4

Характеристики некоторых дымососов типа ДОД

<i>Тип дымососа</i>	<i>Номинальные параметры</i>					<i>Предельная температур. перемен. среды, С°</i>
	<i>Подача, тыс. м³/ч</i>	<i>Полное давление, Па</i>	<i>Температура перемен. среды, С°</i>	<i>КПД, %</i>	<i>Частота вращения, об/мин</i>	
Дымосос ДОД-28,5	585,0	3766	100	82,5	600	200
Дымосос ДОД-31,5	725,0	3197	100	82,5	500	200
Дымосос ДОД-31,5ГМ	725,0	3197	100	82,5	500	200
Дымосос ДОД-31,5Ф	850,0	3648	100	80,5	500	200
Дымосос ДОД-41	1 080,0	3138	100	82,5	375	200
Дымосос ДОД-41-500	1 445,0	5619	100	82,5	500	200
Дымосос ДОД-43	1 335,0	3491	100	82,5	375	200
Дымосос ДОД-43-500	1 810,0	6168	100	82,5	500	200
Дымосос ДОД-43-500ГМ	1 810,0	6168	100	82,5	500	200

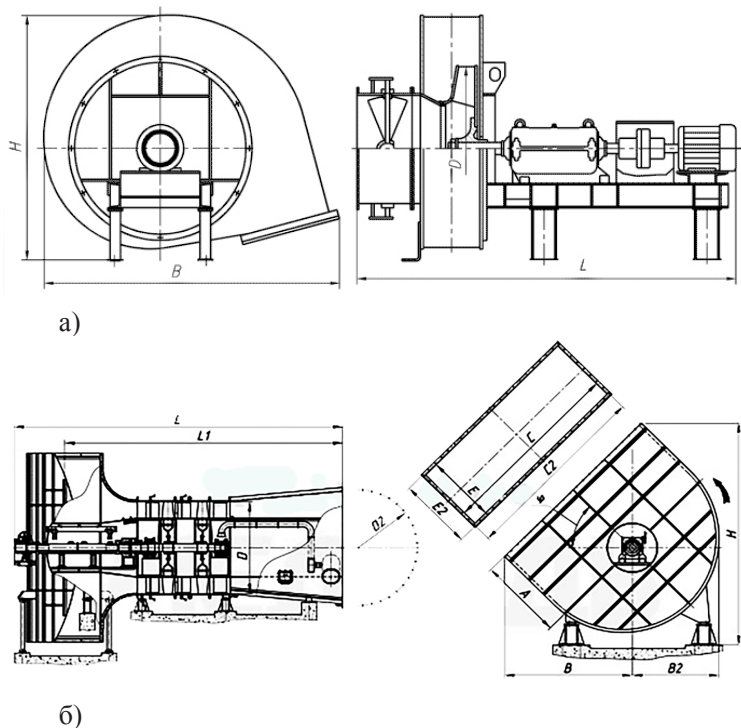


Рис. 3. Дымосос:
 а – центробежный типа ДН;
 б – осевой двухступенчатый типа ДОД

Применявшиеся ранее для дымососов радиальные машины с вперёд загнутыми лопатками (обозначаются Д) сняты с производства и заменяются более экономичными машинами по схемам с лопатками, загнутыми назад (обозначаются ДН).

Радиальные дымососы с назад загнутыми лопатками выпускаются для блоков мощностью до 480 т/ч, для блоков мощностью 200, 300 и 500 МВт выпускаются дымососы ДОД-28,5 (частота вращения 595 об/мин), ДОД-31,5 (частота вращения 495 об/мин), ДОД-41 и ДОД-43 (частота вращения 370 об/мин). На блок устанавливаются по два дымососа; для энергоблоков мощностью 800 МВт на твёрдом топливе устанавливаются

три дымососа ДОД-43-500 или ДОД-43-500-1. Увеличение числа дымососов на блок в этом случае объясняется трудностью изготовления и транспортировки рабочих колес диаметром больше 4,3 м.

Тягодутьевые установки (дымососы, вентиляторы) должны, как правило, предусматриваются индивидуальными к каждому котлу. Групповые (для отдельных групп котлов) или общие (для всей котельной) тягодутьевые установки допускается применять при технико-экономическом обосновании при реконструкции котельных с применением котлов единичной тепловой мощностью менее 1 МВт. При этом групповые или общие тягодутьевые установки при количестве котлов более двух следует проектировать с двумя дымососами и двумя дутьевыми вентиляторами, в том числе резервными, обеспечивающими расчётную производительность котлов. При установке на котёл двух дымососов и двух дутьевых вентиляторов производительность каждого из них следует выбирать равной 50 % [11].

1.4. Переменный режим и регулирование тягодутьевых машин

Тягодутьевые машины ТЭС выбираются на номинальную нагрузку парового котла, однако большую часть времени работают при пониженных нагрузках. Наряду с КПД машины на оптимальном режиме η важно иметь высокий эксплуатационный КПД на частичных нагрузках

$$\eta_s = \eta \eta_p,$$

где η_p – КПД регулирования, который является переменной величиной, зависящей от нагрузки и способа регулирования тягодутьевой машины, и определяется соотношением:

$$\eta_p = N_{ид} / N,$$
$$\text{где } N_{ид} = N_{исх} (Q/Q_{исх})^3,$$

где $N_{исх}$ – мощность, потребляемая в исходной точке при исходном расходе $Q_{исх}$;

$N_{ид}$ – потребляемая мощность при некотором пониженном расходе Q и идеальном (без потерь) регулировании;

N – действительная потребляемая мощность при расходе Q и принятом способе регулирования.

Регулирующие устройства тягодутьевых машин можно подразделить на четыре вида:

1) изменяющие характеристику машин (например, поворотные рабочие лопатки осевых машин);

2) аэродинамические, воздействующие на воздушный газовый поток вне рабочего колеса вентилятора (дрессельные шиберы);

3) скоростные, изменяющие частоту вращения вентиляторов за счёт передач с изменяемой частотой вращения (гидромuffты, электромагнитные мuffты) или регулируемые частотой вращения привода (турбины);

4) смешанные, являющиеся комбинацией аэродинамических и скоростных регулирующих устройств (двухскоростные электродвигатели в комбинации с направляющими аппаратами или шиберами).

Выражая коэффициент давления вентилятора на частичных нагрузках через коэффициент давления по номинальной нагрузке, получаем:

$$H_T = 1 - \mu(1 - \overline{H}_T^H) - \overline{D}_1^2(1 - \mu) = (1 - \mu)(1 - \overline{D}_1^2) + \mu\overline{H}_T^H,$$

где $\mu = Q/Q_4$ – относительная величина расхода;

Q/Q_H – расход воздуха при частичной и номинальной нагрузке вентилятора.

КПД дрессельного регулирования при квадратичной характеристике сети определяется:

$$\eta_p^m = \frac{N_{ид}}{N} = \frac{\mu^3}{[(1 - \mu)R + \mu]\mu} = \frac{\mu}{\frac{1 - \mu}{\mu}R + 1},$$

где R – центробежная сила.

На рис. 4 представлена зависимость теоретического КПД дрессельного регулирования вентиляторов от коэффициента нагрузки μ .



Рис. 4. Зависимость теоретического КПД дроссельного регулирования вентиляторов от коэффициента нагрузки μ

Для всех тягодутьевых машин КПД регулирования быстро падает с увеличением глубины регулирования. Резко различается КПД регулирования при сильном снижении расхода.

При регулировании с помощью направляющих аппаратов, устанавливаемых непосредственно перед всасом вентилятора, происходит предварительное закручивание потока в сторону вращения рабочего колеса на частичных нагрузках.

Наибольшее распространение, особенно для радиальных машин одностороннего всасывания, получили осевые направляющие аппараты (ОНА), состоящие из ряда секторов, поворачиваемых на различные углы с помощью общего кольца.

К осевым также относятся аппараты, состоящие только из двух створок. Незначительно уступая по эффективности аппарату ОНА, эти аппараты отличаются простотой устройства и надёжностью работы. Вследствие этого аппараты получили применение для дутьевых вентиляторов котлов небольшой мощности, для регулирования мельничных вентиляторов.

Тангенциальные направляющие аппараты имеют различные конструктивные решения и получили применение на радиальных дымососах двустороннего всасывания.

1.5. Расчёт производительности вентилятора. Выбор вентилятора

Дутьевые устройства предназначены для подачи воздуха в топку котлов с целью организации сжигания топлива. Они состоят из дутьевых вентиляторов и воздухопроводов с регулирующими задвижками.

Расчётная подача вентилятора, м³/с, определяется по формуле

$$Q_B = \beta_{1B} \cdot V_p \cdot V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{вп} - \Delta\alpha_{пл}) \cdot \frac{t_{XB} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6},$$

где β_{1B} – коэффициент запаса подачи вентилятора, для предлагаемых в работе котлов принять $\beta_{1B} = 1,1$;

α_T – коэффициент избытка воздуха в топке, для предлагаемых в работе паровых котлов принять $\alpha_T = 1,25$;

$\Delta\alpha_{вп}$ – утечка воздуха в воздухоподогревателе, для предлагаемых в работе паровых котлов принять $\Delta\alpha_{вп} = 0,04$;

$\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_{пл}$ – присос воздуха в топке и в пылеприготовительной установке соответственно, для предлагаемых в работе паровых котлов принять $\Delta\alpha_T = 0,05$; $\Delta\alpha_{пл} = 0$;

t_{XB} – температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, °С, для предлагаемых в работе котлов принять $t_{XB} = 25$ °С;

h_6 – барометрическое давление воздуха, Па; принять $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па;

V^0 – теоретический необходимый объём воздуха, м³/кг; определить по формуле через элементарный состав топлива:

$$V^0 = 0,089C^p + 0,226H^p + (S_l^p - O^p).$$

Мощность (кВт) электродвигателя для привода вентилятора:

$$N_3^B = (\beta_{2B} \cdot Q_B \cdot H_B / \eta_3^B) \cdot 100,$$

где β_{2B} – коэффициент запаса мощности электродвигателя вентилятора, для предлагаемых в работе котлов принять $\beta_{2B} = 1,1$;

H_B – расчётный полный напор вентилятора, кПа; для предлагаемых в работе котлов принять из диапазона $H_B = 3-5$ кПа;

η_3^B – эксплуатационный кпд вентилятора, %; для предлагаемых в работе котлов принять равным из диапазона $\eta_3^B = 60\text{--}70\%$.

По рассчитанному значению Q_B и принятому в расчёте значению H_B по каталогам заводов изготовителей подбирается типоразмер вентилятора. При этом на паровой котёл можно устанавливать два вентилятора. На водогрейные котлы из-за их малой производительности необходимо устанавливать один вентилятор, желательного центробежного типа. Ориентировочная расходно-напорная диаграмма вентиляторов большой производительности (для паровых котлов) приведена на рис. 5. Пересечение значений Q_B и H_B на диаграмме даёт рабочую точку; в какой области оказывается рабочая точка – тот типоразмер вентилятора и принимается к установке.

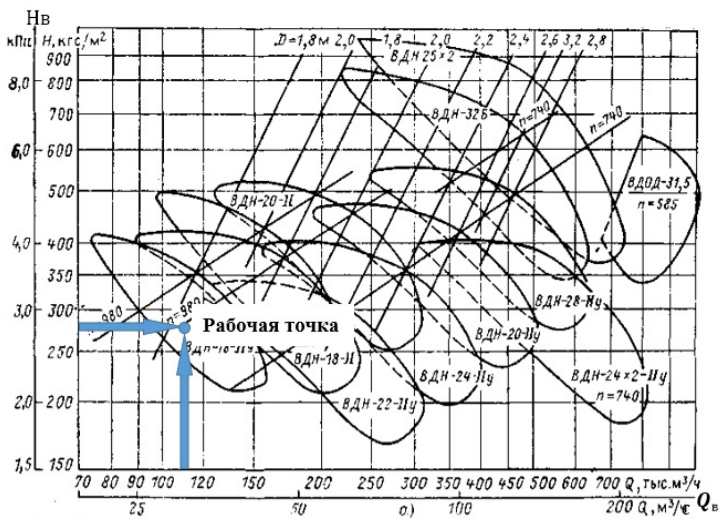


Рис. 5. Ориентировочная расходно-напорная диаграмма вентиляторов большой производительности

1.6. Расчёт производительности дымососа. Выбор дымососа

Тяговые устройства обеспечивают определённую скорость перемещения дымовых газов по газоходам котлоагрегатов и последующее удаление их в атмосферу. Тяговые устройства состоят из газоходов, дымовых труб и дымососов.

Расчётная подача дымососа, м³/с, определяется по формуле

$$Q_d = \beta_{1d} \cdot B_p \cdot (V_r^0 + (\alpha_d - 1) \cdot V^0) \cdot \frac{\theta_d + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6},$$

где β_{1d} – коэффициент запаса подачи дымососа, для предлагаемых в работе котлов принять $\beta_{1d} = 1,1$;

V_r^0 – теоретический объём продуктов полного сгорания топлива, м³/кг, определить по формуле через элементарный состав топлива:

$$V_r^0 = 0,0187 \cdot (C^p + 0,375S_a^p) + \\ + 0,79 \cdot V^0 + 0,0124(9 \cdot H^p + W^p + 0,0161 \cdot V^0),$$

где α_d – коэффициент избытка воздуха перед дымососом, для предлагаемых в работе паровых котлов принять $\alpha_d = 1,5$;

θ_d – температура газов перед дымососом, °С; принять равной температуре уходящих газов по характеристикам котла.

Мощность электродвигателя (кВт) для привода дымососа:

$$N_s^p = (\beta_{2d} \cdot Q_d \cdot H_d / \eta_s^p) \cdot 100,$$

где β_{2d} – коэффициент запаса мощности электродвигателя дымососа, для предлагаемых в работе котлов принять $\beta_{2d} = 1,1$;

H_d – расчётный полный напор дымососа, кПа; для предлагаемых в работе котлов принять из диапазона $H_d = 3-5$ кПа;

η_s^p – эксплуатационный КПД дымососа, %; для предлагаемых в работе котлов принять равным из диапазона $\eta_s^p = 60-70$ %.

По рассчитанному значению Q_d и принятому в расчёте значению H_d по каталогам заводов изготовителей подбирается типоразмер дымососа. При этом на паровой котёл можно устанавливать более 1 дымососа, но при этом число дымососов

должно равняться числу золоуловителей. На водогрейные котлы из-за их малой производительности необходимо устанавливать 1 дымосос, желательно центробежного типа. Ориентировочная расходно-напорная диаграмма дымососов большой производительности (осевые) приведена на рис. 6. Пересечение значений Q_d и H_d на диаграмме даёт рабочую точку, в какой области оказывается рабочая точка – тот типоразмер дымососа и принимается к установке.

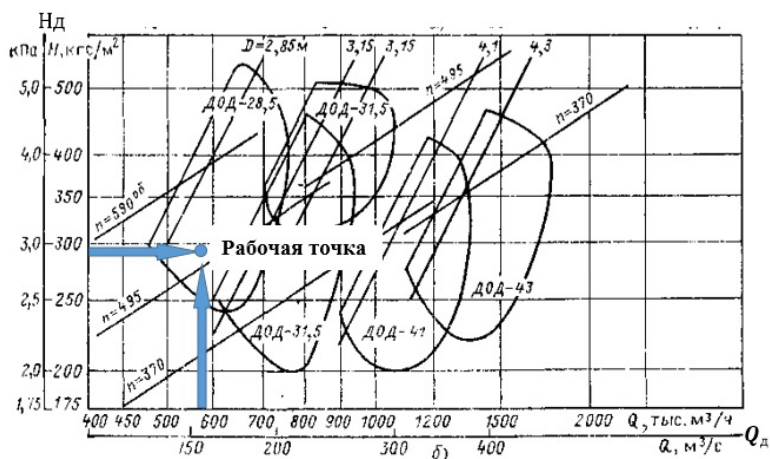


Рис. 6. Ориентировочная расходно-напорная диаграмма дымососов большой производительности

1.7. Основы золоулавливания

Золоулавливание на ТЭС предусматривает очистку дымовых газов от летучей золы после котельной установки перед выбросом их в атмосферу через дымовую трубу.

Степень улавливания золы должна быть такой, чтобы обеспечить на уровне дыхания при неблагоприятных метеорологических условиях концентрацию золы не выше предельно допустимых концентраций (ПДК).

Степень улавливания золы определяется соотношением

$$\eta = \frac{C_{BX} - C_{ВЫХ}}{C_{BX}},$$

где C_{BX} и $C_{ВЫХ}$ – концентрация золы на входе и выходе золоуловителя, кг/м³.

Удобной характеристикой золоуловителей также является величина, называемая степенью проскока:

$$\rho = 1 - \eta = \frac{C_{ВЫХ}}{C_{BX}}.$$

Степень проскока пропорциональна количеству выбрасываемой в атмосферу золы, г/с, той или иной установкой:

$$M_3 = 10B \left(A^P + q_4 \frac{Q_H^P}{32,7} \right) \alpha_{ун} P,$$

где B – расход топлива, кг/с;

A^P – зольность топлива, %;

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом, %;

Q_H^P – низшая теплота сгорания, МДж/кг;

$\alpha_{ун}$ – доля золы топлива, уносимая из топки; $\alpha_{ун} = 0,95$ для топок паровых котлов с твёрдым шлакоудалением и $0,70$ – $0,75$ для открытых и полукрытых топок паровых котлов с жидким шлакоудалением.

Эффективность работы газоочистных устройств в большой степени зависит от физико-химических свойств золы и её дисперсного состава.

Плотность частиц золы находится обычно в пределах $1\ 900$ – $2\ 500$ кг/м³. Данные по характеристикам некоторых топлив и дисперсному составу золы в зависимости от способа размола топлива приведены в прил. 5. В качестве осреднённой характеристики дисперсного состава может использоваться медианный диаметр d_{50} , м, т. е. диаметр, соответствующий остатку на сите $R = 50$ %, и среднее квадратичное отклонение

$$\delta = \frac{d_{50}}{d_{15,9}} = \frac{d_{84,1}}{d_{50}},$$

где $d_{15,9}$, d_{50} и $d_{84,1}$ – диаметры частиц, соответствующие остаткам на ситах $R = 15,9, 50$ и $84,1$ %.

На надёжность работы механических золоуловителей существенное влияние оказывает слипаемость золы. По слипаемости пыли делятся на четыре группы: I – неслипающаяся пыль; II – слабослипающаяся пыль (летучая зола каменных углей с недожогом более 30 %, летучая зола при слоевом сжигании любых углей, сланцевая зола); III – среднеслипающаяся пыль (летучая зола без недожога типа золы подмосковных бурых углей, торфяная зола); IV – сильно-слипающаяся пыль (зола донецкого АШ с недожогом менее 25 %).

Для выделения твёрдых частиц из дымовых газов наибольшее применение получили золоуловители, действующие на принципе использования центробежных сил – механические, и с использованием электростатических сил – электрофильтры.

В мокрых золоуловителях с трубой Вентури происходит коагуляция золовых частиц с каплями воды, способствующая их лучшему отделению в центробежных скрубберах, в которых используется механический способ отделения коагулированных частиц.

Из общей теории золоулавливания следует, что степень проскока золоуловителя любого типа определяется параметром золоулавливания

$$P = vA/u\omega,$$

где v – эффективная скорость осаждения золы на поверхность осаждения, м/с;

A – поверхность осаждения, м²;

u – средняя скорость движения пылегазового потока, м/с;

ω – сечение для прохода газов, м².

Между параметром золоулавливания и проскоком имеется следующее соотношение:

$$p = \exp(-P).$$

Чем больше параметр P , тем меньше степень проскока и тем выше степень улавливания. Расчёт проскока можно

вести упрощённо, задаваясь средней скоростью дрейфа для всех частиц, или более точно – для каждой фракции отдельно. В последнем случае общий проскок золы определяется по выражению

$$p = \sum_{i=1}^{i=n} p_i \frac{\Phi_i}{100},$$

где p_i – степень проскока для i -й фракции, которой соответствуют скорость осаждения v_i и параметр золоулавливания;

Φ_i – доля i -й фракции при входе в золоуловитель, %.

При двухступенчатых золоуловителях проскок некоторой фракции через проскоки в каждой ступени золоуловителя определяется по выражению

$$p = p_i' p_i'',$$

где p_i' – проскок рассматриваемой фракции в первой ступени золоуловителя; p_i'' – то же во второй ступени.

Золоуловители должны иметь КПД не менее 99 % для КЭС мощностью 2 400 МВт и выше и ТЭЦ мощностью 500 МВт и выше при приведённой зольности топлива не более 4 %, при большей зольности КПД должен быть не менее 99,5 %. Для КЭС и ТЭЦ меньшей мощности КПД от 96 до 99 % [4].

1.8. Классификация золоуловителей

В соответствии с природой сил, способствующих выделению твёрдых частиц из потока газов, золоуловители разделяют на следующие группы:

1) сухие инерционные аппараты, работа которых основана на использовании сил инерции. Выделение пыли в этих аппаратах происходит при изменении направления или скорости движения газового потока. К этой группе золоуловителей относятся циклоны, батарейные циклоны (БЦ) и жалюзийные аппараты;

2) мокрые инерционные аппараты, действие которых основано на использовании сил инерции. Жидкость в этих ап-

паратах способствует главным образом удержанию твёрдых частиц, выделенных из газового потока, и используется для удаления уловленных частиц из аппарата. К этой группе золоуловителей относится золоуловитель МС-ВТИ;

3) электрофильтры – аппараты, в которых заряженные частицы пыли перемещаются в газовом потоке под действием электрических сил (ЭГА, УГ);

4) комбинированные золоуловители – аппараты, применяемые для удовлетворения повышенным требованиям, предъявляемым к очистке дымовых газов. Процесс очистки газов осуществляется последовательно в двух золоуловителях, основанных в большинстве случаев на различном принципе работы. К этой группе золоуловителей относятся: батарейный циклон с электрофильтром и батарейный циклон с аппаратом ВТИ.

В качестве золоулавливающих аппаратов могут быть использованы:

1. При слоевом сжигании топлив – дымососы-золоуловители, циклоны батарейные улиточные, батарейные циклоны с рециркуляцией газов.

2. При камерном сжигании топлива – циклоны батарейные улиточные, циклоны батарейные с рециркуляцией газов, мокрые золоуловители со скрубберами Вентури и электрофильтры.

3. «Мокрые» золоуловители с низконапорными трубами Вентури с каплеуловителями могут применяться при наличии системы гидрозолошлакоудаления и устройств, исключающих сброс в водоёмы вредных веществ, содержащихся в золошлаковой пульпе.

Температура дымовых газов за мокрыми золоуловителями при любых режимах работы котла должна быть не менее, чем на 15 °С выше точки росы очищенных газов. Установку золоуловителей необходимо предусматривать на всасывающей стороне дымососов. Золоуловители предусматриваются индивидуальные к каждому котлу. Расчётная скорость газов и конфигурация газоходов должны исключать отложение золы в них. Сечение газоходов следует определять, принимая

скорость газов по рекомендациям завода-изготовителя в зависимости от физических свойств золы (абразивности, дисперсности, слипаемости и др.). На газоходах должны предусматриваться люки для ревизии.

1.9. Батарейные циклоны. Расчёт и выбор батарейного циклона типа БЦУ-М

Батарейный циклон состоит из корпуса с бункером, циклонных элементов, нижней опорной решётки, верхней трубной доски и тракта выгрузки пыли (рис. 7).

Корпус батарейного циклона выполняется секционированным для уменьшения перетока газов и сохранения оптимальной скорости при переменных нагрузках. Применяются три типа элементов батарейных циклонов: с осевым направляющим аппаратом, полуулиточным подводом газа и четырёхзаходным подводом газа. Если два первых типа имеют диаметр, близкий к 0,25 м, то последний тип – вдвое больший, 0,5 м. Наивысшую степень улавливания имеют батарейные циклоны с полуулиточным подводом газа. Степень улавливания циклона в батарее меньше, чем отдельного циклона, что объясняется перетоками газов и неравномерным распределением пыли.

На (рис. 7а) показано расположение входных отверстий улиток, при котором достигается наилучшая равномерность распределения пылегазового потока в батарее и наибольшая степень улавливания золы. В зависимости от направления подводящих и отводящих газоходов циклонные элементы располагаются вертикально или под углом 45° к горизонту.

Батарейные циклоны применяются для улавливания пыли за котлами умеренной паропроизводительности – от 2,5 до 500 т/ч, степень улавливания (КПД) находится на уровне 0,88–0,92 при гидравлическом сопротивлении 500–700 Па. Степень улавливания золы в циклоне резко снижается с уменьшением размеров частичек золы.

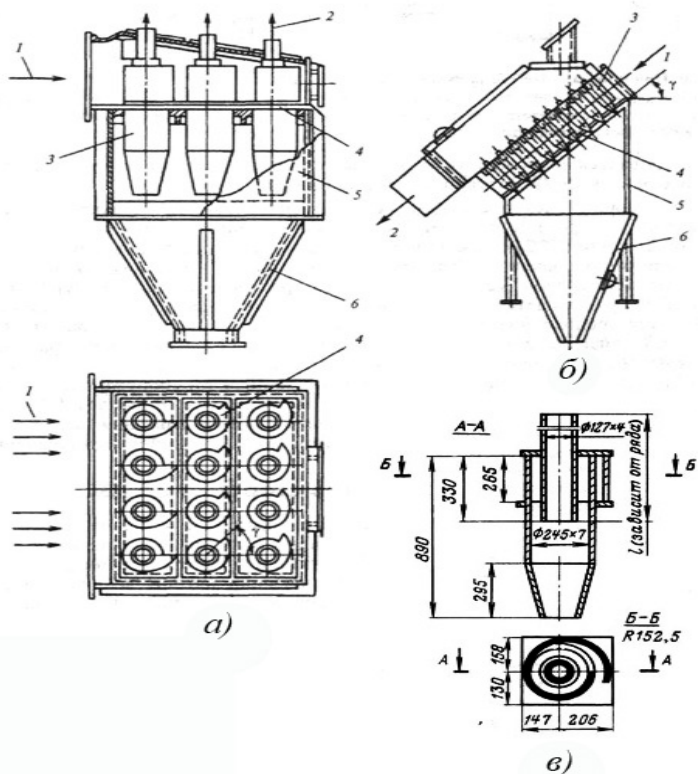


Рис. 7. Примеры конструктивного выполнения батарейных циклонов типа БЦУ-М:

- a* – вертикальная установка циклонных элементов в батарее;
 γ – угол установки плоскости входного патрубка по отношению к общему направлению движения газов; *б* – установка циклонов под углом 45° к вертикали; 1 – вход запылённых газов; 2 – выход очищенных газов; 3 – циклонные элементы; 4 – опорный пояс; 5 – корпус батарейного циклона; 6 – бункер для удаления золы; *в* – циклонный элемент

Для энергетических установок рекомендуется применение элемента с тангенциальным улиточным подводом газа с внутренним диаметром 231 мм. Нормальный ряд таких циклонов для котлов паропроизводительностью 20–500 т/ч представлен в табл. 5. В маркировке циклонов содержатся ос-

новые данные по типоразмерам; например, $4 \times 14 \times m$ означает четырёх-секционный аппарат с 14 элементами в глубину и с m элементами по ширине.

Расчёт батарейных циклонов ведётся в следующей последовательности.

Заданы: количество очищаемого газа при номинальной нагрузке котла V (принять суммарной производительности дымососов на одном котле $V = Q_d$), m^3/c и дисперсный состав золы (прил. 5).

Определяется:

1. Необходимое сечение всех элементов батарейного циклона, m^2 :

$$\omega = \frac{V}{u \cdot z},$$

где u – скорость газа, отнесённая к поперечному сечению циклона, m/c , принять равной $u = 4,5 m/c$; z – число золоуловителей на котёл, шт. (должно быть равно числу дымососов).

2. Число элементов батарейных циклонов на один котёл, шт:

$$Z_u = \frac{\omega}{\omega_u},$$

где ω_u – площадь сечения одного циклонного элемента, m^2 ; для применяемых в работе батарейных циклонов типа БЦУ-М принять $\omega_u = 0,042 m^2$.

