



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

Г.И. Жихар

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Учебно-методическое пособие

Минск
БНТУ
2011

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

Г.И. Жихар

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта по дисциплинам
«Парогенераторы ТЭС» и «Котельные установки ТЭС»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск
БНТУ
2011

УДК 621.181.001.24 (075.8)

ББК 31.37я7

Ж 75

Рецензенты:

В.М. Сыропуцинский, Е.Г. Мигуцкий

Жихар, Г.И.

Ж 75 Тепловой расчет парогенераторов: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта по дисциплинам «Парогенераторы ТЭС» и «Котельные установки ТЭС» / Г.И. Жихар. – Минск: БНТУ, 2011. – 249 с.

ISBN 978-985-525-502-5.

Учебно-методическое пособие составлено применительно к курсовому проекту по дисциплинам «Парогенераторы ТЭС» и «Котельные установки ТЭС», выполняемому студентами специальностей 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции» и 1-43 01 08 «Паротурбинные установки атомных электрических станций» всех форм обучения.

Пособие содержит методику поверочного расчета применительно к парогенераторам заданного типа средней и большой производительности, сжигающих газообразное, жидкое и твердое топливо в пылевидном состоянии, как с твердым, так и с жидким удалением шлама.

В пособии не рассматриваются малые котлы, сжигающие топливо на решетках, а также специальные типы котлов и топок (котлы-утилизаторы, топки с кипящим слоем и др.).

УДК 621.181.001.24 (075.8)

ББК 31.37я7

ISBN 978-985-525-502-5

© Жихар Г.И., 2011

© БНТУ, 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.	5
Условные обозначения.	6
Глава 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ПАРОГЕНЕРАТОРА.	11
1.1. Задание к тепловому расчету парогенератора и порядок его выполнения.	11
1.2. Расчетные характеристики энергетических топлив. . . .	13
1.3. Выбор способа шлакоудаления при сжигании твердого топлива.	27
1.4. Выбор системы пылеприготовления и типа мельниц. . .	28
1.5. Выбор температуры уходящих газов.	32
1.6. Выбор температуры подогрева воздуха.	33
1.7. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте парогенератора. Учет рециркуляции газов.	39
Глава 2. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.	43
2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания.	43
2.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания. . . .	54
2.3. Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания при рециркуляции газов.	71
Глава 3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА И РАСХОД ТОПЛИВА.	73
3.1. Коэффициент полезного действия парогенератора и потери теплоты.	73
3.2. Определение расхода топлива.	78
Глава 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ.	79
4.1. Конструктивные схемы и расчетные характеристики камерных топок.	79
4.2. Тепловой расчет однокамерных топок.	87
Глава 5. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ЗМЕЕВИКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА.	108
5.1. Изменение давления в водопаровом тракте парогенератора.	108
5.2. Тепловосприятие поверхностей по рабочей среде. . . .	109
5.3. Уравнения теплового баланса и теплопередачи для поверхностей нагрева.	114

5.4.	Расчет коэффициентов теплопередачи, теплоотдачи, загрязнения, тепловой эффективности и использования поверхностей нагрева.	117
5.5.	Расчет температурного напора в поверхностях нагрева.	161
Глава 6.	ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОГЕНЕРАТОРА.	177
6.1.	Расчет радиационного пароперегревателя.	177
6.2.	Тепловой расчет ширмового пароперегревателя.	184
6.3.	Расчет дополнительных поверхностей газоходов парогенератора.	198
6.4.	Расчет фестона и подвесных труб.	200
6.5.	Тепловой расчет конвективного пароперегревателя.	204
6.5.1.	Рекомендации по методике расчета пароперегревателя.	204
6.5.2.	Расчет конвективного пароперегревателя.	208
6.5.3.	Расчет промежуточного пароперегревателя.	214
6.6.	Тепловой расчет водяного экономайзера.	214
6.7.	Расчет трубчатого воздухоподогревателя.	221
6.8.	Тепловой расчет регенеративного воздухоподогревателя.	230
6.8.1.	Конструктивные характеристики регенеративных воздухоподогревателей.	230
6.8.2.	Тепловой расчет горячей части регенеративного воздухоподогревателя.	234
6.8.3.	Тепловой расчет холодной части регенеративного воздухоподогревателя.	239
6.8.4.	Рекомендации по снижению интенсивности низкотемпературной коррозии воздухоподогревателей.	241
6.9.	Расчет невязки теплового баланса парогенератора.	246
	Литература.	248

ВВЕДЕНИЕ

Парогенератор – это основной агрегат тепловой электрической станции (ТЭС). Рабочим телом в нем для получения пара является вода, а теплоносителем служат продукты горения различных органических топлив. Необходимая тепловая мощность парогенератора определяется его паропроизводительностью при обеспечении установленных температуры и рабочего давления перегретого пара. При этом в топке парогенератора сжигается расчетное количество топлива.

Курсовой проект выполняется по заданию, выдаваемому консультантом. Для студентов специальности 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции» в соответствии с типовой программой тепловой расчет парогенератора выполняется поверочный.

Поверочный расчет парогенератора выполняется для существующей конструкции с целью определения показателей ее работы при переходе на другое топливо, при изменении нагрузки или параметров пара, а также после проведенной реконструкции поверхностей нагрева.

Учебно-методическое пособие составлено на основе последнего издания нормативного метода теплового расчета котлов (1998 г.), разработанного коллективом авторов ведущих научно-исследовательских институтов (ВТИ и ЦКТИ).

В пособии используется Международная система единиц (СИ). Расчеты выполняются с использованием ЭВМ.

Графическая часть – продольный и поперечный разрез парогенератора – выполняется в масштабе 1:50.

Задания на курсовое проектирование выдаются консультантом индивидуально каждому студенту с выдачей раздаточного материала (типовые чертежи парогенератора).

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначение	Размерность	Наименование величины
1. Топливо		
а) твердое и жидкое		
W_1^r	% на рабочую массу	Содержание влаги общей
A^r	% на рабочую массу	Зольность
$(CO_2)_{крб}^r$	% на рабочую массу	Содержание диоксида углерода карбонатов
S_p^r, S_o^r	% на рабочую массу	Содержание серы пиритной, органической
C^r, H^r, N^r, O^r	% на рабочую массу	Содержание углерода, водорода, азота, кислорода
Q_6^r, Q_S^r, Q_1^r	кДж/кг	Теплота сгорания по калориметрической бомбе, высшая, низшая
V^{daf}	%	Выход летучих (на сухую беззольную массу)
$A_{пр}^r = 10^3 A^r / Q_1^r$	%/(кДж/кг)	Приведенная зольность топлива
$W_{пр}^r = 10^3 W_1^r / Q_1^r$	%/(кДж/кг)	Приведенная влажность топлива
$\Gamma_{ун}, \Gamma_{шл+пр}$	%	Содержание горючих в уносе, шлаке и провале
$a_{ун}, a_{шл+пр}$	—	Доля золы топлива в уносе, в шлаке и провале
B	кг/с	Секундный расход топлива
B_p	кг/с	Расчетный расход топлива с поправкой на механическую неполноту сгорания
t_A	°С	Температура начала деформации золы
t_B	°С	Температура размягчения золы

Обозначение	Размерность	Наименование величины
t_C	°С	Температура жидкоплавкого состояния золы

Продолжение табл. «Условные обозначения»

Обозначение	Размерность	Наименование величины
t_0	°С	Начало истинного жидкого состояния шлака
$t_{н.ж}$	°С	Температура нормального жидкого шлакоудаления
б) газообразное		
$d_{г.тл}$	г/м ³	Содержание влаги (на 1 м ³ сухого газа при 0 °С и 101,3 кПа)
$A_{г.тл}^d$	%	Содержание минеральных примесей (по массе)
Q_i^d	кДж/м ³	Теплота сгорания низшая 1 м ³ сухого газа
$\rho_{г.тл}^c, \rho_{г.тл}^b$	кг/м ³	Плотность сухого и влажного топлива

2. Воздух и продукты сгорания

а) объемы на 1 кг твердого и жидкого или на 1 м ³ газообразного топлива (все объемы при 0 °С и 101,3 кПа)		
V_0^H	м ³ кг (м ³ /м ³)	Теоретический объем воздуха, необходимого для сгорания топлива ($\alpha = 1$)
$V_{0N_2}^H$	м ³ кг (м ³ /м ³)	Теоретический объем азота ($\alpha = 1$)
$V_{RO_2}^H$	м ³ кг (м ³ /м ³)	Суммарный объем углекислого (СО ₂) и сернистого (SO ₂) газов
$V_{0H_2O}^H$	м ³ кг (м ³ /м ³)	Теоретический объем водяных паров ($\alpha = 1$)
$V_{0г}^H$	м ³ кг (м ³ /м ³)	Объем продуктов сгорания ($\alpha = 1$)
$V_{г}^H$	м ³ кг (м ³ /м ³)	Полный объем продуктов

		сгорания ($\alpha \neq 1$)
V_{pc}^H	$m^3/kg (m^3/m^3)$	Объем газов, отбираемых для рециркуляции

Продолжение табл. «Условные обозначения»

Обозначение	Размерность	Наименование величины
r_{RO_2}, r_{H_2O}, r_p	–	Объемные доли сухих трехатомных газов, водяных паров. Их суммы
p_p	МПа	Суммарное парциальное давление трехатомных газов
$\mu_{зл}$	кг/кг	Массовая концентрация золы в продуктах сгорания топлива
G_G	кг/кг (kg/m^3)	Масса дымовых газов
d	г/кг	Влагосодержание воздуха
3. Коэффициент избытка воздуха		
$\alpha_T, \alpha'_{пе}$	–	Коэффициент избытка воздуха в топке и перед перегревателем
$\Delta\alpha_T, \Delta\alpha$	–	Присосы воздуха в топке и газоходах
$\Delta\alpha_{пл}$	–	Присосы воздуха в пылеприготовительной системе
β'_T	–	Отношение количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя, к теоретически необходимому
$\beta'_{вп}, \beta''_{вп}$	–	Отношение количества воздуха на входе в воздухоподогреватель и выходе из него к теоретически необходимому
β_{pc}	–	Отношение количества воздуха, рециркулирующего в воздухоподогревателе, к

$\beta_{\text{изб}}$	–	теоретически необходимому Отношение количества избыточного воздуха (отдаваемого «на сторону») к теоретически необходимому
----------------------	---	--

Продолжение табл. «Условные обозначения»

Обозначение	Размерность	Наименование величины
4. Теплопередача		
$\kappa_{\Gamma}^0 r_{\Pi}$	1/(м·МПа)	Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания
$\kappa_{\text{с}}$	1/(м·МПа)	Коэффициент поглощения лучей частицами сажи
$\kappa_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$	1/(м·МПа)	Коэффициент поглощения лучей частицами золы
$\kappa_{\text{кокс}} \mu_{\text{кокс}}$	1/(м·МПа)	Коэффициент поглощения лучей частицами кокса
a	–	Эффективная степень черноты потока
$\alpha_{\text{л}}$	Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи межтрубным излучением продуктов сгорания
$\alpha_{\text{к}}$	Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи конвекцией
α_1	Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи по газовой стороне
$\alpha_{1\text{пр}}$	Вт/(м ² ·К)	Приведенный коэффициент теплоотдачи к оребренной стороне
α_2	Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи от стенки к внутренней среде
ε	(м ² ·К)/Вт	Коэффициент теплового сопротивления внешнего загрязнения (коэффициент заг-

		рязнения)
Ψ	–	Коэффициент тепловой эффективности
ξ	–	Коэффициент использования поверхности нагрева
κ	Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплопередачи

Окончание табл. «Условные обозначения»

Обозначение	Размерность	Наименование величины
$\Delta t_6, \Delta t_M$	К	Большее и меньшее значение температурных напоров
Δt	К	Средний температурный напор
w	м/с	Скорость
$Bu = \kappa ps$	–	Критерий Бугера
5. Геометрические характеристики		
V_T	м ³	Объем топочной камеры
$F_{ст}$	м ²	Поверхность стен топки
H	м ²	Поверхность нагрева
ζ	–	Коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление загрязнения или закрытия изоляцией лучевоспринимающих поверхностей
s	м	Эффективная толщина излучающего слоя
$d, d_{внт}, d_э$	м	Наружный, внутренний и эквивалентный диаметр
s_1, s_2, s_2'	м	Поперечный, продольный и диагональный шаги труб в пучке
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_2'$	–	То же, относительные шаги
F, f	м ²	Живое сечение для прохода газов и пара (воды)

$H_{\text{поп}}, H_{\text{пр}}$	м^2	Части поверхности нагрева, омываемые поперечным и продольным потоками
$F_{\text{поп}}, F_{\text{пр}}$	м^2	Живые сечения для поперечного и продольного потоков

ГЛАВА 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ПАРОГЕНЕРАТОРА

1.1. Задание к тепловому расчету парогенератора и порядок его выполнения

Тепловой расчет парогенератора может быть конструктивным и поверочным. Для специальностей 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1-43 01 08 «Паротурбинные установки атомных электрических станций» в соответствии с типовой программой выполняется поверочный расчет парогенератора.

Поверочный расчет парогенератора или отдельных его элементов выполняется для существующей конструкции с целью определения показателей ее работы при переходе на другое топливо, при изменении нагрузки или параметров пара, а также после проведенной реконструкции поверхностей нагрева. В результате поверочного расчета определяют:

- коэффициент полезного действия парогенератора;
- расход топлива;
- температуру продуктов сгорания по газовому тракту, включая температуру уходящих газов;
- температуру рабочей среды (пара, воды) за каждой поверхностью нагрева.

Надежность работы поверхности нагрева устанавливают расчетом ожидаемой температуры стенки и сравнением ее с допустимой для использованного металла. Для выполнения расчета приходится предварительно задаваться температурой уходящих газов и температурой горячего воздуха, правильность выбора которых определяется лишь по завершении расчета.

Задание на поверочный расчет включает в себя практически те же исходные данные, что и при конструктивном расчете, и дополнительно – конструктивные данные поверхностей парогенератора. Поэтому расчету предшествует определение по чертежам геометрических характеристик поверхностей (диаметров и шагов труб, числа рядов труб, размеров проходных сечений для газов и рабочей среды, габаритных размеров газоходов и поверхностей нагрева и т. д.).

При поверочном расчете парогенератора, так же как при конструктивном, вначале определяют объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания, КПД и расход топлива, а затем выполняют расчет теплообмена в топочной камере и других поверхностях в последовательности, соответствующей их расположению по ходу газов.

При поверочном расчете поверхности нагрева приходится задаваться изменением температуры одной из теплообменивающихся сред (разностью температур на входе и выходе). Этим определяется тепловосприятие поверхности в первом приближении. Далее можно вычислить температуры другой среды на концах поверхности нагрева, температурный напор, скорости газового потока и рабочей среды и все другие величины, необходимые для вычисления тепловосприятия во втором приближении. При расхождении принятого и расчетного тепловосприятий выше допустимого повторяют расчет для нового принятого тепловосприятия. Таким образом, поверочный расчет поверхности нагрева выполняют методом последовательных приближений.

В результате расчета определяют тепловосприятие поверхности, а также температуры и энтальпии сред на входе и выходе из нее.

Поверочные расчеты заканчивают составлением расчетно-пояснительной записки, которая включает:

- задание на проектирование парогенератора и исходные данные;
- описание рассчитываемого парогенератора, компоновку его поверхностей с указанием их связей по рабочей среде;
- технические характеристики сжигаемого топлива, обоснование выбора необходимых для расчета величин; расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания;

– составление теплового баланса парогенератора, расчет расхода сжигаемого топлива;

– тепловой расчет топки и поверхностей нагрева (для компактности расчет поверхностей может быть сведен в таблицы, где приводятся наименования рассчитываемых величин, их единицы, расчетные формулы и численные значения всех величин, результат расчета);

– сводную таблицу основных результатов теплового расчета.

В записке приводятся краткие пояснения и обоснования выбираемых для расчета значений величин, расчетных формул, порядка выполнения расчета. Расчетная записка должна содержать также используемые в расчете таблицы объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, эскиз компоновки поверхностей нагрева парогенератора с соблюдением масштабных размеров, тепловую схему парогенератора, схему водопарового тракта (для прямоточного парогенератора) или схему пароперегревателя (для барабанного парогенератора). Расчет конвективных поверхностей нагрева сопровождается построением графиков, иллюстрирующих направления взаимного движения и изменения температур греющих газов и рабочей среды в пределах каждой поверхности нагрева. Эскизная компоновка поверхностей нагрева парогенератора должна иметь основные размеры газоходов (ширину, высоту, глубину) и габаритные размеры поверхностей.

Расчетно-пояснительная записка завершается построением тепловой схемы парогенератора и сводной таблицей расчетных величин.

Тепловая схема парогенератора отображает распределение тепловосприятости рабочей среды между поверхностями нагрева парогенератора и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта. Она дает представление об условиях работы каждой поверхности нагрева, позволяет определить температурные напоры и оценить в дальнейшем надежность работы металла поверхностей нагрева. Пример тепловой схемы приведен на рис. 1.1.

Сводная таблица расчетных величин должна содержать основные показатели, характеризующие условия работы каждой поверхности нагрева: температуры газов и рабочей среды на концах поверхности, средние скорости газов и рабочей среды,

коэффициенты теплопередачи, температурные напоры, расчетные тепловые напряжения и размер поверхности нагрева.

1.2. Расчетные характеристики энергетических топлив

Ископаемые твердые топлива разделяются на угли, горючие сланцы и торф. Жидким топливом, в основном, является мазут, из газообразных в ряде районов как основное, а в остальных случаях как замещающее топливо электростанций используется природный газ.

В зависимости от теплоты сгорания влажной беззольной массы топлива и выхода летучих веществ угли разделяются на четыре типа: бурые, каменные, полуантрациты и антрациты.

Бурые угли по содержанию влаги в рабочей массе топлива разделяются на три группы: Б1, Б2, Б3 при содержании W_1^r соответственно более 40, 30–40 % и менее 30 %.

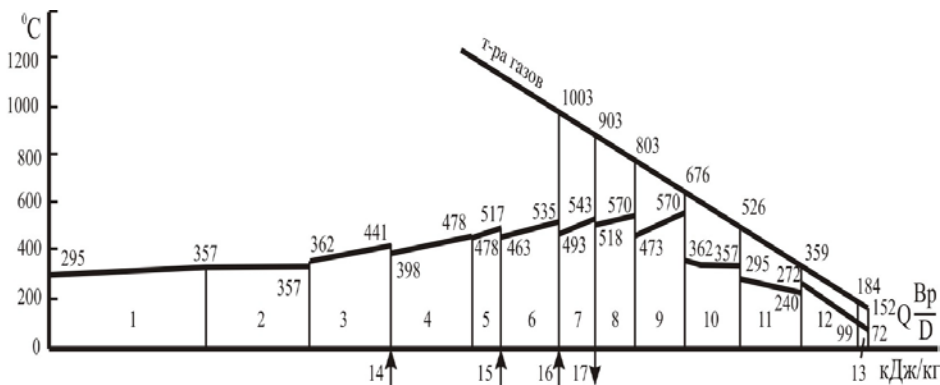


Рис. 1.1. Тепловая схема прямооточного парогенератора ПК-47-5

($D = 640$ т/ч, $p = 14$ МПа, топливо-мазут, $Q_i^r = 38\,400$ кДж/кг):

1 – радиационный экономайзер, $\Delta h = 600$ кДж/кг; 2 – НРЧ, испарительная часть, $\Delta h = 396$ кДж/кг; 3 – СРЧ-1, $\Delta h = 312$ кДж/кг; 4 – СРЧ-2, $\Delta h = 310$ кДж/кг; 5 – ВРЧ-1 (потолок), $\Delta h = 116$ кДж/кг; 6 – ВРЧ (горизонтальный газоход и поворотная камера), $\Delta h = 210$ кДж/кг; 7 – конвективный перегреватель первой ступени, $\Delta h = 146$ кДж/кг; 8 – то же второй ступени, $\Delta h = 144$ кДж/кг; 9 – промперегреватель, $\Delta h = 186$ кДж/кг; 10 – вынесенная переходная зона, $\Delta h = 217$ кДж/кг; 11 – водяной экономайзер, $\Delta h = 240$ кДж/кг; 12, 13 – регенеративный воздухоподогреватель, (горячая и холодная части), $Q/D = 600$ кДж/кг; 14 – впрыск $0,03D$ между пакетами 3 и 4; 15 – впрыск $0,03D$ между пакетами 5 и 7; 16 – впрыск $0,02D$ между пакетами 6 и 8; 17 – паропаровой теплообменник между пакетами 7 и 6, $\Delta h = 220$ кДж/кг

Каменные угли отличаются более глубокой углефикацией исходного органического вещества и имеют в связи с этим более высокую теплоту сгорания. В зависимости от выхода летучих веществ, свойства спекаемости органической массы угля при высоких температурах и наличия жирных смолистых веществ в исходном топливе каменные угли разделяются на несколько марок (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Маркировка каменных углей

Марка угля	Обозначение	Выход летучих веществ на сухую беззольную массу V^{daf} , %
Длиннопламенный	Д	> 35
Газовый	Г	> 35
Газовый жирный	ГЖ	27–37
Жирный	Ж	27–37
Коксовый жирный	КЖ	25–31
Коксовый	К	18–27
Коксовый второй	К2	17–25
Слабоспекающийся	СС	25–37
Отощенный спекающийся	ОС	14–22
Тощий	Т	8–17

Угли со спекающимся коксом используются в доменном производстве. Они предварительно обогащаются (отделяется минеральная часть вместе с угольной мелочью). Обогащенный угольный концентрат направляется на коксование, а отделенные мелкие фракции топлива с повышенной зольностью ($A^d > 40\%$) сжигаются на электростанциях. Их называют промежуточным продуктом обогащения. Применяют так называемые «мокрый» и «сухой» способы обогащения топлива. В первом случае продукт обогащения называется шламом, во втором – отсевом.