3. Выбор типоразмера батарейного циклона.

По значению полученной ω (табл. 5) подбирают соответствующий типоразмер батарейного циклона. В маркировке циклонов содержатся основные данные по типоразмерам; например $x \times u \times m$ означает x -секционный аппарат с u элементами в глубину и с m элементами по ширине. Число элементов по ширине определяется по формуле с округлением в большую сторону:

$$m = \frac{Z_u}{x \cdot y}, \text{ шт.}$$

Полученное значение не должно выходить за пределы, указанные табл. 5 (стлб. 2).

Таблица 5

Типоразмеры батарейных циклонов БЦУ-М

Типоразмер, $x \times y \times t$	Число элементов по ширине t , шт.	Предельное число элементов, шт.	Предельные площади сечения, m^2
$1 \times 10 \times t$	7–5	70–150	2,93–6,28
$2 \times 10 \times t$	7–15	140–300	5,87–12,57
$4 \times 10 \times t$	7–15	280–600	11,73–25,14
$2 \times 12 \times t$	7–15	168–360	7,04–15,08
$4 \times 12 \times t$	7–15	336–720	14,08–30,17
$2 \times 14 \times t$	7–24	196–672	8,2–28,15
$4 \times 14 \times t$	7–24	392–1 344	16,42–56,31

4. Расчётная площадь сечения всех элементов батарейного циклона, m^2 :

$$\omega_p = x \cdot y \cdot t \cdot \omega_{\text{ц}}$$

5. Расчётная скорость газа, отнесённая к поперечному сечению циклона, m/c :

$$u_p = \frac{V}{\omega_p \cdot z}$$

6. Параметр золоулавливания для каждой фракции:

$$\Pi_i = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{u_p}{4,5}} \cdot \sqrt{d_i^2},$$

где d_i – средний диаметр частиц каждой фракции, $\mu\text{м}$ (прил. 5).

Таким образом ведётся расчёт 8 значений Π ; для 8 значений d :

$d_1 = 1,25 \mu\text{м}$; $d_2 = 3,25 \mu\text{м}$; $d_3 = 5,15 \mu\text{м}$; $d_4 = 8,15 \mu\text{м}$;
 $d_5 = 13 \mu\text{м}$; $d_6 = 20,5 \mu\text{м}$; $d_7 = 32,5 \mu\text{м}$; $d_8 = 40 \mu\text{м}$.

7. Степень проскока для каждой фракции:

$$p_i = e^{-\Pi_i}$$

Значение p_i рассчитать с точностью до 4-го знака после запятой. Таким образом ведётся расчёт 8 значений p .

8. Общий проскок золы (степень проскока):

$$p = \sum_{i=1}^8 p_i \cdot \frac{\Phi_i}{100}$$

где Φ_i – доля каждой фракции, % (прил. 5).

9. Степень улавливания золоуловителя (КПД золоуловителя):

$$\eta = 1 - p.$$

Значение η рассчитать с точностью до 4-го знака после запятой.

Результаты расчёта занести в таблицу по форме, приведённой в табл. 6. По мере увеличения диаметра частиц d_i параметр золоулавливания Π_i должен увеличиваться, а проскок p_i уменьшаться.

Таблица 6

Результаты расчёта батарейного циклона БЦУ-М

d_i , средний диаметр частиц каждой фракции, мкм	Φ_i , доля каждой фракции, %	Π_i , параметр золоулавливания для каждой фракции	p_i , степень проскока для каждой фракции
1,25	x	x	x
3,25	x	x	x
5,15	x	x	x
8,15	x	x	x
13	x	x	x
20,5	x	x	x
32,5	x	x	x
40	x	x	x
Общий проскок золы p			x

Противопоказанием для применения батарейных циклонов является сильная слипаемость пыли, приводящая к их замазыванию. Поэтому не рекомендуется их применение для сильнослипающейся пыли, в частности на АШ.

При улавливании твёрдых продуктов сгорания в батарейных циклонах БЦУ при скорости газов 5 м/с степень улавливания составляет 75–80 %, а по содержанию ванадия 65–70 % при гидравлическом сопротивлении аппарата 1,2 кПа. При этом температуру газа во избежание конденсации паров серной кислоты рекомендуется поддерживать на уровне 180–200 °С. Для этого при низких температурах уходящих газов

золоуловители приходится располагать между горячими и холодными кубами воздухоподогревателя. На золоуловителях типа БЦ при скорости газов 2,5–3 м/с степень очистки твёрдых продуктов сгорания падает до 50–60 %, а по окислам ванадия – до 15–30 %, что следует признать недостаточным.

Рассмотрим батарейный циклон производства котельный завод «Росэнергопром» БЦ 512 (табл. 7). Батарейные циклоны БЦ 512 предназначены для сухого улавливания золы, уносимой дымовыми газами максимальной температурой на входе 400 °С из топок паровых стационарных котлов паропроизводительностью 25–512 т/ч и водогрейных котлов теплопроизводительностью 10–50 Гкал/ч при сжигании твёрдых золодержающих топлив. Их устанавливают в газовом тракте перед дымососом. Циклоны БЦ 512 состоят из секции элементов циклонных, перекрытий, панелей, бункера с рамой, фланцев. Циклоны могут оснащаться элементом отсоса (системой рециркуляции), направляющим 10 % газов из бункера на вход золоуловителя со степенью очистки 94 % гидравлическим сопротивлением 1 300 Па, в наименовании таких циклонов присутствует буква «Р». Золоуловители без элемента отсоса обеспечивают очистку 92 % гидравлическим сопротивлением 1 100 Па. Циклон БЦ 512 комплектуется из батарей циклонных элементов диаметром 512 мм, повышенный диаметр которых обеспечивает надёжную работу золоуловителя при улавливании слипающихся зол, а также при работе котлов на многозольных топливах. Запылённый газ подводят в секции золоуловителя одним общим потоком ко входной камере. Из общего потока запылённый газ поступает в элементы и получает вращение от лопаток завихрителя.

Твёрдые частицы золы, прижимаясь к корпусу циклона, спускаются в золовой бункер. Очищенные дымовые газы направляются в выхлопную трубу циклонного элемента. Из выхлопных труб циклонных элементов дымовые газы собираются в общую выходную камеру и отсасываются дымососом котла. Циклон БЦ-512-1-(4×6) поставляется с бункером и рамой опорной в сборе. Остальные циклоны БЦ 512 поставляются россыпью. Россыпью поставляются секции элементов

циклонных, перекрытия, панели, фланцы, тяги, бункер малый, панели бункера, рама опорная, предохранительный клапан, составные детали циклона. Циклоны с рециркуляцией комплектуются элементом отсоса.

Таблица 7

**Технические характеристики некоторых циклонов БЦ-512
(котельный завод «Росэнергопром»)**

<i>Наименование</i>	<i>Количество элементов</i>	<i>Расход газа, тыс. м³/ч</i>	<i>Габаритные размеры циклона</i>			<i>Масса, кг</i>
			<i>Длина</i>	<i>Ширина</i>	<i>Высота</i>	
Циклон БЦ-512-Р-1-(4×4)	16	44	5 835	3 560	7 075	12 500
Циклон БЦ-512-1-(4×4)	16	44	4 180	3 650	7 075	10 800
Циклон БЦ-512-Р-1-(4×6)	24	67	6 050	3 560	7 075	16 700
Циклон БЦ-512-2-(6×7)	42	117	5 130	4 190	7 480	24 900
Циклон БЦ-512-2-(6×8)	48	133	4 175	6 450	6 470	28 200
Циклон БЦ-512-3-(12×6)	72	200	6 050	9 360	6 970	41 800
Циклон БЦ-512-Р-4-(8×12)	96	267	11 430	6 460	6 970	61 700
Циклон БЦ-512-Р-6-(12×12)	114	400	11 430	9 360	6 970	88 800

**1.10. Мокрые золоуловители. Расчёт
и выбор мокрого золоуловителя типа МС-ВТИ**

Увеличение эффективности центробежного пылеулавливания можно достичь за счёт равномерного орошения стенок циклонного золоуловителя плёнкой жидкости, которая препятствует вторичному уносу частиц пыли. При толщине плёнки, большей поперечного размера частицы, работа отрыва частицы

значительно превосходит работу, необходимую для её погружения в слой жидкости. Такие золоуловители называют скрубберами. В них помимо улавливания золы протекают химические процессы поглощения из дымовых газов оксидов углерода и серы. Степень улавливания мокрых золоуловителей зависит от скорости газов на входе, плотности золы, ее фракционного и химического состава, а также от условий монтажа и эксплуатации. Мокрые золоуловители отличаются высокой эффективностью, относительно невысокой стоимостью, умеренными габаритами, простотой обслуживания и относительно небольшими эксплуатационными расходами.

Конструктивно скруббер МС-ВТИ (рис. 8а) состоит из сварного вертикального цилиндра с толщиной стенок 5–6 мм с коническим дном, входного патрубка, оросительной системы и гидравлического затвора для удаления уловленной золы. Входной патрубок приваривается к корпусу тангенциально к внутренней поверхности и имеет уклон в сторону корпуса 10° . Внутренние поверхности корпуса и конического дна футеруются кислотоупорной и износостойчивой плиткой из керамического материала.

Внутренняя поверхность корпуса аппарата непрерывно орошается из сопел, установленных по окружности на расстоянии 500 мм друг от друга. Струи воды из сопел направлены в сторону вращения газов тангенциально к внутренней футерованной поверхности корпуса. Диаметр аппарата определяют, принимая скорость дымовых газов в свободном сечении скруббера 4–5 м/с. Высота орошаемой части от сопел до оси входного патрубка должна составлять три-четыре диаметра скруббера.

Расход воды на орошение $G_{ж}$, кг/с, находится из соотношения

$$G_{ж} = 0,14 \pi D,$$

где D – внутренний диаметр аппарата, м; при этом обеспечивается толщина плёнки на стенках скруббера не менее 0,3 мм.

Степень улавливания в простейших скрубберах 0,82–0,90 при гидравлическом сопротивлении 300–400 Па для диаметров циклонов 0,6–1,7 м.

В связи с невысокой степенью улавливания скрубберы получили применение в энергоустановках в комбинации с предвключённым коагулятором Вентури или в качестве предвключённых элементов перед электрофильтрами.

На рис. (рис. 8б) представлена принципиальная схема установки скруббера с предвключенным коагулятором Вентури (газопромыватели МС-ВТИ). Труба Вентури состоит из короткого диффузора с углом раскрытия 60° , горловины и длинного диффузора с углом раскрытия 12° . В конфузоре трубы Вентури происходит увеличение скорости газов с 20 до 50–70 м/с. При взаимодействии воды, подаваемой через форсунки, расположенные в конфузоре, происходит дробление капель при их взаимодействии с быстро движущимся пылегазовым потоком. Далее в диффузоре происходит взаимодействие частиц золы и капель воды (коагуляция). Более крупные капли воды поглощают мелкие частицы золы, что обеспечивает их лучшее улавливание в центробежном скруббере. Поток тангенциально вводится в скруббер, стенки которого орошаются водой и коагулированные частицы эффективно удаляются в золовой бункер. Степень улавливания (КПД) таких золоуловителей 0,92–0,97. Данные для выбора таких золоуловителей представлены в табл. 8, 9, основные характеристики даны в табл. 10.

Для золоуловителей с трубой Вентури для параметра золоулавливания получено следующее эмпирическое соотношение:

$$\Pi = \sqrt{Q_{\text{ж}} u_{\text{г}}},$$

то есть параметр золоулавливания определяется в основном произведением удельного расхода воды (на 1 м^3 очищаемого газа) $Q_{\text{ж}}$ (на скорость газа в горловине трубы Вентури $u_{\text{г}}$, независимо от фракционного состава). В первом приближении можно принять, что все частицы от крупных до мелких улавливаются одинаково, и их дисперсный состав не учитывать. Обычно $u_{\text{г}} = 60 \text{ м/с}$ (50–70 м/с), $Q_{\text{ж}} = 0,15 \text{ кг/м}^3$ (0,12–0,20 кг/м³). Размеры скруббера (каплеуловителя) определяются при скорости $u = 5 \text{ м/с}$, скорость газов при входе в каплеуловитель принимается $u_{\text{вх}} = 20 \text{ м/с}$.

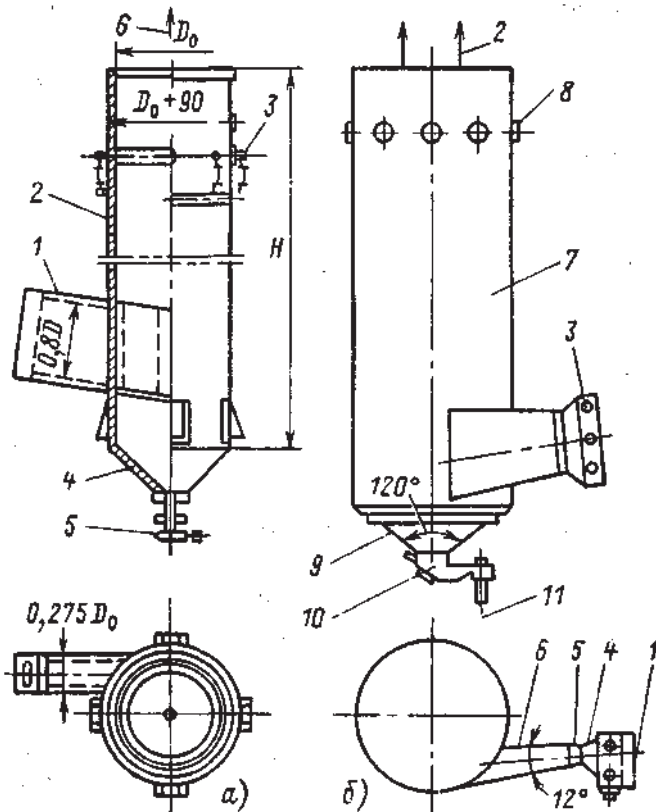


Рис. 8. Мокрые золоуловители:

- a* – центробежный скруббер: 1 – входной патрубкок; 2 – корпус скруббера; 3 – подвод орошающей воды; 4 – бункер; 5 – гидрозатвор; 6 – выход очищенного газа; *б* – скоростной золоуловитель с трубой Вентури: 1 – вход запыленного газа; 2 – выход очищенного газа; 3 – подача распылённой воды через форсунки; 4, 5, 6 – конфузор, горловина, диффузор трубы Вентури; 7 – корпус каплеуловителя (мокрого скруббера); 8 – сопла, орошающие стенки скруббера; 9 – золовый бункер; 10 – гидрозатвор; 11 – удаление пульпы в канал гидрозолоудаления

Мокрые золоуловители рекомендуется применять для котлов паропроизводительностью до 670 т/ч. Производительность таких аппаратов до 250 м³/ч, а расход воды до 40 т/ч.

Не рекомендуется применять мокрые золоуловители для топлив, содержащих в составе золы более 15 % СаО и при приведённой сернистости топлива выше 0,3 % кг/МДж. Жёсткость орошающей воды не должна превышать 15 мг-экв/л. Температура газов на входе в золоуловитель не более 200 °С.

Таблица 8

Типоразмеры золоуловителя МС-ВТИ

<i>Каплеуловитель</i>			<i>Сечение горловины трубы Вентури ω, м²</i>
<i>Диаметр, м</i>	<i>Высота, м</i>	<i>Сечение, м²</i>	
2,8	9,66	5,72	0,455
3,0	10,32	6,60	0,530
3,2	10,98	7,54	0,644
3,6	12,20	9,62	0,810
4,0	13,16	11,93	1,000
4,5	15,25	15,20	1,30

Таблица 9

Характеристики мокрых золоуловителей с трубой Вентури

<i>Наименование величин</i>	<i>Значения величин</i>					
<i>Размеры сечения горловины, мм</i>	390×1 170	430×1 230	465×1 395	450×1 800	500×2 000	570×2 280
<i>Пропускная способность скруббера по продуктам сгорания, тыс. м³/ч</i>	90	108	125	160	200	250
<i>Скорость в горловине, м/с</i>	55	54	53,6	55	55,6	53,2
<i>Расход воды на орошение трубы Вентури, т/ч</i>	11	13	15	19,2	24	30

Расчёт мокрых золоуловителей ведётся в следующей последовательности.

Задано: количество очищаемого газа при номинальной нагрузке котла V (принять суммарной производительности дымососов на одном котле $V = Q_d$), м³/с.

Определяется:

1. Необходимое сечение горловины трубы Вентури, м²:

$$\omega_r = \frac{V}{u_r \cdot z},$$

где u_r – скорость газа в горловине трбы Вентури, м/с, принять равной из диапазона $u_r = 50\text{--}70$ м/с, целесообразно принять среднее значение $u_r = 60$ м/с; z – число золоуловителей на котел, шт. (должно быть равно числу дымососов).

2. Выбор типоразмера мокрого золоуловителя.

По значению полученной ω_r (см. табл. 8) подбирают соответствующий типоразмер мокрого золоуловителя. Отклонение ω_r допускается как в большую, так и в меньшую сторону. Выбранное из таблицы значение сечения горловины трубы Вентури будет являться расчётным $\omega_{r.p}$. Маркировки как таковой он не имеет, поэтому выписываются для выбранного золоуловителя все данные из табл. 8.

3. Расчётная скорость в горловине трубы Вентури $u_{r.p}$, м/с:

$$u_{r.p} = \frac{V}{\omega_{r.p} \cdot z}.$$

Уточнённое значение $u_{r.p}$ не должно выходить за пределы 50–70 м/с.

4. Параметр золоулавливания:

$$\Pi = \sqrt{Q_{ж} u_{r.p}},$$

где $Q_{ж}$ – удельный расход воды на 1 м³ очищаемого газа, для применяемых в работе мокрых золоуловителей принять равным из диапазона $Q_{ж} = 0,12\text{--}0,20$ кг/м³. Лучше принимать большее значение, оно даёт лучшую степень улавливания золоуловителя.

5. Проскок золы (степень проскока):

$$p = e^{-\Pi}.$$

Значение p рассчитать с точностью до 4-го знака после запятой.

6. Степень улавливания золоуловителя (КПД золоуловителя):

$$\eta = 1 - p.$$

Значение η рассчитать с точностью до 4-го знака после запятой.

1.11. Электрофильтры

Электрофильтры являются аппаратами, обеспечивающими глубокую очистку дымовых газов от золы, вследствие чего они получили широкое применение в мощных энергетических установках, работающих на твёрдых топливах. Электрофильтры выполняются в виде: горизонтальных одно-, двух- и трёхсекционных и унифицированных вертикальных одно-, двух- и трёхсекционных.

На рис. 9 представлена одна из конструкций электрофильтра, получившая распространение в нашей стране. Действие электрофильтра основано на осаждении заряженных частиц золы в высоконапряжённом электростатическом поле (примерно 50 кВ). Основными конструктивными элементами электрофильтра являются система осадительных и коронирующих электродов, корпус, узлы подвода и отвода очищаемых газов, устройства для удаления уловленной золы с электродов, устройства для вывода пыли из электрофильтра, узлы электрического питания и автоматического поддержания оптимального напряжения.

Выпрямленный электрический ток высокого напряжения (50–80 кВ) подводится к электродам: отрицательный заряд – к коронирующим электродам, положительный – к осадительным. Для обеспечения эффективной зарядки частиц золы и последующего их улавливания напряжённость электростатического поля должна быть неравномерной – максимальной у коронирующего электрода и минимальной у осадительного. Для получения наивысшей концентрации напряжённости коронирующие электроды должны иметь заострённую форму. Ранее применялась проволока малого диаметра (3–5 мм) круглого или штыкового профиля. В настоящее время исключительное применение получили осадительные электроды с фиксированными точками разряда – ленточно-игольчатые, в которых на концах иголок достигается наивысшая концентрация напряжённости.

Осадительные электроды должны обладать достаточной механической прочностью и жёсткостью, обеспечивать эф-

фактивное улавливание золы и её удаление при встряхивании. Электроды также претерпели значительные изменения – от полых карманных электродов и электродов желобчатого типа к электродам С-образного типа и профильно-пластинчатым; два последних типа электродов обеспечивают хорошее удержание золы в углублённых их частях, достаточную жёсткость конструкции и минимальный расход металла.

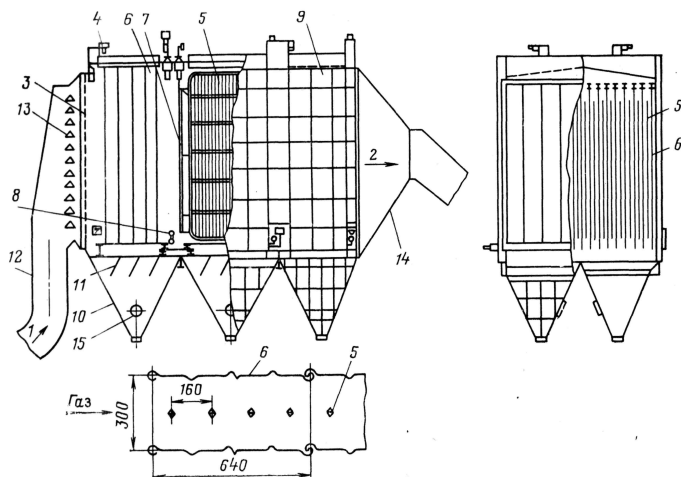


Рис. 9. Электрофильтр (трёхпольный двухсекционный электрофильтр типа ЭГА):

- 1 – вход запылённого газа; 2 – выход очищенного газа;
 3 – газораспределительная решётка; 4 – подвод тока высокого напряжения;
 5 – коронирующий электрод; 6 – осадительный электрод; 7 – встряхивающий механизм коронирующих электродов; 8 – встряхивающий механизм осадительных электродов; 9 – корпус; 10 – бункер; 11 – перегородки для уменьшения перетоков газа через бункер; 12 – подъёмная шахта;
 13 – газораспределительные объёмные элементы МЭИ; 14 – конфузурный отвод дымовых газов; 15 – смотровые люки в бункерах

Осадительные и коронирующие электроды объединяются по ходу движения газов в поля длиной 2,5–4 м, которые обслуживаются общим механизмом встряхивания, имеют самостоятельное электрическое питание и отдельный бункер. По ходу газов может устанавливаться различное количество полей –

от 2 до 5. Увеличение числа полей повышает степень улавливания, однако связано с возрастанием расхода металла, стоимости и габаритов.

В процессе горизонтального движения газов происходит зарядка частиц вблизи коронирующих электродов и последующее их осаждение на осадительных электродах.

По конструкции электрофильтры используемые в теплоэнергетике, можно разделить на два типа:

1) электрофильтры европейской конструкции с применением молотковых систем встряхивания электродов. Типичным примером европейской конструкции являются электрофильтры фирм *Lurgy, Alstom*;

2) электрофильтры англо-американской конструкции с верхним подвесом электродов индуктивными механизмами встряхивания и жёсткими коронирующими электродами с рассредоточенными центрами зажигания короны. Типичным примером англо-американской конструкции являются электрофильтры фирм *BNA, EEC*.

На электростанциях нашей страны ранее устанавливались электрофильтры типов ДГПН и ПГД (дымовые горизонтальные пластинчатые). Затем применялись электрофильтры усовершенствованной конструкции типа УГ (унифицированный горизонтальный), ЭГА и ЭГВ (электрофильтр горизонтальный, модификации А, В). Так, электрофильтр ЭГА 2-56-12-6-3 обозначает: двухсекционный электрофильтр с 56 газовыми проходами, высотой электродов 12 м, с шестью элементами в осадительном электроде при трех последовательно установленных полях. Температура газов допускается до 330 °С при разрежении до 5 кПа. Подвод электрического тока высокого напряжения к электрофильтрам (50–80 кВ) осуществляется агрегатами питания.

В настоящее время ОАО «ФИНГО» выпускает сухие горизонтальные электрофильтры, предназначенные для обеспыливания технологических газов и аспирационного воздуха в теплоэнергетике, производстве строительных материалов, черной и цветной металлургии и других отраслях промышленности. Наибольшее распространение получили электрофильтры типа ЭГБМ и ЭКД.

Также электрофильтры в России выпускают компании «АЛЬСТОМ», «Кондор Эко» (электрофильтр ЭГСЭ, разработанный совместно с ВТИ, с высотой электродов до 18 м) и ряд других компаний.

При расчётах эффективности улавливания в электрофильтре выражение для теоретического параметра золоулавливания имеет вид

$$\Pi = \frac{v n L_n}{u t},$$

где v – скорость дрейфа, м/с; n – число полей по ходу газов; L_n – длина одного поля, м; t – расстояние между коронирующим и осадительным электродами, м.

Таким образом, параметр золоулавливания, а следовательно, степень улавливания возрастают с увеличением эффективной скорости дрейфа, числа полей и длины каждого поля и уменьшается с ростом скорости газа и расстояния между коронирующим и осадительным электродами.

Формула для параметра Π выведена для теоретического случая работы электрофильтра, когда отсутствует вторичный унос, обеспечивается равномерный поток, нет движения запыленного потока через неактивные зоны и т. п. На практике вышеперечисленное учитывается с помощью поправочных коэффициентов.

Эффективность улавливания существенно зависит от электрического сопротивления золы. Электрофизические свойства золы оцениваются коэффициентом, зависящим от элементарного состава топлива и содержания в золе химических соединений Al_2O_3 и SiO_2 :

$$K_\phi = \frac{(Al_2O_3 + SiO_2) \cdot A^p}{(W^p + 9H^p) \cdot S^p}.$$

При значениях коэффициента K_ϕ более 100 эффективность золоулавливания резко снижается, т. к. зола обладает высоким удельным сопротивлением, и на электродах электрофильтра образуется неотряхиваемый слой высокоомной золы.

Существуют режимные мероприятия (температурно-влажностное или химическое кондиционирование газов), позволяющие понизить значение этого коэффициента.

1.12. Расчёт и выбор электрофильтра типа ЭГА

Расчёт электрофильтра ведётся в следующей последовательности.

Задано: количество очищаемого газа при номинальной нагрузке котла V (принять суммарной производительности дымососов на одном котле $V = Q_d$), м³/с.

Определяется:

1. Критерий электрофизических свойств золы:

$$K_{\phi} = \frac{(Al_2O_3 + SiO_2) \cdot A^p}{(W^p + 9 \cdot H^p) \cdot S^p},$$

где Al_2O_3 и SiO_2 – содержание этих элементов в золе топлива, % (прил. А).

2. Скорость газов в сечении электрофильтра, м/с: для золы топлив с высоким удельным электрическим сопротивлением ($K_{\phi} > 100$) принять из диапазона $u = 1-1,2$ м/с. Для золы прочих топлив ($K_{\phi} < 100$) принять из диапазона $u = 1,6-1,8$ м/с.

3. Необходимое сечение корпуса электрофильтра, м²:

$$\omega = \frac{V}{u \cdot z},$$

где z – число золоуловителей на котёл, шт. (должно быть равно числу дымососов).

4. Выбор типоразмера электрофильтра.

По табл. 10 или по каталогу на сайте заводов-изготовителей, по значению полученной ω подбирают соответствующий типоразмер электрофильтра. Отклонение ω допускается как в большую, так и в меньшую сторону. Выбранное из таблицы значение сечения (стлб. 2) будет являться расчётным ω_p .
В маркировке:

ЭГА – электрофильтр горизонтальный модификации А;

- 1-я цифра – количество секций;
 - 2-я цифра – количество газовых проходов;
 - 3-я цифра – высота электродов, м;
 - 4-я цифра – количество элементов в осадительном электроде;
 - 5-я цифра – количество полей;
 - 6-я цифра – температура в электрофилт্রে, °С (имеется в новой маркировке);
 - 7-я цифра – разряжение в электрофилт্রে, кПа (имеется в новой маркировке).
5. Расчётная скорость газов в сечении электрофилт্রে, м/с:

$$u_p = \frac{V}{\omega_p \cdot z}$$

Полученное значение u_p не должно выходить за соответствующие пределы, указанные в пункте 2.