К антрацитам (обозначение – А) относят угли с наиболее высокой степенью углефикации и низким выходом летучих веществ

– менее 9 %. К полуантрацитам (обозначение – ПА) относят угли, переходные от каменных углей к антрацитам. Ископаемые угли по крупности кусков при сортировке разделяются на классы (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Классификация углей по размеру кусков (ГОСТ 19242)

Класс	Условное обозначение	Размер кусков, мм
Плитный	П	Более 100
Крупный	К	50–100
Орех	О	25–50
Мелкий	М	13–25
Семечко	С	6–13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	0–200

На электростанцию поступает топливо разной крупности, представляющее собой смесь нескольких классов, например СШ – семечко со штыбом, т. е. уголь с размером фракций от 13 мм и менее, МСШ – угольная мелочь с размером фракций менее 25 мм. К твердым ископаемым топливам относятся также горючие сланцы, представляющие собой минеральные породы, пропитанные горючими органическими веществами. Горючие сланцы в минеральной части содержат заметное количество карбонатов, разлагающихся при высокой температуре с выделением диоксида углерода. Поэтому кроме зольности горючих сланцев ($A^r = 40...45\%$) отдельно указывается выделение диоксида углерода в процентах от рабочей массы $(CO_2)_{крб}^r = 14...15\%$. Разложение карбонатов происходит с затратой теплоты, что необходимо учитывать при определении располагаемой теплоты Q_p при сжигании сланцев.

Изменение состава рабочей массы по сравнению со средним, приведенным в табл. 1.5–1.7, чаще всего связано с отклонениями зольности и влажности добываемых твердых топлив от расчетных значений. В этом случае изменяются теплота сгорания топлива и связанные с ней объемы и энтальпии образующихся газов, а также и

расход воздуха на сжигание топлива. Изменение состава топлива, поступающего к горелкам парогенератора, может быть также связано со сжиганием предварительно подсушенного топлива (сушонка) при использовании разомкнутой или полуразомкнутой схемы пылеприготовления. В указанных случаях вначале определяют новое значение теплоты сгорания топлива, а затем производят расчет теоретических объемов и энтальпий (гл. 2).

Пересчет низшей теплоты сгорания рабочего топлива с начальной влажностью W_{11}^r на влажность W_{12}^r или с начальной зольности A_1^r на зольность A_2^r осуществляют по формулам, приведенным ниже.

Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива влажностью W_{11}^r пересчитывается на топливо влажностью W_{12}^r по формуле

$$Q_{i2}^r = \left(Q_{i1}^r + 24,42W_{11}^r \right) \frac{100 - W_{12}^r}{100 - W_{11}^r} - 24,42W_{12}^r, \text{ кДж/кг.}$$

При изменении зольности рабочей массы топлива при неизменной влажности пересчет Q_i^r производится по формуле

$$Q_{i2}^r = \left(Q_{i1}^r + 24,42W_{11}^r \right) \frac{100 - W_{11}^r - A_2^r}{100 - W_{11}^r - A_1^r} - 24,42W_{11}^r, \text{ кДж/кг.}$$

При одновременном изменении влажности и зольности для пересчета используется формула

$$Q_{i2}^r = \left(Q_{i1}^r + 24,42W_{11}^r \right) \frac{100 - W_{12}^r - A_2^r}{100 - W_{11}^r - A_1^r} - 24,42W_{12}^r, \text{ кДж/кг.}$$

При сжигании топлива, состав которого не указан в таблицах, его расчетные характеристики устанавливают на основании анализов проб.

Фрезерный торф, предназначенный для пылевидного сжигания, должен удовлетворять требованиям, приведенным в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Требования к фрезерному торфу

Показатель	Норма
Содержание общей влаги W_1^r , не более, %	52
Зольность A^d , %, не более	23
Засоренность посторонними горючими примесями (куски размером не более 25 мм), не боолее, %	8

В соответствии с ГОСТ 10585 в качестве котельного топлива применяется остаточный продукт нефтепереработки – мазут двух марок: 40 и 100.

Марка топлива определяется предельной величиной вязкости при 80 °С, составляющей:

- для мазута 40 – 8,0 градусов условной вязкости (°ВУ);
- для мазута 100 – 16,0 °ВУ.

Предельная зольность (A^d) мазутов 40 и 100 установлена: для малозольных мазутов – 0,04 и 0,05 % соответственно, для зольных мазутов – 0,12 и 0,14 соответственно.

По содержанию серы мазуты делятся на низкосернистые (массовая доля серы $\leq 0,5$ %), малосернистые ($\leq 1,0$ %), сернистые ($\leq 2,0$ %) и высокосернистые ($\leq 3,5$ %).

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов, содержащую некоторое количество примесей в виде водяного пара и пыли (механические примеси). Различают следующие виды газообразного топлива:

- природные газы;
- попутные газы;
- промышленные газы (доменный, коксовый, синтез-газ).

Физико-химические показатели природного горючего газа определяются ГОСТ 5542, согласно которому теплота сгорания низшая при

20 °С и 101,3 кПа должна быть не менее 31,8 МДж/м³ (7600 ккал/м³), содержание сероводорода не более 0,02 г/м³, меркаптановой серы – не более 0,036 г/м³.

Состав газообразного топлива задается в процентах по объему, и все расчеты относятся к кубическому метру сухого газа при нормальных условиях (101,3 кПа и 0 °С).

Теплота сгорания газообразного топлива принимается по калориметрическим данным. При отсутствии таких данных теплота сгорания 1 м³ газа при нормальных условиях подсчитывается по формуле смешения

$$Q^c = 0,01 \left[Q_{\text{H}_2\text{S}} \text{H}_2\text{SO}_4 + Q_{\text{CO}} \text{CO} + Q_{\text{H}_2} \text{H}_2 + \sum Q_{\text{C}_m\text{H}_n} \text{C}_m\text{H}_n \right] \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (1.3)$$

Теплота сгорания отдельных газов, входящих в состав газообразного топлива, приведена в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Теплота сгорания отдельных газов

Газ	Обозначение	Плотность ρ , кг/м ³	Теплота сгорания, Q_i^d	
			МДж/м ³	ккал/м ³
Метан	СН ₄	0,717	35,88	8570
Этан	С ₂ Н ₆	1,355	64,36	15 370
Пропан	С ₃ Н ₈	2,009	93,18	22 260
Бутан	С ₄ Н ₁₀	2,697	123,15	29 415
Пентан	С ₅ Н ₁₂	3,454	156,63	37 410
Гексан	С ₆ Н ₁₄	3,848	173,17	41 360
Гегтан	С ₇ Н ₁₆	4,474	200,55	47 900
Этилен	С ₂ Н ₄	1,251	59,06	14 107
Пропилен	С ₃ Н ₆	1,877	86,00	20 541
Бутилен	С ₄ Н ₈	2,503	113,51	27 111
Бензол	С ₆ Н ₆	3,485	140,38	33 528
Азот	Н ₂	1,250	–	–
Водород	Н ₂	0,090	10,79	2580
Двуокись углерода	СО ₂	1,977	–	–
Окись углерода	СО	1,250	12,64	3020
Кислород	О ₂	1,428	–	–

Сероводород	H ₂ S	1,536	23,37	5580
-------------	------------------	-------	-------	------

Расчетные характеристики твердых и газообразных топлив приводятся в табл. 1.5 и 1.6, а жидких – в табл. 1.7.

1.3. Выбор способа шлакоудаления при сжигании твердого топлива

В топочной камере можно организовать сжигание топлив с твердым и жидким шлакоудалением.

Твердое шлакоудаление неизбежно при сжигании топлив с тугоплавкой золой (при температуре начала жидкоплавкого состояния

$t_c > 1400$ °С). Оно целесообразно также и для топлив с умеренными значениями температуры t_c , но при относительно небольшой зольности этих топлив (приведенная зольность $A_{\text{пр}}^r < 1$ % кг/МДж*)

и высоком выходе летучих веществ ($V^{daf} > 25$ %), поскольку небольшое количество летучей золы в продуктах сгорания не ограничивает скорости газов в газоходах и не приводит к ощутимому удорожанию золоулавливающих устройств, а потери с недожогом топлива q_4 ввиду значительного выхода летучих остаются низкими. Топки с твердым шлакоудалением имеют более низкие тепловые напряжения и температуру газов в зоне ядра горения, что обеспечивает снижение уровня образования токсичных выбросов, в частности оксидов азота. Диапазон рабочих нагрузок зависит от реакционной способности топлива (выхода летучих веществ V^{daf} , %). Минимальная устойчивая нагрузка обычно составляет $D_{\text{мин}} = 30...50$ % $D_{\text{ном}}$.

Жидкое шлакоудаление применяют для сжигания малореакционных углей (антрацитов, полуантрацитов, тощих и слабоспекающихся каменных углей при выходе летучих веществ $V^{daf} < 25$ %), оно рекомендуется при сжигании шлакующих каменных и бурых углей (типа канско-ачинских бурых углей, кузнецких каменных углей и донецкого ГСШ), отличающихся повышенным количеством относительно легкоплавкой золы ($t_c = 1150...1300$ °С).

* Приведенной называется зольность топлива в процентах, отнесенная к 1 МДж теплоты сгорания (% кг/МДж), т. е. $A_{\text{пр}}^r = A^r / Q_i^r$. Приведенные влажность и сернистость определяются аналогично. Единицы приведенных величин в дальнейшем опускаются. Теплота сгорания топлива Q_i^r приведена в табл. 1.5.

Организация жидкого шлакоудаления с высоким уровнем температуры горения топлива обеспечивает при малом выходе летучих веществ заметное уменьшение потерь топлива с недожогом, а в случае сжигания высокозольных топлив позволяет облегчить борьбу с шлакованием и износом конвективных поверхностей. В результате повышается надежность и экономичность работы парогенератора, однако необходимо принимать специальные меры для снижения образования токсичных газов (NO , SO_3 и др.) в зоне высоких температур, что дополнительно ограничивает применение жидкого шлакоудаления.

Топки с жидким шлакоудалением могут быть как однокамерными открытыми, с утеплением нижней части стен и пода внутренней футеровкой, с встречным расположением низкоопущенных горелок, так и однокамерными с пережимом и утеплением камеры горения до пережима. Топки с жидким шлакоудалением обеспечивают вытекание жидкого шлака в диапазоне нагрузок 60–100 % $D_{\text{ном}}$ для бурых и каменных углей и 70–100 % $D_{\text{ном}}$ – для малореакционных топлив и окисленных кузнецких каменных углей открытой добычи.

1.4. Выбор системы пылеприготовления и типа мельниц

Выбор системы пылеприготовления производится по табл. 1.8, выбор типа мельниц по табл. 1.9, а выбор числа мельниц по табл. 1.10.

ММТ и СМ чаще используются в системах пылеприготовления с прямым вдуванием для топлив с $Gr > 1$, таких как каменные угли с $V^{daf} > 30$ %, бурые угли и торф (ММТ). В СМ размалываются угли с $W_1^r < 16$ %, при этом используют только воздушную сушку. ММТ допускают газовоздушную сушку и иногда устанавливаются в пылесистемах с промежуточным бункером.

Мельницы-вентиляторы устанавливают в системах пылеприготовления с прямым вдуванием и газовой сушкой высоковлажных углей с $Gr > 1,3$ и торфа.

Температура сушильного агента на входе в мельницы ограничена: для ШБМ и МВ 450 °С, для СМ и ММТ 350 °С. При использовании газовой сушки перед мельницей должны устанавливаться устройства предварительной подсушки топлива.

Температура отбираемых на сушку газов по условиям надежной работы газоходов и подсушивающих устройств должна быть не выше 900 °С.

Число мельниц z_m , устанавливаемых на котел, определяется их типом, системой пылеприготовления и паропроизводительностью парогенератора (табл. 1.8).

Таблица 1.10

Выбор числа мельницы

Тип мельницы и схема пылеприготовления	Паропроизводительность парогенератора, т/ч							
	12– 35	50– 75	120– 270	320– 420	500– 600	950	1600	2500
Схема с прямым вдуванием:								
ШБМ	2*	2	2	–	–	–	–	–
ММТ	2	2	2–4	3–4	4–6	4–6	6–8	8–10
МВ	2	2	2–4	3–4	4–6	4–6	6–8	8–10
СМ	2	2	2–4	3–4	4–6	4–6	6–8	8–10
Схема с пылевым бункером: ШБМ	1	1	1–2**	1–2**	2	2	4	6

* Для парогенераторов с $D < 50$ т/ч допускается установка одной мельницы (в случае возможности ее остановок).

** Одна мельница – для неблочных парогенераторов при наличии связи с соседними парогенераторами по пыли.

Потребная единичная производительность мельницы B_M , т/ч, в пылесистемах с промбункером определяется количеством мельниц и принимаемым коэффициентом запаса:

$$B_M = B_K k_{\text{зап}} / z_M, \quad (1.4)$$

где B_K – расход топлива на парогенератор.

Коэффициенты запаса $k_{\text{зап}}$ для ММТ и СМ: при двух мельницах – 1,35, при трех – 1,2, при четырех и более – 1,1 для ШБМ $k_{\text{зап}} \geq 1,1$.

В схемах прямого вдувания предусматривается постоянная работа всех мельниц, за исключением времени возможного ремонта и снижения производительности парогенератора. При установке на парогенератор двух мельниц производительность одной мельницы

при останове второй должна обеспечить (с учетом ее перегрузки и огрубления качества пыли) 75 % номинальной производительности парогенератора. Если установлено большее число мельниц, при останове одной из них оставшиеся должны обеспечить номинальную производительность парогенератора.

1.5. Выбор температуры уходящих газов

Температура уходящих газов оказывает решающее влияние на экономичность работы парогенератора, т. к. потеря теплоты с уходящими газами является при нормальных условиях эксплуатации наибольшей даже в сравнении с суммой других потерь. Снижение температуры уходящих газов на 12–16 °С приводит к повышению КПД котла примерно на 1 %. Однако глубокое охлаждение газов требует увеличения размеров конвективных поверхностей нагрева и во многих случаях приводит к усилению низкотемпературной коррозии.

Существенное влияние на выбор температуры уходящих газов оказывает также температура питательной воды. С ее ростом увеличивается КПД термодинамического цикла, а КПД котла падает. Температуры уходящих газов и питательной воды должны быть выбраны такими, чтобы сумма эксплуатационных и капитальных затрат была минимальной.

Продукты сгорания высоковлажных топлив из-за повышенного объема газов требуют для своего охлаждения увеличенных размеров конвективных поверхностей, поэтому при сжигании влажных топлив экономически оправдывается более высокая температура уходящих газов.

В любом случае оптимальные температуры уходящих газов для различных топлив и параметров пара парогенератора устанавливаются на основании технико-экономических расчетов.

Рекомендуемые температуры уходящих газов в зависимости от приведенной влажности твердого топлива $W_{\text{пр}}^r$ и температуры питательной воды указаны в табл. 1.11. Высокая температура уходящих газов при сжигании сернистых мазутов обусловлена защитой воздухоподогревателя от интенсивной низкотемпературной коррозии.

Таблица 1.11

Температура уходящих газов

Топливо	Рекомендуемые значения $\vartheta_{\text{ух}}$, °С, при температуре питательной воды $t_{\text{п.в.}}$, °С			
	150	215–235	265	
	Содержание серы (для мазута), %			
	до 1	1,1–2	2,1–3	> 3
Твердое топливо с приведенной влажностью $W_{\text{пр}}^r, 10^{-3} \cdot \text{кг} \cdot \% \text{кДж}$;				
сухое, $W_{\text{пр}}^r < 0,7$	110–120	120–130	130–140	
влажное, $W_{\text{пр}}^r = 1–5$	120–130	140–150	150–160	
сильно влажное, $W_{\text{пр}}^r > 5$	130–140	160–170	170–180	
Мазут	140	150	160	165
Газ в отсутствие сернистых соединений	Не ниже 90			

Примечание. Значения $\vartheta_{\text{ух}}$ и $t_{\text{п.в.}}$ должны обеспечивать требования по защите воздухоподогревателя от низкотемпературной коррозии.

1.6. Выбор температуры подогрева воздуха

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{\text{вп}}$ выбирается на уровне, предотвращающем развитую сернокислотную коррозию металла и забивание низкотемпературной части поверхности нагрева липкими отложениями. Таким образом, выбор $t'_{\text{вп}}$ зависит от влажности топлива и его сернистости.

Рекомендуемые $t'_{\text{вп}}$ приведены в табл. 1.12. Выбор температуры $t'_{\text{вп}}$ при сжигании твердого топлива прежде всего определяется его влажностью, но при этом следует учитывать и содержание серы в

рабочей массе. Так, если твердое топливо окажется сухим ($W_{\text{пр}}^r < 0,7$), а $S^r > 2$, то выбирать $t'_{\text{вп}}$ надо из условия исключения сернокислотной коррозии.

Предварительный подогрев воздуха от 20–30 до 50 °С обычно осуществляют рециркуляцией части горячего воздуха на всас дутьевых вентиляторов. Более высокую температуру получают подогревом воздуха в паровых или водяных калориферах, установленных перед воздухоподогревателем. В первом случае подогрев воздуха происходит за счет теплоты продуктов сгорания собственно парогенератора («внутренней» теплоты), поэтому в уравнении теплового баланса этот подогрев не учитывается, а расчет потерь теплоты с уходящими газами производится от $t_{\text{х.в}} = 20...30$ °С. В случае калориферного подогрева воздуха отборным паром турбины (внешний подогрев) потери теплоты с уходящими газами также считаются по отношению к $t_{\text{х.в}} = 20...30$ °С.

Таблица 1.12

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С

Топливо	Тип воздухоподогревателя	
	Трубчатый	Регенеративный
Бурые угли ($S_{\text{пр}}^r \leq 0,1$), торф, сланцы	50	30
Каменный уголь ($S_{\text{пр}}^r \leq 0,1$), антрацит	30	30
Бурые угли ($S_{\text{пр}}^r > 0,1$)	80	60
Каменные угли ($S_{\text{пр}}^r > 0,1$)	60	50
Мазут, $S_{\text{пр}}^r > 0,5$ %	110	70
Мазут, $S_{\text{пр}}^r \leq 0,5$ %	90	50

При содержании серы в рабочей массе мазута более 2 % или в рабочей массе твердого топлива более 3 % необходима дополнительная проверка надежности работы холодной части

воздухоподогревателя с позиции исключения интенсивной сернокислотной коррозии. В этих целях минимальная температура стенки металла воздухоподогревателя должна составлять $t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = 115 \dots 125 \text{ } ^\circ\text{C}$ (большее значение – при сжигании мазута с $\alpha_{\text{т}} \geq 1,03$).

Рекомендуется определять значение $t_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ в зависимости от типа воздухоподогревателя и предварительно выбранных температур входящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель:

для регенеративного воздухоподогревателя

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = 0,5(\vartheta_{\text{yx}} + t'_{\text{вп}}) - 5; \quad (1.5)$$

для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = t'_{\text{вп}} + 0,35(\vartheta_{\text{yx}} - t'_{\text{вп}}). \quad (1.6)$$

При $t_{\text{ст}}^{\text{мин}} \leq 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ во всех случаях наблюдается интенсивная коррозия поверхности нагрева. Если расчетные $t_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ по (1.5) или (1.6) не удовлетворяют требованиям надежной эксплуатации, необходимо несколько увеличить выбранные температуры $t'_{\text{вп}}$ и ϑ_{yx} .

Температура горячего воздуха при сжигании твердых топлив определяется не только характеристиками топлива, но и организацией его сжигания (табл. 1.13).

Таблица 1.13

Температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}}$ на выходе из воздухоподогревателя

Топочное устройство	Система пылеприготовления	Топливо	$t_{\text{г.в}}, \text{ } ^\circ\text{C}$
Топки с ТШУ	Замкнутая, с воздушной сушкой	АШ	450–470
		Т	420–450 ^{*1}
		Прочие каменные угли	300–420 ^{*1}

		Бурые угли, торф	350–400*2
		Сланцы	250–300
	Замкнутая, с газовой сушкой	Бурые угли	300–350*3
	Разомкнутая, с газовой сушкой	Для всех топлив	Не более 350

Окончание табл. 1.13

Топочное устройство	Система пылеприготовления	Топливо	$t_{г.в.}, ^\circ\text{C}$
Топки с ЖШУ	Полуразомкнутая или разомкнутая с подачей пыли горячим воздухом	АШ	450–470
		Т	400–450*1
Газомазутные топки	–	Газ, мазут	230–270*4

*1 – Большие значения для окисленных углей 2-й группы и тощих 2Т.