6. Средняя напряжённость электрического поля, кВ/м: для золы топлив с высоким удельным электрическим сопротивлением ($Kф > 100$) (принять $E = 240$ кВ/м. Для золы прочих топлив ($Kф < 100$) принять $E = 250$ кВ/м.

7. Коэффициент обратной короны: для золы топлив с высоким удельным электрическим сопротивлением ($Kф > 100$) принять $k_{o,k} = 0,7$. Для золы прочих топлив ($Kф < 100$) принять $k_{o,k} = 1$.

8. Эффективная напряжённость электрического поля, кВ/м:

$$E_{эф} = E \cdot k_{o,k}$$

9. Теоретическая скорость дрейфа (скорость движения частицы к осадительному электроду), м/с:

$$v_t = 0,25 \cdot E_{эф}^2 \cdot d,$$

где d – средний медианный диаметр частиц, м (прил. 5).

Таблица 10

Типоразмеры электрофильтров ЭГА

Марка электрофильтра	Площадь активного сечения, м ²	Активная длина поля, м	Общая площадь осаждения А, м ²	Габаритные размеры, м		
				Длина	Ширина	Высота
ЭГА 1-30-7,5-4-3	61,4	2,56	3 550	13,44	9,2	14,9
ЭГА 1-30-7,5-4-4		2,56	4 730	17,62	9,2	14,9
ЭГА 1-30-7,5-6-3		3,84	5 320	17,28	9,2	14,9
ЭГА 1-30-9-6-3	73,4	3,84	6 360	17,28	9,2	16,4
ЭГА 1-30-9-6-4		3,84	8 480	22,74	9,2	16,4
ЭГА 1-30-12-6-3	97,4	3,84	8 440	17,28	9,2	19,4
ЭГА 1-30-12-6-4		3,84	11 250	22,74	9,2	19,4
ЭГА 1-40-7,5-4-3	81,9	2,56	4 730	13,44	12,2	15,4
ЭГА 1-40-7,5-4-4		2,56	6 310	17,62	12,2	15,4
ЭГА 1-40-7,5-6-3		3,84	7 100	17,28	12,2	15,4
ЭГА 1-40-9-6-3	97,9	3,84	8 480	17,28	12,2	16,9
ЭГА 1-40-9-6-4		3,84	11 310	22,74	12,2	16,9
ЭГА 1-40-12-6-3	129,8	3,84	11 250	17,28	12,2	19,9
ЭГА 1-40-12-6-4		3,84	15 000	22,74	12,2	19,9
ЭГА 2-48-12-6-3	155,8	3,84	13 500	17,28	15,2	19,9
ЭГА 2-48-12-6-4		3,84	18 000	22,74	15,2	19,9
ЭГА 2-56-12-6-3	181,7	3,84	15 750	17,28	17,6	19,9
ЭГА 2-56-12-6-4		3,84	21 000	22,74	17,6	19,9
ЭГА 2-76-12-6-3	246,6	3,84	21 400	17,28	23,6	19,9
ЭГА 2-76-12-6-4		3,84	28 500	22,74	23,6	19,9
ЭГА 2-88-12-6-3	285,6	3,84	24 750	17,28	27,2	19,9
ЭГА 2-88-12-6-4		3,84	33 000	22,74	27,2	19,9

10. Коэффициент вторичного уноса:

$$K_{\text{ун}} = K_{\text{н}} \cdot K_{\text{эл}} \cdot K_{\text{вс}} \cdot [1 - 0,25 \cdot (u_{\text{р}} - 1)],$$

где $K_{\text{н}}$ – коэффициент высоты электрода определяемый по формуле

$$K_{\text{н}} = \frac{7,5}{H};$$

H – высота электрода, м (указана в маркировке электрофильтра);

$K_{эл}$ – коэффициент учитывающий тип электрода, для применяемых в работе электрофильтров принять $K_{эл} = 1$;

$K_{вс}$ – коэффициент встряхивания электродов. При непрерывном встряхивании $K_{вс} = 1$, при периодическом встряхивании для трёхпольных электрофильтров $K_{вс} = 1,3$, для четырёхпольных $K_{вс} = 1,7$. Желательно применять периодический режим встряхивания электродов, так как он снижает вторичный унос и соответственно повышает КПД золоуловителя.

11. Параметр золоулавливания при равномерном поле:

$$P_p = 0,2 \cdot K_{ун} \cdot \sqrt{\frac{v_r}{u_p}} \cdot \frac{n \cdot L_n}{t},$$

где n – число полей в электрофильтре (указано в маркировке электрофильтра); L_n – активная длина поля, м (указана в табл. 10); t – расстояние между коронирующим и осадительным электродом, м, для применяемых в работе электрофильтров принять $t = 0,15$ м.

12. Проскок золы (степень проскока) при равномерном поле:

$$p_p = e^{-P_p}.$$

13. Выбираем газораспределительное устройство.

Принять к установке газораспределительное устройство конструкции МЭИ с относительной длиной шахты $\bar{T} = 0,4$, количество решёток 1, среднеквадратичное отклонение скорости $\overline{\Delta u_{ср}^2} = 0,079$ для трёхпольных электрофильтров и $\overline{\Delta u_{ср}^2} = 0,070$ для четырёхпольных электрофильтров.

14. Коэффициент, отражающий влияние неравномерности:





$$R = 0,125 \cdot (1 + P_p) \cdot P_p.$$

15. Проскок золы (степень проскока) с учётом неравномерности:

$$p_a = (1 + R \cdot \overline{\Delta u_{ср}^2}) \cdot p_p.$$

16. Выбираем схему бункерных перегородок. Выбрать любую из 4 предложенных в табл. 11.

Коэффициент φ_n для неактивных зон

Схема бункерных перегородок	Число полей	
	3	4
	0,023	0,01
	0,022	0,009
	0,020	0,008
	0,002	0,001

17. Степень улавливания золоуловителя (КПД золоуловителя):

$$\eta = (1 - \varphi_n) \cdot (1 - p_a) - \varphi_n \cdot (\beta - 1) \cdot p_a,$$

где φ_n – коэффициент для полуактивных зон, для применяемых в работе электрофильтров принять равным $\varphi_n = 0,05$; β – коэффициент, учитывающий возрастание проскока в полуактивной зоне, для применяемых в работе электрофильтров принять равным из диапазона $\beta = 2-3$.

1.13. Типы дымовых труб

Внешние газоходы и дымовые трубы являются замыкающими элементами газовоздушного тракта, и дымовые газы удаляются при сравнительно низких температурах (при 130–160 °С при сухих золоуловителях или без них и при 80–110 °С при мокрых или комбинированных золоуловителях). В этих условиях агрессивные компоненты, содержащиеся в удаляемых газах – окислы серы, влага, неуловленная зола. По мере увеличения мощности агрегатов и электростанций высота дымовых труб из условий допустимого загрязнения воздуш-

ного бассейна увеличивается. На современных ТЭС высота труб достигает 330–420 м и принимается из условий унификации кратной 30 м. Оболочка железобетонной монолитной трубы проектируется в форме усечённого конуса, цилиндра или в виде их сочетания. Отношение высоты оболочки или её участка к нижнему диаметру участка должно быть не более 20. Наклон образующей наружной поверхности следует принимать, как правило, не более 0,1. Минимальная толщина стенок оболочки 180–200 мм.

Для защиты оболочки ствола от температурных воздействий и вредного действия дымовых газов внутри трубы предусматривается кирпичная футеровка толщиной 120 мм, на уровне газоходов – 250 мм. Футеровка выполняется из обыкновенного или лекального глиняного кирпича на сложном растворе. При высокой степени агрессивности газов футеровка устраивается из кислотоупорного кирпича на андезитовой замазке. Между футеровкой и оболочкой обычно предусматривается дополнительная теплоизоляция из минераловатных плит или матов на синтетической или фенольной связке или вентилируемый воздушный зазор.

Назначением дымовой трубы является рассеивание содержащихся в дымовых газах токсичных веществ с тем, чтобы их концентрация на уровне дыхания не превышала предельно допустимых концентраций.

Дымовые трубы по выполнению газоотводящего ствола можно разделить на две группы: без отдельных газоотводящих стволов, у которых форма ствола определяется формой оболочки (как правило, конической) (рис. 10); с отдельным от оболочки газоотводящим стволом и проходным зазором между ними (рис. 11).

Трубы с отдельным от оболочки газоотводящим стволом и проходным зазором между ними более надёжны, чем предыдущие конструкции, поскольку в них нет проникновения дымовых газов в железобетонную оболочку при нормальной работе воздушного зазора.

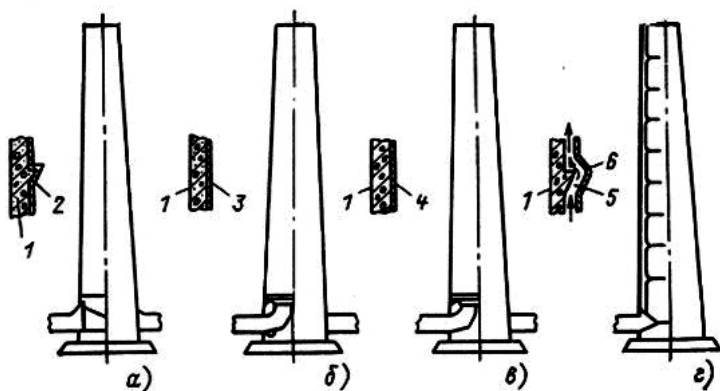


Рис. 10. Дымовые трубы без отдельных газоотводящих стволов:
а – трубы с кирпичной футеровкой. Основной недостаток – высокие трудозатраты на укладку кирпича и длительное время возведения (2–3 года); *б* – трубы с монолитной футеровкой из силикатполимербетона и цементполимербетона (двухслойные). При сооружении обеспечивается возможность одновременного возведения железобетонной оболочки и футеровки; *в* – самофутерующиеся трубы. Защита газоотводящих стволов осуществляется с помощью создания плотных золых отложений на внутренней поверхности газоотводящего ствола или футеровки методом самонапыления; *г* – труба с противодавлением в зазоре

Газоотводящий ствол у труб такого типа может выполняться стальным или из кислотоупорных материалов. С наружной стороны ствол покрывается тепловой изоляцией. Применение металлических газоотводящих стволов позволяет проводить монтаж промышленными методами, что обеспечивает быстрые сроки возведения.

Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами могут выполняться как одноствольными, так и многоствольными.

Многоствольная дымовая труба (рис. 11*в*) представляет собой железобетонную оболочку, внутри которой расположены металлические газоотводящие стволы с наружной теплоизоляцией. Между стволами предусматриваются лестницы и площадки для обслуживания.

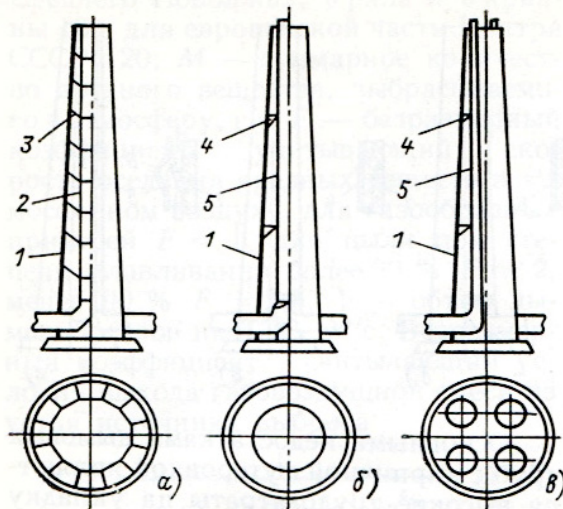


Рис. 11. Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами цилиндрической формы:
а – из неметаллических материалов; *б* – со стальными стволами и наружной изоляцией газоотводящего ствола; *в* – многоствольная с металлическими стволами; 1 – железобетонный ствол; 2 – ствол из коррозионно-стойкого неметаллического материала; 3 – металлические тяги; 4 – подвеска стволов; 5 – металлические стволы

Дымовая труба ТЭС представляет собой сложное и дорогостоящее сооружение. Её конструкция зависит от высоты, агрессивности дымовых газов, мощности электростанции, свойств золы и способа золоулавливания.

1.14. Расчёт минимально-допустимой высоты дымовой трубы

Расчёт дымовой трубы должен выполняться с учётом работы источника тепла при его максимально возможной мощности с учётом расширения. Расчёт высоты необходимо провести для золы и для газообразных вредных веществ.

К установке принять дымовую трубу с большим из полученных значений высоты (с округлением до стандарта в большую сторону).

1. Выброс в атмосферу частиц золы и недожога, г/с, находится:

$$M_3 = 10 \cdot (A^P + q_4 \cdot \frac{Q_H^P}{32,7}) \cdot a_{yH} \cdot B \cdot (1 - \eta), \quad (3)$$

где B – расход топлива на ТЭС или котельной, кг/с;

A^P – зольность топлива на рабочую массу, %;

q_4 – потери теплоты от механического недожога, %;

Q_H^P – теплота сгорания низшая на рабочую массу топлива, МДж/кг;

a_{yH} – доля твёрдых частиц, уносимых из топки, для предлагаемых в работе котлов принять $a_{yH} = 0,95$;

η – степень улавливания золоуловителя.

2. Выброс в атмосферу диоксида серы SO_2 , г/с, находится:

$$M_{SO_2} = 20 \cdot S^P \cdot B \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}), \text{ г/с,}$$

где S^P – содержание серы на рабочую массу, %;

η'_{SO_2} – доля окислов серы, улавливаемых летучей золой в газоходах парового котла, для предлагаемых в работе котлов принять $\eta'_{SO_2} = 0,1$;

η''_{SO_2} – доля окислов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе, учитывается только, где установлен в качестве золоуловителя МС-ВТИ, для предлагаемых в работе котлов принять из диапазона $\eta''_{SO_2} = 0,015-0,025$.

3. Выброс в атмосферу диоксида азота NO_2 , г/с, находится:

$$M_{NO_2} = 0.034 \cdot \beta \cdot k \cdot B \cdot Q_H^P \cdot (1 - \frac{q_4}{100}), \text{ г/с,}$$

где β – коэффициент, учитывающий влияние на выход окислов азота качества сжигаемого топлива и способа золошлакоудаления, для предлагаемых в работе котлов принять по табл. 12. Пересчёт значения N^P на N^r проводится с использованием коэффициента пересчёта по формуле

$$N^r = N^p \cdot \frac{100}{(100 - (A^p + W^p))},$$

где k – коэффициент, характеризующий выход окислов азота на одну тонну сожженного условного топлива, кг/т.

Для котлов производительностью свыше 70 т/ч

$$k = 12 \cdot \frac{D}{(200 + D_H)},$$

где D и D_H – номинальная и фактическая паропроизводительность котла, т/ч, для предлагаемых в работе котлов принять $D = D_H$.

Для котлов производительностью меньше 70 т/ч

$$k = \frac{D}{20}.$$

Для водогрейных котлов $\beta = 1$, k находится по формуле

$$k = 2,5 \cdot Q / (20 + Q_H),$$

где Q_H и Q – соответственно номинальная и фактическая тепловая производительность котла, Гкал/ч, для предлагаемых в работе котлов принять $Q = Q_H$.

При выбросе сернистого ангидрида и двуокиси азота учитывается их совместное действие в атмосфере. В этом случае выброс приводится к выбросу по сернистому ангидриду по выражению

$$M = M_{SO_2} + 5,88 \cdot M_{NO_2}, \text{ г/с.} \quad (4)$$

Таблица 12

Коэффициент, учитывающий влияние на выход окислов азота качества сжигаемого топлива и способа золошлакоудаления (данные для твёрдого шлакоудаления)

<i>Содержание азота в топливе на горючую массу, N%, %</i>	<i>Коэффициент β</i>
1,0	0,55
1–1,4	0,70
1,4–2,0	1,00
2,0	1,40

Минимально допустимая высота дымовой трубы h , м, при которой обеспечивается значение c , равное ПДК, для нескольких дымовых труб одинаковой высоты при наличии фоновой загазованности c_{ϕ} от других источников вредности, рассчитывается по формуле

$$h = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{\text{ПДК} - C_{\phi}}} \sqrt[3]{\frac{N}{V \cdot \Delta T}}, \quad (5)$$

где A – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы при неблагоприятных метеорологических условиях и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосфере, $c^{2/3} \text{град}^{1/3}$; коэффициенты стратификации атмосферы (ОНД-86 «Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» и СНиП 23-01-99):

1) 250 (районы Средней Азии, южнее 40° с. ш., Республика Бурятия и Забайкальский край, а также не перечисленные в списке районы со сходным климатом);

2) 200 (Европейская территория России южнее 50° с. ш., остальные районы Нижнего Поволжья, Кавказ, Молдова, Казахстан, Сибирь, Дальний Восток, Средняя Азия севернее 40° с. ш., Украина южнее 50° с. ш. (для источников высотой менее 200 м), а также не перечисленные в списке районы со сходным климатом);

3) 180 (Европейская территория России и Урала от 50 до 52° с. ш., кроме Нижнего Поволжья, Кавказа, Сибири и Дальнего Востока; Украина от 50 до 52° с. ш. (для источников высотой менее 200 м), а также не перечисленные в списке районы со сходным климатом);

4) 160 (Европейская территория России и Урала севернее 52° с. ш., кроме Центра; Украина, кроме источников высотой менее 200 м в зоне южнее 52° с. ш., а также не перечисленные в списке районы со сходным климатом);

5) 140 (Московская, Тульская, Рязанская, Владимирская, Калужская и Ивановская области, а также не перечисленные в списке районы со сходным климатом);

M – суммарное количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с. При расчёте по выбросам золы принять соответственно значение полученное по формуле (3), при расчёте по газообразным вредным веществам принять соответственно значение, полученное по формуле (4);

F – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; для газообразных примесей $F = 1$, для золы при степени улавливания золоуловителя более 90 % $F = 2$, менее 90 % $F = 2,5$;

V – объём дымовых газов на ТЭС или котельной, принять равным производительности всех дымососов, установленных на ТЭС или котельной, м³/с;

m – безразмерный коэффициент, учитывающий условия выхода газозадушной смеси из устья источника выброса, принять равным $m = 0,9$. Данный коэффициент должен определяться по формуле по значению предварительно заданной высоты дымовой трубы и диаметру устья (метод последовательных приближений). В данном случае для упрощения задачи принять равным вышеуказанному значению;

ΔT – разность между температурой выбрасываемых газов и средней температурой воздуха:

$$\Delta T = \theta_d - T_{ср}$$

где θ_d – температура выбрасываемых газов, °С, в данной работе принять равной температуре газов перед дымососом;

$T_{ср}$ – средняя температура самого жаркого месяца в 14 ч, определить для своего города (прил. 3);

N – число одинаковых дымовых труб, в данной работе принять $N = 1$;

ПДК – это максимальная концентрация вредного вещества, которая за определённое время воздействия не влияет на здоровье человека, а также на компоненты экосистемы и природное сообщество в целом. При расчёте по выбросам золы принять соответственно 0,5 мг/м³, при расчёте по газообразным вредным веществам также 0,5 мг/м³;

$C_{ф}$ – фоновая концентрация загрязняющего вещества, золы и диоксида серы соответственно, мг/м³ (прил. 3).

Стандартного ряда высот дымовых труб котельных нет. Дымовые трубы для котельных обладают лишь стандартными характеристиками ограничения высоты и диаметра устья:

1. Кирпичная труба – диаметр 60–800 см, высота 30–70 м.
2. Стальная труба – слой листа 0,3–1,5 см, диаметр 40–100 см, высота 30–40 м.

Размеры дымовых труб ТЭС по высоте и диаметру устья унифицированы: высота может составлять 180; 210; 240; 270; 300; 330; 360; 390; 420; 450 м; диаметр устья – 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,0; 13,8 м. К установке по результатам расчёта принимается большая из стандартного ряда высот, далее подбирается диаметр устья из стандартного ряда.

Кроме понятия «минимально допустимая высота дымовой трубы» встречается понятие «эффективная высота дымовой трубы» – это та высота, до которой поднимается факел дыма от уровня земли.

1.15. Выбор числа и типа дымовых труб

Для обеспечения наилучшего рассеивания вредностей в атмосфере и по экономическим соображениям желательно иметь минимальное количество дымовых труб. Однако уменьшение числа труб на ТЭС приводит к увеличению длины газопроводов и снижению надёжности работы ТЭС при авариях и ремонтах газовых трактов. Поэтому на ГРЭС и ТЭЦ необходимо иметь не менее двух независимых газовых трактов. На конденсационных электростанциях обычно устанавливают две одностовольные трубы, на ТЭЦ – одну (в некоторых случаях две многостовольные).

Для котельных необходимо предусматривать сооружение одной дымовой трубы. Допускаются две трубы и более при соответствующем обосновании. При количестве устанавливаемых котлов свыше трёх, диаметре выходного отверстия дымовой трубы 3,6 м и более рекомендуется предусматривать многостовольную дымовую трубу. В котельной для каждого котла, оборудованного дутьевым горелочным устройством,

необходима либо установка индивидуальной дымовой трубы (индивидуального ствола), либо конструирование общей трубы с разделительными вставками для исключения взаимного влияния дымовых газов [11].

При выборе дымовых труб для ТЭЦ должны быть учтены некоторые особенности по сравнению с конденсационными электростанциями: дымовые трубы должны обладать более высокой надёжностью, так как отпуск теплоты обычно не резервируется источниками выбросов, создающими заметный общий фон загрязнений: на ТЭЦ устанавливается разнотипное котельное оборудование (энергетические и пиковые котлы), имеющее различную характеристику отводимых газов; на выбор; ТЭЦ размещаются в городах, где существует большое количество труб; накладываются ограничения требованиями аэрофлота, архитектурными соображениями.

Этим особенностям в наибольшей мере отвечает многоствольная дымовая труба.

Для покрытия зимнего максимума тепловой нагрузки на ТЭЦ кроме энергетических котлов устанавливаются пиковые теплофикационные водогрейные котлы, отличающиеся рядом особенностей в отношении эвакуации дымовых газов.

На схеме рис. 12 приведены некоторые типичные случаи подсоединения энергетических и водогрейных котлов ТЭЦ к одноствольным и многоствольным трубам.

К числу устаревших относится схема (на рис. 12*а*), когда паровые котлы подсоединяются к железобетонной дымовой трубе, а на пиковых водогрейных котлах типа ПТВМ устанавливаются индивидуальные низкие (с отметкой верха 60–80 м) металлические дымовые трубы, которые из-за малой высоты и маломощных газовых потоков, как правило, не удовлетворяют нормам загазованности даже при сжигании мазута умеренной сернистости. Эта схема не применима к котлам КВ-ГМ и КВ-ТК.

Установка железобетонной трубы для энергетических котлов и отдельной для всех пиковых котлов любой системы (рис. 12*б*) отличается большей надёжностью отвода дымовых газов от пиковых котлов и пониженной концентрацией вред-

ностей на уровне дыхания вследствие более мощного объединённого потока и возможности сооружения более высокой дымовой трубы (обычно применяется $H = 120$ м).

Схему на (см. рис. 12б) нельзя считать типичной, так как при небольшом общем числе агрегатов её можно заменить схемой (рис. 12в) с одной одноствольной трубой высокой надёжности либо при большем числе агрегатов одной многоствольной трубой.

Подсоединение энергетических и пиковых водогрейных котлов можно производить либо к одним и тем же стволам многоствольной трубы (рис. 12д), либо пиковых к одним стволам, а энергетических к другим (рис. 12е).

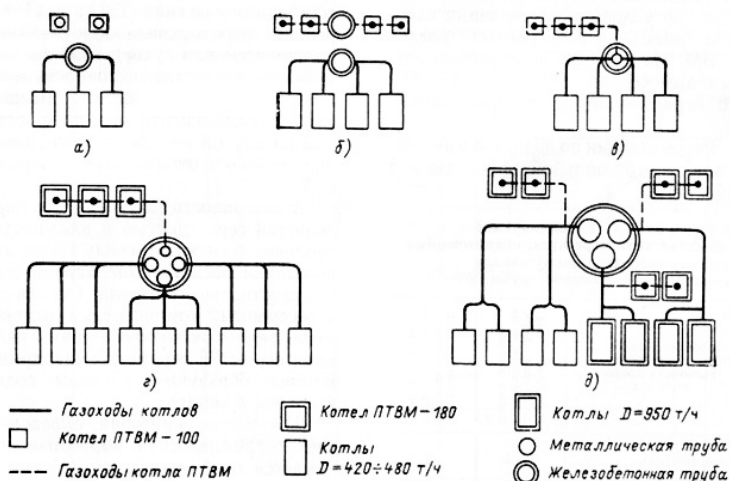


Рис. 12. Рекомендуемые схемы присоединения энергетических и пиковых котлов к дымовым трубам ТЭЦ:

- а – подсоединение энергетических котлов на железобетонную трубу, а пиковых на индивидуальные металлические;
- б – подсоединение энергетических и пиковых котлов на самостоятельные железобетонные трубы;
- в – подсоединение энергетических и пиковых котлов на общую дымовую трубу высокой надёжности (с проходным зазором);
- г – подсоединение энергетических и пиковых котлов к различным стволам многоствольной трубы;
- д – подсоединение энергетических и пиковых котлов к одним и тем же стволам многоствольной трубы

По условиям надёжности энергетические и пиковые водогрейные котлы целесообразно, как правило, подключать на один газоотводящий ствол, т. е. не выделять отдельного газоотводящего ствола для пиковых котлов. В этом случае при выходе из строя одного ствола не происходит полного отключения пиковых водогрейных котлов, так как оборудование, подключённое к другим газоотводящим стволам, остаётся в работе.

Контрольные вопросы

1. Каким образом регулируется производительность тягодутьевых машин?
2. Какой метод регулирования тягодутьевых машин считается наиболее экономичным?
3. Почему дымососы относятся к наименее надёжным элементам газовоздушного тракта котла?
4. Как изменятся характеристики тягодутьевых машин при изменении условий их работы (температура, запылённость среды)?
5. Какие требования к ТДМ предъявляет их параллельная работа?
6. Какие существуют пути снижения затрат электроэнергии на привод тягодутьевых машин ТЭС?
7. Что является приводом для воздухоподогревателей мощных котлов, работающих под наддувом?
8. Каким образом можно снизить шум от тягодутьевых машин ТЭЦ?
9. За счёт чего КПД батарейных циклонов получается выше КПД обычных циклонов?
10. Какую роль играет труба Вентури в мокром золоуловителе?
11. Почему электрофильтры выполняются громоздкими по размерам?
12. Какими методами можно повысить КПД электрофильтра для золы с неблагоприятными электрофизическими свойствами?

13. Почему КПД комбинированных золоуловителей выше КПД исходных устройств?
14. Каковы характеристики летучей золы ТЭС?
15. Как по конструкции различаются дымовые трубы ТЭС?
16. Для какой цели дымовые трубы сооружаются высокими?
17. Что включает понятие «эффективная высота дымовой трубы»?
18. Для чего создаётся вентилируемый воздушный зазор в дымовых трубах ТЭС?
19. Каковы преимущества и недостатки применения многоствольных дымовых труб?

Список рекомендуемой литературы

1. Биргер М. И. [и др.]. Справочник по пыле- и золоулавливанию / под ред. А. А. Русанова. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
2. Буров В. Д. [и др.]. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – М.: МЭИ, 2005. – 454 с.
3. Вдовченко В. С. [и др.]. Энергетическое топливо СССР: справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 183 с.
4. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей ВНТП-81. – М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1982. – 121 с.
5. Рихтер Л. А., Елизаров Д. П., Лавыгин В. М. Вспомогательное оборудование тепловых электрических станций: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
6. Рихтер Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 264 с.
7. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М.: НИИСФ, 2000. – 77 с.
8. СП 89.13330.2012. Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76.
9. Федорович Л. А., Рыков А. П. Выбор тепломеханического оборудования ТЭС: учеб. пособие / под ред. А. И. Абрамова. – М.: МЭИ, 1999. – 48 с.

Глава 2

Тепломеханическое и вспомогательное оборудование пароводяного тракта

2.1. Назначение и классификация теплообменных аппаратов

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется устройство, в котором происходит передача теплоты от одной среды к другой. Среда, участвующая в теплообмене, называется теплоносителем. Теплоноситель, отдающий теплоту и имеющий более высокую температуру, называется первичным, а воспринимающий теплоту и имеющий более низкую температуру – вторичным. Передача теплоты может осуществляться либо при непосредственном контакте обоих теплоносителей, либо через твёрдую поверхность, разделяющую среды. По этому признаку теплообменные аппараты соответственно подразделяются на контактные и поверхностные [10]. Контактные аппараты в свою очередь делятся на смешивающие, в которых теплообмен происходит при смешении обоих теплоносителей, и барботажные, где один из теплоносителей прокачивается через другой без смешения. В контактных аппаратах теплообмен происходит одновременно с массообменом. В поверхностных аппаратах процесс теплопередачи включает в себя теплоотдачу от первичного теплоносителя к поверхности теплообмена, перенос теплоты через поверхность и теплоотдачу от поверхности теплообмена к вторичному теплоносителю. Поверхностные аппараты делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных аппаратах обе стороны поверхности теплообмена непрерывно омываются теплоносителями, при этом направление теплового потока через стенку поверхности теплообмена сохраняется неизменным. В регенеративных аппаратах поверхность теплообмена попеременно омывается то одним, то другим теплоносителем, так что направление теплового потока через стенки поверхности теплообмена периодически меняется. По

типу поверхности теплообмена различают аппараты трубчатые (кожухотрубные аппараты с гладкими, оребренными или профилированными трубками) и пластинчатые, в которых поверхность теплообмена образована плоскими или гофрированными листами.

Теплообменные аппараты можно классифицировать и по признаку наличия или отсутствия изменения агрегатного состояния одного или обоих теплоносителей. По этому признаку можно выделить аппараты без изменения агрегатного состояния, а также с изменением агрегатного состояния теплоносителей – кипением или конденсацией. Другим принципом классификации теплообменных аппаратов является их функциональное назначение, по которому аппараты подразделяются на конденсаторы, подогреватели, охладители и др. Классифицировать аппараты можно и по роду протекающих через них теплоносителей на водо-водяные, пароводяные, газоздушные и др. По пространственной ориентации поверхности теплообмена аппараты делятся на горизонтальные и вертикальные. В состав энергетических установок как их неотъемлемая часть входит ряд теплообменных аппаратов (теплообменников). По большей части они поверхностные рекуперативные по принципу действия, однако в схемах энергетических установок имеются и аппараты смешивающего типа. Функционирование таких теплообменных аппаратов непосредственно связано с термодинамикой рабочего цикла паротурбинной установки и обеспечивает необходимую эффективность и надёжность её работы. К этим аппаратам относятся, например, конденсаторы, подогреватели систем регенерации и подогрева сетевой воды паротурбинных установок. Другие теплообменные аппараты, не связанные непосредственно с термодинамическим циклом паротурбинной установки, необходимы для обеспечения работы её вспомогательных систем (например, систем регулирования и смазки). Поверхность теплообмена кожухотрубных аппаратов паротурбинных установок образована, как правило, пучками трубок как прямых, так и другой конфигурации (U- или П-образными).

2.2. Назначение и типы регенеративных подогревателей

Назначение: подогрев питательной воды и конденсата паром, отбираемым из отборов турбины.

Эффективность регенеративного подогрева определяется:

- 1) правильностью выбора параметров пара регенеративных отборов;
- 2) числом регенеративных подогревателей;
- 3) типом регенеративных подогревателей.

По месту в тепловой схеме турбоустановки различают: регенеративные подогреватели высокого (ПВД) и низкого давления (ПНД).

Подогреватели высокого давления (ПВД) располагаются между котельным агрегатом и питательным насосом. Используют теплоту пара, отбираемого из части высокого и среднего давления турбины. Давление питательной воды в них определяется напором, развиваемым питательным насосом. Максимальное давление пара в ПВД составляет 6,5 МПа, а питательной воды – до 37,3 МПа.

Для более полного использования теплоты, подводимого пара предусматриваются специальные поверхности нагрева для охлаждения пара до параметров, близких к состоянию насыщения (охладители перегрева ОП), и для охлаждения конденсата пара (охладители конденсата ОК).

Подогреватели низкого давления (ПНД) располагаются между конденсатором турбины и питательным насосом. Движение воды происходит под давлением конденсатного насоса. Для группы аппаратов низкого давления (ПНД, СП и др.) допускаются следующие максимальные рабочие давления: пара – до 0,88 МПа, основного конденсата – до 3,34 МПа.

Требования к регенеративным подогревателям:

- 1) высокая надёжность;
- 2) конструкция и применяемые в ПВД материалы должны выдерживать высокое давление воды;
- 3) обеспечение заданных параметров подогрева воды;
- 4) герметичность;

- 5) доступ к отдельным узлам;
- 6) возможность очистки поверхностей нагрева от отложений;
- 7) компенсация температурных изменений всех элементов;
- 8) максимальная скорость прогрева всех элементов;
- 9) возможность дренирования всех полостей подогревателя;
- 10) давление греющего пара должно быть ниже давления воды (для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в поверхностях нагрева);
- 11) должны быть обеспечены условия максимального использования теплоты греющего пара.

По принципу организации использования теплоты различают поверхностные и смешивающие (контактные) подогреватели. Последние используются на электростанциях только в качестве подогревателей низкого давления.

Для маркировки (согласно ОСТ) используют буквенные и цифровые обозначения: ПН-400-26-7-1; ПН-800-29-7-1А; ПНС-800-1,0-2 или ПВ-1600-380, где **первые буквы** обозначают место подогревателя и его тип (низкого давления – ПН; низкого давления смешивающего типа – ПНС, или высокого давления – ПВ); **первое число** – поверхность теплообмена, м²; **второе и третье число** – давление нагреваемой среды и греющего пара соответственно; **последняя, римская цифра** указывает модификацию, а буква А – атомные электростанции.

По оценкам ВТИ, при неизменных параметрах свежего пара и пара промперегрева вклад в общее повышение КПД ПТУ, полученный за счёт улучшения характеристик теплообменных аппаратов (конденсаторов, подогревателей сетевой воды и системы РППВ, и т. п.), может достигать примерно 30 %. В зависимости от качества воды, температурных условий, длительности эксплуатации образуются различные по составу и количеству отложения на внутренних стенках труб поверхности нагрева. Отложения ухудшают теплообмен и, как следствие, увеличивают недогрев. Поэтому величина недогрева может служить критерием степени загрязнения труб.

Периодичность очистки трубной системы зависит от скорости и величины загрязнения. При увеличении недогрева воды на 4–5 °С по сравнению с расчётом рекомендуется провести очистку труб.

Полный назначенный срок службы подогревателей – 30 лет; количество циклов нагружения от давления не более 1 000 («Саратовский завод энергетического машиностроения»).

Схемы включения регенеративных подогревателей для турбин типа Т и ПТ приведены на рис. 13 и 14.

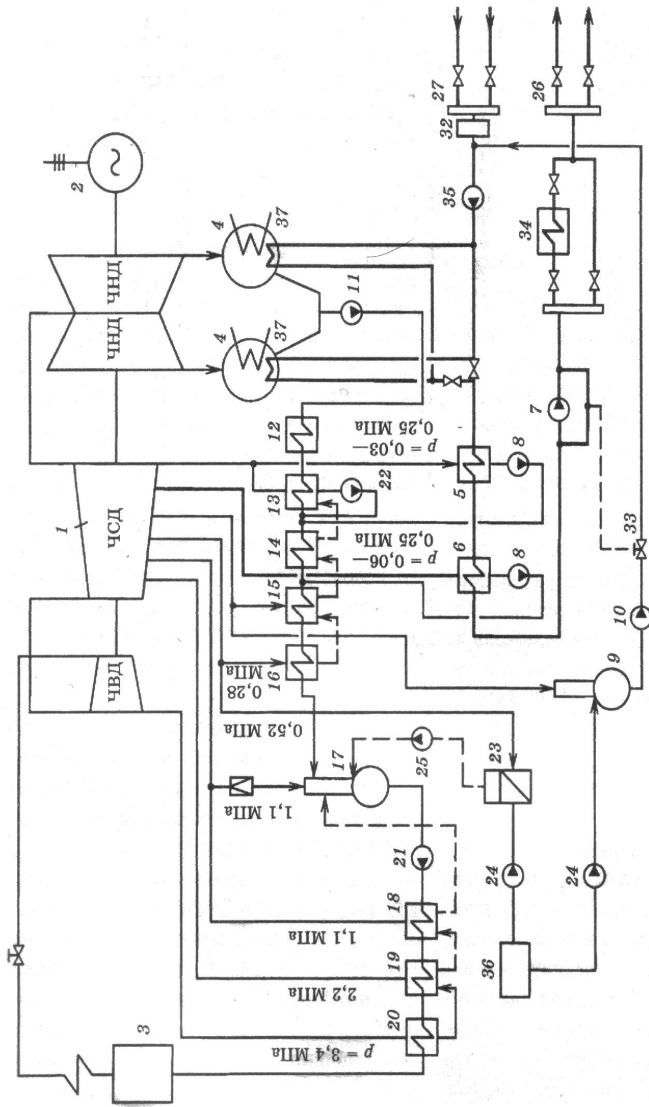


Рис. 13. Принципиальная тепловая схема турбины с отборами пара типа Т

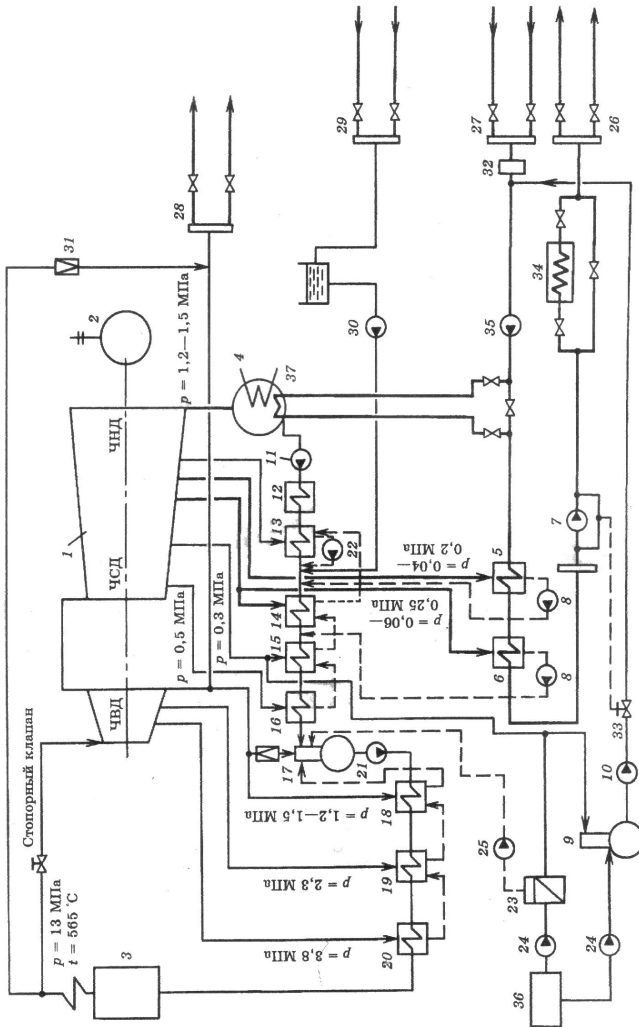


Рис. 14. Принципиальная тепловая схема турбины с отборами пара типа ПТ

2.3. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа

Конструктивная схема подогревателя должна обеспечить наиболее полное использование теплоты греющего пара. Можно выделить две или три зоны передачи теплоты:

1) охладитель перегрева (ОП). Участок поверхности, где температура стенки выше температуры насыщения греющего пара. Охладитель перегрева может как располагаться внутри подогревателя, так и выделяться в отдельный теплообменник. Применяется в ПНД, использующих перегретый пар;

2) собственно подогреватель (СП). В СП передаётся основное количество теплоты греющего пара (зона конденсации);

3) охладитель конденсата (ОК). Предназначен для более полного использования теплоты греющего пара. Охладитель конденсата может находиться в одном корпусе с поверхностью зоны конденсации или выделяться в отдельный теплообменник. Применяется в ПНД, использующих перегретый пар.

Подогреватели низкого давления выполняются в виде цилиндрического вертикального корпуса, в верхней части которого помещается водяная камера для отвода и подвода нагреваемой воды, отделяемая от основной части корпуса трубной доской; в ней закреплены *U*-образные трубки, составляющие поверхность нагрева подогревателя (трубную систему). Во всех регенеративных подогревателях поверхностного типа применяются гладкие трубы из латуни или нержавеющей стали (в трубной системе ПНД для блоков с начальными параметрами пара $p_0 = 24$ МПа; $t_0 = 540$ °С применяют трубки из нержавеющей стали X18H10T) диаметром 16×1 мм. Движение нагреваемой воды происходит внутри труб, а греющего пара – в межтрубном пространстве. Соединение концов труб с трубными досками осуществляется методами вальцовки или вальцовки с приваркой. В качестве примера на рис. 15 приведена схема ПНД типа ПН-1000 турбины К-800.

В случае простейшей конструкции ПНД (без встроенного парохладителя) пар подаётся в верхнюю часть корпуса

и омывает трубную систему, двигаясь к нижней части корпуса. В паровом пространстве между трубками устроены специальные перегородки, которые направляют паровой поток и осуществляют его движение в несколько ходов. Конденсат греющего пара отводится через патрубок в днище корпуса. В нижней части корпуса из конденсата пара образуется водяной объём. В эту часть подводится конденсат греющего пара (дренаж) подогревателей более высокого давления. Над водяным объёмом устроена кольцевая перфорированная трубка, через которую отводится воздух.

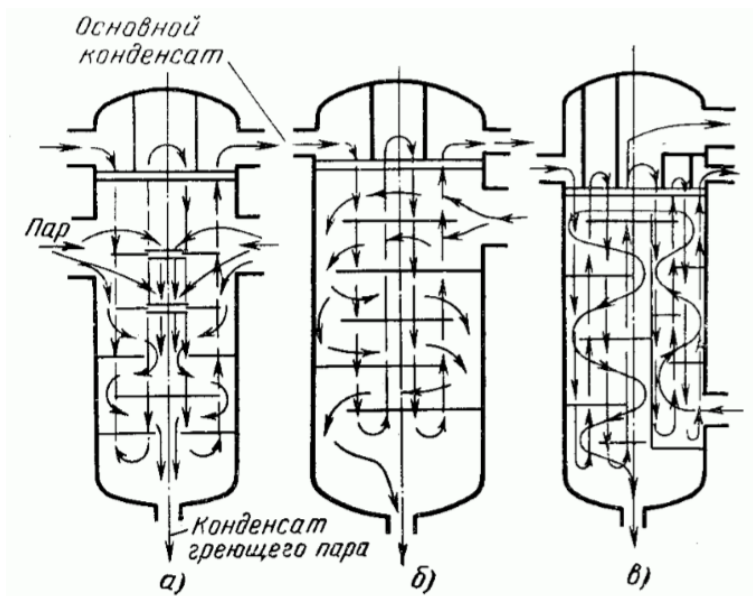


Рис. 15. Схема движения основного конденсата и пара в ПНД энергоблока 800 МВт:
 а – ПНД-1; б – ПНД-2; в – ПНД-3

В случае более сложной конструкции при наличии ОП его помещают в центральной или боковой части подогревателя, а греющий пар подводят к нему в нижней или средней части корпуса. Греющий пар подводится в нижнюю часть ОП, омывает трубы и через окна в верхней части кожуха посту-

падает в зону конденсации. Устранение протечек пара из пароохладителя достигается устройством кольцевого гидрозатвора в нижней части трубного пучка подогревателя. Охладитель конденсата ОК представляет собой пучок U-образных труб, заключённых в кожух, размещается в нижней части подогревателя в специальном поддоне и перекрывает всё сечение корпуса. Трубы охладителя присоединены к трубной доске, размещённой между фланцами корпуса и водяной камеры. Конденсат греющего пара поступает в межтрубное пространство охладителя через окно в кожухе и отводится через отверстие в поддоне, совмещённое с отверстием в нижней части кожуха, в корпус подогревателя. Уровень конденсата в таких подогревателях поддерживается на уровне верхней образующей кожуха охладителя конденсата.

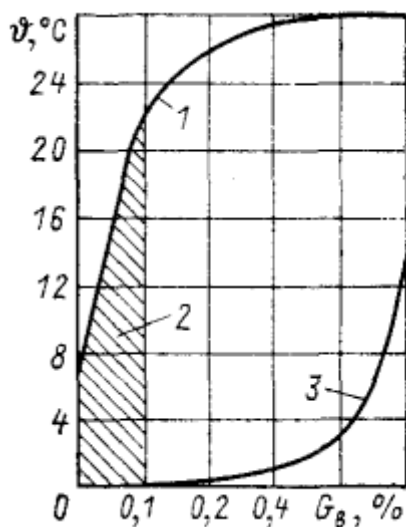


Рис. 16. Зависимость недогрева от содержания воздуха в подогревателе:
 1 – поверхностный подогреватель; 2 – зона фактической работы;
 3 – смешивающий подогреватель

Основные недостатки ПНД данного типа:

- 1) являются сложными конструктивно;

- 2) трудоёмкими в изготовлении;
- 3) дорогостоящими из-за большого расхода металла (латуни, мельхиора или нержавеющей стали), особенно ПНД для АЭС;
- 4) трудоёмкость и высокая стоимость ремонтных работ;
- 5) наличие высоких значений недогрева воды до температуры насыщения греющего пара, 8–10 °С и выше (рис. 16) (особенно велик недогрев для подогревателей, работающих при давлении ниже атмосферного; основной причиной недогрева является наличие воздуха в греющем паре и высокое гидравлическое сопротивление при проходе пара);
- 6) коррозия и эрозия труб, что является одним из основных источников поступления окислов меди и железа в паровой тракт.

2.4. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления смешивающего типа

Для устранения недостатков регенеративной системы низкого давления (состоящей из ПНД поверхностного типа) была предложена комбинированная система регенерации, в которой вакуумные подогреватели заменяются смешивающими (обычно первые два подогревателя по ходу конденсата), теплообменники с избыточным давлением пара остаются поверхностными.

Основные преимущества комбинированной системы регенерации:

- 1) полное удаление углекислоты;
- 2) удаление кислорода.

Удаление происходит методом термической десорбции в смешивающих подогревателях.

Преимущества смешивающих подогревателей:

- 1) низкая стоимость;
- 2) меньшая металлоёмкость;
- 3) меньшая сложность в изготовлении;

- 4) сокращение загрязнения питательного тракта оксидами Fe и Cu;
- 5) значительное упрощение схемы;
- 6) устранение потерь теплоты, связанной с отводом в конденсатор дренажа из П1;
- 7) подогреватели работают без недогрева, таким образом, уменьшая тепловую нагрузку следующих за ними поверхностных ПНД.

Основное условие работы подогревателей смешивающего типа – обеспечение равномерного распределения пара и воды. При этом необходимо обеспечить большую поверхность их соприкосновения. Увеличение поверхности воды можно достигнуть путём дробления её на капли или тонкие струи. Дробление воды производится с помощью перфорированных тарелок, разбрызгивающих сопел или насадок.

Подогреватели устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема, рис. 17), что исключает применение дополнительных насосов для перекачивания конденсата греющего пара. Такое включение подогревателей требует обоснованного выбора высоты их установки, при всех режимах работы необходимо обеспечивать достаточный напор для конденсатных насосов и возможность слива конденсата из верхнего подогревателя в нижний. Водяную камеру нижнего подогревателя выполняют безнапорной со свободным уровнем конденсата, все трубопроводы верхнего подогревателя располагают в нижней части его корпуса, а у нижнего к верхней части его корпуса. Это позволяет уменьшить длину трубопроводов и упростить компоновку подогревателей.

Разность высот между подогревателями выбирается по максимально возможной разности давлений в подогревателях с учётом гидравлического сопротивления трубопроводов слива.

Для некоторых режимов работы блока за счёт повышенной разницы давлений в подогревателях происходит перегрузка («запирание») нижнего подогревателя. Конденсат из верхнего подогревателя по линии перепуска поступает на всас конденсатных насосов, минуя нижний подогреватель.

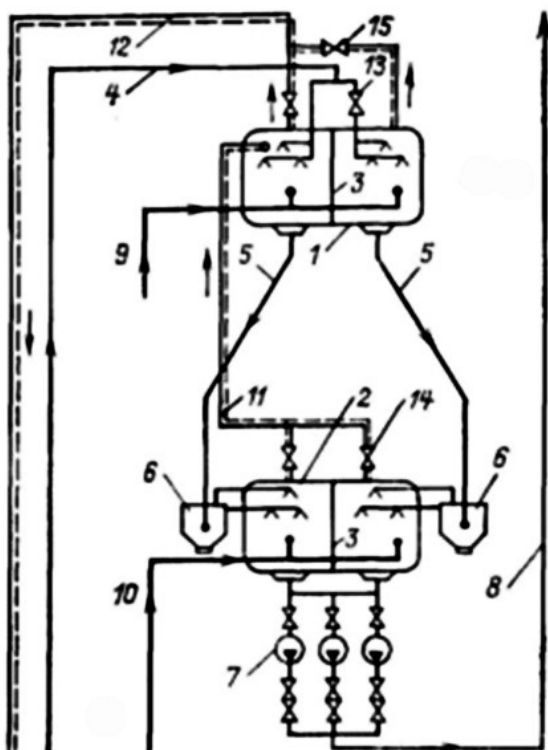


Рис. 17. Гравитационная схема включения двух смешивающих подогревателей:

- 1 и 2 – подогреватели; 3 – вертикальная перегородка; 4 – линия подвода конденсата; 5 – водоперепускные линии; 6 – выносные гидрозатворы;
 7 – конденсатный насос; 8 – линия отвода конденсата;
 9 и 10 – подводы греющего пара; 11 и 12 – отвод пара; 13–15 – задвижки

Наряду с горизонтальными смешивающими подогревателями (рис. 18) разработаны конструкции их вертикального исполнения с напорным водораспределением (рис. 19). Нагревательная секция выполнена с напорным плёночным водораспределением. Пар из отборов турбины поступает в верхнюю часть подогревателя, движется вниз и конденсируется на стекающих пленках воды. В центре корпуса размещается возду-

хоохладитель, куда поступает несконденсировавшаяся часть пара и воздуха. Паровоздушная смесь проходит через воздухоохладитель навстречу струям холодного конденсата и охлаждается. Конденсат после нагревательной секции собирается на горизонтальном лотке, под который может подводиться пар из уплотнений турбины. В нижней части корпуса установлены обратные клапаны, через которые конденсат поступает в водяное пространство.

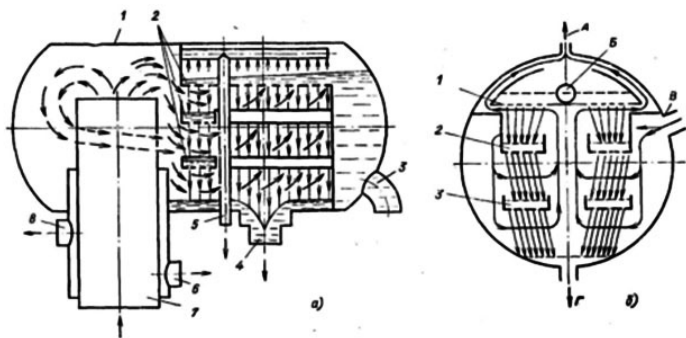


Рис. 18. Горизонтальный смешивающий подогреватель (схема конструкции смешивающего ПП энергоблока 300 МВт при гравитационной схеме включения):

- 1 – корпус; 2 – блок перфорированных тарелок (лотков); 3 – подвод конденсата;
- 4 – отвод конденсата; 5 – отвод паровоздушной смеси в конденсатор;
- 6 – аварийный отвод конденсата во всасывающий коллектор КН2; 7 – подвод греющего пара из отбора; 8 – аварийный сброс конденсата в конденсатор;
- 9 – схема струйной ступени нагрева конденсата в смешивающем ПП турбины 300 МВт; А – отвод паровоздушной смеси; Б – подвод конденсата (показан условно); В – подвод греющего пара (показан условно); Г – отвод конденсата

Движения пара и воды в подогревателе не ограничивает скорость пара, что даёт возможность обеспечить компактность подогревателя и его деаэрирующие свойства. Испытания подогревателей показали, что при всех режимах работы температура конденсата на выходе из подогревателя равна температуре насыщения при давлении пара в корпусе.

При гравитационной схеме включения подогревателей и размещении их около турбины более целесообразным явля-

ется применение подогревателей горизонтального типа. В схеме с перекачивающими насосами целесообразно использовать вертикальные конструкции.

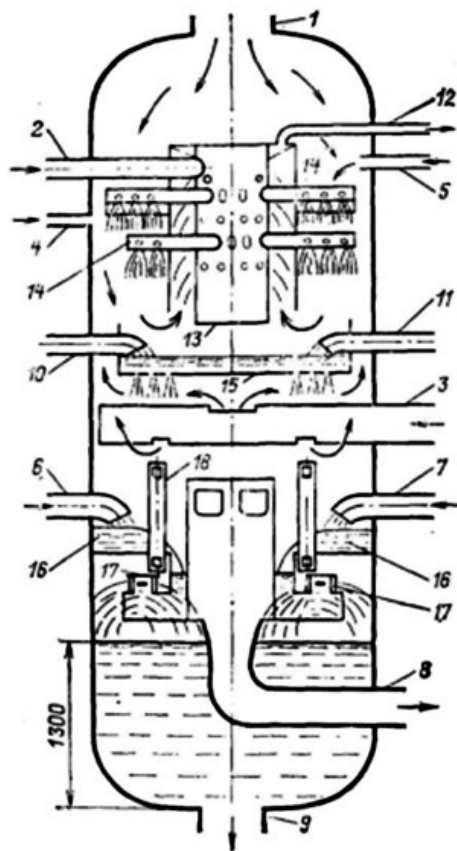


Рис. 19. Конструкция вертикального смешивающего подогревателя:
 1 – пар из отбора турбины; 2 – конденсат; 3 – пар из уплотнений турбины;
 4 – выпар из деаэратора; 5 – выпар из ПЗ и сетевых подогревателей;
 6 – дренаж из сетевых подогревателей; 7 – дренаж из ПЗ; 8 – аварийный перелив к конденсатор; 9 – слив конденсата; 10 – слив из уплотнений; 11 – слив дренажей из обратного затвора и импульсного соленого клапана; 12 – отвод паровоздушной смеси; 13 – водяной коллектор; 14 – водораспределительные трубы; 15 – перфорированный лоток; 16 – горизонтальная перегородка; 17 – обратный затвор; 18 – уравнильные трубы

2.5. Подогреватели высокого давления

Назначение ПВД – регенеративный подогрев питательной воды за счёт охлаждения и конденсации пара. ПВД выполняются только как теплообменники поверхностного типа. Конструкция их коренным образом отличается от ПНД и усложнена наличием нескольких зон поверхности теплообмена, различающихся по принципу использования теплоты греющей среды.

Принципиальная схема движения сред в которых представлена на рис. 20:

1) зона охлаждения пара (ОП), в которой происходит конвективный теплообмен при охлаждении перегретого пара с температурой стенки выше температуры насыщения;

2) зона конденсации пара (СП), где греющий пар полностью конденсируется;

3) зона охлаждения конденсата (ОК), где происходит конвективный теплообмен при охлаждении конденсата греющего пара.

Через ОК проходит весь поток питательной воды или её часть, ограничиваемая установкой шайбы.

Включение зоны ОП может быть различным. Возможно, включение ОП всех или какого-либо отдельного подогревателя параллельно по ходу воды всем или некоторым подогревателям. Смешение потока воды, проходящего через каждый ОП, с потоком питательной воды происходит на входе в паровой котел. Такая схема включения носит название схемы Никольного – Рикара.

Другая схема, когда охлаждение пара происходит потоком воды, направляемым в паровой котёл после всех подогревателей – схема Виолен.