*2 – При высоковлажном торфе $W_1^r \geq 50\%$ $t_{г.в.} = 400^\circ\text{C}$.

*3 – Большие значения при высокой влажности топлива.

*4 – Для маневренных парогенераторов $t_{г.в.}$ может быть увеличена до 300–320 °С. Такое увеличение целесообразно при $t_{п.в.} = 280...300^\circ\text{C}$.

Количество поступающего в зону горения воздуха по массе в несколько раз превосходит массу топлива. Недостаточный подогрев воздуха может затормозить воспламенение топлива и привести к значительному недожогу. Так, для топлив с относительно малым выходом летучих веществ ($V^{daf} < 25\%$) раннее воспламенение и низкий механический недожог достигаются при температуре горячего воздуха не ниже 300 °С.

Более низкий подогрев воздуха по условиям горения (250–300 °С) допустим для топлив с высоким выходом летучих веществ ($V^{daf} > 25\%$). Исключение составляют сильновлажные топлива, требующие использования для работы пылесистемы высокотемпературного сушильного агента. Последний можно получить путем смешения части горячих топочных газов с воздухом. Тогда допустимо некоторое снижение подогрева воздуха

в воздухоподогревателях. Так, при влажности топлива $W_{\text{пр}}^r \leq 2$ %·кг/МДж температура горячего воздуха может быть принята 270–300 °С, а при $W_{\text{пр}}^r \geq 5$ %·кг/МДж – 400 °С.

Обеспечение жидкого шлакоудаления требует высокого подогрева воздуха (не ниже 350 °С), уровень его зависит от выхода летучих, температуры плавкости золы и влажности сжигаемого топлива.

Сжигание мазута и природного газа допускает умеренный подогрев воздуха, при котором исключается недогорание топлива в высоконапряженных топках. Экономически выгодно подогревать воздух выше температуры питательной воды, поступающей в экономайзер.

Минимальный температурный напор за экономайзером (разность температур между газовым потоком и питательной водой) принимается $\Delta t_{\text{ЭК}}^{\text{МИН}} = 40$ °С.

Минимальный температурный напор перед воздухоподогревателем (разность температур между газами на входе в воздухоподогреватель и горячим воздухом) принимается $\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{МИН}} = 30$ °С. Снижение температурного напора ниже минимального приводит к неоправданному росту размеров поверхности нагрева.

Предельный подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя, исходя из достижения минимального температурного напора на горячем конце (30 °С), зависит от соотношения водяных эквивалентов потоков воздуха и уходящих газов m и выбранных температур уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель, а именно:

$$\Delta t_{\text{Г.В}}^{\text{МАКС}} = \frac{\vartheta_{\text{УХ}} - mt'_{\text{ВП}} - 30}{1 - m}. \quad (1.7)$$

Отношение водяных эквивалентов

$$m = \frac{(Vc)_{\text{В}}}{(Vc)_{\text{Г}}} = \frac{\beta_{\text{В}} m_0}{1 + (\alpha_{\text{В.П}} - 1) m_0}, \quad (1.8)$$

где β_B – средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя;

m_0 – теоретическое отношение водяных эквивалентов при $\alpha = \beta = 1$, выбирается по рис. 1.2;

$$\beta_B = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл.у} + 0,5\Delta\alpha_{вп} + r_B ; \quad (1.9)$$

$\alpha_{в.п}$ – средний коэффициент избытка воздуха в газовом потоке в области воздухоподогревателя, $\alpha_{вп} = \alpha_{ух} - 0,5\alpha_{вп}$;

$r_B = \Delta V_{г.в} / V_0^H$ – доля рециркуляции горячего воздуха на вход в воздухоподогреватель.

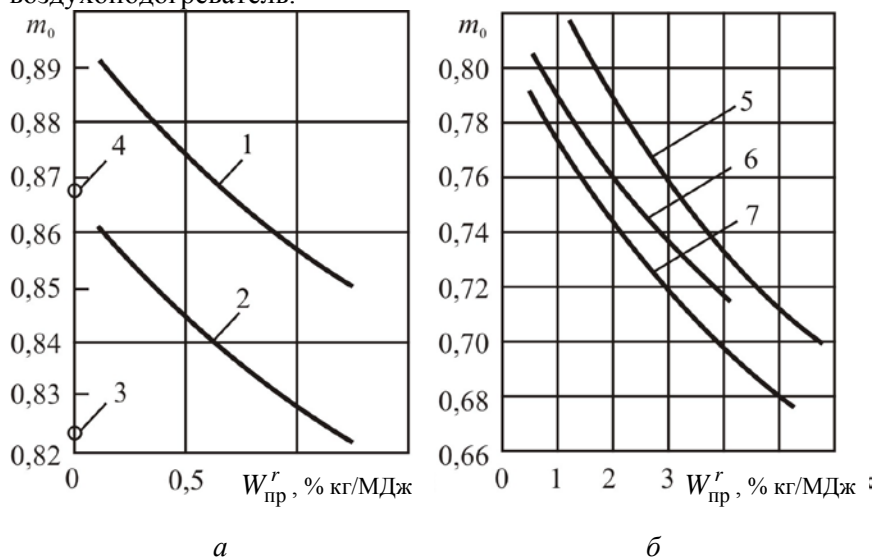


Рис. 1.2. Определение отношения водяных эквивалентов:

а – для сухих топлив; *б* – для влажных топлив;

1 – антрациты, полуантрациты, тощие угли; 2 – каменные угли;

3 – природный газ; 4 – мазут; 5 – бурые угли; 6 – эстонские сланцы; 7 – торф

Минимальный подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя при минимальном температурном напоре

между газами и питательной водой (40 °С) определяется по формуле

$$t_{Г.В}^{\text{МИН}} = t'_{ВП} + \frac{t_{П.В} + 40 - \vartheta_{yx}}{m}. \quad (1.10)$$

Исходя из рекомендованного диапазона температуры горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя (см. табл. 1.13) и возможностей подогрева воздуха в одной ступени решается вопрос о выборе одноступенчатого или двухступенчатого подогрева воздуха. При двухступенчатом воздухоподогревателе подогрев воздуха в первой ступени должен быть не ниже получаемого по (1.10), а дополнительный нагрев воздуха во второй ступени должен быть не менее 100 °С.

Оптимальная температура воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе или в первой ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется по формуле

$$t_{Г.В}^{\text{ОПТ}} = t_{П.В} + 40 + 0,7(\vartheta_{yx} - 120), \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (1.11)$$

При низких $\vartheta_{yx} < 120$ °С температура воздуха оценивается по формуле

$$t''_{ВП1} \geq t_{П.В} + 15, \text{ } ^\circ\text{С} \quad (1.12)$$

1.7. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте парогенератора. Учет рециркуляции газов

Для расчета действительных объемов продуктов горения по газходам агрегата прежде всего выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки α_t и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$. Коэффициент избытка воздуха α_t должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Избыток воздуха включает в себя коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелки $\alpha_{гор}$, и присосы холодного воздуха

извне при работе топки под разрежением $\Delta\alpha_T$, происходящие в основном в нижней части топки. При выбранном α_T избыток воздуха, поступающий через горелки в зону горения топлива:

$$\alpha_{гор} = \alpha_T - \Delta\alpha_T. \quad (1.13)$$

В газоплотных топках, работающих под наддувом, присосы воздуха в топку исключены ($\Delta\alpha_T = 0$).

При сжигании твердых топлив в системе пылеприготовления, работающей под разрежением, также имеют место присосы воздуха $\Delta\alpha_{пл}$, которые поступают в горелки вместе с транспортирующей топливо средой.

Средние значения присосов воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением, представлены в табл. 1.14.

Таблица 1.14

Присосы воздуха в парогенераторах
и системах пылеприготовления

Объекты	Характеристика объектов	Присос
Топки	Газоплотные	0,02
	С металлической обшивкой труб экрана	0,05
	С обмуровкой и металлической обшивкой	0,07
	С обмуровкой без обшивки	0,10
Поверхности нагрева, газоходы и оборудование газового тракта парогенератора	Газоплотный парогенератор от топки до ВП	0,02
	Фестон, ширма	0
	1-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,05
	2-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,10
	Первичный пароперегреватель	0,03
	Промежуточный пароперегреватель	0,03
	Переходная выносная зона	0,03
Экономайзер (на ступень)	0,02	

	Трубчатый воздухоподогреватель (на ступень)	0,03/0,06*
	Регенеративный воздухоподогреватель	0,15/0,2*
	Электрофильтры	0,1/0,15*
	Циклоны батарейные	0,05
	Скрубберы	0,05
	Газоходы за котлом (каждые 10 м)	0,01
Пылесистемы с промежуточным бункером	С ШБМ при сушке горячим воздухом	0,10
	То же при сушке смесью воздуха и газов	0,12
	С ММТ при сушке смесью воздуха и газов	0,06
	Со среднеходными мельницами	0,06

Окончание табл. 1.14

Объекты	Характеристика объектов	Присос
Пылесистемы с прямым вдуванием под разрежением	С ММТ или среднеходными мельницами	0,04
	С мельницами-вентиляторами	0,2–0,25
То же под давлением	С любыми мельницами	0

*Первое значение при $D > 50$ кг/с; второе – $D \leq 50$ кг/с.

В этом случае для сохранения заданного избытка воздуха на выходе из топки коэффициент избытка горячего воздуха, вводимого через горелки $\beta_{г.в}$, должен быть уменьшен:

$$\beta_{г.в} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{пл}. \quad (1.14)$$

Присосы воздуха в газоходах парогенератора принимают по табл. 1.14. Избыток воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры α_i получают прибавлением к α_t соответствующих присосов воздуха, т. е.

$$\alpha_i = \alpha_T + \sum_1^i \Delta\alpha. \quad (1.15)$$

Рециркуляция газов в расчетах объемов и энтальпий продуктов сгорания учитывается в газовом тракте от места ввода рециркулирующих газов в газоход парогенератора до места их отбора.

Коэффициент рециркуляции определяет долю газов, используемых для рециркуляции:

$$r_{rc} = V_{rc} / V_{г.отб}'' \quad (1.16)$$

где V_{rc} – объем газов, отбираемых на рециркуляцию, м³/кг топлива;

$V_{г.отб}''$ – остающийся объем за местом отбора газов, м³/кг топлива.

Рециркуляция газов в топку находит применение прежде всего при сжигании мазута для снижения максимального теплового потока в зоне ядра факела при полной нагрузке ($r_{rc} = 0,05...0,15$) и для регулирования температуры вторично-перегреваемого пара при снижении нагрузки ($r_{rc} = 0,15...0,35$, при этом большее значение относится к низкой нагрузке).

При сжигании твердого топлива ввод газов рециркуляции в топку применяют для сильношлакующих топлив с целью уменьшения температуры газов в ядре факела и вблизи стен топки (так называемая «нижняя рециркуляция» $r_n = 0,1...0,15$) и для исключения шлакования поверхностей на выходе из топки («верхняя рециркуляция» $r_v = 0,15...0,2$). Аналогично при газовой сушке топлива: когда отбирается часть горячих газов из газохода парогенератора за топкой и сбрасывается затем в виде сушильного агента в зону горения, то эта часть рассматривается как газы рециркуляции. Рециркуляция газов в ядро факела на твердых топливах допустима только для высокорекреакционных топлив ($V^{daf} > 25\%$).

Газы на рециркуляцию обычно отбирают из газохода после экономайзера. Место отбора газов для газовой сушки топлива зависит от необходимой температуры газов и выбирается на

основании теплового расчета пылесистемы (при выходе из топки, после перегревателя, за экономайзером). При отборе газов за экономайзером предварительно для расчетов принимают температуру рециркулирующих газов $\vartheta_{рц} = t_{г.в} + (40...60)$, но не выше 380–400 °С, а коэффициент избытка воздуха в них

$$\alpha_{рц} = \alpha_{yx} - \Delta\alpha_{вп}. \quad (1.17)$$

Тогда усредненный коэффициент избытка воздуха в топке при вводе в нее рециркулирующих газов

$$\alpha_T^{рц} = \frac{\alpha_T + r_{рц}\alpha_{рц}}{1 + r_{рц}}, \quad (1.18)$$

а во всех последующих поверхностях избыток воздуха определяется по (1.15) с учетом доли присосов холодного воздуха в каждой поверхности нагрева.

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

Объемы продуктов сгорания и воздуха по общепринятой методике выражаются в кубических метрах при нормальных условиях на 1 кг сжигаемого топлива (твердого или жидкого) или на 1 м³ газообразного топлива. Расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, исходя из данных по составу рабочей массы твердого или жидкого топлива, производится следующим образом.

Теоретический объем воздуха

$$V_0^H = 0,0889(C^r + 0,375S_{p+0}^r) + 0,265H^r - 0,0333O^r, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.1)$$

$$L_0^H = 0,115(C^r + 0,375S_{p+0}^r) + 0,342H^r - 0,0431O^r, \text{ кг}/\text{кг}. \quad (2.2)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$):

– трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} = 0,0186(C^r + 0,375S_{p+0}^r), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.3)$$

– азота

$$V_{\text{ON}_2}^{\text{H}} = 0,79V_0^{\text{H}} + 0,8 \frac{N^r}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.4)$$

– водяных паров

$$V_{\text{OH}_2\text{O}}^{\text{H}} = 0,111H^r + 0,0124W^r + 0,0161V_0^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.5)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута с расходом пара $G_{\text{ф}}$, кг/кг, к величине $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ добавляется величина $1,24 G_{\text{ф}}$.

При избытке воздуха $\alpha > 1$ расчет ведется по следующим формулам:

– объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = V_{\text{OH}_2\text{O}}^{\text{H}} + 0,0161(\alpha - 1)V_0^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.6)$$

– объем дымовых газов

$$V_{\text{Г}}^{\text{H}} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} + V_{\text{ON}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} + (\alpha - 1)V_0^{\text{H}}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.7)$$

– объемные доли трехатомных газов и водяных паров

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}^{\text{H}}}{V_{\text{Г}}^{\text{H}}}; \quad (2.8)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}}{V_{\text{r}}^{\text{H}}}; \quad (2.9)$$

– суммарная объемная доля

$$r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (2.10)$$

– концентрация золы в продуктах сгорания

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^r a_{\text{yH}}}{100G_{\text{r}}}, \text{ кг/кг}, \quad (2.11)$$

где a_{yH} – доля золы топлива, уносимой газами; определяется по таблицам характеристик топок;

– масса продуктов сгорания

$$G_{\text{r}} = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306\alpha V_0^{\text{H}}, \text{ кг/кг}. \quad (2.12)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута к величине G_{r} добавляется расход пара $G_{\text{ф}}$.

При сжигании природного газа расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газа, производится на основании процентного состава компонентов, входящих в него:

– теоретический объем воздуха

$$V_0^{\text{H}} = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2], \quad \text{м}^3/\text{м}^3; \quad (2.13)$$

– теоретический объем азота

$$V_{0\text{N}_2}^{\text{H}} = 0,79V_0^{\text{H}} + \frac{\text{N}_2}{100}, \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (2.14)$$

– теоретический объем трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} = 0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m \text{H}_n), \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (2.15)$$

– теоретический объем водяных паров

$$V_{\text{OH}_2\text{O}}^{\text{H}} = 0,01 \left[\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} C_m \text{H}_n + 0,124 d_{\text{г.тп}} \right] + 0,0161 V_0^{\text{H}} \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (2.16)$$

где $d_{\text{г.тп}}$ – влагосодержание газообразного топлива, при расчетной температуре 10 °С $d_{\text{г.тп}} = 10 \text{ г}/\text{м}^3$.

Плотность сухого газа при нормальных условиях

$$\rho_{\text{г.тп}}^{\text{с}} = 0,01[1,96\text{CO}_2 + 1,52\text{H}_2\text{S} + 1,25\text{N}_2 + 1,43\text{O}_2 + 1,25\text{CO} + 0,0899\text{H}_2 + \sum (0,536m + 0,045n)C_m \text{H}_n], \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (2.17)$$

Масса дымовых газов

$$G_{\text{Г}} = \rho_{\text{г.тп}}^{\text{с}} + \frac{d_{\text{г.тп}}}{1000} + 1,306\alpha V_0^{\text{H}}, \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (2.18)$$

При сжигании сланцев происходит дополнительное выделение углекислоты за счет разложения карбонатов, что увеличивает объем трехатомных сухих газов и общий объем газов.

Расчетное содержание золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов приближенно равно

$$A_{\text{кр}\delta}^r = A^r + (1 - \kappa)(\text{CO}_2)_{\text{кр}\delta}^r, \%. \quad (2.19)$$

Объем углекислого газа при нормальных условиях

$$V_{\text{RO}_2\text{кр}\delta}^{\text{H}} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} + \frac{0,509(\text{CO}_2)_{\text{кр}\delta}^r \text{K}}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.20)$$

Объем газов

$$V_{\text{г.кр}\delta}^{\text{H}} = V_{\text{г}}^{\text{H}} + \frac{0,509(\text{CO}_2)_{\text{кр}\delta}^r \text{K}}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.21)$$

где K – коэффициент разложения карбонатов, при камерном сжигании K = 1.

Масса газов

$$G = 1 - \frac{A_{\text{кр}\delta}^r}{100} + 1,306\alpha V_0^{\text{H}}. \quad (2.22)$$

Объемные доли трехатомных газов

$$r_{\text{RO}_2\text{K}} = \frac{V_{\text{RO}_2\text{кр}\delta}^{\text{H}}}{V_{\text{г.кр}\delta}}; \quad r_{\text{H}_2\text{OK}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}}{V_{\text{г.кр}\delta}} \quad (2.23)$$

Для расчета действительных объемов продуктов горения по газоходам агрегата прежде всего принимаются коэффициент избытка воздуха в верхней части топки α_t и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$.

Коэффициент избытка воздуха α_t выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива из табл. 4.1; 4.3; 4.6.

Избыток воздуха α_t включает в себя коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелки, и присосы холодного воздуха в топку.

Присосы воздуха в поверхностях нагрева котлоагрегата при паропроизводительности более 50 т/ч принимаются по табл. 1.14.

Коэффициент избытка воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры получается прибавлением к α_t соответствующих присосов воздуха, т.е.

$$\alpha_{\Pi} = \alpha_T + \sum_1^n \Delta\alpha, \quad (2.24)$$

где n – номер поверхности нагрева по ходу дымовых газов.

Расчет объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводится в таблицу, составленную по типу табл. 2.1.

Объемы газов и водяных паров определяются по среднему коэффициенту избытка воздуха в поверхности нагрева, равному полусумме значений на входе в поверхность и выходе из нее. От среднего объема газов в поверхности зависит в дальнейшем средняя скорость газового потока, определяющая конвективный теплообмен. В табл. 2.1 включены также объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц в продуктах сгорания, необходимые для последующего расчета лучистого теплообмена. Доля золы, уносимой потоком газа $a_{\text{ун}}$ выбирается по табл. 4.3; 4.1.

Объемы продуктов сгорания и воздуха для различных топлив приводятся в табл. 1.6, 2.2 и 2.3.

Таблица 2.1

Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Величина и расчетная формула	$V_0^H = V_{0N_2}^H = V_{RO_2}^H =$ $V_{0H_2O}^H = A^r =$
	Газоход

	Топочная камера, ширмы	Пароперегреватель высокого давления	Промежуточный пароперегреватель	Переходная зона	Экономайзер	Воздухоподогреватель
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_m + \sum \Delta\alpha_i$						
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}						
Объем водяных паров, м ³ /кг, $V_{H_2O}^H = V_{0H_2O}^H + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V_O^H$						
Полный объем газов, м ³ /кг, $V_{\Gamma}^H = V_{0\Gamma}^H + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V_O^H$						
Полный объем газов, м ³ /кг, с учетом рециркуляции $V_{\Gamma,rc}^H = V_{\Gamma}^H + V_{rc}^H$						
Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2}^H / V_{\Gamma}^H$						
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O}^H / V_{\Gamma}^H$						
Доля трехатомных газов и водяных паров $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$						
Безразмерная концентрация золых частиц, кг/кг, $\mu_{зп} = A^p a_{yH} / 100 G_{\Gamma}$						

Таблица 2.3

Объемы воздуха и продуктов сгорания жидких топлив

Жидкое топливо	Марка	Класс	V_o^H , м ³ /кг	$V_{RO_2}^H$, м ³ /кг	$V_{oN_2}^H$, м ³ /кг	$V_{oH_2O}^H$, м ³ /кг	$V_{ог}^H$, м ³ /кг
1 Мазут	40 и 100	Низкосернистый	10,92	1,63	8,63	1,50	11,76
2 Мазут	40 и 100	Малосернистый	10,91	1,62	8,62	1,52	11,76
3 Мазут	40 и 100	Сернистый	10,70	1,61	8,45	1,45	11,51
4 Мазут	40 и 100	Высокосернистый	10,44	1,61	8,25	1,36	11,22

2.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлив энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг или кДж/м³, при расчетной температуре ϑ , °С, определяют по формуле

$$H_B^0 = V_o^H c_B \vartheta; \quad (2.25)$$

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2}^H c_{RO_2} + V_{oH_2O}^H c_{H_2O} + V_{oN_2}^H c_{N_2}) \vartheta, \quad (2.26)$$

энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_B^0 + H_{зл}, \quad (2.27)$$

где c_B , c_{RO_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} – теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К) (их значения приведены в табл. 2.6);

$H_{зл}$ – энтальпия золы:

$$H_{зл} = 0,01\alpha_{ун} A' c_{зл} \vartheta, \quad (2.28)$$

где $c_{зл}$ – теплоемкость золы, кДж/(кг·К) (приведена в табл. 2.4).

Таблица 2.4

Средние теплоемкости воздуха, газов, водяных паров и золы
в интервале температур от 0 до ϑ °С, кДж/(м³·К)

ϑ , °С	c_v	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{H_2O}	$c_{зл}$	ϑ , °С	c_v	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{H_2O}	$c_{зл}$
100	1,32	1,70	1,30	1,49	0,81	1300	1,47	2,28	1,43	1,80	1,04
300	1,34	1,86	1,31	1,54	0,88	1500	1,49	2,33	1,44	1,85	1,16
500	1,37	1,98	1,33	1,59	0,92	1700	1,50	2,37	1,46	1,90	1,21
700	1,40	2,08	1,35	1,64	0,95	1900	1,52	2,41	1,47	1,94	1,23
900	1,43	2,17	1,38	1,69	0,97	2100	1,54	2,44	1,48	1,98	1,26
1100	1,46	2,23	1,41	1,74	1,0	2300	1,55	2,46	1,50	2,02	–

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен: $a_{ун} A'_{пр} > 1,4$ %·кг/МДж.

Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах сводятся в таблицу по форме табл. 2.5, составленной для принятой ранее конструкции парогенератора. Поскольку на данном этапе расчета температура газов за той или иной поверхностью нагрева еще неизвестна, расчет энтальпий газов делается на весь возможный (ожидаемый) за данной поверхностью диапазон температур. Искомая температура или энтальпия за поверхностью нагрева определяется по найденному в расчете или принятому значению путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона. Экстраполяция за пределы выбранного диапазона допускается при отклонении рассчитываемой величины не более чем на 100 °С. При отсутствии в данном типе парогенератора каких-либо поверхностей (например, переходной зоны или промежуточного перегревателя) табл. 2.5 упрощается. Значение ΔH_r – разность двух соседних по вертикали значений H_r при разных температурах, но одном избытке воздуха α . С помощью значений ΔH_r облегчается интерполяция при известной температуре газов. Теоретические энтальпии газов и воздуха для сжигаемых топлив приведены в табл. 2.6–2.8.

2.3. Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания при рециркуляции газов

Во многих случаях для поддержания температуры промежуточного перегрева пара и для повышения надежности работы топочных экранов применяют рециркуляцию газов из конвективной шахты в топочную камеру. Рециркуляционные газы обычно вводят в поток горячего воздуха, поступающего затем в горелки, либо непосредственно в топку через самостоятельные кольцевые каналы горелок.

На всем участке газового тракта котла от места ввода рециркулирующих газов в топку до места их отбора объем газов превышает расчетный по условиям горения топлива.

Доля рециркулирующих газов из конвективной шахты в топку определяется коэффициентом рециркуляции $r_{рц}$. Для определения объема газов рециркуляции $V_{рц}$ сначала находят остающийся объем газов за местом отбора

$$V_{г.отб}'' = V_{0г}^H + (\alpha_{г.отб} - 1)V_0^H, \quad (2.29)$$

где $\alpha_{г.отб}$ – коэффициент избытка воздуха за поверхностью, где производился отбор газов на рециркуляцию.

Тогда

$$V_{рц}^H = r_{рц} V_{г.отб}'' \quad (2.30)$$

и объем газов в газоходах парогенератора с учетом рециркуляции

$$V_{г.рц}^H = V_{г}^H + V_{рц}^H, \quad (2.31)$$

где $V_{г}$ – полный объем газов без рециркуляции, м³/кг, принимается по данным табл. 2.1.

Полученные значения $V_{г.рц}$ для всех газоходов парогенератора, где сохраняется увеличенный объем газов, вносятся в табл. 2.1. Так

как объемные доли r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ при рециркуляции очень мало меняются, их уточнение при этом не требуется.

Температура газов в месте их отбора на рециркуляцию (за экономайзером) практически равна температуре газов на входе в воздухоподогреватель, т.е. $\vartheta_{\text{г.отб}} = \vartheta'_{\text{вп}}$, а последнюю можно определить, используя выбранные ранее исходные температуры: $\vartheta_{\text{yx}}, t_{\text{г.в}}$ и $t'_{\text{вп}}$:

$$\vartheta'_{\text{вп}} = \vartheta_{\text{yx}} + m(t_{\text{г.в}} - t'_{\text{вп}}), \quad (2.32)$$

где m – отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе (определяется по (1.8)).

Энтальпия газов $H_{\text{г.отб}}$ определяется по табл. 2.5 для выхода газов из экономайзера при $\alpha_{\text{г.отб}} = \alpha''_{\text{эк}}$ и $\vartheta_{\text{г.отб}} = \vartheta'_{\text{вп}}$. Энтальпии газов на всем участке рециркуляции при известной температуре определяются по формуле

$$H_{\text{г.рц}} = (1 + r_{\text{рц}})H_{\text{г}}, \quad (2.33)$$

где $H_{\text{г}}$ – энтальпия газов без учета рециркуляции, кДж/кг; определяется по табл. 2.5 для заданной температуры и избытка воздуха α_i в конкретном месте газохода парогенератора.

Если из теплового расчета поверхности окажется известной энтальпия газов (при наличии рециркуляции в потоке газов) $H_{\text{г.рц}}$, то для определения температуры газов следует вначале привести энтальпию газов к значению ее без рециркуляции:

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г.рц}} / (1 + r_{\text{рц}}) \quad (2.34)$$

и затем по табл. 2.5 для заданного газохода определить температуру газов.

ГЛАВА 3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА И РАСХОД ТОПЛИВА

3.1. Коэффициент полезного действия парогенератора и потери теплоты

Коэффициент полезного действия парогенератора $\eta_{п.г}$ характеризует долю теплоты, затраченной на нагрев рабочей среды, %:

$$\eta_{п.г} = 100 - \sum q_i = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6, \quad (3.1)$$

и учитывает потери с уходящими газами q_2 , химический q_3 и механический q_4 недожоги топлива, потери в окружающую среду q_5 и с теплотой шлака q_6 .

Потери с уходящими газами

$$q_2 = \frac{[H_{yx} - (\alpha_{yx} - \beta')H_{0прс} - \beta'H_{0хв}](100 - q_4)}{Q_p}, \quad (3.2)$$

где H_{yx} , $H_{0прс}$, $H_{0хв}$ – энтальпии газов в точке отбора, уходящих газов, воздуха, присасываемого в газоходы котла, и воздуха на входе в воздушный тракт, кДж/кг (кДж/м³);

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;

β' – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт к теоретически необходимому.

Значение H_{yx} определяется по уравнению

$$H_{yx} = H_{г}^0 + (\alpha_{yx} - 1)H_{в}^0 + H_{зл}, \quad (3.3)$$

где H_{Γ}^0 , $H_{\text{в}}^0$ и $H_{\text{зл}}$ – энтальпии газов, воздуха и золы при температурах $\vartheta_{\text{отб}}$ и $\vartheta_{\text{ух}}$ и соответствующих избытках воздуха.

Располагаемая теплота сгорания 1 кг твердого (жидкого) топлива

$$Q_p = Q_i^r + H_{\text{тл}} + (1 - k)Q_{\text{крб}}, \quad (3.4)$$

$$\text{где } Q_{\text{крб}} = 40k(\text{CO}_2)_{\text{крб}}^r, \text{ кДж/кг}; \quad (3.5)$$

а 1 м³ газа

$$Q_p = Q_i^r + H_{\text{тл}}, \quad (3.6)$$

где Q_i^r , Q_i^d – соответственно низшая теплота сгорания твердого (жидкого) топлива на рабочую массу, кДж/кг, и газа на сухую массу топлива, кДж/м³. Физическая теплота топлива кДж/кг (кДж/м³)

$$H_{\text{тл}} = c_{\text{тл}} t_{\text{тл}}. \quad (3.7)$$

В отсутствие постороннего подогрева $t_{\text{тл}} = 0$ для всех видов твердых топлив, кроме бурых углей и торфа ($t_{\text{тл}} = 20$ °С). Теплоемкость топлива $c_{\text{т}}$, кДж/(кг·К). $H_{\text{тл}}$ также учитывается при сушке по разомкнутому циклу.

При замкнутой схеме пылеприготовления теплота подогрева и подсушки топлива в мельничной системе в балансе не учитывается.

Теплоемкость рабочей массы твердого топлива

$$c'_{\text{тл}} = 4,19 \frac{W_1^r}{100} + c_{\text{тл}}^d \frac{100 - W_1^r}{100}, \text{ кДж/(кг·К)}. \quad (3.8)$$

Теплоемкость сухой массы топлива $c_{\text{тл}}^d$, кДж/(кг·К), принимается по табл. 3.1.

Теплоемкость мазута при температуре t определяется

$$\text{при } t < 100 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad c_{\text{ТЛ}} = 1,89 + 0,0053t, \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad (3.9)$$

$$\text{при } t = 100 - 150 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad c_{\text{ТЛ}} = 1,30 + 0,0112t, \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}). \quad (3.10)$$

Таблица 3.1

Теплоемкость сухой массы топлива

Топливо	Температура, $^{\circ}\text{C}$				
	0	100	200	300	400
Антрациты и тощий уголь	0,92	0,96	1,05	1,13	1,17
Каменный уголь	0,96	1,09	1,26	1,42	–
Бурый уголь	1,09	1,26	1,47	–	–
Сланцы	1,05	1,13	1,30	–	–
Фрезерный торф	1,30	1,51	1,80	–	–

Теплоемкость газообразного топлива отнесенная к 1 м^3 сухого газа:

$$c_{\text{ТЛ}}^{\Gamma} = 0,01(C_{\text{H}_2}H_2 + C_{\text{CO}}CO + C_{\text{CH}_4}CH_4 + C_{\text{CO}_2}CO_2 + \dots) + 0,00124C_{\text{H}_2\text{O}}d_{\text{ТЛ}}^{\Gamma}, \text{ кДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К}). \quad (3.11)$$

Средняя теплоемкость золы твердых топлив $c_{\text{ЗЛ}}$, кДж/(кг·К), от 0 до t , $^{\circ}\text{C}$, дана в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Средняя теплоемкость золы твердых топлив

t , $^{\circ}\text{C}$	$c_{\text{ЗЛ}}$	t , $^{\circ}\text{C}$	$c_{\text{ЗЛ}}$	t , $^{\circ}\text{C}$	$c_{\text{ЗЛ}}$
100	0,808	800	0,959	1500	1,172
200	0,846	900	0,971	1600	1,172
300	0,879	1000	0,984	1700	1,214
400	0,900	1100	0,996	1800	1,214
500	0,917	1200	1,005	1900	1,256
600	0,934	1300	1,047	2000	1,256

700	0,946	1400	1,130		
-----	-------	------	-------	--	--

Потери теплоты с химическим недожогом при сжигании твердого топлива принимаются $q_3 = 0$ (см. табл. 4.1, 4.3).

Потери теплоты с механическими недожогами при сжигании твердого топлива принимаются по табл. 4.1, 4.3.

При сжигании жидкого топлива и газа потери $q_3 + q_4$ принимаются по табл. 4.6.

Потери q_5 выбираются в зависимости от паропроизводительности парогенератора по табл. 3.3 или рис. 3.1.

Таблица 3.3

Потери в окружающую среду

D , кг/с	25	75	100	125
q_5 , кг/с	0,75	0,50	0,45	0,40
D , кг/с	150	175	200	Не менее 250
q_5 , кг/с	0,30	0,275	0,25	0,20

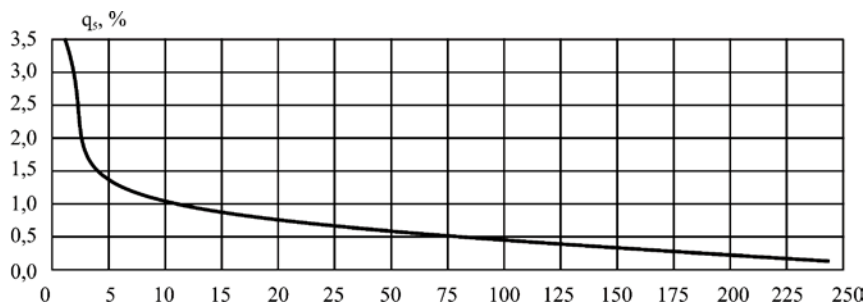


Рис. 3.1. Потери тепла от наружного охлаждения. Парогенератор с хвостовыми поверхностями

Коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{п.г} + q_5}.$$

Потери с физической теплотой шлака q_6 , %

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^r}{Q_p}, \quad (3.13)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ – доля золы в шлаке (табл. 4.1, 4.3);

теплоемкость шлака $c_{\text{шл}} = 0,832 + 0,00167 t_{\text{шл}}$ кДж/(кг·К);

– при ТШУ $t_{\text{шл}} = 600$ °С, при ЖШУ $t_{\text{шл}} \approx t_c + 100$ °С (t_c – температура жидкоплавкого состояния золы).

В топках с ТШУ при зольности $A^r \leq Q_i^r / 400$ потери q_6 могут не учитываться.

Теплота, полезно используемая в парогенераторе, кВт:

$$Q_{\text{п.г}} = D(h_{\text{пе}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{впр}}(h_{\text{пв}} - h_{\text{впр}}) + D_{\text{н.п}}(h_s'' - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(h_s' - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}}(h_{\text{пп}}'' - h_{\text{пп}}') + \sum D_{\text{впр}}^{\text{пп}}(h_{\text{пп}}'' - h_{\text{впр}}^{\text{пп}}) + Q_{\text{с.вод}} + Q_{\text{с.воз}}, \quad (3.14)$$

где второе слагаемое учитывается только при впрыске в первичный тракт «сторонней» воды с энтальпией $h_{\text{впр}}$ отличной от $h_{\text{пв}}$ в количестве $D_{\text{впр}}$;

D , $D_{\text{п.п}}$, $D_{\text{н.п}}$, $D_{\text{пр}}$, $D_{\text{впр}}^{\text{пп}}$ – соответственно расходы перегретого пара, пара на входе в тракты промежуточного перегрева, среды, отбора насыщенного пара с энтальпией h_s'' из барабана парогенератора, воды на продувку (при $D_{\text{пр}} < 0,02D$ теплоту продувочной воды можно не учитывать), впрысков в промежуточные пароперегреватели с энтальпией $h_{\text{впр}}^{\text{пп}}$;

$h_{\text{пе}}$, $h_{\text{пв}}$, h_s' , $h_{\text{пп}}''$, $h_{\text{пп}}'$ – энтальпии перегретого пара, питательной воды, воды на линии насыщения при давлении в барабане, пара на выходе и входе трактов промежуточного перегрева, кДж/кг;

$Q_{с.вод}$, $Q_{с.воз}$ – соответственно количество теплоты, затрачиваемое на подогрев воды или воздуха, отдаваемых «на сторону».

Для воздуха

$$Q_{с.воз} = \beta_{изб} (H_{0изб} - H'_{0вп}) B_p, \quad (3.15)$$

где $\beta_{изб}$ – отношение количества избыточного воздуха, отдаваемого «на сторону», к теоретически необходимому;

$H_{0изб}$, $H'_{0вп}$ – соответственно энтальпия избыточного воздуха за парогенератором и на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг(кДж/м³).

3.2. Определение расхода топлива

Полный и расчетный расходы топлива на парогенератор, кг/с(м³/с):

$$B_{пг} = \frac{Q_{пг}}{(Q_p \eta_{пг})/100 + Q_{в.вн} + Q_{ф}}; \quad (3.16)$$

$$B_p = B_{пг} \frac{100 - q_4}{100}, \quad (3.17)$$

где $Q_{в.вн}$ – теплота, внесенная в топку воздухом при его внешнем подогреве в калориферах, кДж/кг (кДж/м³):

$$Q_{в.вн} = (\beta' - \beta_{изб}) (H'_{0вп} - H_{0х.в}), \quad (3.18)$$

где β' – отношение количества воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому;

$Q_{ф}$ – теплота, внесенная в топку паровым дутьем (распыл мазута форсунками):

$$Q_{\phi} = G_{\phi}(h_{\phi} - 2400), \quad (3.19)$$

где $G_{\phi} = 0,30...0,35$ кг/кг – расход пара на 1 кг мазута;

h_{ϕ} – энтальпия пара, подаваемого в форсунки, кДж/кг.

Объемы продуктов сгорания и воздуха, а также тепловосприятие поверхностей нагрева определяют на расчетный расход топлива B_p .

Пылесистемы рассчитывают на полный расход топлива $B_{\text{пг}}$.

ГЛАВА 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

4.1. Конструктивные схемы и расчетные характеристики камерных топок

Конструктивные схемы и расчетные характеристики камерных топок для твердого топлива с твердым и жидким шлакоудалением, а также для газомазутных топок приведены на рис. 4.1. и 4.2 и в табл. 4.1–4.6.

В табл. 4.1 и 4.3 приводятся технические характеристики пылеугольных топок, а в табл. 4.6 – газомазутных топок.

Таблица 4.1

Расчетные характеристики камерных топок с ТШУ

№ п/п	Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_t	Теплонапряжение объема q_v , кВт/м ³	Тонкость пыли, %		Потеря теплоты с механическим недожогом, %	
				R_{90}	R_{1000}	в ЗАГ $q_{4а.г}$	в топке q_4
1	АШ	1,2–1,25 ^{*1}	140	6–7	0	15	7–8
2	Т	1,2–1,25 ^{*1}	160	8–10	0	10	5
3	Каменные угли ($V^{daf} \geq 25\%$)	1,15–1,2 ^{*1}	175	20–25	0	8	1,0–1,5 ^{*2}
4	Отходы углеобогащения	1,15–1,2 ^{*1}	160	20	0	10	2–3 ^{*2}
5	Бурые угли с $A'_{\text{пг}} \leq 1$ кг.% МДж	1,2–1,25 ^{*3}	180	40–50	0,8–1,0	3–4	0,5

6	Бурые угли с $A_{\text{пр}}^r > 1$ кг-% МДж	1,2–1,25 ^{*3}	180	40–50	0,8–1,0	5	1–2 ^{*2}
7	Многозольные бурые угли с теплотой сгорания летучих $Q_{\text{лет}} < 20$ Мдж/кг	1,2–1,25 ^{*3}	180	40–50	0,8–1,0	10	3–4
8	Горф	1,2	160	–	–	–	0,5–1,0
9	Сланцы	1,15–1,2 ^{*1}	120	35	0	3	0,5

*1 Меньшее значение для газоплотных топок.

*2 Меньшее значение для топлив с $A_{\text{пр}}^r \leq 1,4$ кг-%МДж.

*3 Большее значение при газовой сушке и низкотемпературном сжигании.

Примечание к табл. 4.1

1. Показатели табл. 4.1 справедливы для котлов $D \geq 10$ кг/с, а пп. 1, 2 и 4 – для $D \geq 20$ кг/с.

2. Для всех топок доля золы, уносимой газами $a_{\text{ун}} = 0,95$, а потери с химическим недожогом $q_3 = 0$.

3. Показатели q_4 даны для нормативных топлив. При отклонении качества топлива $q_4 = (q_4)_{\text{норм}} \left[\frac{A_{\text{пр}}^r}{(A_{\text{пр}}^r)_{\text{норм}}} \right]$. В диапазоне нагрузок от 70 до 50 % номинальной q_4 возрастает от $(q_4)_{\text{норм}}$ до $1,5(q_4)_{\text{норм}}$.

4. Значение α_r учитывает воздух с газами рециркуляции и сушильным агентом при газовой сушке.

5. При сжигании твердого топлива в смеси с газом или мазутом α_r принимается как для твердого топлива; для низкорреакционных углей и доле газа (мазута) по теплоте менее 0,5 $q_4 = 1,2(q_4)_{\text{норм}}$ при доле более 0,5 – по твердому топливу; для высокорреакционных топлив q_4 принимается усредненным по теплоте.

6. Значения q_v даны по условиям горения.