Может быть применена последовательная схема включения всех зон, и возможна комбинированная схема. Во всех случаях через ОП пропускается только часть питательной воды, а другая её часть, большая, байпасируется помимо охладителя с помощью ограничивающей шайбы.

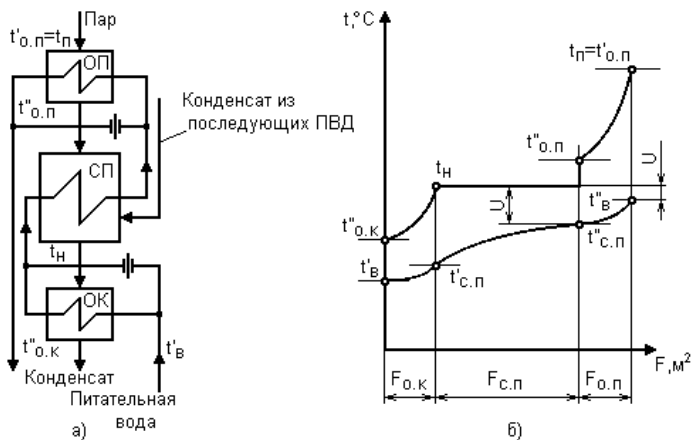


Рис. 20. Схема движения теплообменивающихся сред в ПВД (а);
 графики изменения температур теплоносителей (б):
 ОК – охладитель конденсата; СП – собственно подогреватель;
 ОП – охладитель перегрева

Конструктивно все подогреватели высокого давления выполняются вертикальными, коллекторного типа (рис. 21). Поверхность теплообмена набирается из свитых в плоские спирали гладких труб, присоединённых к вертикальным раздающим и собирающим коллекторным трубам. Основными узлами подогревателя являются корпус и трубная система.

После входного патрубка поток питательной воды разветвляется по раздающим коллекторам. Диафрагмы, установленные в коллекторах, разделяют потоки в зонах ОК и ОП. После нагрева части потока в зоне охладителя конденсата происходит смешение его с основным потоком питательной воды. Весь поток питательной воды поступает в собирающие коллекторы, откуда одна часть её поступает в выходной патрубок, а другая – пройдя через трубы ОП.

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой штуцер. При нижнем подводе паровая труба, соединяющая этот штуцер с охладителем пара, помещается в отдельном кожухе, защищающем её от переохлаждения. Спиральные элементы теплообменной поверхности охладителя конденсата

и пара располагаются в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создаётся направленное движение потоков пара и конденсата.

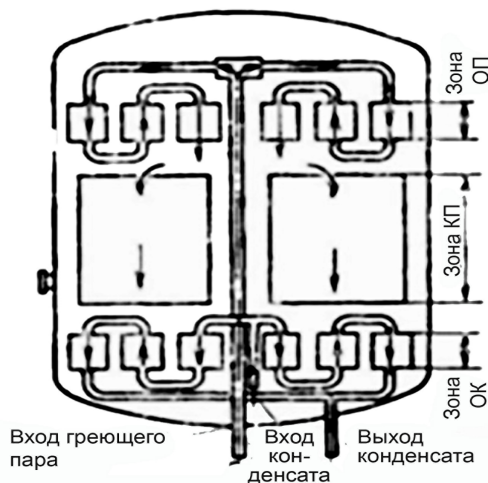


Рис. 21. Схема движения пара и конденсата в подогревателе высокого давления

В корпусе охладителя пара перегретый пар омывает трубный пучок в несколько ходов и передаёт питательной воде теплоту перегрева. Из охладителя пара поток пара поступает в подогреватель и распределяется по всей высоте его поверхности. Конденсат пара с помощью перегородок отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в охладитель конденсата. Над верхним днищем кожуха охладителя устанавливается специальная перфорированная труба, через которую из подогревателя отводятся неконденсирующиеся газы.

Все подогреватели высокого давления помимо автоматического устройства регулирования уровня конденсата в корпусе имеют автоматическое защитное устройство – защиту турбины от попадания воды в случае превышения уровня её в корпусе в результате разрыва труб, появления свищей в местах сварки и других причин.

Поддержание нормального уровня конденсата в корпусе каждого из подогревателей в заданном диапазоне осуществляется регулирующим клапаном путём изменения количества конденсата, каскадно сбрасываемого в подогреватель более низкого давления. При превышении допустимого уровня открывается клапан аварийного сброса конденсата. При дальнейшем повышении уровня сверх первого аварийного предела срабатывает включение клапана с электромагнитным приводом, закрывающего доступ питательной воды к ПВД и направляющего её по байпасному трубопроводу в котельный агрегат. При достижении уровнем конденсата второго аварийного предела приборы защиты дают команду на отключение питательных насосов и останов энергоблока.

Защитное устройство предусматривается одно на группу ПВД. Подача импульсов по уровню конденсата предусмотрена от каждого корпуса подогревателя. При срабатывании защиты все ПВД отключаются.

2.6. Тепловой расчёт регенеративных подогревателей

1. Проектный (конструкторский) расчёт.
2. Поверочный расчёт.

Конструкторский расчёт.

Известны: начальные и конечные параметры теплоносителей.

Рассчитать: поверхности теплообменника, т. е. фактически сконструировать теплообменник.

Порядок расчёта:

1) из балансового уравнения определяют мощность теплового потока Q_2 , которую должен получить холодный теплоноситель от горячего;

2) пользуясь рекомендациями специальной литературы, задаются скоростями течения теплоносителей и конструктивными особенностями теплообменника (диаметрами труб, проходными сечениями для теплоносителей);

3) рассчитывают коэффициенты теплоотдачи, а затем коэффициент теплопередачи;

4) определяют значение $\overline{\Delta t}$;

5) из уравнения теплопередачи находят площадь F идеального теплообменника;

6) задаются значением коэффициента использования поверхности теплообмена η_F и рассчитывают площадь поверхности реального теплообменника F' ;

7) по известной площади F' рассчитывают длину трубок теплообменника.

Поверочный расчёт.

Известны: конструкция теплообменника, т. е. задана площадь поверхности теплообмена F' , кроме того, заданы начальные параметры теплоносителей.

Рассчитать: конечные параметры, т. е. проверить пригодность данного теплообменника для какого-то технологического процесса.

Сложность расчёта заключается в том, что уже в самом его начале необходимо знать конечные температуры теплоносителей, поскольку они входят как в уравнение теплового баланса, так и в уравнение теплопередачи.

В основе теплового расчёта лежат уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Для условий, когда одним из теплоносителей является пар, а другим – вода, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G(t''_e - i_e) = D_n(i_n - i_{op})\eta,$$

где Q – поток теплоты, передаваемой нагреваемой среде в подогревателе, кВт;

D_n, G – расходы пара и воды, кг/с;

t''_e, i_e – удельные энтальпии нагреваемой воды на выходе и входе подогревателя, кДж/кг;

i_n, i_{op} – удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателя соответственно, кДж/кг;

η – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду (равен 0,98; 0,99).

Для подогревателя, в котором предусмотрены охладители пара и конденсата греющего пара, поток теплоты равен

$$Q = Q_{o.n} + Q_{c.n} + Q_{o.k}.$$

Количество теплоты, передаваемой в охладителе пара,

$$Q_{o.n} = G_{o.n} (t''_{\text{г}} - t'_{\text{г}})_{o.n} = D_n (i_n - i_{o.n}) \eta;$$

для собственно подогревателя

$$Q_{c.n} = G_{c.n} (t''_{\text{г}} - t'_{\text{г}})_{c.n} = D_n (i_{c.n} - t'_n) \eta;$$

для охладителя конденсата

$$Q_{o.k} = G_{o.k} (t''_{\text{г}} - t'_{\text{г}})_{o.k} = D_n (t'_n - i_{op}) \eta,$$

где $i_{o.n}$ – удельная энтальпия пара на выходе из охладителя пара, кДж/кг;

t'_n – удельная энтальпия конденсата пара при температуре насыщения, кДж/кг;

$G_{o.n}$, $G_{o.k}$ – расходы воды через охладитель пара и охладитель конденсата соответственно, кг/с;

$(t''_{\text{г}} - t'_{\text{г}})_{o.n}$, $(t''_{\text{г}} - t'_{\text{г}})_{c.n}$, и $(t''_{\text{г}} - t'_{\text{г}})_{o.k}$ – количество теплоты, передаваемой 1 кг воды в охладителе пара, собственно подогревателе и охладителе конденсата, кДж.

При проведении тепловых расчётов количество теплоты, передаваемой в отдельных элементах подогревателей, оценивается по температуре греющей и нагреваемой сред. Так, температура воды на выходе из охладителя пара $t_{o.n}$ может приниматься по температуре насыщения t'_n :

$$t_{o.n} = t'_n + (10 - 25) \text{ } ^\circ\text{C},$$

а температура среды на выходе из охладителя конденсата

$$t_{op} = t'_{\text{г}} + (5 - 10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для собственно подогревателя температуру греющей среды можно принять постоянной и равной температуре насыщения при давлении греющего пара. Для уменьшения габаритов охладителя конденсата и охладителя пара через них пропускается только часть поступающей в подогреватель воды (10–20 %). После смешения потоков воды за охладите-

лем конденсата температура воды на входе в собственно подогреватель $t''_{c.n}$ становится ниже $t''_{o.k}$. Аналогично включению охладителя пара температура воды на выходе из подогревателя $t''_{c.n}$ будет ниже $t''_{o.l}$. Недогрев воды до температуры насыщения в собственно подогревателе и минимальные температурные напоры в охладителях пара и конденсата выбираются на основании технико-экономических расчётов. Уменьшение температурных напоров приводит к повышению тепловой экономичности блока. В зависимости от стоимости топлива, используемого на электростанции, можно рекомендовать минимальные температурные напоры (табл. 13).

Таблица 13

Минимальные температурные напоры

Стоимость топлива	ПВД		ПНД	
	<i>дорогое</i>	<i>дешёвое</i>	<i>дорогое</i>	<i>дешёвое</i>
<i>Минимальный температурный напор, °С</i>				
$\Delta t_{o.n}$	10	15	7	12
$\Delta t_{c.n}$	3	5	2	4
$\Delta t_{o.k}$	6	10	3	6

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отдельных элементов и подогревателя в целом определяется как среднелогарифмический, т. е.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{m}}}$$

Для собственно подогревателя $\Delta t_{\sigma} = t_n - t'_{c.n}$, $\Delta t_{m} = t_n - t''_{c.n}$.

Для охладителя пара (при противотоке) $\Delta t_{\sigma} = t_n - t'_6$ и $\Delta t_{m} = t''_{o.l} - t'_{c.n}$.

Для охладителя конденсата $\Delta t_{\sigma} = t_n - t'_{c.n}$ и $\Delta t_{m} = t''_{o.k} - t'_6$.

Для сложных схем смывания поверхности нагрева к среднему температурному напору вводится поправка ψ ,

$$\Delta t_{cp} = \psi \Delta t_{cp}^{prom}$$

При числе ходов теплоносителей более четырёх значение ψ близко к 1.

Для тонкостенных труб, применяемых в регенеративных подогревателях, с достаточной степенью точности можно определить коэффициент теплопередачи по формуле для плоской стенки

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1},$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке труб и от стенки к нагреваемой среде соответственно, Вт/(м²К);

$\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{н}}$, $\lambda_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ – соответственно толщины стенки труб и слоя накипи, м, и коэффициенты теплопроводности металла и накипи, Вт/(м К).

При расчёте регенеративных подогревателей термическим сопротивлением стенки можно пренебречь, а накипь на стенках труб всегда отсутствует.

Поверхность теплообмена подогревателя F определяется из уравнения теплопередачи. Для подогревателей принято определять её значения по наружному диаметру труб F_H :

$$F_H = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{cp}}} \cdot \frac{d_n}{d_p}.$$

Для определения k и последующего определения F_H необходимо вычислить α_1 и α_2 . При определении коэффициентов теплоотдачи важным является знание условий теплообмена и состояния теплопередающих сред. В охладителях пара и конденсата теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния вещества. В подогревателе агрегатное состояние пара изменяется. Для всех элементов регенеративных подогревателей характерно вынужденное движение нагреваемой среды, при этом режим движения, как правило, турбулентный.

Для расчёта теплообмена в элементах подогревателей необходимо выбрать скорость движения среды. Скорость движения теплоносителей выбирается на основании технико-экономических расчётов. Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению требуемой

поверхности нагрева. С увеличением скорости возрастает гидравлическое сопротивление движению жидкости, что приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на перекачивание. Оптимальные значения зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе. Для ПНД значения скорости принимаются 1,7–2,2 м/с при дешёвом топливе и 1,5–1,8 м/с при дорогом; для ПВД соответственно 1,6–1,9 и 1,5–1,7 м/с.

В регенеративных подогревателях можно считать, что теплообмен происходит почти в неподвижном паре. Главными условиями теплообмена в этом случае являются скорость стекания и толщина плёнки конденсата, образующегося на трубах.

2.7. Определение основных геометрических характеристик поверхностных регенеративных подогревателей

При конструкторском расчёте регенеративных подогревателей некоторые их геометрические характеристики (число труб, шаг их, диаметр трубной доски и ряд других) должны быть предварительно выбраны. При принятой скорости движения воды ω и известных параметрах её на входе в подогреватель число труб при одном ходе равно

$$n = \frac{4Gv}{\pi d_{вн}^2 \omega}.$$

Общая длина труб

$$L = \frac{F}{\pi d_{вн} n} = lz,$$

где l – средняя длина труб (рабочая); z – число ходов при движении воды.

Рабочая длина труб в подогревателе выбирается из соображений компактности и технологичности. Обычно при выборе исходят из соотношения $l/D_{тр} = 2-3$, где $D_{тр}$ – диаметр трубной доски.

Расположение труб в трубной доске характеризуется коэффициентом её заполнения равным отношению числа размещённых труб к числу труб, которое можно было бы разместить при полном использовании трубной доски, т. е.

$$\eta_{mp} = \frac{0,866t^2N}{\pi D_{mp}^2/4},$$

где N – общее число труб в подогревателе, определяемое из соотношения

$$N = \frac{F}{\pi d_n l};$$

t – шаг труб при размещении их в трубной доске. Значение t определяется способом крепления труб в трубной доске и условиями её ослабления отверстиями. При закреплении труб вальцовкой величина t принимается равной (1,25–1,3) $d_{втр}$ а при сварном соединении $t = 1,25 d_{н}$.

Минимальный диаметр трубной доски при закреплении в ней наибольшего количества труб достигается при треугольной разбивке отверстий для труб. Для характеристики заполнения трубной доски используют коэффициент использования её U_{mp} как отношение площади, занятой трубами, к общей площади:

$$U_{mp} = N \left(\frac{d_n}{D_{mp}} \right)^2.$$

В процессе конструирования подогревателя значения $\eta_{тр}$ и U_{mp} принимаются из имеющегося опыта проектирования. Диаметр трубной доски в этом случае

$$D_{mp} = d_n \sqrt{\frac{N}{U_{mp}}} = 1,05t \sqrt{\frac{N}{\eta_{mp}}}.$$

При определении конструктивных характеристик подогревателей принимают во внимание технологию сборки и ремонта, транспортные условия и условия прочности отдельных элементов.

2.8. Гидравлический расчёт поверхностных регенеративных подогревателей

Задачей гидравлического расчёта подогревателей является определение их гидравлического сопротивления. Для любого элемента или участка подогревателя гидравлическое сопротивление определяется выражением

$$\Delta P = \left(\sum \lambda \frac{l}{d_3} + \sum \zeta_m \right) \frac{\rho \omega^2}{2},$$

где $\sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho \omega^2}{2}$ – определяет гидравлические потери, возникающие при движении теплоносителя за счёт трения о стенки труб;

$\sum \zeta_m \frac{\rho \omega^2}{2}$ – гидравлические потери при движении теплоносителя, вызванные местными сопротивлениями (поворотами, сужениями или расширениями и т. п.).

Значение коэффициента сопротивления трения зависит от шероховатости стенок труб Δ и от режима движения теплоносителя, определяемого числом Re (табл. 14).

Таблица 14

**Коэффициент местного сопротивления
для различных элементов подогревателей**

<i>Наименование</i>	<i>Значение</i>
Вход и поворот во входной и выходной камерах	1,5
Поворот потока на 180° через промежуточную камеру	2,5
Поворот потока на 180° в трубах	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5–1,0
Выход из промежуточного пространства под углом 90°	1,0
Вход потока в спираль	1,21,0
Выход из спирали	0,5
Влияние кривизны спирали (для n витков)	

С достаточной степенью точности значение λ может быть определено из выражения

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d_3} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25},$$

где Δ – для стальных труб равна 0,2 мм, для латунных – 0,01 мм.

Коэффициенты местного сопротивления ζ_m для различных элементов подогревателей приведены в соответствующих справочниках.

Потерями давления в межтрубном пространстве можно пренебречь. То же относится к межтрубному пространству охладителей конденсата.

Гидравлическое сопротивление по пару встроенного охладителя пара можно определить, используя формулу

$$\Delta P = 6mD_g \left(\frac{D_n}{f} \right) \frac{1}{2\rho''},$$

где m – число секций, последовательно омываемых паром;

D_g – диаметр наибольшего витка спирали;

f – сечение для прохода пара;

D_n и ρ'' – расход пара и его плотность соответственно.

2.9. Расчёт регенеративных подогревателей смешивающего типа

Целью теплового расчёта является определение нагрева конденсата при принятой схеме его движения. Теплота, подводимая с паром из отборов турбины к подогревателю, расходуется на нагрев основного конденсата турбины, частично теряется с выпаром и в окружающую среду, т. е.

$$Q_n = Q_k + Q_g + Q_{nom}.$$

Потери теплоты от подогревателя в окружающую среду могут не учитываться в расчётах. Расход выпара может приниматься равным 0,25 % расхода греющего пара, поступающего в подогреватель, или приниматься таким же, как и в деаэраторах вакуумного типа (3 кг на 1 т номинального расхода питательной воды).

Расход пара в подогреватель определяется из уравнения теплового баланса, а для определения нагрева воды в струях при их поперечном омывании потоком пара используется эмпирическая зависимость

$$\lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} = 0,053 \frac{l(1 - \Pi)^7}{Pr^{0,62}} \sqrt{\left(\frac{\omega_n}{\omega_g}\right)^2 \frac{\rho_n}{\sigma d}}$$

где l – длина струй, м;

d – диаметр отверстий в тарелке, м;

$\Pi = G_g/D_{CM}$ – отношение массового расхода воздуха, содержащегося в греющем паре, к суммарному расходу воздуха и пара;

ω_n, ω_B – скорость пара и скорость воды в струях, м/с;

Pr, σ и ρ_n – число Прандтля, коэффициент поверхностного натяжения для воды и плотность пара, принимаемые при температуре насыщения;

t_n – температура насыщения греющего пара, °С;

t_1, t_2 – температура воды в начале и конце струи, °С.

В соответствии с рекомендациями ЦКТИ начальную скорость истечения воды из отверстий в тарелках ω_B следует принимать равной 0,6–1 м/с. При такой скорости практически исключается эрозионный износ отверстий и сохраняется умеренная высота слоя воды над тарелкой.

Длина струй l принимается не более 0,7 м, диаметр отверстий 5–8 мм, а содержание воздуха принимается равным не более 0,1 %.

С учётом принятых рекомендаций число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_k V_k}{0,785 d^2 \omega_g},$$

где G_k – расход основного конденсата, кг/с.

Определение нагрева основного конденсата в струях производится методом последовательного приближения. Первоначально величина нагрева принимается ориентировочно и определяется количество сконденсированного при этом пара:

$$D_n = \frac{G_k C_p (t_2 - t_1)}{i'' - i_2},$$

где i'' , i_2 – энтальпия греющего пара и конденсата, кДж/кг.

С учётом конденсации части пара скорость его на входе и выходе из струйного пучка при поперечном омывании определяется из выражений

$$\omega_{n,ex} = D_{n,ex} v'' / L_{ex},$$

$$\omega_{n,вых} = D_{n,вых} v'' / L_{вых},$$

где $D_{n,ex} = D_n + D_{n,вых}$ – расход пара на входе в струйный пучок, кг/с;

$D_{n,вых}$ – расход пара на выходе из струйного пучка, кг/с;

$L_{ex}, L_{вых}$ – развёрнутая ширина (суммарный периметр всех струй) струйного пучка на входе и выходе пара, м.

Средняя скорость пара в струйном пучке может вычисляться как среднеарифметическая (при $\omega_{n,ex} / \omega_{n,вых} \ll 1,7$) или как среднелогарифмическая из выражения

$$\omega_{n,ср} = \frac{\omega_{n,ex} - \omega_{n,вых}}{\ln \frac{\omega_{n,ex}}{\omega_{n,вых}}}.$$

Подсчитанное значение скорости пара и принятые характеристики струйного истечения должны обеспечить принятый нагрев основного конденсата. При расхождении принятого нагрева от подсчитанного, превышающего 0,1 °С, расчёт повторяется при вновь принятой величине.

Для определения геометрических характеристик и потерь давления в подогревателе наряду с тепловым выполняется его гидродинамический расчёт.

При отсутствии расхода пара высота слоя конденсата над тарелкой (гидродинамический уровень) определяется из выражения

$$h_z = \omega_g^2 / 2ga^2,$$

где a – коэффициент расхода (для отверстий диаметром 5–10 мм и толщине листа 6–10 мм принимается равным 0,6).

При нормальной работе над тарелкой устанавливается динамический уровень, превышающий h_z на сумму потерь давления при движении пара через струйный пучок Δp_{cm} и по-

теперь давления на преодоление местных сопротивлений при движении пара из одного отсека в другой Δp_m :

$$\Delta p_{cm} = \frac{m}{S \sin 60^\circ} \Delta p_0,$$

где m – глубина струйного пучка;

S – шаг отверстий в тарелке;

p_0 – гидравлическое сопротивление одного ряда струй (примерно 2 мм вод. ст.).

Для определения $\Delta p_m = \sum \zeta_m \frac{\rho \omega_n^2}{g}$ принимается, что $\sum \zeta_m = 3$.

Высота переливных бортиков тарелок принимается обычно на 60–70 % выше динамического уровня с учётом загрязнения и возможности перегрузки подогревателя.

При применении в подогревателе барботажных тарелок должна быть обеспечена гидродинамическая устойчивость их работы. Надёжное поддержание слоя воды над тарелкой обеспечивается при скорости пара в отверстиях, большей или равной минимальной и определяемой из выражения

$$\omega_{\min} = 1,41 \sqrt{g / \rho''} \sqrt{\sigma (\rho' - \rho'')} g \left(\frac{\rho' - \rho''}{g \sigma} \right)^{1/6} d^{2/9} h^{1/9},$$

где d и h – диаметр отверстий и высота переливных бортиков над тарелкой.

Максимальная скорость пара, при которой обеспечивается надёжное сохранение барботажного слоя, может быть определена из уравнения

$$\frac{\omega''_{\max} \rho''}{\sqrt{g \sigma (\rho' - \rho'')}} = 1,26 \cdot 10^9 \left(\frac{h}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}} \right)^{0,24} \left(\frac{\mu^2 \sqrt{g(\rho' - \rho'')}}{\sigma^{3/2} \rho'} \right)^{1,66}.$$

В формулах все значения физических параметров принимаются при температуре насыщения пара. Высота переливных бортиков принимается равной 60–80 мм, а диаметр отверстий 6–8 мм.

2.10. Конструкции сетевых подогревателей

Сетевые подогреватели служат для подогрева паром из отборов турбин сетевой воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения тепловых потребителей. На ГРЭС сетевые подогреватели питаются паром из нерегулируемых отборов турбин конденсационного типа, а на ТЭЦ используют регулируемые отборы пара с давлением 0,05–0,25 МПа для турбин типов Т и ПТ.

Сетевая установка ГРЭС обычно состоит из двух подогревателей – *основного* и *пикового*. Основной подогреватель питается паром с давлением 0,05–0,15 МПа, пиковый 0,4–0,8 МПа. Основной подогреватель используется в течение всего отопительного периода, а пиковый – только в наиболее холодные дни.

На современных ТЭЦ применяется многоступенчатый подогрев сетевой воды (рис. 22), обеспечивающий максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, высокую тепловую экономичность и улучшающий регулировочные возможности схемы. В настоящее время на мощных ТЭЦ применяются, как правило, поагрегатные теплофикационные подогревательные установки поверхностного типа. Подогреватели сетевой воды в этих установках выполняются горизонтальными и располагаются непосредственно под цилиндрами турбин.

Многоступенчатый подогрев сетевой воды может осуществляться в теплофикационном пучке конденсатора турбины, в нижнем и верхнем сетевых подогревателях и в пиковом водогрейном котле. Нижний и верхний подогреватели питаются паром из двух регулируемых отборов турбины. Давление в нижнем отборе может поддерживаться постоянным в интервале 0,05–0,2 МПа, а в верхнем 0,06–0,25 МПа, в зависимости от температурного графика сетевой воды (рис. 23). При использовании для теплофикации указанных отборов пара регулятор давления в отборе подключается к верхнему отбору, давление в нижнем отборе будет изменяться от пропуска пара через ступени.

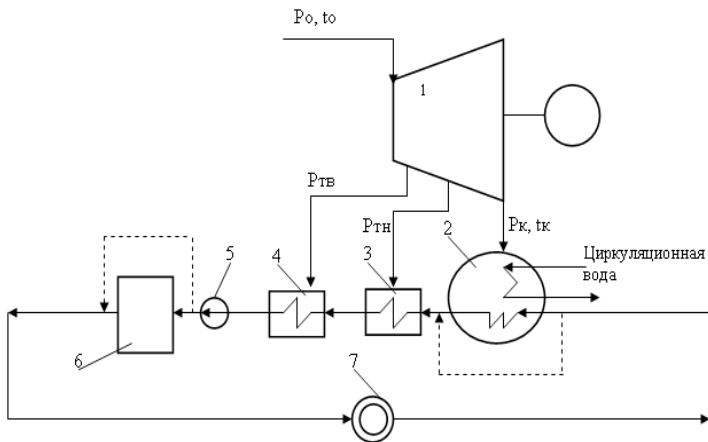


Рис. 22. Принципиальная схема подгрева сетевой воды на ТЭЦ:
 1 – турбина типа Т; 2 – конденсатор; 3 – нижний сетевой подогреватель;
 4 – верхний сетевой подогреватель; 5 – сетевой насос; 6 – ПВК;
 7 – тепловой потребитель

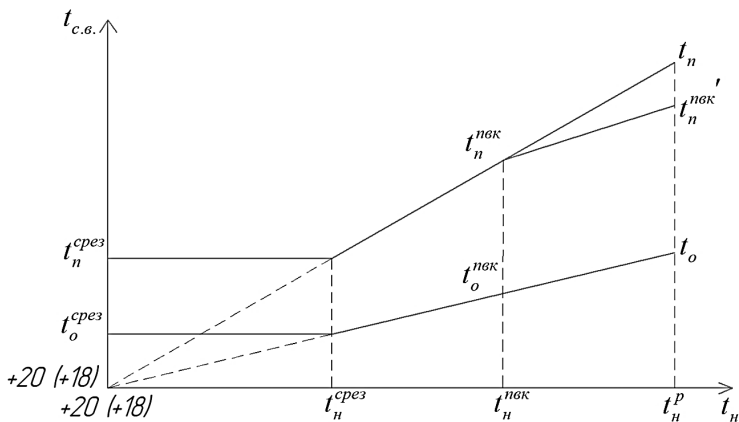


Рис. 23. Температурный график
 качественного регулирования тепловой нагрузки

Качество сетевой воды, прокачиваемой через поверхности нагрева сетевых подогревателей, значительно ниже конденсата турбин. Попадание сетевой воды в конденсат греющие-

го пара недопустимо. Греющий пар омывает трубки снаружи, а сетевая вода циркулирует внутри трубок. Наличие примесей в сетевой воде и их отложения на поверхностях нагрева исключают применение гнутых трубок, не допускающих их внутреннюю чистку.

В зависимости от температурного графика теплосети подогрев воды в сетевых подогревателях осуществляется от 40–70 °С до 70–120 °С и для этого используется пар отборов с давлением в большинстве режимов ниже атмосферного. Это вызывает необходимость применения воздухоотсасывающих устройств – эжекторных установок – для удаления воздуха и неконденсирующихся газов.