Таблица 4.2

Допустимые значения теплового напряжения сечения топок и яруса горелок при сжигании пылевидных топлив

Число ярусов горелок	Способ шлакоудаления	Топливо	q_{F_3} , МВт/м ² [Гкал/(м ² ·ч)]
----------------------	----------------------	---------	---

1	ТШУ	Шлакующие каменные и бурые угли	2,3(2,0)
		Нешлакующие угли (типа экибастузского)	3,5(3,0)
1-2	ЖШУ	АШ, ПА, Т, 2СС	5,2(4,5)
		Каменные угли Г, Д, ГСШ, 1СС, бурые угли	6,4(6,5)
2-4	ТШУ	Нешлакующие типа экибастузского	6,4(5,5)
		Шлакующие каменные и бурые угли	3,5(3), $D \leq 1000$ т/ч; 4(3,5), $D \leq 1650$ т/ч; 4-4,6(3,5-4,0), $D > 1650$ т/ч;

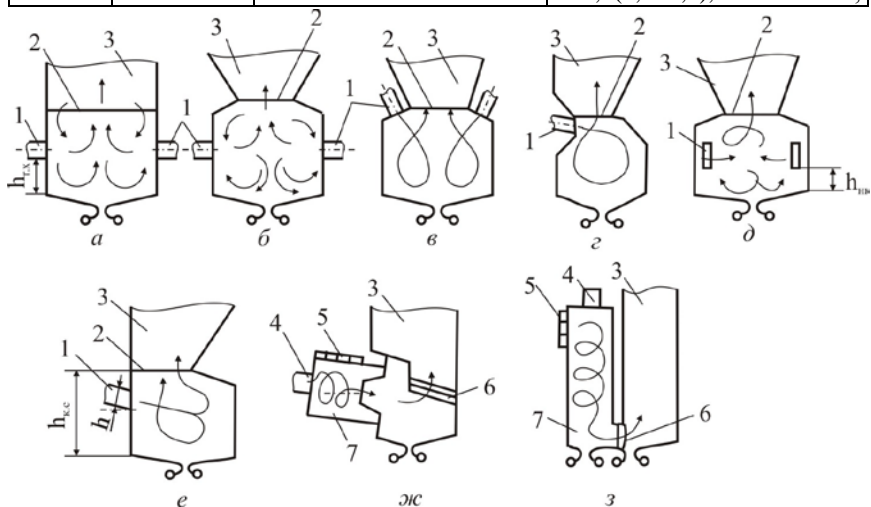


Рис.4.1. Конструктивные схемы топок с ЖШУ:

a – открытая; *б* – полуоткрытая с встречным расположением горелок; *в* – то же с γ -факелом; *г* – двухкамерная вихревая НПО ЦКТИ; *д* – двухкамерная с тангенциальной компоновкой горелок; *e* – двухкамерная МЭИ с пересекающимися струями;

ж, з – с горизонтальным и вертикальным циклонами:

1 – горелка; *2* – граница ошиповки камеры сгорания (*б-е*) или активной зоны; *3* – камера охлаждения; *4* – ввод первичного воздуха; *5* – то же вторичного; *6* – шлакоулавливающий пучок; *7* – циклон

Размеры зоны активного горения выбирают из условий обеспечения выхода жидкого шлака на минимальной нагрузке парогенератора.

Тангенциальная схема компоновки горелок с односторонней подачей топливоздушной смеси рекомендуется при сжигании углей марок АШ, ПА и Т в топках тепловой мощностью до 810 МВт, каменных и бурых углей – до 2050 МВт; для плоскофакельных горелок эти значения равны соответственно 3100 и 3070 МВт.

Под в топках с ЖШУ выполняют со слабым наклоном к горизонту. Для прямоточных котлов он равен 8° , а для барабанных – не менее 15° .

Примечание к табл. 4.3

1. Значения α_T указаны для одноступенчатого подвода воздуха в топку парогенератора (весь воздух подается равномерно через все горелки, неравномерность значений коэффициентов избытка воздуха по горелкам не более $\pm 5\%$). При двухступенчатом подводе α_T увеличивают на 0,02–0,05 (уточняется при наладке). Коэффициент избытка воздуха в горелках $\alpha_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T$.

2. Значения q_4 для АШ и Т даны для нормативного топлива. При отклонении качества топлива $q_4 = (q_4)_{\text{норм}} \left[\frac{A_{\text{пр}}^r}{(A_{\text{пр}}^r)_{\text{норм}}} \right]$.

3. При разомкнутых системах пылеприготовления $\alpha_T = 1,15$, при сжигании АШ q_4 снижают на 1 % (без учета потери топлива при сбросе сушильного агента).

4. При сжигании пыли в смеси с газом или мазутом α_T принимают как для твердого топлива, q_4 – по рекомендациям [1].

5. Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива в топке парогенератора $q_3 = 0$.

Таблица 4.4

Рекомендуемые типы топочных устройств, мельниц и схем пылеприготовления для парогенераторов с ЖШУ

Топливо	Топка	Схема пылеприготовления	$R_{90}, \%$	$R_{1000}, \%$
АШ, ПА, $V^{daf} \leq 8\%$	Однокамерная с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок.	Полуразомкнутая или разомкнутая с промежуточным бункером, с подачей пыли горячим воздухом (ШБМ). Для сжигания шламов – разомкнутая схема пылеприготовления (ШБМ)	7–8	0
	Полуоткрытая с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок			
	Полуоткрытая с восьмигранными предтопками ПО «Сибэнергомаш», с	То же	7–8	0

	тангенциальным расположением горелок, с односторонним вводом воздуха			
--	--	--	--	--

Окончание табл. 4.4

Топливо	Топка	Схема пылеприготовления	$R_{90}, \%$	$R_{1000}, \%$
Т, $V^{daf} = 8-17 \%$ 2СС, $V^{daf} = 17-25 \%$	То же	Полуразомкнутая с промежуточным бункером, с подачей пыли горячим воздухом или ПВК (ШБМ)	10-12	0
Каменные угли марок Г, Д, ГСШ, 1СС, $V^{daf} = 25-40 \%$	Однокамерная с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок, с тангенциальным расположением горелок	С промежуточным бункером и подачей пыли мельничным воздухом или ПВК (ШБМ).	15-20	0
	Полуоткрытая с восьмигранными предтопками ПО «Сибэнсргомаш» и тангенциальным расположением горелок	То же	15-20	0
Бурые угли	То же	Полуразомкнутая или разомкнутая с промежуточным бункером, газовой сушкой и подачей пыли горячим воздухом или ПВК (ШБМ)	55	1,5
	Однокамерная с встречным расположением вихревых или плоскофакельных горелок, с тангенциальным расположением горелок	Полуразомкнутая с пылеконцентратором (ММТ)	55	1,5

Число и диаметр шлаковых леток определяют из условия предельной удельной нагрузки периметра летки:

$$\frac{BA^r a_{\text{шл}}}{100n_{\text{л}} \pi d_{\text{л}}} < [p_{\text{л}}],$$

где B – расход топлива, кг/ч;

A^r – зольность топлива;

$a_{\text{шл}}$ – коэффициент шлакоулавливания (табл. 4.3);

$n_{\text{л}}$ – число леток;

$d_{\text{л}}$ – диаметр летки (обычно 0,5–1 м).

Для однокамерной топки $[p_{\text{л}}] = 500$ кг/(м·ч), для двухкамерных, циклонных и других форсированных топок $[p_{\text{л}}] = 2500$ кг/(м·ч).

Газомазутные топки в большинстве случаев выполняют призматическими открытого типа (рис. 4.2). Под имеет наклон к горизонту от 8 до 15° для прямоточных и не менее 15° для барабанных котлов.

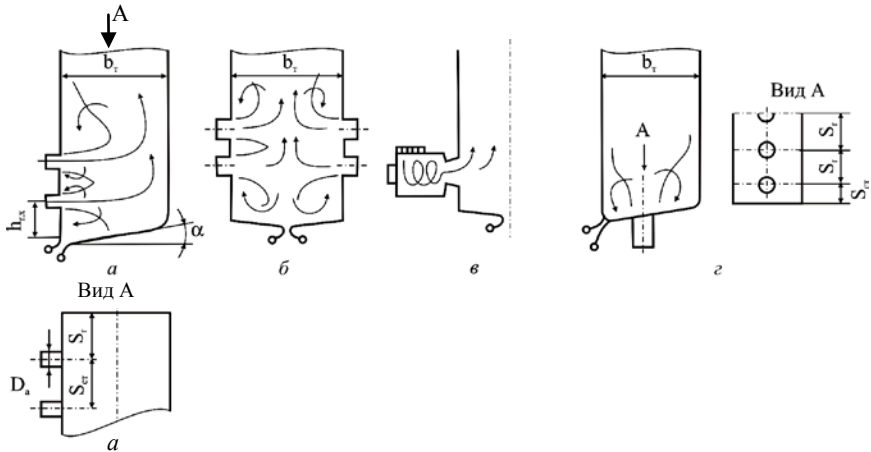


Рис. 4.2. Конструктивные схемы газомазутных топок:

a – однофронтальное расположение горелок (возможно размещение горелок на задней стене); b – встречное расположение горелок; $в$ – с горизонтальными циклонами; z – подовое расположение горелок

Наиболее распространенными видами компоновок газомазутных вихревых горелок являются однофронтальная, встречная и подовая (см. рис. 4.2).

Кроме вихревых возможно применение прямоточных горелок с организацией сжигания в двухкамерных топках (см. рис. 4.1) при одностороннем расположении горелок. К достоинствам этих схем следует отнести пониженный выброс оксидов азота в атмосферу.

По нормативным методам [2, 1] значения допустимого теплового напряжения сечения топки q_F и на один ярус горелок $q_{F\text{яр}}$ должны быть не выше для барабанных парогенераторов соответственно 4 и 2 МВт/м^2 , а для прямоточных – 9,5 и $3,5 \text{ МВт/м}^2$.

Таблица 4.5

Компоновка газомазутных горелок в топочной камере

Компоновочный размер	Типы горелок		
	Вихревые, унифицированные		Прямоточные
	Однофронтальное расположение	Встречное расположение	Однофронтальное расположение (рис. 4.2, а)
Расстояние между осями горелок S_F , м	$(2,5-3)D_a$	$(2,5-3) D_a$	$(3,5-4)b_0$
Расстояние от осей крайних горелок до ограждающих поверхностей S_T , м	Не менее $3,0D_a$	Не менее $3,5D_a$	$0,5S_T$
Расстояние от пода до осей нижнего яруса $h_{c,x}$, м	Не менее $2,5D_a$	Не менее $3D_a$	$h_{к.с}-h$
Глубина топки b_T , м	Не менее $7D_a$	Не менее $8D_a$	$(12-15) b_0$
Угол наклона горелок α , град	–	–	Равен углу наклона ската камеры горения
Тепловое напряжение объема топки q_v , МВт/м^3	До 0,3	До 0,3	До 0,3
То же камеры горения $q_{v \text{ к.г.}}$, МВт/м^3	–	–	0,7

Таблица 4.6

Расчетные характеристики камерных газомазутных топок ($D \geq 45 \text{ кг/с}$)

Топливо	Коэффициент избытка	Теплонапряжение объема	Суммарные потери q_3+q_4 , %, при нагрузке котла, %

	воздуха на выходе из топки α_T	топки по условиям горения q_v , МВт/м ³	100	70–100	менее 70
Мазут	1,02–1,03*	200–220	0,1–0,15 (0,15–0,2)**	0,15–0,2 (0,2–0,25)**	0,3–0,4 (0,4–0,5)**
Газ	1,03–1,05*	200–220	0,05–0,07	0,05–0,1	0,1–0,15

* Меньшие значения для топок с газоплотными экранами.

** Значения в скобках – для топок, не оборудованных газоплотными цельносварными экранами.

Примечание к табл.4.6

1. Значения α_T указаны для одноступенчатого подвода воздуха в топку парогенератора (весь воздух подается равномерно через все горелки, неравномерность значений коэффициентов избытка воздуха по горелкам не более $\pm 5\%$). При двухступенчатом подводе α_T , увеличивают на 0,02–0,05 (уточняется при наладке). Коэффициент избытка воздуха в горелках $\alpha_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T$.

2. Для парогенераторов производительностью менее 45 кг/с (160 т/ч) значение $q_3 + q_4$ может быть увеличено в 1,5–2 раза.

3. Значение $q_3 + q_4$ при паропроизводительности парогенератора менее 70 % номинальной при указанных значениях α_T приведено в качестве контрольного, характеризующего нормальную организацию топочного процесса.

4. В эксплуатации при нагрузках менее 70 % номинальной для обеспечения $q_3 + q_4$ не более 0,1–0,5 % α_T монотонно увеличивают до 1,05 при всех работающих горелках.

Технические характеристики пылеугольных парогенераторов приводятся в табл. 4.7, а газомазутных парогенераторов в табл. 4.8.

4.2. Тепловой расчет однокамерных топок

В поверочном расчете искомой величиной является температура газов на выходе из топки, °С

$$\vartheta_{\tau}'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{\nu}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \Psi_{\text{cp}} F_{\text{ст}} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.1)$$

где T_a – адиабатная температура горения топлива, К;

M – параметр, учитывающий влияние на теплообмен уровня расположения горелок и степени забалластировки факела продуктами сгорания;

$B\tilde{\nu}$ – эффективное значение критерия Бугера.

Адиабатная температура горения, °С, $\vartheta_a = T_a - 273$ определяется по полезному тепловыделению в топке, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B + Q_\phi + \sum r_{Ti} H_{г.отб i}, \quad (4.2)$$

равному энтальпии продуктов сгорания при избытке воздуха α_T . Теплота, вносимая в топку с воздухом, кДж/кг (кДж/м³),

$$Q_B = [\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} - \sum (\alpha_{отб i} - 1) r_{Ti}] H_{г.в} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) H_{0прс}, \quad (4.3)$$

где α_T и $\alpha_{отб i}$ – коэффициенты избытка воздуха в конце топки (см. табл. 4.1, 4.3, 4.6) и в местах отбора газов на рециркуляцию;

$\Delta\alpha_T$ и $\alpha_{пл}$ – присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления (см. табл. 1.14);

r_{Ti} – коэффициент рециркуляции газов в низу топки или в горелке;

$H_{г.в}$ и $H_{0прс}$ – энтальпии горячего и присасываемого воздуха, кДж/кг (кДж/м³); $\sum r_{Ti} H_{г.отб i}$ – суммарная теплота газов рециркуляции, кДж/кг (кДж/м³).

Коэффициент сохранения теплоты

$$\phi = 1 - q_5 / (\eta_{пр} + q_5). \quad (4.4)$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·К) (кДж/м³·К)

$$(Vc)_{cp} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}. \quad (4.5)$$

Коэффициент излучения абсолютно черного тела

$$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11} \text{ кВт}/(\text{м}^2\text{К}^4). \quad (4.6)$$

При поверочном расчете ϑ_T'' является искомой величиной, поэтому ею предварительно задаются (с последующим

уточнением). Энтальпия газов на выходе из топки H_T'' определяется при ϑ_T'' и α_T . При различии значений ϑ_T'' , принятом предварительно и полученном по (4.1), не превышающем $100\text{ }^\circ\text{C}$, повторного расчета для уточнения ϑ_T'' не требуется.

Площадь поверхности стен топочной камеры $F_{ст}$, м^2 , вычисляется по размерам площадей поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры (рис. 4.3). Площадь поверхности ширм, включенных в объем топки, и двухсветных экранов определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб экранов (ширм) на освещенную факелом длину труб.

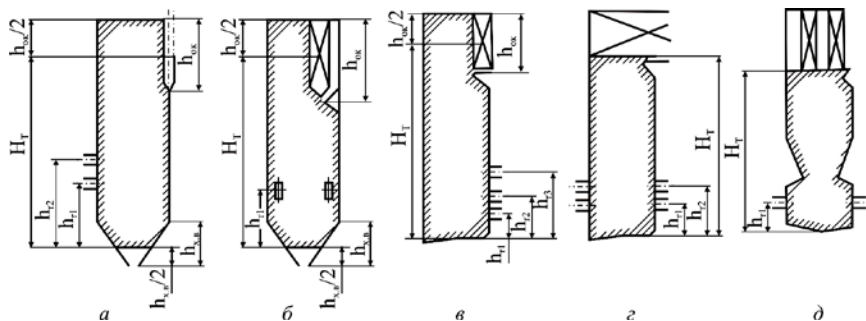


Рис.4.3. Определение границ топочного объема и среднего уровня расположения горелок:

а, б – топки с ТШУ; *в, г* – газомазутные топки; *д* – двухкамерная топка

Коэффициент тепловой эффективности экранов ψ зависит от углового коэффициента излучения экранов x , коэффициента теплового сопротивления загрязнений труб ξ и способа закрытия труб изоляцией

$$\psi = x\xi . \quad (4.7)$$

Угловой коэффициент гладкотрубных экранов определяется по рис. 4.4. Для ошипованных и плавниковых экранов, для плоскости, проходящей через оси первого ряда труб ширм (фестона, котельного

пучка), расположенных в выходном окне топки, а также для плоскости, проходящей через середину холодной воронки топки с ТШУ $x = 1$.

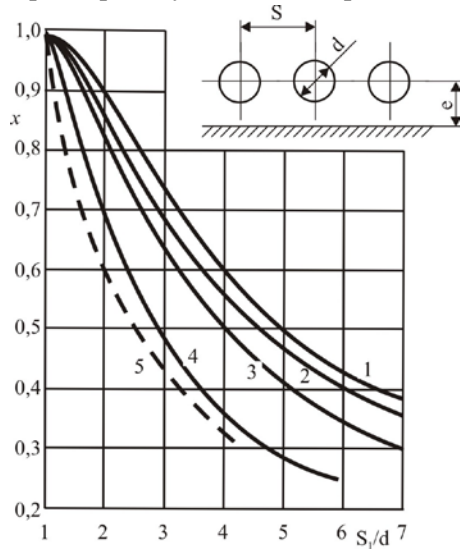


Рис. 4.4. Угловой коэффициент x гладкотрубного экрана:

1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$; 2 – то же при $e = 0,8d$; 3 – то же при $e = 0,5d$; 4 – то же при $e = 0$; 5 – без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$

Угловой коэффициент трубного пучка определяется по рис. 4.4а.

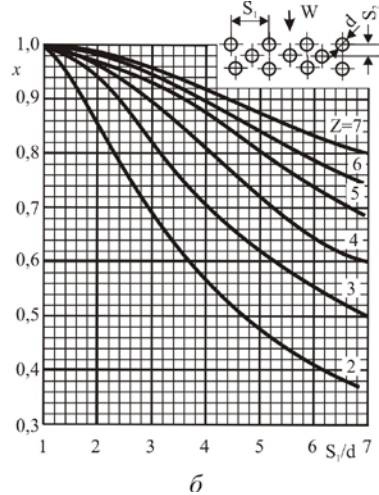
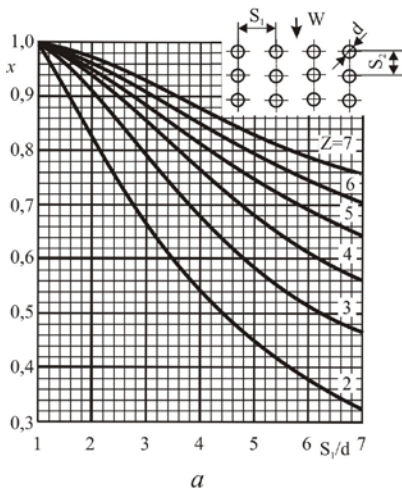


Рис. 4.4а. Угловой коэффициент z-рядного трубного пучка:
а – коридорное расположение; б – шахматное расположение

Значения коэффициента ξ приведены в табл. 4.9.

Для ошипованных экранов

$$\xi = 0,53 - 2,5 \cdot 10^{-4} t_{\text{шл}}, \quad (4.8)$$

где $t_{\text{шл}}$ – температура плавления шлака (в отсутствие данных принимают $t_{\text{шл}} = t_0 - 50$ °С; t_0 – температура жидкоплавкого состояния золы).

Для гладкотрубных двусветных экранов и топочных ширм (кроме ширм-«щек») ξ уменьшают на 0,1, а для цельносварных – на 0,05 по сравнению с данными табл. 4.9.

Таблица 4.9

Коэффициент теплового сопротивления лучевоспринимающих поверхностей топки ξ

Тип экрана	Топливо	$\xi = \psi/x$
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные экраны в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	Пыль АШ, Т, каменных и бурых углей средней шлакующей способности	0,45
	Пыль каменных и бурых углей высокой шлакующей способности	0,35–0,4
	Фрезерный торф	0,45
	Сланцы	0,25
Настенные гладкотрубные экраны слоевых топков	Все топлива	0,60
Ошипованные экраны, покрытые огнеупорной обмазкой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Примечание. 1. Приведенные значения ξ относятся к топкам, оборудованным высокоэффективными средствами очистки от загрязнений.

2. При сжигании экибастузского угля тонкого размола ($R_{90} < 15\%$) в парогенераторах с $q_F \geq 3$ МВт/м² $\xi = 0,4$.

3. Для березовских шлакующих углей $\xi = 0,35$.

Для выходного окна топки

$$\xi_{\text{вых}} = \xi\beta. \quad (4.9)$$

Коэффициент β учитывает взаимный теплообмен между выходным окном и топкой. При установке ширм β равен 0,6 для твердых топлив и 0,8 для газа и мазута. В отсутствие ширм и при наличии фестона $\beta = 0,9$, котельного пучка $\beta = 1,0$; если поверхности нагрева за выходным окном отсутствуют, $\beta = 0,5$.

При экранировании топки экранами с различным значением ψ

$$\psi_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n (\psi_i F_i) / F_{\text{ст}}. \quad (4.10)$$

Для неэкранированных участков стен топки $\psi = 0$.

Параметр M для камерных топок

$$M = M_0 \left(1 - 0,4 X_r \sqrt[3]{r_v} \right), \quad (4.11)$$

Значения M_0 приведены в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Значения параметра M_0

Тип топки	Компоновка горелок	M_0
Газомазутные топки	С подовыми горелками.	0,36
	С настенным расположением горелок	0,4
Пылеугольные топки с ТШУ	Тангенциальная или встречная.	0,46

	Однофронтальная	0,42
Пылеугольные топки с ЖШУ	–	0,44
Слоевые топки	–	0,46

Относительный уровень расположения горелок

$$X_{\Gamma} = h_{\Gamma} / H_{\Gamma}, \quad (4.12)$$

где H_{Γ} – высота топки (см. рис. 4.3);

h_{Γ} – средний уровень расположения горелок

$$h_{\Gamma} = \left[\sum_{j=1}^m n_j B_j (Q_i^r)_j h_{\Gamma j} \right] / \left[\sum_{j=1}^m n_j B_j (Q_i^r)_j \right], \quad (4.13)$$

где m – число ярусов горелок;

n_j , Q_i^r , B_j – соответственно число горелок в j -м ярусе, теплота сгорания подаваемого в них топлива и загрузка каждой из них по топливу;

$h_{\Gamma j}$ – уровень расположения горелок j -го яруса (см. рис. 4.3).

Параметр забалластировки топочных газов

$$r_v = \frac{V_{\Gamma}^H (1 + r)}{V_{0N_2}^H + V_{0RO_2}^H}, \quad (4.14)$$

где V_{Γ}^H – объем газов на выходе из топки без учета рециркуляции;

$V_{0N_2}^H$, $V_{0RO_2}^H$ – соответственно теоретический объем азота и объем трехатомных газов в продуктах сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}(\text{м}^3/\text{м}^3)$.

Коэффициент рециркуляции

$$r = \frac{V_{\text{рц}}^H}{V_{\Gamma.\text{отб}}^H}, \quad (4.15)$$

где $V_{\text{рц}}^{\text{H}}$, $V_{\text{г.отб}}^{\text{H}}$ – соответственно объем газов, отбираемых на рециркуляцию и за точкой отбора, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$).

При ступенчатом сжигании топлива значение параметра M умножается на коэффициент

$$K_1 = (1 - Kg_{\text{тр.в}}), \quad (4.16)$$

где $g_{\text{тр.в}}$ – доля третичного воздуха;

$K = 0,45$ при двухступенчатом сжигании газа и мазута,

$K = 0,6$ при трехступенчатом сжигании пыли и вводе дополнительного топлива воздухом,

$K = 0,2$ при трехступенчатом сжигании пыли и вводе дополнительного топлива газами рециркуляции.

При установке поворотных горелок коэффициент M_0 увеличивается (уменьшается) на $0,01$ на каждые 10° угла поворота горелок вниз (вверх).

Эффективное значение критерия Бугера

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2}. \quad (4.17)$$

Критерий Бугера

$$Bu = kps, \quad (4.18)$$

где k – коэффициент поглощения, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

p – давление в топке, МПа;

s – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Коэффициент ослабления лучей топочной средой K , $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ при сжигании твердого топлива определяется по формуле (4) таблицы 4.13; p – давление газов в топочной камере, МПа; для топок, работающих под разрежением и с наддувом не более 5000 Па (500 мм в.ст.), принимается $p=0,1 \text{ МПа}$; s – эффективная толщина излучающего слоя в топочной камере, м; определяется соотношением объема топки и поверхности ее стен:

$$s = 3,6 \frac{V_{\tau}^P}{F_{\text{ст}}^P}.$$

По формуле (4.17) построена номограмма (рис. 4.5) для определения эффективного значения критерия Бугера.

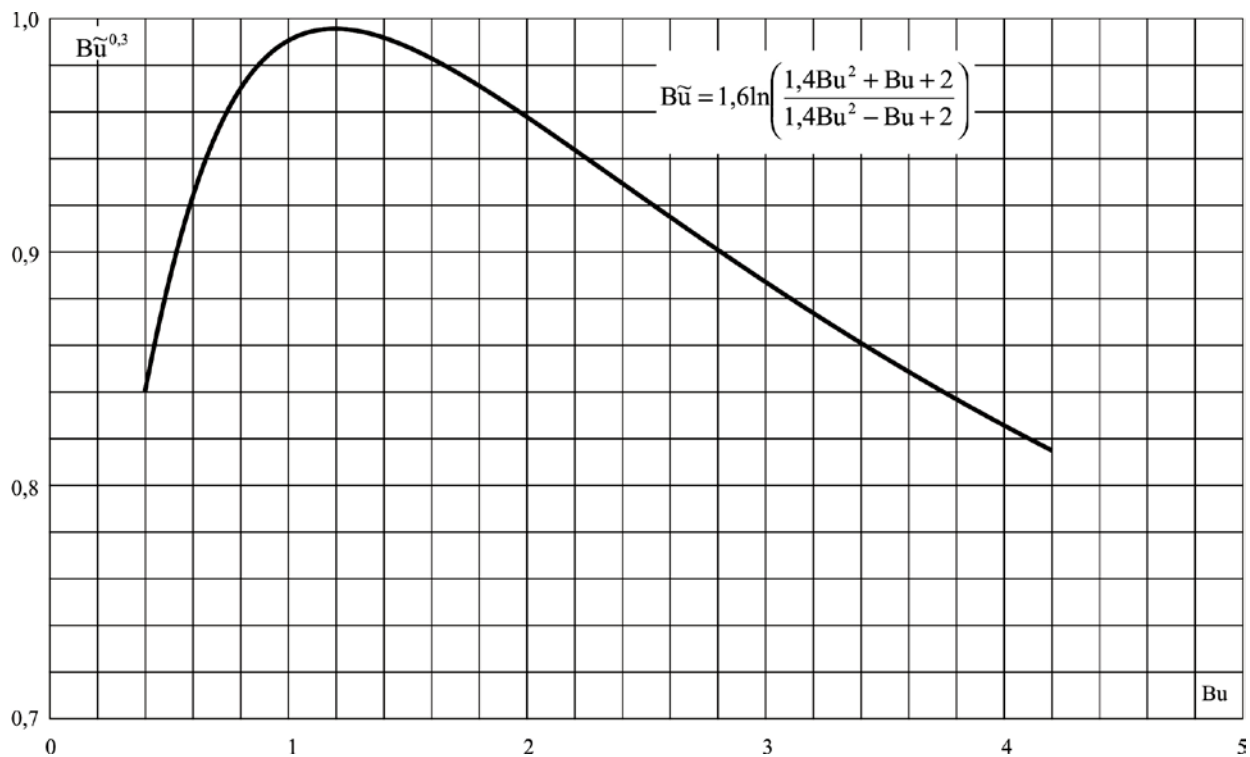


Рис. 4.5. Эффективное значение критерия Бугера

Формулы для расчета коэффициентов поглощения лучей k_i приведены в табл. 4.13., а толщины излучающего слоя s – в табл. 4.11.

Таблица 4.11

Эффективная толщина излучающего слоя s , м

Поверхность нагрева	Расчетная формула
Топка	$s = 3,6 \frac{V_T}{F_{CT}}$
Ширма	$s = \frac{1,8}{1/A + 1/S_1 + 1/B}$
Гладкотрубный пучок	$s = 0,9d \left(\frac{4S_1S_2}{\pi d^2} - 1 \right)$
Трубчатый воздухоподогреватель	$s = 0,9d_{вн}$
Мембранные конвективные пучки	$s = 0,9 \frac{4\sigma_1\sigma_2(\pi)^{-1} - 1}{4h_{pб}(\pi d)^{-1} + 1}$

Примечание. d , $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры; S_1 , S_2 – продольный и поперечный шаги; A , B – высота и глубина ширмы по ходу газов; $h_{pб}$ – высота мембраны.

Температура газов на выходе из топки ϑ_T'' выбирается в зависимости от характеристик топлив из условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева по табл 4.12.

Таблица 4.12

Рекомендуемые средние по сечению температуры газов

Топливо – уголь, марка	Значение [ϑ_T''], °C		
	Перед полурадиационными ширмами		Перед конвективным пароперегревателем в соединительном газоходе
	цельносварными	гладкотрубными	
1	2	3	4

Донецкие АШ, Т	1200	1150	1000
Донецкие Г, Д	1100	1100	950
Кузнецкий Г	1150	1100	950

Окончание табл. 4.12

1	2	3	4
Кузнецкие СС, Т	1200	1150	1000
Азейский Б	1200	1200	950
Кизеловский Г	1100	1100	1000
Экибастузский	1250	1250	1100
Подмосковный	1100	1100	1000
Назаровский	1050	1050	900
Ирша-Бородинский	1050	1050	900
Березовский	1050	1050	900
Ангренский	1050	1050	900
Фрезерный торф	1000	1000	900
Сланцы северо-западных месторождений	1000	1000	900
Тугайский Б	1070	1070	930

Примечания. 1. Указанные значения применимы при разверке температур газов по сечению до 100 °С. При большей разверке ϑ_T'' уменьшается.

2. Перед фестонированной частью конвективного пароперегревателя или фестоном температура может быть выше при условии, что перед плотными пучками она не будет превышать уровня, указанного в таблице.

3. Для топлив, не указанных в таблице при $(\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2)/(\text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O}) < 6$ или $\text{CaO} > 13\%$ $\vartheta_T'' \leq 1050$ °С при наличии ширм и не выше 950 °С в их отсутствие.

Таблица 4.13

Коэффициенты теплового поглощения

Вид топлива	Коэффициент	Расчетная формула
Газ, мазут	Коэффициент поглощения топочной средой	$\kappa = \kappa_T + m\kappa_c \quad (1)$

	Коэффициент поглощения трехатомными продуктами сгорания	$\kappa_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10pr_{\Pi} s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) r_{\Pi} = \kappa_{\Gamma}^0 r_{\Pi} \quad (2)$
--	---	---

Окончание табл. 4.13

Вид топлива	Коэффициент	Расчетная формула	
Газ, мазут	Коэффициент поглощения сажистыми частицами	$\kappa_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{\Gamma}^2} \left(\frac{C^r}{H^r} \right) \left(1,6 \cdot 10^{-3} T_{\Gamma}'' - 0,5 \right), \quad (3)$ <p>где $\left(\frac{C^r}{H^r} \right) = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m^r H_n^r$</p>	
Твердое топливо	Коэффициент поглощения топочной средой	$\kappa = \kappa_{\Gamma} + \kappa_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + \kappa_{\text{кокс}} \mu_{\text{кокс}} \quad (4)$	
	Коэффициент поглощения золовыми частицами	$\kappa_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T_{\Gamma}'')^2}} \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \mu_{\text{зл}} s} \quad (5)$	
		Топливо	$A_{\text{зл}}$
		АШ	1,0
		Каменный и тощий угли	0,8
		Бурый уголь, сланцы	0,75
	Торф	0,6	
	Экибастузский уголь при $R_{90} < 15 \%$	1,0	
Коэффициент поглощения коксовыми частицами	$\kappa_{\text{кокс}} \mu_{\text{кокс}} =$	0,25 0,2 0,1	АШ, Т Каменный уголь Бурый уголь

Примечание: 1. m – коэффициент усреднения, равный для газа 0,1, для мазута 0,3 в газоплотных и 0,6 в негазоплотных топках;

2. $r_{\text{H}_2\text{O}}$ и $r_n = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}$ – доли водяных паров и трехатомных газов; $\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золы в продуктах сгорания.

3. K_{Γ}^0 можно определить по номограмме рис. 4.6.

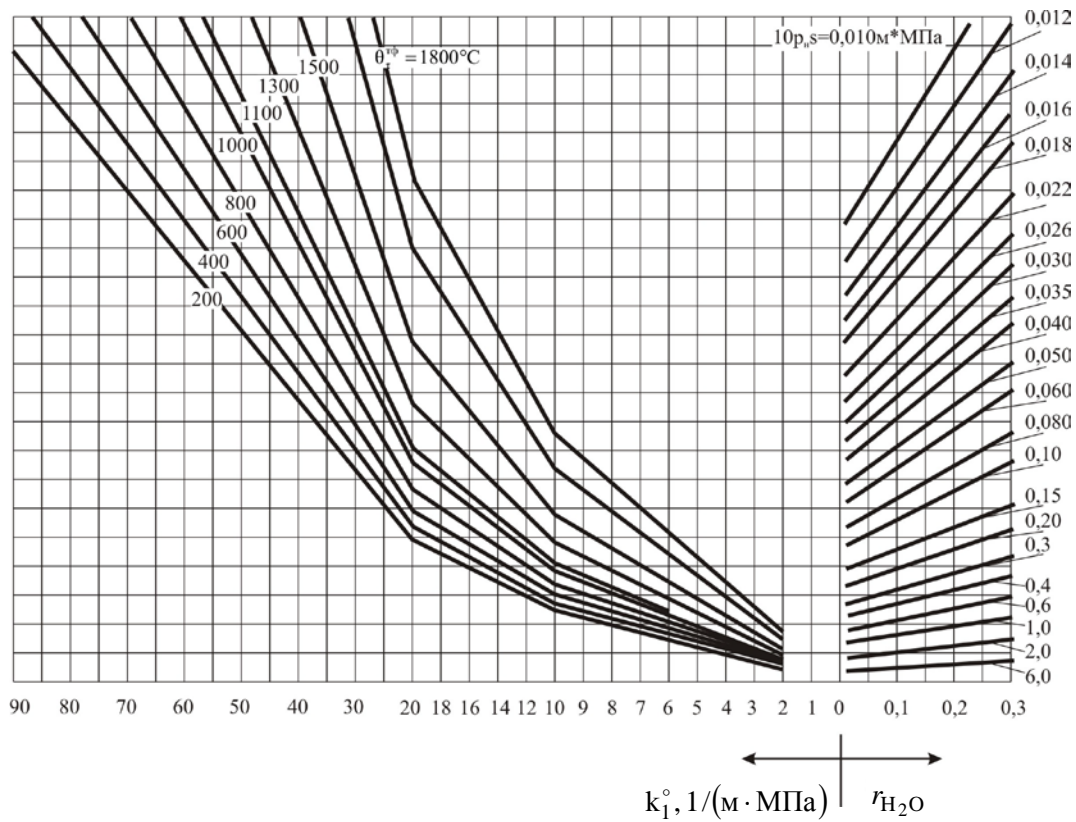


Рис. 4.6. Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания

По формуле (4.1) построена номограмма (рис. 4.7), по которой можно определить температуру газовой среды на выходе из топки ϑ_T'' . Полученное значение ϑ_T'' должно быть сопоставлено с рекомендуемым значением ϑ_T'' (см. табл. 4.12). При поверочном расчете топки должно проводиться сопоставление с допустимыми значениями величин q_V , и q_F .

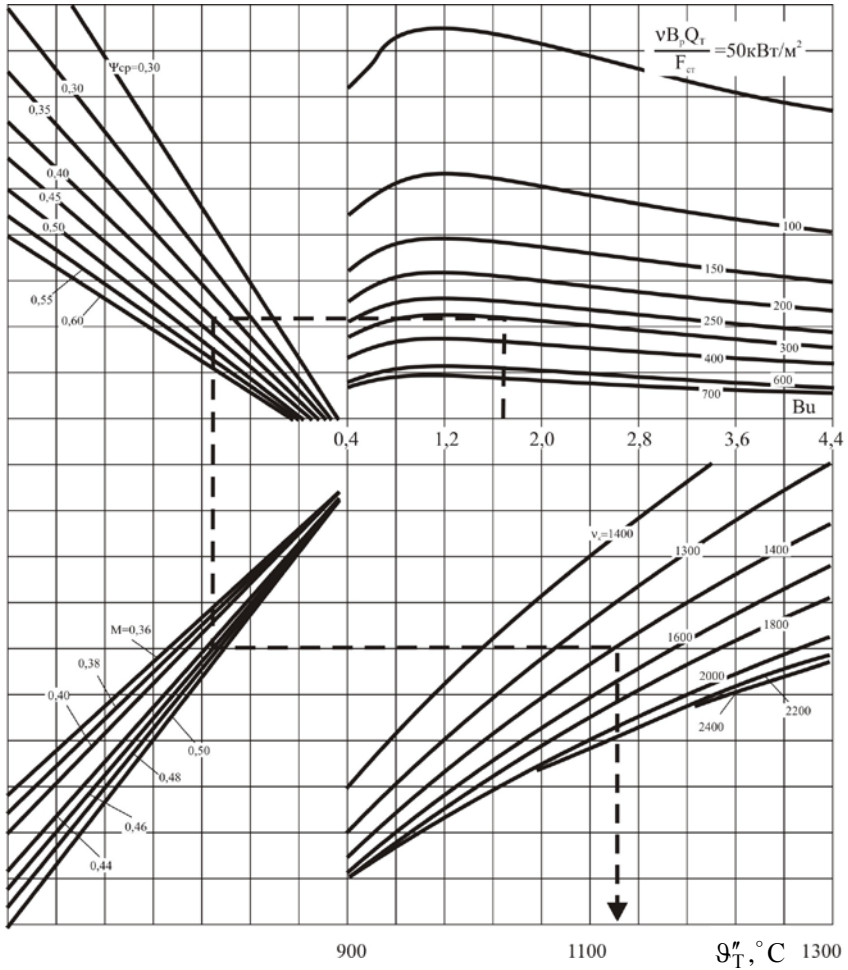


Рис. 4.7. Температуры газов на выходе из топки

Если полученная из номограммы (см. рис. 4.7) или формулы (4.1) температура газов на выходе из топки ϑ_T'' отличается от принятой более чем на ± 100 °С, следует уточнить величины Bu и $(V_c)_{cp}$ по найденному значению температуры газов и повторить расчет.

В заключение определяется тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³,

$$q_v^T = B_p Q_i^r / V_T. \quad (4.19)$$

Тепловое напряжение сечений топки

$$q_f = \frac{B_p Q_i^r}{f_T}, \text{ кВт/м}^2. \quad (4.20)$$

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева топочных экранов, кВт/м²

$$q_{л} = B_p Q_{л} / H_{л}. \quad (4.21)$$

Лучевоспринимающая поверхность нагрева настенных и двустенных экранов топки $H_{л}$ определяется как плоскость, эквивалентная по тепловосприятию экранам. Ее определяют через степень экранирования стен топки χ :

$$H_{л} = F_{ст} \chi. \quad (4.22)$$

Степень экранирования стен современных топочных камер близка к единице. Неэкранированными являются лишь часть поверхности стен, занятая горелочными устройствами, и места разводки экранных труб для лазов, лючков, которые все вместе составляют примерно 2–3 % полной поверхности стен топки; тогда можно принять $\chi = 0,975$.

Для топочных камер, имеющих неэкранированные (открытые) участки стен, степень экранирования составит

$$\chi = (1 - F_{\text{отк}} / F_{\text{ст}})x. \quad (4.23)$$

Тепловое напряжение топочных экранов по высоте меняется по мере изменения температур факела в топке и характера загрязнения. Это учитывается специальным коэффициентом неравномерности тепловосприятия по высоте топочной камеры Y_B (табл. 4.14, 4.15).

Таблица 4.14

Коэффициенты распределения тепловосприятия по высоте газомазутных топок с подовыми горелками

	Мазут		Газ	
	$Y_{\text{ср}}^B$	$Y_{\text{макс}}^B$	$Y_{\text{ср}}^B$	$Y_{\text{макс}}^B$
Между отметками (0–0,3) H_T	1,2	1,3	1,0	1,1
Между отметками (0,3–0,5) H_T	1,1	1,2	1,2	1,3
Между отметками (0,5–0,7) H_T	0,8	1,0	1,1	1,2
Между отметкой 0,7 H_T и верхом топки	0,6	0,7	0,7	0,8
Потолок	0,6	–	0,6	–

Примечание. H_T – расчетная высота топки.

Тепловое напряжение участка (зоны) топки по высоте определяется с помощью этого коэффициента в зависимости от среднего теплового напряжения:

$$q_{\text{л.з}} = q_{\text{л}} Y_B. \quad (4.24)$$

Полученные по (4.24) значения $q_{\text{л.з}}$ позволяют оценить полное тепловосприятие экранов топки, кДж/с, в пределах зоны, если известна площадь стен зоны $F_{\text{ст.з}}$:

$$B_p Q_{л.з} = q_{л.з} F_{ст.з}. \quad (4.25)$$

ГЛАВА 5. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ЗМЕЕВИКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

5.1. Изменение давления в водопаровом тракте парогенератора

Для определения энтальпий рабочей среды в поверхностях парогенератора необходимо знать распределение давлений вдоль водопарового тракта. При отсутствии таких сведений на типовом парогенераторе, взятом за образец, оценивают гидравлические сопротивления отдельных поверхностей нагрева на основе статистических данных по серии типовых парогенераторов.