Различаются сетевые подогреватели *вертикального* и *горизонтального* типов. В соответствии с отраслевым стандартом ОСТ 108.271.101-76 первые обозначаются буквами ПСВ, а вторые – ПСГ. Вертикальные используются на сетевых подогревательных установках небольшой и умеренной теплопроизводительности – на ГРЭС и теплофикационных установках Т-25-90, ПТ-25-90, а также на теплофикационных установках ПТ-60-90, ПТ-60-130 и ПТ-80-130 изготовления ЛМЗ – и имеют поверхности теплообмена 45, 63, 90, 125, 200, 315 и 500 м².

Вертикальные сетевые подогреватели выпускаются Саратовским заводом энергетического машиностроения, имеют поверхность теплообмена вплоть до 500 м². Ими комплектуются теплофикационные установки некоторых турбин ЛМЗ. Для теплофикационных установок мощных турбин используются ПСГ, поверхности теплообмена которых достигают 5 000 м². Они выпускаются турбинными заводами (табл. 15, 16).

В соответствии с ОСТ первая цифра в обозначении подогревателя соответствует поверхности теплообмена (м²); вторая и третья цифры – максимальные рабочие давления пара и сетевой воды (кгс/см²); четвёртая (римская) цифра – модификация аппарата (ПСГ-1300-3-8-I; ПСГ-2300-2-8-I(II); ПСВ-500-14-23).

Горизонтальные сетевые подогреватели обеспечивают более удобную их компоновку в машинном зале и сокращение длины подводящих трубопроводов отборов пара.

Охладители выпара предусматриваются на отсосах паровоздушной смеси из нижних сетевых подогревателей в эжекторные установки.

Каждый подогреватель представляет собой пароводяной горизонтальный теплообменник с цельносварным корпусом. Трубный пучок состоит из прямых трубок, развальцованных с обеих сторон в трубных досках.

Расчёт теплообмена в сетевых подогревателях не отличается от расчёта для регенеративных подогревателей. Теплоотдача к трубному пучку происходит при конденсации пара на вертикальных или на горизонтальных прямых трубах. Передача теплоты от поверхности труб к нагреваемой воде происходит при вынужденном движении сетевой воды. Передача теплоты от конденсирующегося пара к стенке вертикальных труб уже была рассмотрена выше применительно к ПНД. При достаточной чистоте поверхностей нагрева, высоких скоростях воды (примерно 1,5–2,0 м/с) и надёжном дренаже конденсата и воздуха из парового пространства в теплофикационных пароводяных подогревателях коэффициенты теплопередачи достигают значений 3 000–4 000 Вт/(м² · К). Термический КПД характеризует тепловые потери аппарата в окружающую среду, но не определяет необратимые потери эксергии при теплообмене, т. е. работоспособности теплоты. В мощных аппаратах с удовлетворительной тепловой изоляцией термический КПД достигает 0,98–0,99.

Коэффициент теплопередачи в горизонтальных сетевых подогревателях для различных режимов работы находится в пределах 3–4 кВт/(м² · К). Большое значение имеет правильный выбор недогрева сетевой воды до температуры насыщения греющего пара в сетевом подогревателе. Эта задача является технико-экономической, поскольку уменьшение недогрева повышает тепловую экономичность установки, но приводит к росту металло- и капиталовложений в сетевые подогреватели.

Расчёты показывают, что при дорогом топливе оптимальный недогрев составляет около 5 °С и уменьшается до 3 °С при дорогом топливе. Недогрев воды в подогревателе уве-

личивается примерно линейно с ростом расхода пара и скорости воды в трубах и несколько снижается с повышением средней температуры сетевой воды.

Таблица 15

Характеристики пароводяных поверхностных сетевых подогревателей «Саратовского завода энергетического машиностроения» (ОСТ-108, 271, 101-76)

<i>Показатель</i>	<i>ПСВ-200-7-15</i>	<i>ПСВ-200-14-23</i>	<i>ПСВ-315-14-23</i>	<i>ПСВ-500-14-23</i>
Поверхность нагрева, м ²	200	200	315	500
Номинальный расход воды, т/ч	800	800	1 130	1 800
Число ходов воды	2	2	2	2
Число трубок	1 018	1 018	1 143	1 830
Диаметр корпуса, мм	1 232	1 232	1 540	1 640
Общая высота подогревателя, мм	5 540	15 540	7 140	7 340
Рабочее давление (избыточное), МПа				
с водяной стороны	1,5	2,3	2,3	2,3
с паровой стороны	0,7	1,4	1,4	1,4
Максимальная температура среды, °С				
Пара	400	350	400	400
Воды	150	180	150	180
Масса, т				
без воды	6,6	6,6	10	11,9
с водой	11,5	11,5	19,4	25,4

Количество теплоты, передаваемой в сетевом подогревателе от конденсирующегося пара сетевой воде, определяется из уравнения теплового баланса подогревателя:

$$Q_{c,n} = D_n (i_n - i_{n,n}^e) \eta_n = G_c (i_{вых}^e - i_{вх}^e),$$

где D_n и G_c – расходы пара из отбора и сетевой воды, кг/с;

i_n и $i_{n,n}^e$ – энтальпия пара отбора, поступающего в подогреватель и конденсата греющего пара при температуре насыщения соответственно, кДж/кг;

$i_{вых}^e$ и $i_{вх}^e$ – энтальпии сетевой воды на выходе и входе сетевого подогревателя, кДж/кг.

Значения расходов и энтальпий пара и сетевой воды определяются из расчёта тепловой схемы турбоустановки при соответствующем режиме работы.

Потери давления в паропроводе от турбины до подогревателя обычно составляют 2–8 % давления пара в патрубке отбора.

Таблица 16

**Технические характеристики сетевых подогревателей турбин
Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)**

Тип подогревателя	Поверхность нагрева, м ²	Расчётный расход воды, кг/с	Перепад давления воды, кПа	Допустимое давление по воде, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Масса, т		Тип турбины
						без воды	с водой	
ПСГ-800-3-8-1	800	415	50	0,8	0,05–0,2			ПТ-50/60-130/7
ПСГ-1300-3-8-1	1 300	830	90	0,8	0,05–0,25	31	43	Т-50/60-130; ПТ-135/165-130/15
ПСГ-2300-2-8-1	2 300	1250	108	0,8	0,05–0,2	51	77	Т100/120-130
ПСГ-2300-3-8-1	2 300	1250	108	0,8	0,06–0,25	50	75	
ПСГ-5000-2,5-8-1	5 000	2 000	133	0,8	0,05–0,15	120	181	Т-250/300-240
ПСГ-5000-3,5-8-1	5 000	2 000	133	0,8	0,06–0,2	ПО	158	Т-170/205-130

2.11. Водогрейные котлы

Водогрейные котлы, как и пиковые сетевые подогреватели, используются на ТЭЦ в качестве пиковых источников теплоты при тепловых нагрузках, превышающих обеспечиваемую отборами турбин. Максимальную тепловую нагрузку отборов теплофикационных турбин ($\alpha_{\text{ТЭЦ}}$) выбирают из расчёта покрытия 50–65 % максимума отопительной нагрузки, а остальное принимают на себя пиковые источники теплоты. Водогрейные котлы устанавливаются в районных отопительных котельных, где используются в качестве основного источника централизованного теплоснабжения при отсутствии ТЭЦ (табл. 17). Водогрейные котлы могут служить в качестве резервного источника теплоты для отопления при выходе из строя теплофикационных турбин.

При разработке конструкций водогрейных котлов за основу принимается температурный график систем теплоснабжения (150–70 °С), но при теплопроизводительности выше 35 МВт (30 Гкал/ч) предусматривается возможность повышения температуры подогрева воды до 200 °С. Температура сетевой воды на входе в котел на различных режимах обычно составляет 70–120 °С. Во избежание низкотемпературной коррозии металла температура воды на входе в пиковый водогрейный котел ограничивается значениями 56–60 °С, что в необходимых случаях обеспечивается рециркуляцией подогретой сетевой воды. При сернистом мазуте температура на входе должна быть не менее 110 °С.

Котлы могут иметь *башенную, горизонтальную, П- и Т-образную* компоновки поверхностей нагрева и рассчитаны на две группы параметров: при температуре подогрева воды 150 °С давление за котлом 1,6 МПа, а при 200 °С–2,5 МПа.

Принятая шкала теплопроизводительности трёх наиболее крупных водогрейных котлов соответствует теплопроизводительности теплофикационных отборов турбин мощностью 25, 50 и 100 МВт, что обеспечивает их блочную установку при $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,5$.

Таблица 17

**Основные данные некоторых стальных
водогрейных котлов серийного производства**

Типоразмер	Расчётная теплопроизводительность, МДж/с	Поверхность нагрева, м	Расчётный расход воды, кг/с	Расчётные температуры воды, °С		Перепад давления воды, МПа	Вид топлива	КПД brutto при расчётной производительности, %
				на входе	на выходе			
КВ-7М-6.5	7,55	199	22,2	70	150	0,12	Газ или мазут	91 или 87
КВ-ТС-10	11,6	277	34,3	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	83 или 81
КВ-ТС-20	23,3	489	68,7	70	150	0,15	Каменные или бурые угли	81 или 79
КВ-ГМ-30	35	720	103	70	150	0,19	Газ или мазут	90 или 88
ПТВМ-30М	46,5/40,7	822	139 или 122	70	150	0,17	То же	91 или 88

Окончание табл. 17

Типовая модель	Расчётная теплопроизводительность, МДж/с	Площадь нагрева, м	Расчётный расход воды, кг/с	Расчётные температуры воды, °С		Перенос дающая вода, МПа	Вид топлива	КПД бурного при производстве, %
				на входе	на выходе			
КВГМ-50	58	1468	172 или 342	70	150 150	0,138	То же	92,5 или 91
				110		0,075	То же	
КВГМ-100	116	2710	343 или 684	70	150 150	0,165	То же	92,5 или 91
				110		0,079	То же	
ЛТВМ-180	210	5979	1022	101	150	0,109	То же	89

Водогрейные котлы башенной компоновки работают с естественной тягой с индивидуальными металлическими дымовыми трубами на каркасе котлов для работы на газе и с отдельно стоящей для работы на мазуте. При установке на ТЭЦ применяется также отвод продуктов сгорания в дымовую трубу энергетических котлов. Котлы типов КВГМ (котел водогрейный газомазутный) и КВТК (котел водогрейный твердотопливный камерный) с П- и Т-образной компоновками снабжаются дымососами.

Котлы башенной компоновки (типа ПТВМ – пиковый теплофикационный водогрейный мазутный) оборудовались индивидуальными на каждую горелку дутьевыми вентиляторами (до 16 штук на котел) с регулированием теплопроизводительности, отключением горелок и вентиляторов.

На смену первому поколению водогрейных котлов башенной компоновки типов ПТВМ-100 и ПТВМ-180 пришли газомазутные котлы типов КВ-ГМ-100 и КВ-ГМ-180 конструкции Барнаульского котельного завода.

2.12. Классификация и типовые конструкции деаэраторов

Деаэрационные установки (ДУ) в системах регенеративного подогрева питательной воды ПТУ [4; 7] предназначены для максимально возможного удаления из питательной воды коррозионноактивных газов, как находящихся в растворённом состоянии (O_2 , CO_2 и др.), так и образующихся при термическом разложении бикарбонатов и карбонатов ($NaHCO_3$, NH_4HCO_3 , Na_2CO_3 и др.); создания рабочего резерва питательной воды в баках аккумуляторов в целях компенсации небаланса между расходами питательной воды в котёл и основного конденсата турбины с учётом добавочной воды; подогрева питательной воды в регенеративной схеме турбоустановки. Деаэратор представляет собой теплообменный аппарат смешивающего типа, в котором теплообмен осуществляется при непосредственном контакте основного конденсата с паром из

отбора турбины. Основной подогрев воды и частичная её дегазация осуществляются в плёночной или струйной ступени деаэратора паром из отбора турбины, а окончательный подогрев воды до температуры насыщения, глубокая и стабильная её дегазация происходят в его барботажном устройстве. Скорость процесса удаления (десорбции) газов существенно зависит от площади поверхности контакта воды с паром, увеличение которой, как правило, достигается с помощью дробления (распыления) воды в виде струй или капель либо при её стекании в виде тонкой плёнки.

В деаэраторах термическая деаэрация воды сочетается с её подогревом. Деаэраторы устанавливают на ТЭС и в районных котельных для деаэрации питательной воды, подаваемой в парогенераторы, и подпиточной воды, подаваемой в тепловую сеть. Питательная вода паровых котлов ТЭС высокого давления согласно ПТЭ должна содержать кислорода менее 10 мкг/кг. Термический способ деаэрации воды основан на том, что растворимость газов в воде с повышением её температуры уменьшается, а при температуре её кипения газы почти полностью удаляются из воды. На тепловых электростанциях применяют деаэраторы повышенного давления, в паровых котельных – деаэраторы атмосферного типа, а в котельных с водогрейными котлами – вакуумные деаэраторы (табл. 18).

Номинальную производительность, т/ч, деаэраторов (деаэрационных колонок) выбирают из рядов:

- 1) ДП: 225; 500; 1 000; 2 000; 2 800;
- 2) ДА: 1; 3; 5; 15; 25; 50; 100; 200; 300;
- 3) ДВ: 5; 15; 25; 50; 100; 200; 300; 400; 800; 1 200.

Полезную вместимость, м³, деаэраторных баков выбирают из рядов:

- 1) ДП: 65; 100; 120; 150; 185;
- 2) ДА: 1; 1,5; 2; 4; 8; 15; 25; 50; 75;
- 3) ДВ не имеют в своем составе деаэраторных баков.

Условное обозначение деаэратора должно включать:

- 1) тип;
- 2) номинальную производительность;
- 3) полезную вместимость деаэраторного бака.

Пример условного обозначения деаэратора повышенного давления производительностью 1 000 т/ч с баком полезной вместимостью 100 м³:

ДП-1000/100.

Условное обозначение деаэрационной колонки должно включать:

- 1) тип (КДП, КДА, КДВ);
- 2) номинальную производительность.

Пример условного обозначения деаэрационной колонки атмосферного давления производительностью 200 т/ч:

КДА-200.

Условное обозначение деаэраторного бака должно включать:

- 1) тип (БДП, БДА);
- 2) полезную вместимость.

Таблица 18

Значения основных параметров деаэраторов (ГОСТ 16860-88)

<i>Наименование параметра</i>	<i>Значение для деаэраторов типа</i>		
	<i>ДП</i>	<i>ДА</i>	<i>ДВ</i>
1. Абсолютное рабочее давление, МПа (кгс/см ²)	0,6–1,0	0,11–0,13	0,015–0,08
	(6–10)	(1,1–1,3)	(0,15–0,8)
2. Нагрев воды в деаэраторе при номинальной производительности, °С	10–40	10–50	15–25
3. Содержание растворённого кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэратора, мкг/кг			
<i>при содержании кислорода в исходной воде на входе в деаэратор не более 13 мг/кг</i>	не нормируется	20	50
<i>при содержании кислорода в исходной воде на входе в деаэратор не более 1,0 мг/кг</i>	10	20	50

Наименование параметра	Значение для деаэраторов типа		
	ДП	ДА	ДВ
4. Содержание свободной углекислоты в деаэрированной воде, мг/кг			
<i>при содержании свободной углекислоты в исходной воде на входе в деаэратор не более 10 мг/кг и бикарбонатной щелочности 0,4–0,7 мг-экв/кг</i>	не нормируется	отсутствует	0,5
5. Удельный расход выпара на выходе из деаэратора, кг/т, деаэрированной воды, не более	1,5	2,0	5,0
6. Полный назначенный срок службы, лет, не менее	30	30	30
7. Средний ресурс между капитальными ремонтами, ч, не менее	-	50 000	–
8. Средняя наработка на отказ, ч, не менее	-	8 000	-

Пример условного обозначения деаэрационного бака повышенного давления полезной вместимостью 100 м³:

БДП-100.

При наличии нескольких модификаций деаэраторов, колонок и баков одного типоразмера в условное обозначение вносится дополнительный индекс арабскими цифрами.

Деаэрационная установка состоит из деаэрационного бака (часто называемого баком-аккумулятором), колонки деаэрационной, гидрозатвора и охладителя выпара (рис. 24).

Деаэрационный бак представляет собой горизонтальную, цилиндрической формы ёмкость с эллиптическими либо коническими днищами. Баки имеют отверстие для установки деаэрационной колонки. Гидрозатвор предохраняет деаэрационный бак от превышения уровня воды и повышения давления в баке.

Вода, подлежащая дегазации, подаётся в верхнюю часть колонки. Греющий пар поступает в колонку снизу и, поднимаясь, соприкасается с водой, движущейся ей навстречу. При движении вода проходит через специально установленные

в колонке устройства, разбиваясь на мелкие струйки. В результате непосредственного контакта с паром вода нагревается до кипения. Растворённые газы выделяются из неё и вместе с небольшим количеством выпара отводятся через верхний штуцер колонки, а деаэрированная вода собирается в баке.

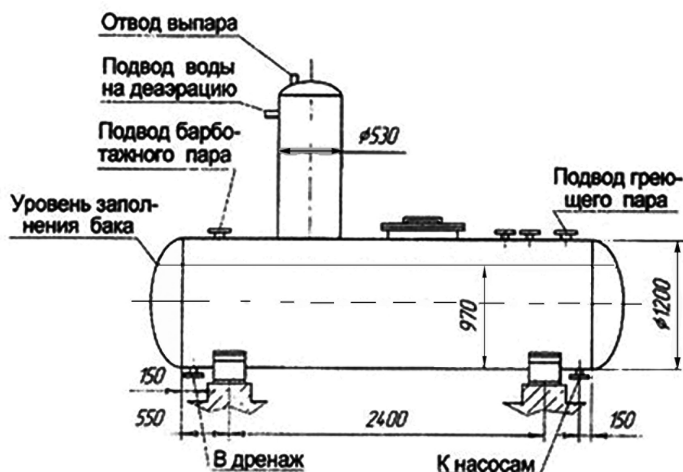


Рис. 24. Схема деаэратора (пример)

Деаэраторы размещаются внутри помещения котельной (при необходимости на сниженной высотной отметке) применительно к условиям объекта.

В комплект деаэратора входят: колонка деаэрационная, бак деаэраторный, предохранительное устройство (гидрозатвор), охладитель выпара. По требованию заказчика комплектность может быть изменена (отдельно бак, колонка и т. д.).

Термические деаэраторы воды выполняют на ТЭС несколько функций, основной является удаление из воды растворённых агрессивных газов (кислорода и углекислоты). Деаэраторы служат также для регенеративного подогрева основного конденсата и являются местом сбора и хранения запаса питательной воды. Деаэраторы можно классифицировать по рабочему давлению и способу создания поверхности контакта деаэрируемой воды с греющим паром.

В зависимости от рабочего давления термические деаэраторы, согласно ГОСТ 16860-77, делятся на *вакуумные* (тип ДВ, рабочее давление 0,0075–0,05 МПа, температура насыщения 40–80 °С); *атмосферные* (тип ДА, рабочее давление 0,12 МПа, температура насыщения 104 °С) и *повышенного давления* (тип ДП, рабочее давление 0,6–0,7 МПа, реже 0,8–1,2 МПа, температура насыщения 158–167 °С и соответственно 170–188 °С).

В вакуумных деаэраторах давление ниже атмосферного и для отсоса выделяющихся из воды газов требуется эжектор. Имеется опасность повторного «заражения» воды кислородом из-за присоса атмосферного воздуха в тракт перед насосом. Вакуумные деаэраторы применяются, когда требуется деаэрировать воду при температуре ниже 100 °С (подпиточная вода тепловых сетей, вода в тракте химической водоподготовки). К ним относятся также деаэрационные приставки конденсаторов.

Атмосферные деаэраторы работают с небольшим избытком внутреннего давления над атмосферным (приблизительно 0,02 МПа), необходимым для самотечной эвакуации выделяющихся газов в атмосферу. Преимуществом является минимальная толщина стенки корпуса (экономия металла).

Деаэраторы повышенного давления применяются для обработки питательной воды энергетических котлов с начальным давлением пара 10 МПа и выше. Применение деаэраторов типа ДП на ТЭС позволяет при более высокой температуре регенеративного подогрева воды ограничиться в тепловой схеме небольшим количеством последовательно включённых ПВД (не более трёх), что способствует повышению надёжности, удешевлению установки и благоприятно сказывается при эксплуатации ввиду меньшего сброса температуры питательной воды при отключении ПВД.

По способу создания поверхности контакта фаз деаэраторы подразделяются на *струйные*, *плёночные* и *барботажные*. Основными элементами деаэратора являются его колонка, где происходит основной подогрев и деаэрация воды, и аккумуляторный бак для хранения запаса деаэрированной воды.

Колонка деаэратора струйного типа. Вода через верхний ряд боковых штуцеров поступает в смесительную камеру, совмещённую с водосливом. Дробление воды на струи осуществляется с помощью дырчатых тарелок, площадь отверстий в которых составляет около 8 % общей площади тарелки в плане. Приведённая плотность орошения (количество воды, поступающей в единицу времени на 1 м² площади горизонтального сечения колонки) для деаэраторов струйного типа не должна превышать 17–28 кг/(м² · с) [60–100 т/(м² · ч)]. Применяются тарелки двух типов, устанавливаемые поочерёдно: с центральным проходом для пара (кольцеобразные) и с проходом по периферии (в виде сплошного круга). Расстояние по вертикали между соседними тарелками принимается 300–400 мм, высота борта 50–100 мм, диаметр отверстий 4–7 мм. Число каскадов тарелок может достигать 5–10 шт.

Деаэраторы струйного типа наряду с преимуществами – простота конструкции и малое паровое сопротивление, имеют недостаток, сравнительно низкую интенсивность деаэрации воды. Вследствие этого колонки струйного типа имеют большую высоту (3,5–4 м и более). При большой высоте колонок затрудняется их ремонт.

Крепление тарелок в колонках может осуществляться на кронштейнах, на подвесках (тягах); попарным скреплением приварными листами с опиранием на кольцевые выступы. Во избежание перекосов в распределении потока воды при не вполне горизонтальной установке тарелок в них делают секционизирующие перегородки.

Парораспределители могут иметь различное конструктивное оформление. Помимо кольцевого парораспределителя с овальными окнами или вертикальными щелями применяют также заглушённые на конце перфорированные патрубки. Последние предпочтительны, когда греющий пар перегрет.

В деаэраторах с колонками плёночного типа необходимая поверхность контакта с паром обеспечивается расчленением потока воды на плёнки, обволакивающие насадку (заполнитель), по поверхности которой вода стекает вниз. Применяется насадка двух типов: упорядоченная и неупорядоченная. Упо-

рядоченную насадку выполняют из вертикальных, наклонных или зигзагообразных листов, а также из укладываемых правильными рядами колец, концентрических цилиндров. Преимущества упорядоченной насадки – возможность работы с высокими плотностями орошения ($55\text{--}83 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $200\text{--}300 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$) при значительном подогреве воды ($20\text{--}30 \text{ }^\circ\text{C}$) и возможность деаэрации несмягчённой воды. Недостаток – неравномерность распределения потока воды по насадке.

Неупорядоченная насадка выполняется из небольших элементов определённой формы, засыпаемых произвольно в выделенную часть колонки (кольца, шары, сёдла, омегаобразные элементы), и обеспечивает более высокий коэффициент массоотдачи.

Колонки с неупорядоченной насадкой вплоть до пропускной способности 500 т/ч имеют заметное преимущество по высоте перед колонками струйного типа. При большей производительности и необходимости сопряжения колонки с баком-аккумулятором это преимущество отпадает, поскольку при допустимой плотности орошения $30 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $110 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ диаметр колонки приближается к диаметру транспортабельного бака-аккумулятора. Вследствие этого для сопряжения такой колонки с баком приходится вводить переходный патрубок, который в свою очередь требует для колонок повышенного давления установки дополнительного нижнего днища. Возможна также установка на одном баке двух колонок меньшей производительности. Плёночные деаэраторы малочувствительны к загрязнению накипью, шламом и окислами железа. При выполнении насадки из нержавеющей стали дополнительное загрязнение воды окислами железа после деаэратора невелико.

Плёночные деаэраторы применяются для обработки подпиточной воды тепловых сетей. К недостаткам деаэраторов плёночного типа относятся:

- 1) большая чувствительность к перегрузкам;
- 2) недостаточная удельная пропускная способность на единицу площади поперечного сечения колонки;
- 3) неустойчивость насадочного слоя, возможность его смещения под длительным воздействием пара и воды.

В деаэраторах барботажного типа поток пара, который вводится в слой воды, подвергается дроблению на пузыри. Преимуществом является их компактность при высоком качестве деаэрации. Благодаря вводу пара в слой воды происходит некоторый перегрев её относительно температуры насыщения, соответствующей давлению в паровом пространстве над поверхностью воды. Величина перегрева определяется высотой столба жидкости над барботажным устройством. При движении увлекаемой пузырьками пара воды вверх происходит её вскипание, способствующее лучшему выделению из раствора не только кислорода, но и углекислоты, которая в деаэраторах других типов удаляется из воды не полностью.

Присутствующая в воде углекислота подразделяется на свободную (газ CO_2) и связанную (бикарбонат натрия NaHCO_3 и аммония NH_4HCO_3). Последняя сама по себе безвредна для металла пароводяного тракта ТЭС, но при высокой температуре (в котлах) она подвергается термическому разложению с выделением свободной CO_2 , которая вместе с паром попадает в турбину, а оттуда проникает в регенеративную систему, растворяется в конденсате и вызывает интенсивную коррозию трубных систем регенеративных подогревателей. Способность к удалению из воды CO_2 и к разложению бикарбонатов считается основным преимуществом деаэраторов барботажного типа.

Процесс разложения бикарбонатов усиливается с повышением температуры и давления в деаэраторе, с увеличением времени пребывания воды в аппарате и начальной концентрации бикарбонатов в исходной воде. В барботажном устройстве наряду со значительным развитием суммарной поверхности контакта фаз обеспечивается интенсивная турбулизация жидкости. Удельная поверхность контакта фаз при барботаже в зависимости от конструкции устройства и режима его работы может достигать $670\text{--}1\ 500\ \text{м}^2/\text{м}^3$. Барботажные деаэрирующие устройства обладают большей компактностью, чем устройства с дырчатými тарелками струйного типа или плёночные устройства.

Если разность давлений греющего пара и пара в деаэраторе превышает $0,1\ \text{МПа}$, расширение пара, подаваемого в де-

азрируемую воду, следует производить в подводящих соплах, используя скорость пара на выходе из сопла для осуществления многократной циркуляции деаэрируемой воды. При $0,1 > \Delta p > 0,03$ МПа можно применять низконапорный барботаж деаэрируемой воды в баке-аккумуляторе через дырчатый лист, а при $\Delta p < 0,03$ МПа – незатопленное барботажное устройство в нижней части колонки, обладающее относительно низким сопротивлением по пару.

Оптимальный относительный расход пара на барботаж должен составлять для деаэраторов атмосферного давления около 20 кг, а для деаэраторов повышенного давления – 14 кг на 1 т деаэрируемой воды. При повышенной начальной бикарбонатной щелочности воды 0,2–0,45 мг-экв/кг относительный расход пара на барботаж может быть увеличен до 25–30 кг/т.

Эффективность барботажных устройств снижается при значительном уменьшении удельного расхода пара. Для обеспечения глубокой деаэрации вода в деаэраторе должна подогреваться не менее чем на 10 °С.

Наиболее существенное отличие колонки деаэратора ДП-2000 от ДСП-1000 заключается в конструкции барботажного устройства. Барботажный лист разбит на три кольцевые перфорированные зоны. При минимальной нагрузке деаэратора работает первая (внутренняя) зона. При увеличении расхода пара паровая подушка под барботажным листом увеличивается и в работу включается дополнительно вторая, а затем и третья зоны перфорации. При дальнейшем увеличении расхода пара его излишки перепускаются в предвключённый струйный отсек через кольцевой канал, расположенный по периферии барботажного листа.