В этих целях обычно весь водопаровой тракт парогенератора разбивают на три участка: конвективный экономайзер с органами регулирования расхода воды, поверхности топочной камеры (для прямоточного парогенератора) и змеевиковый (включая ширмовый) пароперегреватель за пределами топки.

В парогенераторах с естественной циркуляцией экраны топочной камеры работают самостоятельно, они замкнуты на барабан и не влияют на изменение давлений в экономайзерном и перегревательном тракте. Перепад давления в пароперегревательном тракте (от барабана до выходного коллектора перегретого пара) обычно составляет около 12 % давления перегретого пара, т.е. $\Delta p_{пе} = 0,12 p_{п.п.}$. При этом внутри перегревательного тракта принимают гидравлическое сопротивление потолочного перегревателя и ширмовых поверхностей равным $(0,3...0,5) \Delta p_{пе}$, где большее значение соответствует двухступенчатым ширмам, остальное – относится к змеевиковым пакетам пароперегревателя. Сопротивление экономайзера составляет 4–7 % давления перегретого пара, т.е. $\Delta p_{эк} = (0,04...0,07) p_{п.п.}$, где большая цифра соответствует выполнению экономайзера в две ступени с самостоятельными входными коллекторами в каждой.

В итоге в парогенераторе с естественной циркуляцией давление в барабане парогенератора составит $p_б = p_{п.п.} + \Delta p_{пе} = 1,12 \Delta p_{п.п.}$, а

давление воды на входе в экономайзер $p'_{\text{ЭК}} = p_{\text{п.п}} + \Delta p_{\text{п.е}} + \Delta p_{\text{ЭК}}, =$
 $= (1,16...1,19) p_{\text{п.п}}.$

Гидравлическое сопротивление водопарового тракта прямооточного парогенератора СКД (всех трех участков) составляет $\Delta p_{\text{к}} =$
 $= (0,2...0,25) p_{\text{п.п}},$ и при давлении перегретого пара в выходном коллекторе котла 25 МПа (255 кгс/см^2) значение $\Delta p_{\text{к}} = 5...6,25$ МПа. В том числе экономайзер – $0,1\Delta p_{\text{к}},$ подвесные трубы и экраны конвективной шахты (в газоплотном котле) – $0,2\Delta p_{\text{к}},$ экраны топочной камеры, горизонтального газохода и поворотной камеры – $(0,4...0,5)\Delta p_{\text{к}},$ ширмовые пароперегревательные поверхности – $0,1\Delta p_{\text{к}}$ и конвективный змеевиковый пароперегреватель – $(0,1...0,2)\Delta p_{\text{к}}.$

В итоге давление питательной воды на входе в экономайзер прямооточного парогенератора СКД составляет $p'_{\text{ЭК}} = (1,2...1,25) p_{\text{п.п}} =$
 $= 30...31,3$ МПа.

Сопротивление пароводяного тракта прямооточного парогенератора докритического давления несколько меньше – $\Delta p_{\text{к}} =$
 $4...5$ МПа, а распределение сопротивления по участкам можно принять таким же, как при СКД.

Давление пара, поступающего из ЦВД турбины на вторичный перегрев, принимают $p'_{\text{ВТ}} = (0,15...0,20) p_{\text{п.п}},$ при этом меньшее значение – $(0,15...0,16) p_{\text{п.п}}$ относится к сверхкритическому давлению. Сопротивление парового тракта промперегревателя составляет $\Delta p_{\text{ВТ}} = 0,2...0,3$ МПа, тогда $p''_{\text{ВТ}} = p'_{\text{ВТ}} - \Delta p_{\text{ВТ}}.$

5.2. Тепловосприятие поверхностей по рабочей среде

Тепловосприятие конвективных поверхностей пароперегревателя высокого давления $\Delta h_{\text{к.пе}},$ кДж/кг, определяется как оставшаяся теплота, воспринятая паром до получения заданной конечной энтальпии перегретого пара после прохождения радиационных и полурadiационных поверхностей:

$$\Delta h_{\text{к.пе}} = (h_{\text{п.п}} - h''_{\text{р.п}}) - \Delta h_{\text{Ш}} + \Delta h_{\text{ПО}}^{\text{к}} + \Delta h_{\text{ТО}}^{\text{пе}}, \quad (5.1)$$

где $\Delta h_{\text{по}}^k$ – охлаждение пара во впрыскивающих пароохладителях конвективных пакетов (один или два впрыска), принимается как оставшееся значение $\Delta h_{\text{по}}$ после ширм кДж/кг;

$\Delta h_{\text{то}}^{\text{пе}}$ – снижение энтальпии пара в паро-паровом теплообменнике, кДж/кг.

Если величина $\Delta h_{\text{к.пе}} > 300$ кДж/кг, выполняют две ступени перегревателя с промежуточными смешивающими коллекторами. В ряде парогенераторов первая конвективная ступень («холодная») включена по рабочей среде до входа в ширмы, после радиационной поверхности. Тогда ее тепловосприятие по пару Δh_1 приходится задавать предварительно, исходя из следующих условий: при сжигании твердого или жидкого топлива один U-образный змеевик (одна петля) длиной 10 м обеспечивает повышение энтальпии пара на 70–80 кДж/кг в зоне температур газов 750–800 °С и 60... 55 кДж/кг в зоне температур 600–700 °С. При сжигании природного газа повышение энтальпии пара при прохождении одной петли увеличивается в 1,25 раза. Выходную («горячую») ступень пароперегревателя выполняют обычно двухпоточной по пару (сначала пар проходит по крайним секциям, затем – по средним). Выходная секция выполняется прямотоком относительно газового тракта для повышения надежности металла змеевиков. Тепловосприятие выходной ступени $\Delta h_{\text{п}}$ принимают в пределах от 100 до 150 кДж/кг на каждый ход пара или для всей ступени 200–300 кДж/кг.

Тепловосприятие промежуточного пароперегревателя по вторично перегреваемому пару составляет:

$$\Delta h_{\text{вт}} = h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}' . \quad (5.2)$$

Обычно промперегреватель разбивают на два пакета: в первом температура пара повышается до 450–480 °С и во втором – до заданной температуры перегрева – 545–565 °С. Если параметры пара на входе в промперегреватель не заданы, то давление пара принимают по указаниям (5.1), а температуру пара в «холодной»

нитке паропровода $t'_{\text{вТ}}$ равной 280–330 °С. Расход пара через промперегреватель $D_{\text{вТ}}$ составляет $(0,8...0,85) D_{\text{пс}}$.

Перед входом в промперегреватель может находиться паро-паровой теплообменник (ППТО) для регулирования температуры перегрева пара. Тепловосприятие ППТО по вторично перегреваемому пару (на полный его расход – после смешения) по условиям нормальной работы ППТО (исключение температурных перенапряжений) принимают при расчетной 100%-й нагрузке парогенератора в интервале $\Delta h_{\text{тО}}^{\text{вТ}} = 130\text{--}250$ кДж/кг при пропуске пара через ППТО соответственно в количестве 30–60 %. Максимальное тепловосприятие пара в ППТО имеет место при 70%-й нагрузке парогенератора и составляет 260...350 кДж/кг на полный расход вторично перегреваемого пара при этой нагрузке через ППТО.

При установке ППТО перед входом в конвективные ступени промперегревателя энтальпия пара перед ним увеличится и составит

$$h'_{\text{пром}} = h'_{\text{вТ}} + \Delta h_{\text{тО}}^{\text{вТ}}, \quad (5.3)$$

а тепловосприятие конвективных поверхностей – $\Delta h_{\text{вТ}}^{\text{к}} = \Delta h_{\text{вТ}} - \Delta h_{\text{тО}}^{\text{вТ}}$. Снижение энтальпии пара высокого давления при прохождении ППТО определяется из выражения

$$\Delta h_{\text{тО}}^{\text{пс}} = \Delta h_{\text{тО}}^{\text{вТ}} D_{\text{вТ}} / D_{\text{пс}}. \quad (5.4)$$

С учетом места включения ППТО в тракте пара высокого давления эту потерю энтальпии паром следует учесть перед входом в очередную поверхность нагрева (как правило, перед конвективным пароперегревателем). Обычно температура пара на входе в ППТО принимается 450–470 °С.

Тепловосприятие воды в змеевиковом конвективном экономайзере прямоточного парогенератора обычно принимается. В парогенераторах СКД тепловосприятие экономайзера по рабочей среде (воде) обычно составляет $\Delta h_{\text{эК}}^{\text{пР}} = 170\text{--}210$ кДж/кг, в

парогенераторах докритического давления ($p_{п.п} = 13,8$ МПа) тепловосприятие экономайзера несколько больше – 200...250 кДж/кг. В парогенераторах с естественной циркуляцией тепловосприятие экономайзера определяется из общего теплового баланса парогенератора – по остатку теплоты в балансовом уравнении. При этом значение $\Delta h_{э,к} = 350...450$ кДж/кг, если температура горячего воздуха не выше 350 °С, и значительно ниже (180–250 кДж/кг) при высоком нагреве воздуха (около 400 °С).

В газоплотных парогенераторах стены конвективной шахты закрыты мембранными экранами из труб водяного экономайзера или слабоперегретого пара. Среднее тепловое напряжение поверхности экрана в конвективной шахте можно принять следующим:

- при сжигании твердых топлив и мазута 6,5 кВт/м²;
- при сжигании природного газа 8,0 кВт/м².

В различных конструкциях парогенераторов закрепление горизонтальных пакетов пароперегревателей (основного и вторичного перегрева) осуществляют с помощью опорных труб. Расчет тепловосприятия этих труб, выходящих вверх через поворотную камеру $Q_{п.к}^{тп}$ изложен в 6.3. Если в качестве опорных используются трубы экономайзера, то это следует учесть при расчете тепловосприятия воды.

Тогда дополнительное тепловосприятие экономайзерных поверхностей после змеевиковой ступени экономайзера

$$\Delta h_{доп} = (q_{э} F_{к.ш} + B_p Q_{п.к}^{тп}) / D_{э,к}, \quad (5.5)$$

где $F_{к.ш}$ – поверхность стен конвективной шахты, закрытых экранами, м².

Расход воды через экономайзер меньше расхода пара на величину впрысков. В результате энтальпия воды в прямоточном парогенераторе на входе в коллекторы топочной камеры (нижние коллекторы) будет иметь значение:

$$h'_{н.к} = h_{п.в} + \Delta h_{эк} + \Delta h_{доп}. \quad (5.6)$$

При докритическом рабочем давлении пара в прямоточном котле величина $h'_{н.к}$ должна быть меньше энтальпии воды на линии насыщения при давлении $p'_{н.к}$ не менее, чем на 170 кДж/кг. Температура воды при выходе из экономайзера для прямоточных парогенераторов при СКД составляет 295–320 °С.

В заключение этого раздела расчета следует проверить правильность распределения приращения энтальпии рабочей среды в поверхностях парогенератора, т.е. составить тепловой баланс парогенератора по рабочей среде. Для прямоточного парогенератора такой баланс тепловосприятия поверхностей выглядит следующим образом:

$$h_{п.п} - h_{п.в} = (\Delta h_{эк} + \Delta h_{доп} + \Delta h_{л} + \Delta h_{ст})\bar{D}_1 + \Delta h_{ш}\bar{D}_2 + \Delta h_{к.пе}\bar{D}_3, \quad (5.7)$$

где $\bar{D}_1 = D_1 / D_{пе}$ и др. – относительный расход рабочей среды в разных поверхностях нагрева.

Приведенное в (5.7) балансовое уравнение следует рассматривать как наиболее характерное, т.к. чаще всего регулирующие впрыски воды в пар имеют место на входе или в рассечку ширмовой поверхности пароперегревателя и в конвективных его ступенях. Если впрыск сделан в средней части поверхности, которая в тепловом отношении рассчитывалась в целом, то значение \bar{D}_i усредняется по расходу среды до и после впрыска. При использования в тепловой схеме парогенератора ППТО в балансовое уравнение (5.7) включается значение $(\Delta h_{к.пе} - \Delta h_{то}^{пе})$ вместо $\Delta h_{к.пе}$.

Допустимое расхождение между правой и левой частями уравнения (5.7) должно составлять не более 0,005 $(h_{п.п} - h_{п.в})$.

В барабанном паровом парогенераторе проверяется тепловой баланс по перегревательному тракту:

$$h_{п.п} - h_{н.п} = \Delta h_{пот}\bar{D}_1 + \Delta h_{ш}\bar{D}_2 + \Delta h_{к.пе}\bar{D}_3 \quad (5.8)$$

и составляется уравнение тепловосприятости в экономайзерно-испарительном тракте:

$$h_{н.п} - h_{н.в} = \Delta h_{эк} + \Delta h_{доп} + r \pm \Delta h_{нб}, \quad (5.9)$$

где $\Delta h_{нб}$ – остаточный член уравнения (небаланс), характеризующий либо степень недогрева воды на входе ее в барабан, тогда $\Delta h_{нб} > 0$ (со знаком «+»), либо испарение части воды в экономайзере (кипящий экономайзер), тогда $\Delta h_{нб} < 0$ (со знаком «-»). В последнем случае $x = \Delta h_{нб} / r$ характеризует долю парообразования в экономайзере.

5.3. Уравнения теплового баланса и теплопередачи для поверхностей нагрева

Уравнения теплового баланса по греющему и обогреваемому теплоносителям и уравнение теплопередачи для каждой из поверхностей нагрева, составленные на 1 кг (1 м³) расчетного топлива, представлены в табл. 5.1. При поверочном расчете энтальпии продуктов сгорания и обогреваемого теплоносителя известны лишь на одной из границ поверхности нагрева, например, известны входные значения H' и h' , а выходные H'' и h'' не известны. Задаваясь одним из неизвестных значений, из условия $Q_{\delta i} = Q_i$ по балансовым уравнениям (см. табл. 5.1) находят второе. По полученным параметрам теплоносителей определяют температурный напор Δt , коэффициент теплопередачи k и находят Q_{Ti} . Если $Q_{\delta i}$, рассчитанное на основе предварительно принятого значения энтальпии, отличается от Q_{Ti} не более чем на 2 %, расчет считается законченным. В противном случае его повторяют. Если во второй итерации температура по газам отличается от значения в первой итерации менее чем на 50 °С, значение k можно не уточнять. При расчете газоплотных парогенераторов расхождение $Q_{\delta i}$ и Q_{Ti} для экранов ограждения допускается в пределах ± 10 %.

Теплота, полученная излучением поверхностью нагрева в районе выходного окна при установке ширм

$$Q_{\text{л.ш}} = \frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}} \sum x_{pi} (1 - \varepsilon)}{B_p}; \quad (5.10)$$

при установке фестона или котельного пучка

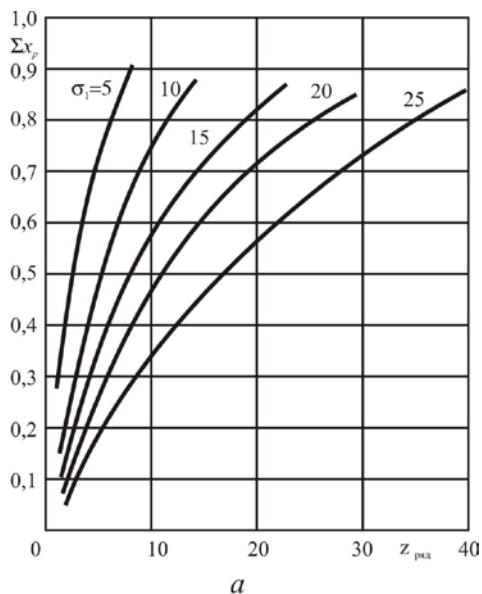
$$Q_{\text{л.ф}} = \frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}} \sum x_{pi}}{B_p}, \quad (5.11)$$

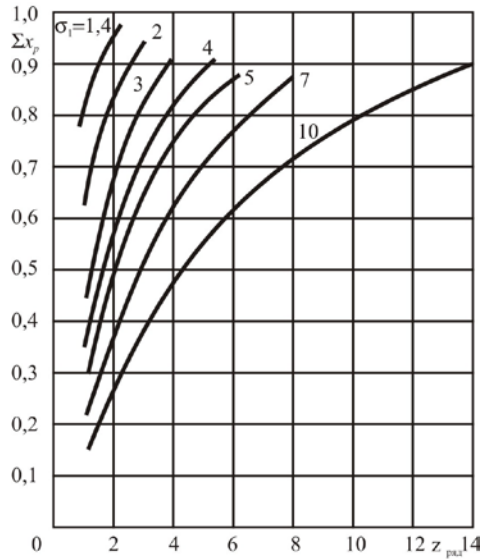
где $q_{\text{л.в}}$ – тепловой поток в районе выходного окна, кВт/м²;

$\sum x_{pi}$ – сумма угловых коэффициентов, определяемая по рис. 5.1, a или b ;

ε – коэффициент теплового излучения факела;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с.





б

Рис. 5.1. Сумма угловых коэффициентов ширм (а) и конвективных поверхностей (б) при различных значениях σ_i

Таблица 5.1

Уравнения для расчета конвективных поверхностей нагрева

Уравнение	Поверхность нагрева	Формула
Теплового баланса по газам	Все поверхности нагрева	$Q_{\sigma_i} = \varphi(H_i' - H_i'' + \Delta\alpha_i H_{\text{опрс}})g -$
Восприятия теплоты обогреваемым теплоносителем	Ширмы и пароперегреватели, воспринимающие теплоту излучением из топки	$Q_i = \frac{D_i}{B_p} (h_i'' - h_i') - Q_{\text{ли}}$

	Конвективные пароперегреватели, экономайзеры, переходные зоны прямоточных парогенераторов, не воспринимающие излучение из топки	$Q_i = \frac{D_i}{B_p} (h_i'' - h_i')$
	Воздухоподогреватели	$Q_i = (\beta_i + \beta_{\text{рц}} + \beta_{\text{изб}}) (h_i'' - h_i')$
Теплопередачи	Все поверхности нагрева	$Q_{\text{тi}} = 10^{-3} (k_i \Delta t_i F_i) / B_p$

Примечание. 1. Для i -й поверхности нагрева в формулах приняты обозначения: H_i' , H_i'' соответственно энтальпия газов перед и за поверхностью, кДж/кг (кДж/м³); $\Delta\alpha_i$ – присос воздуха; $H_{\text{прс}}$ – энтальпия присосанного воздуха, кДж/кг (кДж/м³) (обычно $t_{\text{прс}} = 30$ °С; для воздухоподогревателя $t_{\text{прс}} = 0,5(t_i' + t_i'')$, °С); g – доля газов, проходящих через рассчитываемую поверхность; $Q_{\text{доп}}$ – тепловосприятие дополнительных поверхностей нагрева (экранов ограждения), кДж/кг (кДж/м³); D_i – расход среды через поверхность нагрева, кг/с.

2. В зависимости от наличия или отсутствия в парогенераторе ширм $Q_{\text{ли}}$ в уравнениях табл. 5.1 трактуется следующим образом:

$Q_{\text{ли}} =$	$Q_{\text{л.ш}}$	для собственно ширм
	$\frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}}}{B_p} (1 - \sum x_{\text{pi}} (1 - \varepsilon))$	при установке ширм

		в отсутствие фестона
	$\frac{q_{л.в} F_{\text{ВЫХ}}}{B_p} (1 - \sum x_{pi} (1 - \varepsilon) - \sum x_{pi})$	при установке и ширм и фестона
	$\frac{q_{л.в} F_{\text{ВЫХ}}}{B_p} (1 - \sum x_{pi})$	при установке фестона или котельного пучка

5.4. Расчет коэффициентов теплопередачи, теплоотдачи, загрязнения, тепловой эффективности и использования поверхностей нагрева

Коэффициент теплопередачи k_p , Вт/(м²·К) рассчитывают в соответствии с данными табл. 5.2. При записи формул учтен ряд особенностей теплообмена в парогенераторах: пренебрежимо малые термические сопротивления стенки труб и передачи теплоты от стенки к воде или пару сверхкритического давления, предполагается отсутствие внутренних отложений в трубах пароводяного тракта. В третьей и пятой формулах табл. 5.2 для фестонов и котельных пучков $Q_{л} = Q_{лф}$, для других поверхностей $Q_{л} = Q_{ли}$.