Вода при уменьшении тепловой нагрузки деаэратора с барботажного листа через внешний кольцевой канал поступает в низ барботажного отсека, уровень воды в нём увеличивается и зоны перфорации перекрываются в обратном порядке. Благодаря секционированию зон перфорации скорость пара в отверстиях листа при изменении тепловой нагрузки меняется незначительно.

При работе деаэратора пар в барботажном отсеке движется от центра к периферии листа, а в струйном отсеке – от периферии к центру. Вода, прошедшая обработку на барботажном листе, через гидрозатвор сливается в бак-аккумулятор. При этом вода разбрызгивается и снимает перегрев поступающего через перфорированный коллектор греющего пара. Для ограничения расхода выпара устанавливаются шайбы. Охладители выпара выпускаются с поверхностью теплообмена от 2 до 28 м².

Охладитель выпара имеет поверхность 18 м². В верхней части расположена водяная камера, отделённая от паровоздушного пространства трубной доской. Нижняя водяная камера снабжена дренажной трубкой для опорожнения. В качестве материала для трубной системы охладителей выпара применяются коррозионно-стойкие материалы (латунь, сплав МНЖ или нержавеющая сталь).

Аккумуляторные баки деаэраторов выпускаются с полезной ёмкостью 65–185 м³ на рабочее давление 0,12–0,7 МПа. Геометрическая ёмкость превышает полезную в среднем на 15 %. По нормам технологического проектирования электростанций запас воды в баках деаэраторов блочных установок должен обеспечивать питание котлов при полной нагрузке в течение 3,5 мин, а на неблочных ТЭС – 7 мин. Наружный диаметр для всех деаэраторных баков принят равным 3 442 мм при толщине стенки 16 мм. Баки могут иметь длину 9–24 м.

В каждую ступень деаэратора должно подводиться необходимое количество пара. Парциальное давление удаляемых газов должно быть минимальным. Исходные потоки воды в деаэраторе должны быть подогреты до температуры насыщения.

2.13. Типы испарителей и их конструкции

Технология термической подготовки основана на дистилляции воды. В одном аппарате – испарителе вода испаряется в другом конденсаторе – конденсируется. В испарителе в пар

попадает минимальное количество солей, поступающих с исходной водой. Качество дистиллята, образующегося в конденсаторе, удовлетворяет нормам качества подпиточной воды энергетических котлов сверхвысокого давления. В настоящее время в энергетике применяются испарители кипящего типа, которые используются для получения вторичного пара из химически очищенной воды.

На тепловых электростанциях применяются в основном испарители поверхностного типа, в которых вторичный пар генерируется из химически обработанной воды. Этот пар либо отпускается внешним потребителям, либо конденсируется в конденсаторе испарителя и в виде дистиллята вводится в цикл, восполняя потери рабочего тела.

Испарители имеют вертикальное исполнение с одно- или двухступенчатыми устройствами для промывки пара и сепаратором.

Все испарители маркируются буквой И с указанием поверхности теплообмена, например И-250 или И-1000. Основными узлами испарителя являются корпус, греющая секция, паропромывочные устройства, водораспределительные устройства, жалюзийный сепаратор.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выбросов капельной влаги в паровое пространство уровень воды в корпусе поддерживается выше верхней трубной доски греющей секции на 150–200 мм.

Корпус испарителя выполняется сварным из листовой стали (СтЗпс); трубки греющей секции – из углеродистой стали (сталь 20); жалюзийный сепаратор и дырчатые паропромывочные листы – из коррозионно-стойкой стали (1Х13).

Испаритель оборудован устройствами контроля уровня воды в корпусе, конденсата греющего пара в греющей секции и уровней воды над паропромывочными дырчатыми листами.

Для повышения эффективности теплообмена в греющей секции из нижней части межтрубного пространства предусмотрен перепуск в паровое пространство неконденсирующихся газов и воздуха.

2.14. Схема включения испарителей в тепловую схему КЭС

При использовании испарителей для получения добавочной воды цикла конденсационных электростанций производится по схеме «без потерь потенциала» (рис. 25). В соответствии с этой схемой греющим паром испарителя является часть пара одного из регенеративных отборов турбины. Вторичный пар отводится в конденсатор испарителя, пар которого используется в качестве греющего. Конденсатором испарителя служит обычно дополнительно устанавливаемый теплообменник. В этом случае не происходит вытеснения пара регенеративных отборов, и тепловая экономичность не нарушается.

Производительность испарительной установки, включённой в соответствии со схемой, определяется путём совместного решения уравнений теплового баланса для испарителя и конденсатора испарителя:

$$\left. \begin{aligned} D_u (i''_{\text{см}} - i_{\text{н.в}}) + p(i_{\text{см}} - i_{\text{н.в}}) &= \kappa_u \Delta t_u F_u \\ D_u (i''_{\text{см}} - i'_{\text{см}}) \eta_{\text{к.и}} &= D_{\text{о.к}} (i_{\text{о.к}2} - i_{\text{о.к}1}) \end{aligned} \right\},$$

где $i''_{\text{см}}, i'_{\text{см}}$ – энтальпии пара и его конденсата при давлении вторичного пара;

$i_{\text{о.к}1}, i_{\text{о.к}2}, i_{\text{н.в}}$ – энтальпии основного конденсата на входе и выходе из конденсатора испарителя и питательной воды испарителя соответственно;

D_u – производительность установки, равная потерям пара и конденсата в цикле электростанции, кг/с;

$D_{\text{о.к}}$ – расход основного конденсата через конденсатор испарителя, кг/с;

κ_u – коэффициент теплопередачи в испарителе, Вт ($\text{м}^3 \cdot \text{°C}$);

Δt_u – температурный напор в испарителе, °C;

F_u – поверхность нагрева испарителя, м^2 ;

p – продувка испарителя;

$\eta_{\text{к.и}}$ – КПД конденсатора испарителя, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Решение уравнений позволяет определить энтальпию конденсата вторичного пара:

$$i'_{см} = \frac{\kappa_u t_{эп}^u F_u \eta_{мп} + D_{о.к} i_{о.к1} \left(1 - e^{\frac{-\kappa_{к.у} F_{к.у}}{D_{о.к} C_p}} \right)}{D_{о.к} \left(1 - e^{\frac{-\kappa_{к.у} F_{к.у}}{D_{о.к} C_p}} \right) + \frac{F_u \kappa_u}{C_p} \eta_{мп}},$$

где $t_{эп}^u$ – температура насыщения греющего пара; °С; $\kappa_{к.у}$, $F_{к.у}$ – коэффициент теплопередачи в конденсаторе испарителя и его поверхность соответственно.

По найденному значению $i'_{ВТ}$ однозначно определяются остальные параметры вторичного пара, определяется производительность испарительной установки.

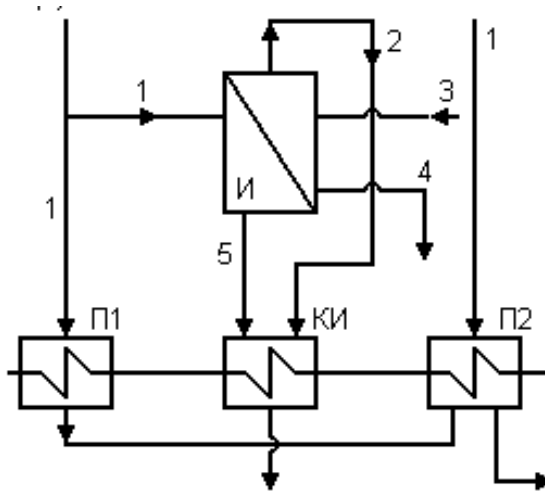


Рис. 25. Схема включения испарителя в тепловую схему блока «без потерь потенциала»:

И – испаритель; КИ – конденсатор испарителя; П1, П2 – подогреватели низкого давления; 1 – подвод греющего пара из отбора турбины; 2 – отвод вторичного пара в КИ; 3 – подвод питательной воды; 4 – продувка;

5 – отвод конденсата греющего пара

При $\Delta t_u = \Delta t_{u,onn}$ значения поверхностей нагрева испарителя и конденсатора испарителя F_u и $F_{к.и}$ определяются из выражений:

$$F_u = \frac{D_u}{\kappa_u \Delta t_{u,onn}} (i''_{em} - i_{n.с} + p(i'_{em} - i_{n.с}));$$

$$F_{к.и} = \frac{D_{о.к} C_p}{\kappa_{к.и}} \ln \left(\frac{i'_{em} - i_{о.к1}}{i'_{em} - i_{о.к1} - (D_u / D_{о.к}) (i''_{em} - i'_{em}) \eta_{к.и}} \right).$$

При выполнении расчётов значения коэффициента теплопередачи в испарителе k_u и в конденсаторе испарителя $k_{к.и}$ принимаются с последующим уточнением по данным промышленных испытаний в пределах $k_u = 2\ 200\text{--}2\ 500\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$, а $k_{к.и} = 3\ 000\text{--}3\ 200\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

2.15. Включение испарительных установок в тепловую схему ТЭЦ

При эксплуатации теплофикационных турбин меняются тепловые и электрические нагрузки. При этом изменяется также и количество основного конденсата, проходящего через подогреватели низкого давления, следовательно, производительность испарительной установки не будет оставаться неизменной. В условиях максимального отпуска теплоты её будет недостаточно для восполнения внутренних потерь пара и конденсата в цикле.

Схема включения испарительной установки в систему подогрева сетевой воды теплофикационной турбины приведено на рис. 26. В качестве греющего пара используется пар, направляемый в сетевой подогреватель, а конденсация вторичного пара происходит потоком сетевой воды. Так как поток сетевой воды выше потока основного конденсата в регенеративной системе и расход греющего пара на испаритель значительно выше расхода пара при установке его в регенеративной системе, то производительность испарительной уста-

новки в несколько раз больше достигаемой при включении её в регенеративную систему. При этом поверхности нагрева испарителя и конденсатора испарителя должны быть достаточно большими. Обычно используются испарители с площадью 1 000 м² и конденсаторы.

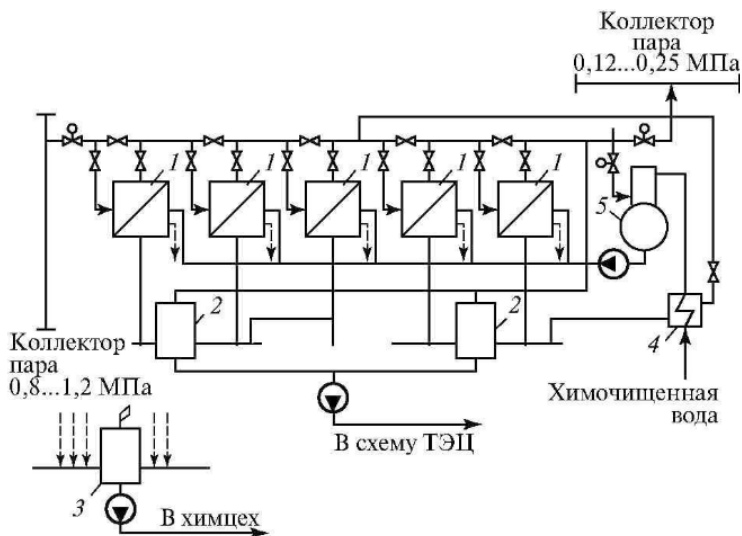


Рис. 26. Схема многоступенчатой испарительной установки промышленно-отопительной ТЭЦ:

- 1 – испаритель; 2 – расширитель дистиллята; 3 – расширитель продувки;
4 – подогреватель химочищенной воды; 5 – деаэрагор

Испарители на ТЭЦ могут использоваться также для отпуска пара промышленным потребителям, выполняя функции паропреобразователя. В этом случае они подключаются к промышленному отбору турбины или к выхлопу пара из проточной части (для турбин с противодавлением). Целесообразность применения обусловлена тем, что отпуск пара от ТЭЦ связан, как правило, с потерей его конденсата. Установка испарителей позволяет сохранить конденсат отбираемого из турбины пара в цикле электростанции. По сравнению с прямым отпуском пара потребителям при установке испарителей

имеет место недовыработка электрической энергии турбогенератором. Однако в ряде случаев такой способ отпуска пара является единственно приемлемым.

В схемах отпуска пара с использованием испарителей предусматривается установка охладителей конденсата и пароперегревателей. В пароперегревателях происходит перегрев вторичного пара испарителей за счёт теплоты перегрева пара, отбираемого из турбины. В охладителе конденсата теплота конденсата греющего пара испарителя используется для подогрева питательной воды испарителя.

Производительность испарителей, применяемых для отпуска пара промышленным потребителям, определяется уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} D_u (i''_{от} - i_{н.в}) + p(i_{от} - i_{н.в}) &= \kappa_u \Delta t_u F_u \\ D_u (i''_{от} - i'_{от}) \eta_{к.и} &= D_{о.к} (i_{о.к2} - i_{о.к1}) \end{aligned} \right\}$$

при этом параметры вторичного пара являются заданными, а температурный напор обычно принимается равным 8–10 °С.

В ряде случаев, когда требуются большие количества вторичного пара, используются многоступенчатые испарительные установки.

2.16. Расчёты стационарных теплообменников на прочность

Различают конструкторский и поверочный расчёты на прочность. Задача первого – определение конструктивных размеров, обеспечивающих надёжную по прочности работу теплообменного аппарата. Задача второго – проверка прочности существующего изделия путём определения величин действующих в нём в рабочем состоянии напряжений и сопоставления их с характеристиками статической прочности материала. Если сосуды и аппараты работают при циклическом нагружении, но число циклов за срок службы не превышает 10³, такие нагрузки в расчётах на прочность условно счита-

ются однократными и расчёт ведётся только на статическую прочность. Если количество циклов нагружения превышает 10³, тогда кроме рассматриваемого ниже расчёта на статическую нагрузку требуется проверка усталостной прочности изделия.

Расчёты стационарных теплообменников на прочность должны производиться в соответствии с требованиями отраслевого стандарта. Определяемые расчётом размеры теплообменников должны обеспечивать их прочность как в рабочих условиях, так и при гидравлических испытаниях.

Расчёт на прочность может выполняться по предельным напряжениям или по предельным нагрузкам. При расчётах по предельным напряжениям считается, что пределом несущей способности конструкции является достижение максимальным напряжением в любом её месте предела текучести. При расчётах по предельным нагрузкам за опасную нагрузку принимается такая, которая вызывает общую пластическую деформацию всей конструкции.

В основу действующих Норм расчёта на прочность сосудов и трубопроводов, находящихся под внутренним давлением, положен метод расчёта прочности по предельным нагрузкам, позволяющий лучше использовать резервы, заложенные в конструкции, и снизить её металлоёмкость.

До начала прочностного расчёта необходимо принять расчётные параметры проектируемой установки. За расчётную температуру стенки аппарата, используемую для определения физико-механических характеристик материалов и допускаемых напряжений, принимают её наибольшее значение, которое для стационарных теплообменников принимается равным наибольшей температуре протекающей в них среды. Допускаемые отклонения температуры среды от номинальной при этом не учитываются. Расчётное давление или давление, на которое производится расчёт аппарата на прочность, принимается равным наибольшему рабочему давлению теплоносителя, т. е. максимальному внутреннему избыточному давлению при нормальном протекании рабочего процесса. Допустимое кратковременное повышение давления во время действия пре-

дохранительных клапанов учитывается, только когда оно превышает более чем на 10 % рабочее давление. В этом случае расчётное давление принимается равным 90 % давления при полном открытии предохранительных клапанов. Гидростатическое давление среды учитывается при задании расчётного давления только в том случае, когда оно превышает 5 % рабочего давления.

Для элементов, разделяющих пространства с разными давлениями, за расчётное принимается либо каждое давление по отдельности, либо то, которое требует наибольшей толщины стенки. В любом случае при расчётах на прочность расчётное давление должно быть не менее 0,2 МПа.

При выводе формул для предельных нагрузок используются условия пластичности по теории максимальных касательных напряжений.

При расчётах на прочность необходимо знать допускаемые напряжения $|\sigma|$. Поскольку для стационарных теплообменников расчётная температура металла ниже 400 °С, допускаемое напряжение принимается равным минимальному из двух значений: σ_B^{20}/n_B и $\sigma_{0,2}^t/n_T$, где σ_B^{20} – временное сопротивление материала разрыву при температуре 20 °С; $\sigma_{0,2}^t$ – условный предел текучести при расчётной температуре. Согласно ГОСТ 14249-80 коэффициенты запасов прочности принимаются $n_B = 2,4$ и $n_T = 1,5$. Прочностные характеристики и допускаемые напряжения для сталей, используемых при изготовлении стационарных теплообменников, принимаются по справочникам.

2.17. Категория, материал и сортамент трубопроводов

Трубопроводы в соответствии с Правилами Госгортехнадзора подразделяются на четыре категории в порядке убывающих параметров (табл. 19). Трубопроводы перегретого пара первой категории изготавливаются из бесшовных высококачественных стальных труб по особым техническим услови-

ям. Трубопроводы остальных категорий можно изготавливать из стандартных бесшовных и сварных труб. При выборе трубопроводов пользуются понятиями рабочего, условного и пробного давлений.

Рабочее давление $p_{\text{раб}}$, МПа – наивысшее давление, при котором допускается работа трубопровода и его деталей при рабочей температуре среды.

Понятие условного давления p_y в основном связано с арматурой и с фасонными элементами трубопроводов (фланцы, тройники, корпуса арматуры и др.), при конструировании которых целесообразно максимально унифицировать детали, чтобы они могли быть использованы для различных изделий и для различных условий работы. Условное давление характеризует ступени прочности различных видов трубопроводных изделий и служит основой для их стандартизации, для выбора материала и конструкций изделий в зависимости от параметров среды.

Трубопроводные стали разделяют на 9 групп, каждая из них имеет свою градацию температурных ступеней в соответствии с механическими свойствами при различных температурах. Для арматуры при первой, наиболее низкой ступени температур ($\leq 200^\circ\text{C}$) рабочее давление равно условному. При более высоких температурах значения рабочих давлений ниже условного. ГОСТ устанавливает следующий ряд значений условных давлений (10^5 Па): 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 600 и 2 500.

Таблица 19

Категории и группы трубопроводов

Категория трубопроводов	Группа	Рабочие параметры среды	
		Температура, °С	Давление, МПа
I	1	Более 560	Не ограничено
	2	520–560	-
	3	450–520	-
	4	Менее 450	Более 8,0
II	1	350–450	Менее 8,0
	2	Менее 350	4,0–8,0
III	1	250–350	4,0
	2	Менее 250	1,6–4,0
IV	1	115–250	0,07–1,6

Пробным называется давление $p_{пр}$, при котором производится гидравлическое испытание арматуры на прочность на заводе-изготовителе. Давление принимается в зависимости от значения условного давления.

Паропроводы первой категории на температуру до 450 °С, на давление до 4 МПа и питательные трубопроводы на давление не выше 18,5 МПа изготавливаются из стали 20. Для питательных трубопроводов на давление выше 18,5 МПа применяется кремне-марганцовистая сталь 16ГС. Паропроводы на температуру до 560 °С и давление до 14 МПа можно изготавливать из теплоустойчивой низколегированной перлитной стали марки 12Х1МФ, а при более высоком давлении (до 25,5 МПа) переходят на сталь 15Х1М1Ф. Стали аустенитного класса для паропроводов (12Х18Н12Т, 09Х14Н19В2БР и др.) соответствуют начальным температурам пара 600–650 °С.

При предварительном подборе проходного сечения труб используется приближённое округлённое значение внутреннего диаметра d_u , называемое условным проходом, наиболее употребительные значения которого для стационарных трубопроводов, арматуры и соединительных частей регламентированы СТ СЭВ 254-76 (мм): 50; 65; 80; 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 800; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 2 000. Эти проходы называются условными потому, что действительное значение внутреннего диаметра d_v труб, изготовленных на данный условный проход, будет различно при разных значениях толщины стенки трубы, определяемой расчетом на прочность (на внутреннее давление).

Номенклатура выпускаемых промышленностью труб характеризуется наружным диаметром d_n , наиболее употребительными значениями которого для стационарных трубопроводов являются 133, 159, 168, 194, 219, 245, 273, 325, 377, 426, 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 720 и 820 мм.

Заводы изготавливают трубы длиной не более 8–12 м, определяющейся условиями изготовления и транспорта. При монтаже трубопроводов прямые участки и сгибы труб соединяют между собой стыковой электросваркой. По прочности сварной шов при качественном выполнении почти одинаков с целой трубой.

Работоспособность сварных соединений в значительной степени зависит от правильно выбранной конструкции шва, от качества обработки кромок и сборки деталей под сварку. Форма и конструктивные размеры подготовленных под стыковую сварку кромок зависят от способа сварки и толщины стенки труб.

Качество электродуговой сварки в значительной степени зависит от правильного выбора марки электродов и вида их покрытия. Покрытие предназначено для ионизации газов и стабилизации горения дуги, а также для защиты расплавленного металла от кислорода и азота воздуха. Большинство теплоустойчивых перлитных сталей проявляет при сварке без предварительного подогрева склонность к образованию трещин, обусловленных сварочными напряжениями и структурными превращениями. Для предотвращения этих явлений при сварке применяются предварительный и сопутствующий подогревы, температура которых выбирается в пределах 150–400 °С в зависимости от марки стали и толщины свариваемых деталей.

Сварные соединения толстостенных труб из сталей 20 и 16ГС подвергаются после выполнения сварного стыка термообработке для снятия остаточных сварочных напряжений с температурой нагрева 650–680 °С.

Сварные соединения труб из сталей 12Х1МФ и 15Х1М1Ф, как правило, после сварки имеют низкие пластические и высокие прочностные свойства (закалочную структуру). Такие сварные соединения не удовлетворяют требованиям Госгортехнадзора при испытании на угол загиба и ударную вязкость и имеют чрезмерно высокую твердость. Это может быть причиной образования трещин в шве и в околошовной зоне. Вероятность образования трещин возрастает с увеличением толщины стенки, так как возрастают остаточные сварочные напряжения. Для их снятия и улучшения свойств металла шва и околошовной зоны, повышения пластичности и получения стабильной структуры применяется термообработка в виде высокотемпературного отпуска – нагрева до 710–740 °С.

Для контроля качества сварки применяется ряд методов. Сварные соединения до эксплуатации подвергаются просве-

чиванию γ – излучением и проверке ультразвуком. Для выявления поверхностных трещин в сварных стыках применяются цветная дефектоскопия, магнитография и травление.

2.18. Расчёт гидравлических и тепловых потерь трубопроводов

Внутренний диаметр, м, трубопровода определяется по принятой скорости движения среды, исходя из максимального возможного в эксплуатации её расхода:

$$d_B = \sqrt{4D/(\pi\omega\rho)},$$

где D – расход среды, кг/с;

ω – скорость движения среды, м/с;

ρ – плотность, кг/м³.

Скорость перегретого пара принимается в зависимости от его параметров в пределах 30–70 м/с, насыщенного 20–40 м/с, в паропроводах к РОУ, БРОУ, предохранительным клапанам 80–100 м/с. Скорость воды в нагнетательных трубопроводах принимается 2,5–6 м/с, во всасывающих 0,5–1,5 м/с. Повышенные скорости среды приводит к уменьшению необходимого диаметра и числа параллельных ниток трубопроводов, т. е. капиталовложений. Одновременно увеличиваются гидравлические потери в трубопроводе, что отражается на снижении тепловой экономичности установки и приводит к увеличению расхода топлива, т. е. эксплуатационных расходов. Чрезмерное повышение скорости среды может вызвать быстрый износ уплотнительных поверхностей арматуры и вибрацию трубопровода.

При небольших перепадах давления, когда отношение удельных объёмов среды в конце и в начале трассы не превышает 1,2, потери давления в трубопроводе определяются по формуле

$$\Delta p = \sum \left(\lambda l / d_B + \sum \zeta_M \right) \frac{\omega^2 \rho_{cp}}{2},$$

где ρ_{cp} – средняя плотность среды, кг/м³;

l – длина трубопровода, м;
 λ – коэффициент трения прямых участков;
 ζ_M – коэффициент местных сопротивлений. Для вентиля при полном открытии $\zeta_M = 3 \div 5$; для задвижек 0,4–0,7; для обратных клапанов типа «захлопка» 1,5–3; для сгибов ζ_M зависит от радиуса сгиба и угла поворота и составляет 0,06–0,1; для тройников в зависимости от направления потока $\zeta_M = 0,14 \div 0,6$.

Коэффициент трения прямых участков λ зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности труб и от характера движения потока среды в трубе, определяемого числом Рейнольдса $Re = \omega d/v$. При $Re > 2\ 300$ поток является турбулентным и коэффициент трения можно определить по формуле

$$\lambda = [1,14 + 21g(ds/Ш)]^{-2},$$

где $Ш$ – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стенки трубы, которую для стальных бесшовных труб можно принять равной 0,18–0,22 мм (большие значения при сварке с подкладными кольцами).

При скорости среды больше 130–150 м/с и при больших перепадах давления в трубопроводах, когда отношение удельных объёмов среды в конце и в начале трассы превышает 1,2, применяются специальные методы расчёта.

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасности труда обслуживающего персонала все трубопроводы, имеющие температуру среды выше 45 °С (расположенные внутри помещений) и выше 60 °С (расположенные вне помещений), должны защищаться тепловой изоляцией. Потери теплоты через изоляцию на 1 м длины трубопровода, Вт/м, могут быть определены по формуле

$$q = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{2.3}{2\lambda_{из}} \lg \frac{d_{из}}{d_{из}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{из}}},$$

где t_1 – температура протекающей среды, °С;

t_2 – температура окружающего воздуха, принимаемая для помещений равной 25–30 °С;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху, Вт/(м² · °С);

d_n и $d_{из}$ – наружные диаметры трубы и поверхности теплоизоляции, м;

$\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м · °С).

К числу наиболее употребительных теплоизоляционных материалов для трубопроводов относятся минераловатные прошивные в проволочной обёртке маты с объёмной массой 100–200 кг/м³, имеющие $\lambda_{из} = 0,046 \div 0,058$ Вт/(м · °С) и применяющиеся до температуры 600 °С, совелитовые изделия с объёмной массой 350–400 кг/м³ и $\lambda_{из} = 0,089 \div 0,093$ Вт/(м · °С), с предельной рабочей температурой 500 °С; асбомагнезиальный шнур, для которого $\lambda_{из} = 0,11$ Вт/(м · °С) и предельная температура 400 °С.

В формуле не учитываются тепловые сопротивления стенки трубы и пограничного слоя между средой и стенкой, имеющие малые значения. Потери теплоты через изоляцию на 1 м трубы, Вт/м, связаны уравнением теплоотдачи с температурой наружной поверхности изоляции $t_{из}$, которая не должна превышать 50 °С:

$$q = (t_{из} - t_c) \pi d_{из} \alpha_2.$$

Совместное решение уравнений позволяет определить необходимую толщину слоя теплоизоляции. Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от поверхности изоляции к окружающему воздуху при свободном турбулентном его движении можно рекомендовать формулу

$$Nu_B A (Gr_B Pr_B)^n (Pr_B / Pr_c)^{1,4},$$

где $Nu_B = al/\lambda_B$ – критерий Нуссельта;

Gr_B – критерий Грасгофа;

$Pr = \nu/a$ – критерий Прандтля;

λ_B – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · °С);

β_v – температурный коэффициент объемного расширения воздуха, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

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

a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

Индекс v обозначает воздух за пределами движущегося слоя, индекс c – наружную поверхность слоя изоляции.

Развитое турбулентное движение наступает при числах $Gr_b \cdot Pr_b > 6 \cdot 10^{10}$. В качестве определяющего размера l , м, для вертикальных участков трубопроводов принимается высота участка, для горизонтальных – наружный диаметр изоляции. Для вертикальных участков $A = 0,15$; $n = 1/3$; для горизонтальных $A = 0,5$; $n = 1/4$.

Для уменьшения теплотерь излучением теплоизоляцию трубопроводов закрывают снаружи, например листовым алюминием.

2.19. Трубопроводная арматура

Трубопроводной арматурой называют устройства, монтируемые на трубопроводах, котлах, аппаратах, агрегатах, ёмкостях и других установках, предназначенные для управления потоками сред путём отключения трубопроводов или их участков, распределения потоков по требуемым направлениям, регулирования различных параметров среды (давления P , расхода G , температуры T и т. д.), выпуска среды по требуемому направлению и т. д. путём изменения проходного сечения в рабочем органе арматуры. Следует особо подчеркнуть, что принципиально ничего другого, кроме как перекрытия проходного сечения, в трубопроводной арматуре не происходит. Какие бы функции ни выполняла трубопроводная арматура, принцип её действия основан только на изменении проходного сечения потока.

Энергетическая трубопроводная арматура является, как правило, пароводяной арматурой, предназначенной для работы при высоких давлениях и температурах, характерных для

крупных энергетических котлов, турбин и других установок. Энергетические паровые котлы эксплуатируются при давлениях 300 и более атмосфер, а температура пара превышает 500 °С. Столь высокие рабочие параметры предъявляют жёсткие требования к материалу и качеству арматуры.

Энергетическая трубопроводная арматура по назначению подразделяется на запорную, регулирующую, предохранительную и контрольную.

По схеме управления запорная арматура может иметь ручной и электрический привод, может управляться по месту или дистанционно. Регулирующая арматура может иметь ручной, электрический, пневматический или гидравлический приводы, может управляться вручную, дистанционно и автоматически с помощью сервопривода, получающего импульсы от регулятора в зависимости от отклонения регулируемого параметра от нормы. Предохранительная арматура действует, как правило, автоматически с использованием механического, электрического, электромагнитного, парового или гидравлического принципа.

Трубопроводная арматура выбирается по условному давлению p_y и по диаметру условного прохода d_y . По конструктивному оформлению различают арматуру с фланцевыми крышками и бесфланцевую с самоуплотняющимся соединением корпуса и крышки. Чугунную арматуру с литыми корпусами разрешается применять на давление не более 1,3 МПа и температуру не выше 300 °С. На более высокие параметры применяется арматура с корпусами и крышками из углеродистой или легированной теплоустойчивой стали (в зависимости от параметров среды), литыми или коваными.

Арматура на низкие и средние параметры среды присоединяется к трубопроводам и к оборудованию при помощи фланцев, на высокие и сверхкритические параметры – преимущественно сваркой. В последнем случае фланцевые соединения иногда сохраняются в местах соединения арматуры с оборудованием, например, для соединения корпуса обратного клапана с нагнетательным патрубком питательного насоса.

Запорная арматура служит для включения и отключения потока среды и представлена клапанами и задвижками.

Регулирующая арматура предназначена для изменения и поддержания в трубопроводе, резервуаре или системе параметров среды и её расхода и включает в себя регулирующие и дроссельные клапаны, редукционные установки, охладители пара, регуляторы уровня, конденсатоотводчики. Запорная арматура не может применяться в качестве регулирующей, а регулирующая не обеспечивает плотности в закрытом состоянии. Регулирующая арматура ТЭС разнообразна по назначению, принципу действия и конструктивному выполнению.

Предохранительная арматура служит для защиты трубопровода, резервуара или системы от чрезмерного повышения давления или уровня среды, для предотвращения обратного её потока. Типичные представители предохранительной арматуры – предохранительные и обратные клапаны, импульсно-предохранительные, переливные, пускосбросные и отсечно-перепускные устройства. Основным видом предохранительной арматуры являются предохранительные клапаны. В эксплуатации ТЭС возможны нарушения режимов работы установок и аппаратов, сопровождающиеся быстрым повышением давления среды. Предохранительные клапаны служат для быстрого снижения давления до нормы. Клапаны автоматически открываются, выпускают среду (пар) в атмосферу и закрываются также автоматически при снижении давления до нормы.

Контрольная арматура служит для контроля наличия или уровня среды в сосуде; к ней относятся пробные и спускные клапаны и краны, указатели уровня.

2.20. Градирни ТЭС

В нашей стране примерно с 1960 г. градирни строились преимущественно по типовым проектам вентиляторных секционных и отдельно стоящих (одновентиляторных) градирен.

Оборотная система водоснабжения с градирнями является типовой для теплоэлектроцентралей.

Нагретая вода (рис. 27) после конденсаторов турбин 1 подаётся по трубопроводам 2 на водораспределительное устройство 3, расположенное над оросителем на высоте 6–8 м от

низа окон 4 для входа воздуха и состоящее из магистральных желобов и разводящих (рабочих) лотков. Из цилиндрических насадков, устанавливаемых в отверстиях в днище рабочих лотков, вода попадает на разбрызгивающие розетки, расположенные под насадками, и, отражаясь от их поверхности, в виде капель падает на ороситель 5. Охлаждённая вода с оросителя стекает в водосборный бассейн 6, откуда самотеком по каналу 7 отводится к циркуляционным насосам 8. Воздух с водяными парами удаляется через вытяжную башню 9.

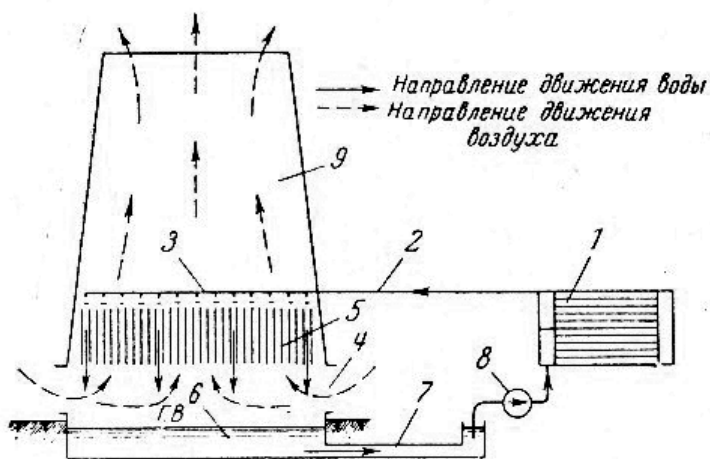


Рис. 27. Схема оборотного водоснабжения с градирней:

- 1 – конденсатор турбины; 2 – сливной трубопровод; 3 – распределительный желоб градирни; 4 – подвод воздуха; 5 – оросительное устройство градирни; 6 – сборный бассейн воды; 7 – подводящий клапан; 8 – циркуляционный насос; 9 – вытяжная башня градирни; ГВ – горизонт воды

Типовые проекты башенных градирен большой производительности разработаны Ленинградским отделением «Атомтеплоэлектропроекта» (ЛОАТЭП) совместно с ВНИИГ им. Б. Е. Беденеева. Индивидуальные проекты башенных и вентиляторных градирен преимущественно для зарубежных объектов разработаны институтом «Теплоэлектропроект». Башенные градирни малой производительности, имеющие ква-

дратную форму в плане и высоту подачи воды 5,5 м, а также открытые градирни запроектированы «Союзводоканалпроектом» на основании рекомендаций НИИ «ВОДГЕО» (табл. 20).

Таблица 20

Основные характеристики башенных градирен

<i>Тип</i>	<i>Площадь поверхности орошения, м²</i>	<i>Гидравлическая нагрузка, тыс. м³/ч</i>	<i>Плотность орошения, м³/м²ч</i>	<i>Высота градирни, м</i>	<i>Высота подачи воды, м</i>	<i>Диаметр входного сечения башни, м</i>
БГ-1600-70	1 600	10–12	6–8	53,7	6,05	30,4
БГ-2100-70	2 100	13,5–16	6–8	64,8	8,7	33
БГ-2600-70	2 600	16,5–20	6–8	71	5	37,9
БГ-3200-73	3 200	20–26	6–8	81	10	40,4
БЖГ-4000-72	4 000	28–32	7–8	90	11	43

Выбор типов и конструкций градирен производится на основании технологических расчётов с учётом заданных в проекте расходов оборотной воды и количества тепла, отнимаемого от продуктов, аппаратов и охлаждаемого оборудования, температур охлаждаемой воды и требований к устойчивости охладительного эффекта, расчётных метеорологических параметров, условий размещения градирен на площадке предприятия, химических составов добавочной и оборотной вод и санитарно гигиенических требований к ним, а также технико-экономических показателей. Кроме того, надлежит учитывать требования природоохранных органов к работе градирен как возможных источников негативного воздействия на состояние окружающей среды в районе расположения промышленного или энергетического предприятия.

2.21. Основные комплексные показатели надёжности

1. Коэффициент готовности K_r . Под нестационарным коэффициентом готовности понимают вероятность того, что объект окажется в работоспособном состоянии в требуемый момент t . Статистически коэффициент готовности – это доля времени, в течение которого объект находится в работоспособном состоянии при условии, что время наблюдения очень велико. Из статистического определения коэффициента готовности следует, что он выражается через среднее время работы между отказами и среднее время восстановления:

$$K_r = \frac{T}{(T + T_b)},$$

где $T + T_b$ – средняя длительность цикла работа – восстановление; T – время, в течение которого объект находится в работоспособном состоянии; T_b – время восстановления.

Коэффициенту готовности можно привести в соответствие коэффициент простоя, характеризующий вероятность застать объект в состоянии отказа. Количественно коэффициент простоя равен величине, дополняющей коэффициент готовности до единицы:

$$K_{пр} = 1 - K_r.$$

2. Коэффициент оперативной готовности. Для большинства технических объектов, предназначенных для выполнения некоторой функции в течение интервала времени Δt , наиболее важной вероятностной характеристикой надёжности является коэффициент оперативной готовности – вероятность того, что объект проработает без отказа в течение требуемого интервала времени Δt . Согласно ГОСТ 27.002-89, коэффициент оперативной готовности определяется как вероятность того, что объект, находясь в режиме ожидания, окажется работоспособным в произвольный момент и, начиная с этого момента, будет работать безотказно в течение заданного интервала времени:

$$K_{ор} K_r \cdot P(t_0, t_1) = \frac{n \cdot (\Delta t)}{n_0},$$

где t_0 – момент времени, начиная с которого возникает необходимость применения объекта по назначению; t_1 – момент времени, когда применение объекта по назначению прекращается; $P(t_0, t_1)$ – вероятность безотказной работы объекта в интервале времени Δt ; $n \cdot (\Delta t)$ – число объектов, исправных в момент времени t_0 и не имеющих отказов в интервале времени (от до t_1); n_0 – общее число объектов.

3. Коэффициент технического использования – отношение математического ожидания суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации к математическому ожиданию суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии и простоев, обусловленных техническим обслуживанием и ремонтом за тот же период:

$$K_{ТИ} = \frac{T_{РАБ}}{T_{РАБ} + T_{РЕМ} + T_{ОБС}},$$

где $T_{РАБ}$ – суммарное время пребывания в рабочем состоянии в период эксплуатации; $T_{РЕМ}$ – суммарное время простоев из-за плановых и внеплановых ремонтов; $T_{ОБС}$ – суммарное время простоев из-за планового и внепланового технического обслуживания.

В отношении таких общетехнических единичных показателей надёжности, как долговечность и сохраняемость, достаточно обоснованных методов расчёта до настоящего времени не разработано, а опытная проверка сопряжена с длительными и трудоёмкими испытаниями и фактически не проводится.

При анализе общей надёжности теплообменных аппаратов ПТУ необходимо учитывать все слагаемые, влияющие на их надёжность. Общеизвестно, что общая надёжность аппарата закладывается в течение трёх периодов его жизненного цикла, которые укрупнённо можно представить следующим образом: проектирование и конструирование; изготовление, сборка и монтаж; эксплуатация. На этапе проектирования и конструирования высокая надёжность должна обеспечиваться правильным выбором технологических схем и компонентов, материалов и геометрических показателей теплосе-

редающих поверхностей, оптимальных скоростей течения теплоносителей, соответствием расчётных методик физическим процессам в теплообменных аппаратах и др. При этом отдельным этапам проектирования должны предшествовать научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, результаты которых должны использоваться в процессе проектирования и служить повышению надёжности отдельных элементов конструкции и аппарата в целом. В ходе технологических операций изготовления, сборки и монтажа должны быть реализованы все возможные способы повышения надёжности разработанной конструкции аппарата. При эксплуатации обеспечиваются те факторы надёжности изделия, которые в данном случае зависят от режимов работы теплообменных аппаратов, принятой системы ремонта, профилактики и пр. Естественно, что в этот период реализуются такие показатели надёжности, как безотказность, долговечность, ремонтпригодность и др.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируется вспомогательное оборудование электростанций?
2. Что подразумевается под условным диаметром и условным давлением трубопровода?
3. Что предусматривается в смешивающих подогревателях для исключения попадания воды в турбину?
4. Как собственные нужды ТЭС влияют на её технико-экономические показатели?
5. Как различается трубопроводная арматура?
6. Что влияет на выбор оптимальных скоростей в подогревателях?
7. Какие две функции выполняет пар, заполняющий деаэрационную колонку?
8. На какую нагрузку рассчитываются опоры трубопроводов?
9. С какой целью осуществляется охлаждение пара и дренажей в подогревателях?

10. На чём основан принцип действия деаэрационной колонки?
11. Почему все регенеративные подогреватели не выполняются более экономичного смешивающего типа?
12. Как влияет использование испарителей на КПД турбины?
13. Что влияет на выбор оптимального недогрева в сетевых подогревателях?
14. Что является греющей средой для вакуумных деаэраторов?
15. На какие категории по правилам Госгортехнадзора подразделяются трубопроводы?
16. Из каких материалов должна выполняться арматура на трубопроводах среднего и высокого давления?
17. Каковы современные виды тепловой изоляции трубопроводов?
18. Какие напряжения возникают в металле при работе подогревателей?
19. Какие требования предъявляются к организации эксплуатации вспомогательного оборудования?

Список рекомендуемой литературы

1. Басс М. С., Иванов С. А. Турбины ТЭС и АЭС. Курсовое проектирование: учеб. пособие. – Чита: ЧитГУ, 2006. – 103 с.
2. Буров В. Д. [и др.]. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – М.: МЭИ, 2005. – 454 с.
3. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей ВНТП-81. – М.: СЦНТИОРГРЭС, 1982. – 121 с.
4. Рихтер Л. А., Елизаров Д. П., Лавыгин В. М. Вспомогательное оборудование тепловых электрических станций: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
5. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М.: НИИСФ, 2000. – 77 с.

6. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, М. А. Ниренштейн; под общ. ред. Ю. М. Бродова. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 480 с.

7. Стерман Л. С., Лавыгин В. М., Тишин С. Г. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 416 с.

8. Федорович Л. А., Рыков А. П. Выбор тепломеханического оборудования ТЭС: учеб. пособие / под ред. А. И. Абрамова. – М.: МЭИ, 1999. – 48 с.

Заключение

Тепломеханическое оборудование широко применяется в устройстве котельных агрегатов, в узлах водогрейного и парогрейного типа в теплофикационных котлах. Кроме того, распространено использование тепломеханического оборудования в современных типах конденсационных и теплофикационных турбин парового типа, а также в различных видах вспомогательного оборудования.

Задачи изучения дисциплины заключаются в усвоении конструктивных схем, состава, протекающих процессов и режимов работы оборудования; методов и принципов расчёта оборудования; классификации и правил технической эксплуатации оборудования; принципов и методов оптимизации и способов регулирования оборудования.

В учебном пособии рассмотрено тепломеханическое и вспомогательное оборудование пароводяного и газовоздушного трактов ТЭС и котельных. Представлены описания и современные методики расчёта следующего оборудования:

- 1) дутьевые вентиляторы;
- 2) дымососы;
- 3) золоуловители;
- 4) дымовые трубы;
- 5) пароводяные подогреватели;
- 6) водогрейные котлы;
- 7) трубопроводы и трубопроводная арматура.

Издание содержит детальное описание и схемы вышеперечисленного оборудования. Выполнен анализ предлагаемого промышленностью оборудования, даны основные характеристики оборудования. В качестве справочных данных для выполнения расчётов при курсовом проектировании в приложениях приведены данные, необходимые при выполнении расчётов оборудования.

Глоссарий

Градирия – искусственный охладитель циркуляционной воды конденсаторов турбин.

Деаэратор – устройство для удаления (дегазации) из потока воды кислорода, углекислого газа и некоторых других агрессивных сред.

Испаритель – аппарат, предназначенный для превращения водных растворов или иных веществ в пар.

Редукционно-охладительная установка – устройство для снижения параметров пара: температуры и давления.

Пиковый водогрейный котёл – котлоагрегат, обеспечивающий подогрев сетевой воды для покрытия пиковых отопительно – вентиляционных нагрузок.

Конденсатор – теплообменный аппарат, обеспечивающий конденсацию отработавшего пара турбины.

Питательная вода – конденсат пара после удаления из него агрессивных газов.

Регенеративный подогреватель – теплообменник, предназначенный для подогрева питательной воды отборным паром из турбины.

Дымовая труба – труба для отвода дымовых газов в атмосферу.

Тягодутьевая машина – устройство, обеспечивающее принудительное (не зависящее от разницы плотностей нагретых газов в системе и наружного воздуха) перемещение воздуха и дымовых газов в технологических системах котельных установок, промышленных печей и других системах сжигания топлива в топках.

Электрофильтр – устройство, в котором очистка газов от аэрозольных, твёрдых или жидких частиц происходит под действием электрических сил.

Библиографический список

1. Басс, М. С. Турбины ТЭС и АЭС. Курсовое проектирование: учеб. пособие / М. С. Басс, С. А. Иванов. – Чита: ЧитГУ, 2006. – 103 с.
2. Батухтин, А. Г. Техничко-экономические основы проектирования ТЭС: учеб. пособие / А. Г. Батухтин, Ю. В. Дорфман, А. С. Стрельников [и др.]. – Чита: ЗабГУ, 2012. – 140 с.
3. Биргер, М. И. Справочник по пыле- и золоулавливанию / М. И. Биргер [и др.]; под ред. А. А. Русанова. – Москва: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
4. Буров, В. Д. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В. Д. Буров [и др.]; под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – Москва: МЭИ, 2005. – 454 с.
5. Вдовченко, В. С. Энергетическое топливо СССР: справочник / В. С. Вдовченко [и др.]. – Москва: Энергоатомиздат, 1991. – 183 с.
6. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей ВНТП-81. – Москва: СЦНТИОРГРЭС, 1982. – 121 с.
7. Рихтер, Л. А. Вспомогательное оборудование тепловых электрических станций: учеб. пособие для вузов / Л. А. Рихтер, Д. П. Елизаров, В. М. Лавыгин. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
8. Рихтер, Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 264 с.
9. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – Москва: НИИСФ, 2000. – 77 с.
10. СП 89.13330.2012 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76.
11. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, М. А. Ниренштейн; под общ. ред. Ю. М. Бродова. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2016. – 480 с.
12. Федорович, Л. А. Выбор тепломеханического оборудования ТЭС: учеб. пособие / Л. А. Федорович, А. П. Рыков; под ред. А. И. Абрамова. – Москва: МЭИ, 1999. – 48 с.

Приложения

Приложение 1

Исходные данные для курсового проекта

Рассчитать производительность и выбрать типоразмер тягодутьевых машин (вентилятор, дымосос). Рассчитать степень улавливания и выбрать типоразмер золоуловителя. Рассчитать минимально допустимую высоту дымовой трубы. Графическая часть 3-го листа: 1. Дутьевой вентилятор с разрезом (продольный и поперечный вид). 2. Дымосос с разрезом (продольный и поперечный вид). 3. Золоуловитель с разрезом (продольный и поперечный вид).

<i>Номер варианта</i>	<i>Расположение источника теплоснабжения</i>	<i>Состав котельного оборудования, количество марка котла</i>	<i>Топливо</i>	<i>Тип золоуловителя</i>
1	г. Чита	10×БКЗ-500-140	Харанорский бурый уголь	МС-ВТИ
2	г. Челябинск	15×БКЗ-220-100	Челябинский каменный уголь	МС-ВТИ
3	г. Иркутск	10×БКЗ-420-140	Черемховский каменный уголь	МС-ВТИ
4	г. Москва	15×БКЗ-210-140	Новомосков- ский бурый уголь	МС-ВТИ
5	г. Екатеринбург	10×БКЗ-500-140	Кузнецкий каменный уголь	МС-ВТИ
6	г. Благовещенск	10×БКЗ-500-140	Райчихинский бурый уголь	ЭГА
7	г. Курск	9×БКЗ-500-140	Донецкий каменный уголь	МС-ВТИ
8	г. Волгоград	13×БКЗ-220-100	Донецкий каменный уголь	МС-ВТИ
9	г. Ярославль	11×БКЗ-420-140	Орловский бурый уголь	ЭГА
10	г. Улан-Удэ	11×БКЗ-500-140	Гусиноозёрский бурый уголь	ЭГА

Продолжение прил. 1

11	г. Нерюнгри	9×БКЗ-210-140	Нерюнгринский каменный уголь	ЭГА
12	г. Хабаровск	5×БКЗ-500-140	Антрацит месторождения Свободное	ЭГА
13	г. Владивосток	15×БКЗ-220-100	Тарбагатайский бурый уголь	ЭГА
14	г. Южно-Сахалинск	11×БКЗ-210-140	Южно-Саха- линский бурый уголь	МС-ВТИ
15	г. Чита	10×БКЗ-500-140	Уртуйский бурый	ЭГА
16	г. Владивосток	10×БКЗ-500-140	Тарбагатайский бурый уголь	ЭГА
17	г. Чита	10×БКЗ-420-140	Уртуйский бурый	ЭГА
18	г. Чита	10×БКЗ-220-100	Уртуйский бурый	МС-ВТИ
19	г. Нерюнгри	10×БКЗ-500-140	Нерюнгринский каменный уголь	ЭГА
20	г. Хабаровск	10×БКЗ-420-140	Антрацит месторождение Свободное	ЭГА
21	г. Чита	5хКВ-ТС-20-150	Харанорский бурый уголь	БЦУ-М
22	г. Челябинск	4х КВ-ТСВ-10-150	Челябинский каменный уголь	БЦУ-М
23	г. Иркутск	5х КВ-ТС-6,5-150	Черемховский каменный уголь	БЦУ-М
24	г. Москва	5хКВ-ТС-4-150	Новомосков- ский бурый уголь	БЦУ-М
25	г. Екатеринбург	4хКВ-ТС-6,5-150	Кузнецкий каменный уголь	БЦУ-М

Приложение 2

Основные характеристики котлов

Основные характеристики паровых котлов

<i>Марка котла</i>	<i>Производительность котла D, кг/с</i>	<i>Давление перегретого пара P_m, МПа</i>	<i>Температура перегретого пара t_m, °C</i>	<i>Температура питательной воды t_m, °C</i>	<i>Температура уходящих газов Θ_d, °C</i>	<i>Расчётный кпд котлоагрегата (брутто) $\eta_{ка}^{бр}$, %</i>
БКЗ-210-140	58,3	13,8	560	230	150	91
БКЗ-220-100	61,1	9,8	540	215	140	91
БКЗ-420-140	116,7	13,8	560	210	147	92
БКЗ-500-140	138,9	13,8	560	230	171	91

Основные характеристики водогрейных котлов

<i>Марка котла</i>	<i>Тепловая мощность котла Q_k, кВт</i>	<i>Температура уходящих газов Θ_d, °C</i>	<i>Расчётный КПД котлоагрегата (брутто) $\eta_{ка}^{бр}$, %</i>
КВ-ТС-4-150	4 650	230	81
КВ-ТС-6,5-150	7 550	235	82
КВ-ТС-10-150	11 630	205	83
КВ-ТС-20-150	23 260	218	83

Приложение 3

Расчётная температура самого жаркого месяца в 14 часов и расчётные фоновые концентрации (условные) вредных веществ в атмосферном воздухе

<i>Город</i>	<i>Температура самого жаркого месяца в 14 часов $T_{в}$, °C</i>	<i>Фоновая концентрация золы $C_{ф}$, мг/м³</i>	<i>Фоновая концентрация диоксида серы SO_2 (сернистого ангидрида) $C_{ф}$, мг/м³</i>
г. Чита	+23	0,229	0,015
г. Челябинск	+22,8	0,250	0,035
г. Иркутск	+22,6	0,200	0,014
г. Москва	+21,6	0,210	0,018
г. Екатеринбург	+21,1	0,250	0,019
г. Благовещенск	+23	0,190	0,015
г. Курск	+23,6	0,190	0,020
г. Волгоград	+28,6	0,205	0,014
г. Ярославль	+22	0,210	0,018
г. Улан-Удэ	+23,1	0,220	0,019
г. Нерюнгри	+22	0,250	0,015
г. Хабаровск	+23	0,245	0,020
г. Владивосток	+23	0,220	0,014
г. Южно-Сахалинск	+23	0,210	0,018

Состав и основные характеристики энергетических топлив и их золы

Месторождение	$C^p, \%$	$H^p, \%$	$O^p, \%$	$N^p, \%$	$S^p, \%$	$W^p, \%$	$A^p, \%$	$Q_n^p, \text{кДж/кг}$	$Al_2O_3^p, \%$	$SiO_2, \%$
Харанорский бурый уголь	33,5	2,2	10,3	0,5	0,3	40	13,2	11 390	23,3	58
Челябинский каменный уголь	33,6	2,5	9,5	0,9	0,8	17	35,7	12 560	25	56
Черемховский каменный уголь	42,5	3,1	8,1	0,6	0,9	15	29,8	16 410	22,8	62,5
Новомосковский бурый уголь	44,4	3,2	10,2	0,8	1,4	25	15	16 750	20	28
Кузнецкий каменный уголь	56,4	4	9,9	1,9	0,4	11,5	15,9	21 900	20,6	60
Райчихинский бурый уголь	34,9	2,1	11,3	0,5	0,3	37	13,9	11 720	25,5	55,6
Донецкий каменный уголь	44,1	3,3	8	0,9	2,9	13	27,8	17 250	25,7	52,7
Орловский бурый уголь	32,2	2,2	11	0,6	0,9	34	19,1	11 350	24,1	57,1
Гусиноозёрский бурый уголь	39,4	2,8	12,3	0,6	0,4	26	18,5	14 320	23,5	51,1
Нерюнгринский каменный уголь	57,6	3,1	4,7	0,5	0,3	8	25,8	21 860	26,9	53,9
Свободное (антрацит)	26,6	2,3	10,4	0,3	0,1	52,5	7,8	8 790	21,2	52
Тарбагатайский бурый уголь	41,4	3	6	0,9	1,8	31,5	15,4	15 780	21	66
Южно-Сахалинский бурый уголь	39,4	3	10,4	1,1	0,5	20	25,6	15 030	26	57
Ургуйский бурый	46,9	3	11	0,5	0,3	29,5	8,8	16 830	23,4	58

Приложение 5

**Дисперсный состав золы
(ориентировочные данные по видам топлива
при размоле в ШБМ)**

<i>Вид топлива</i>	<i>Средний медианный диаметр частиц $d \times 10^6, \text{ м}$</i>	<i>Доля частиц $\Phi, \%$</i>							
		<i>Средний размер частиц $d_i \times 10^6, \text{ м}$</i>							
		<i>1,25</i>	<i>3,25</i>	<i>5,15</i>	<i>8,15</i>	<i>13</i>	<i>20,5</i>	<i>32,5</i>	<i>>40</i>
Бурый уголь	15	12	6,0	8,0	12,0	13,0	16	13	20
Каменный уголь	20	4,0	4,0	7,0	31,0	14,0	20	15	25

Учебное издание

**Середкин Александр Алексеевич
Батухтин Сергей Геннадьевич**

**Тепломеханическое
и вспомогательное оборудование
источников тепла**

Редактор Т. Р. Шевчук
Верстка Н. Ю. Добрецкой

Подписано в печать 20.11.2020.
Формат 60×84/16.
Бумага ксерографическая. Способ печати цифровой.
Усл. печ. л. 8,5. Уч.-изд. л. 5,6.
Заказ № 20176. Тираж 100 экз.
(1-й з-д 1–33 экз.)

ФГБОУ ВО «Забайкальский государственный университет»
672039, г. Чита, ул. Александрo-Заводская, 30