Таблица 5.2

Коэффициенты теплопередачи в поверхностях нагрева парогенератора, k , Вт/(м²·К)

Поверхность нагрева	Формула
Гладкотрубные ширмы	$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{ли}}{Q}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \alpha_1}$

Окончание табл. 5.2

Поверхность нагрева	Формула								
Мембранные (цельносварные ширмы)	$k = \frac{\alpha_{1пр}}{1 + \left(1 + \frac{Q_{ли}}{Q}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F}{F_{вн}}\right) \alpha_{1пр}}$								
Конвективные гладкотрубные пучки и фестоны	$k = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{ли}}{Q}\right) \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$								
Гладкотрубные экономайзеры, испарительные поверхности, поверхности нагрева парогенераторов СКД с $h < 1400$ кДж/кг	$k = \psi \alpha_1$								
Конвективные пучки и фестоны из плавниковых труб, мембранные, мембранно-лепестковые, лепестковые и с поперечными ребрами	$k = \frac{\psi \alpha_{1пр}}{1 + \left(1 + \frac{Q_{ли}}{Q}\right) \frac{\alpha_{1пр} F}{\alpha_2 F_{вн}}}$								
Регенеративный воздухоподогреватель	$k = \frac{\psi \Pi}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}}$ <table style="margin-left: auto; margin-right: auto; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 0 10px;">n, об/мин</td> <td style="border-left: 1px solid black; padding: 0 5px;">0,5</td> <td style="border-left: 1px solid black; padding: 0 5px;">1,0</td> <td style="padding: 0 5px;">1,5</td> </tr> <tr> <td style="padding: 0 10px;">Π</td> <td style="border-left: 1px solid black; padding: 0 5px;">0,85</td> <td style="border-left: 1px solid black; padding: 0 5px;">0,97</td> <td style="padding: 0 5px;">1,0</td> </tr> </table>	n , об/мин	0,5	1,0	1,5	Π	0,85	0,97	1,0
n , об/мин	0,5	1,0	1,5						
Π	0,85	0,97	1,0						
Трубчатый воздухоподогреватель	$k = \frac{\psi \alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$								

Примечание. Поправка $1 + (Q_{ли}/Q)$ учитывается только для поверхностей, воспринимающих прямое излучение из топки, в остальных случаях $Q_{ли} = 0$; x_1, x_2 — соответственно доли сечения для прохода газов и воздуха; $\alpha_{1пр}$ —

приведенный коэффициент теплоотдачи для негладкотрубных поверхностей нагрева, Вт/(м² К); П — коэффициент, учитывающий влияние нестационарного теплообмена, зависящий от частоты вращения ротора регенеративного воздухоподогревателя (РВП).

Влияние наружных загрязнений труб учитывается коэффициентом загрязнения ϵ либо коэффициентом тепловой эффективности ψ (табл. 5.3–5.5, рис. 5.2, 5.3).

Таблица 5.3

Коэффициенты загрязнения ϵ для ширм при сжигании мазута, газа и сланцев

Топливо	Условия	Коэффициент загрязнения, м ² ·К/Вт
Сланцы	Виброочистка, $\vartheta'_{ш} = 600...850$ °С	0,035
	Виброочистка, $\vartheta'_{ш} > 850$ °С	0,04
	Низкочастотное встряхивание	0,03
Мазут	$\alpha_T \leq 1,03$	0,0025
	$\alpha_T > 1,03$	0,005
Газ		0,0015

Таблица 5.4

Коэффициенты тепловой эффективности ψ для конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей при сжигании мазута и газа

Поверхность нагрева	Мазут	Газ
Пароперегреватели, котельные пучки, переходные зоны: с коридорным расположением труб	0,65	0,80

с шахматным расположением труб	0,60	0,80
Экономайзеры и газодынные подогреватели: холодные ступени	0,65	0,85
горячие ступени	0,65	0,80
Ширмоконвективные поверхности	0,65	0,75

Примечание. Приведенные данные по ψ для мазута справедливы при $\alpha_T \leq 1,03$, при работе котлов с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей уменьшается на 0,05; при сжигании газа после мазута без остановки котла на очистку значение ψ увеличивается на 0,05 по сравнению с данными по мазуту; при сжигании смеси топлив ψ принимается по более загрязняющему топливу.

Таблица 5.5

Коэффициент тепловой эффективности воздухоподогревателей ψ

Топливо	Трубчатые (ТВП)			Регенеративные (РВП)		
	С-перекрест		Z-перекрест	$\Delta\alpha_{вп}$		
	Холодные ступени, одноступенчатые	Горячие ступени		Не более 0,15	0,15–0,25	Более 0,25
АШ, торф, канско-ачинские угли	0,90	0,75	0,85	0,90	$\psi = 1,05 - \Delta\alpha_{вп}$	0,80
Мазут, древесное топливо	0,85	0,90	0,85			
Все	0,90	0,90	0,85			

остальные виды топлива (кроме газа)						
Газ	0,95	0,95	0,90			

Примечание. При С-перекресте при наличии межходовых трубных досок ψ снижается по сравнению с табличными значениями на 0,15 в двухходовой с одной и в трехходовой ступени с двумя промежуточными трубными досками, на 0,05 – в трехходовой при одной промежуточной трубной доске и в четырехходовой при двух промежуточных трубных досках; значения ψ снижаются на 0,05 при сжигании сернистого мазута для РВП при $t'_{\text{вп}} < 110$ °С, для ТВП при $t'_{\text{вп}} < 90$ °С, если $\alpha_{\text{т}} \leq 1,03$ и при $t'_{\text{вп}} < 110$ °С, если $\alpha_{\text{т}} > 1,03$.

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией α_1 от газов к стенке и α_2 от стенки к обогреваемому теплоносителю рассчитывают по табл. 5.6, а излучением $\alpha_{\text{л}}$ – по табл. 5.7.

Коэффициент использования поверхности нагрева в процессе теплообмена ζ для ширм принимается по рис. 5.4, а для поперечно обтекаемых поверхностей $\zeta = 1$. Значение углового коэффициента для ширм x_{pi} принимается по рис. 5.1, а.

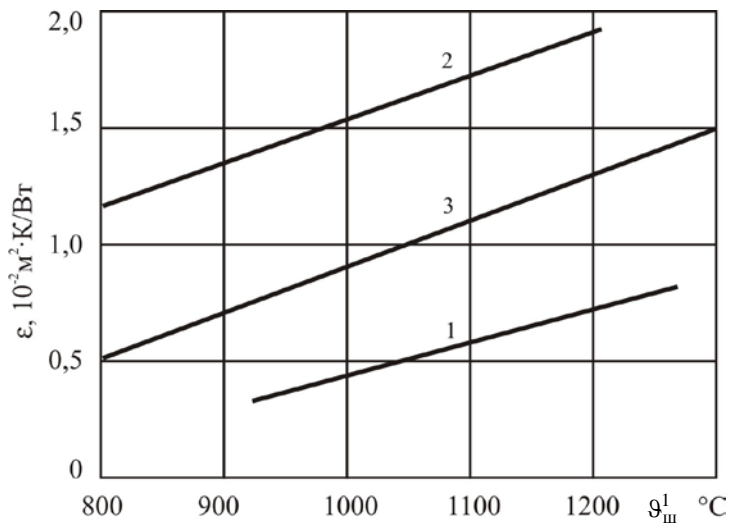


Рис. 5.2. Коэффициент загрязнения ширм ϵ при сжигании твердых топлив:
 1 – умеренно загрязняющие; 2 – сильно загрязняющие;
 3 – сильно загрязняющие с очисткой

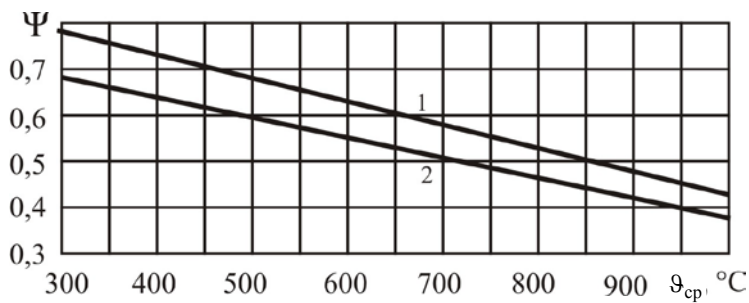


Рис. 5.3. Коэффициент тепловой эффективности конвективных поверхностей нагрева ψ при сжигании твердых топлив:
 1 – умеренно загрязняющие и сильно загрязняющие с очисткой;
 2 – сильно загрязняющие без очистки

Таблица 5.6

Коэффициенты теплоотдачи α_i , Вт/(м²·К)

Поверхность нагрева	Теплоноситель	Вид обтекания	Компоновка труб	Расчетная формула
Змеевиковые гладкотрубные	Газы	Поперечное	Шахматная коридорная	$\alpha_1 = \zeta(\alpha_k + \alpha_n)$
Ширмы гладкотрубные	Газы	Поперечное	Коридорная	$\alpha_1 = \zeta \left(\alpha_k \frac{\pi}{2\sigma_2 x} + \alpha_n \right)$
Ширмы мембранные	Газы	Поперечное	Коридорная	$\alpha_1 = \zeta \left[\alpha_k \left(\frac{0,57}{\sigma_2} + 1 \right) + \alpha_n \right]$
Гладкотрубные пучки, ширмы	Газы, воздух	Поперечное	Коридорная	$\alpha_k = 0,2 C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,65} P_r^{0,33} \quad (1)$
			Шахматная	$\alpha_k = 0,36 C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,6} P_r^{0,33} \quad (2)$
Продольное обтекание однофазным потоком	Газы, пар, воздух	Продольное	—	$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd_3}{v} \right)^{0,8} P_r^{0,4} C_l C_l C_d \quad (3)$
Пучки мембранные и из плавниковых труб	Газы	Поперечное	Коридорная	$\alpha_k = 0,1 C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,75} P_r^{0,33} \quad (4)$
			Шахматная	$\alpha_k = 0,14 C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,7} P_r^{0,33} \quad (5)$

			—	$\alpha_{1np} = \frac{F_{np}}{F} (\varphi_{np} \alpha_k + \alpha_n) + \frac{F_{p\delta}}{F} E (\varphi_{p\delta} \alpha_k + \alpha_n)$
--	--	--	---	--

Поверхность нагрева	Теплоноситель	Вид обтекания	Компоновка труб	Расчетная формула
Пучки с поперечными, круглыми, квадратными ребрами и спирально-ленточным оребрением	Газы, воздух	Поперечное	Шахматная, коридорная	$\alpha_k = 0,113 C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^n P_r^{0,33}$
			—	$\alpha_{1пр} = \left(\frac{F_{тр}}{F} + \frac{F_{рб}}{F} E_{\mu\varphi E} \right) \alpha_k$
Регенеративные воздухоподогреватели	Газы, воздух	Продольное	Сплошные листы, фарфоровые трубы	$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} \left(\frac{wd_3}{v} \right)^{0,8} P_r^{0,4} C_t C_l C_n$
			Просечная набивка	$\alpha_k = 0,1 \frac{\lambda}{d_3} \left(\frac{wd_3}{v} \right)^{0,7} P_r^{0,4} C_t C_n$

Примечание. 1. $F_{тр}$, $F_{рб}$, $F = F_{тр} + F_{рб}$ – соответственно поверхность труб, не занятая ребрами, самих ребер и полная поверхность теплообмена; $\varphi_{тр} = 1,08$ и $\varphi_{рб}$ – отношения коэффициентов теплоотдачи по трубе и ребру к среднему в пучке; E – коэффициент

эффективности ребра; μ – коэффициент, учитывающий влияние уширения литых ребер к основанию (рис. 5.8); φ_E – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра; C_S, C_Z, C_t, C_l, C_n – поправки соответственно на геометрию пучка, число рядов труб, температурные условия, длину трубы, тип набивки РВП.

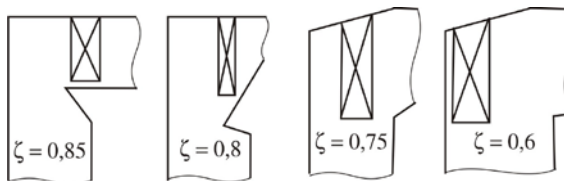
2. Для пучков с поперечными ребрами значение коэффициента n определяется по [1].

Таблица 5.7

Коэффициенты теплового излучения ε , 1/(МПа·м)
и теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, Вт/(м²·К)

Рассматриваемый случай	Расчетная формула
Запыленный газовый поток	$\varepsilon = 1 - \exp(-kps); k = k_{\Gamma} + k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}}; \quad (1)$ $\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\varepsilon_3 + 1}{2} aT^3 \frac{1 - (T_3/T)^4}{1 - T_3/T} \quad (2)$
Газовый поток при сжигании газообразных или жидких топлив	$\varepsilon = 1 - \exp(-kps); k = k_{\Gamma} + mk_c \text{ (светящийся поток);}$ $k = k_{\Gamma} \text{ (несветящийся поток);}$ $\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\varepsilon_3 + 1}{2} aT^3 \frac{1 - (T_3/T)^{3,6}}{1 - T_3/T} \quad (3)$
Излучение газового объема на расположенный за ним конвективный трубный пучок	$\alpha' = \alpha_{л} \left[1 + A(T_{об}/1000)^{0,25} (l_{об}/l_{п})^{0,07} \right]$

Примечание. $\varepsilon_3 = 0,8$ коэффициент теплового излучения загрязненных сте-нок; T_3, T – температура наружного слоя загрязнений и средняя температура газов, К; $k_{\Gamma}, k_{\text{зл}}$ и $\mu_{\text{зл}}$ – см. табл. 4.13; коэффициент A , равный 0,3 для газа и мазута, 0,4 для каменных углей и АШ и 0,5 – для бурых углей, торфа и сланцев; $T_{об}$ – средняя температура газов в объеме перед пакетом, К; $l_{об}, l_{п}$ – соответственно протяженность по ходу газов объема перед пакетом и самого пакета, м.



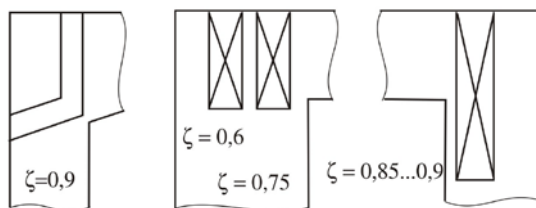
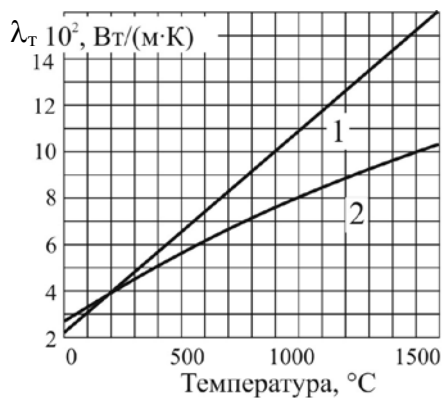


Рис. 5.4. Определение коэффициента использования поверхностей нагрева для ширм

Значения коэффициента кинематической вязкости ν , $\text{м}^2/\text{с}$, теплопроводности λ , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, критерия Прандля Pr определяют при сред-них температурах теплоносителей в рассматриваемой поверхности нагрева (рис. 5.5–5.7, табл. 5.10).



a
a

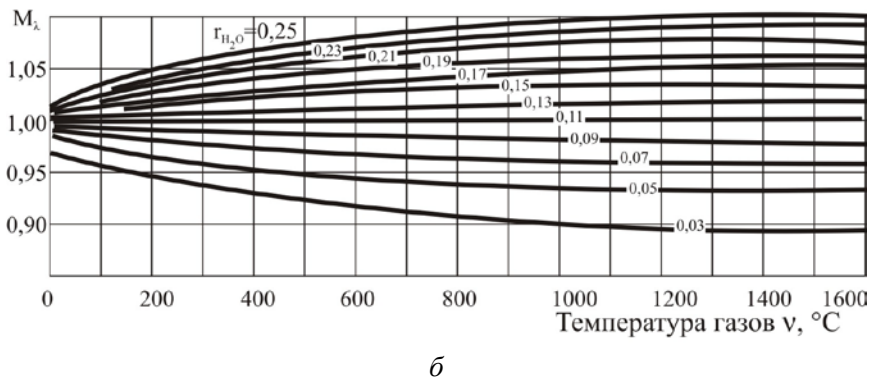
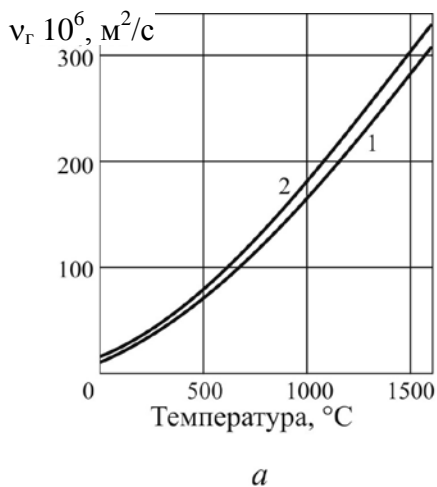


Рис. 5.5. Теплопроводность ($\lambda = \lambda_r M_x$) дымовых газов и воздуха:
a – дымовые газы среднего состава ($r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$, кривая 1)
и воздух (кривая 2); *б* – поправка на содержание водяных паров



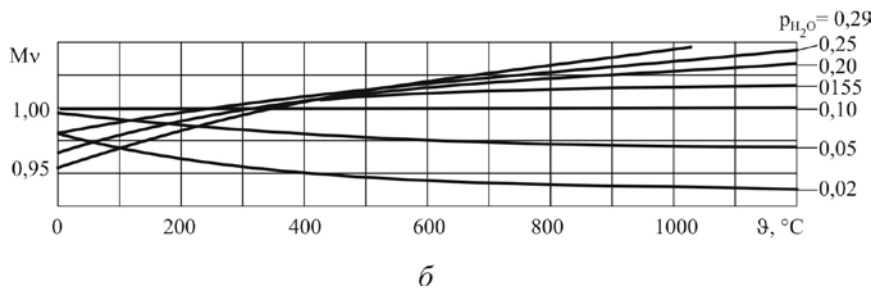
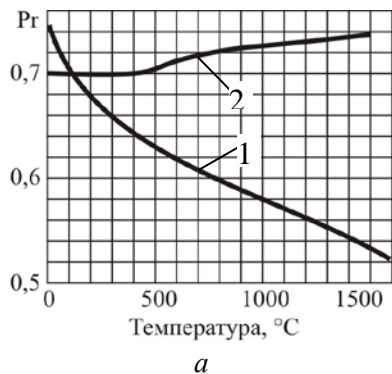


Рис. 5.6. Кинематическая вязкость ($v = v_r M_v$) дымовых газов и воздуха:
a – дымовые газы среднего состава ($r_{H_2O} = 0,11$, кривая 1)
и воздух (кривая 2); *б* – поправка на содержание водяных паров



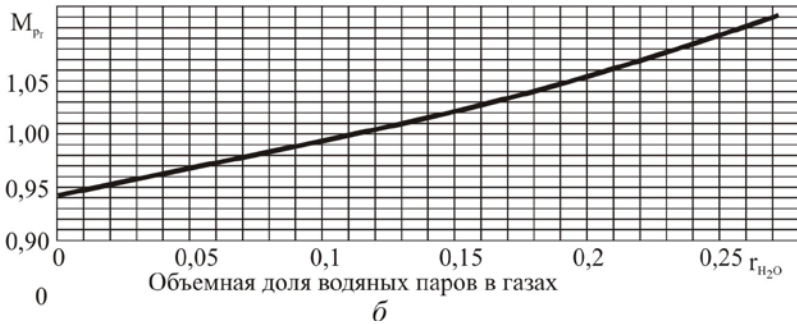


Рис. 5.7. Числа $Pr_r = PrM_{Pr}$ дымовых газов и воздуха:
 a – дымовые газы среднего состава ($r_{H_2O} = 0,11$, кривая 1)
и воздух (кривая 2); b – поправка на содержание водяных паров

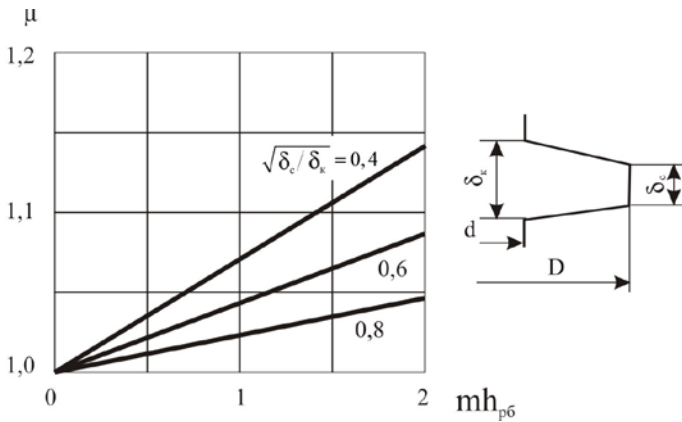


Рис. 5.8. Определение коэффициента μ

По формулам для определения коэффициента теплоотдачи приведенным в табл. 5.6 построены номограммы: по формуле (1) таблицы построена номограмма рис. 5.9, по формуле (2) – рис. 5.10, по формуле (3) – рис. 5.11, по формуле (4) – рис. 5.12, по формуле (5) – рис. 5.13. Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией для регенеративных воздухоподогревателей построены номограммы рис. 5.14 и 5.15.

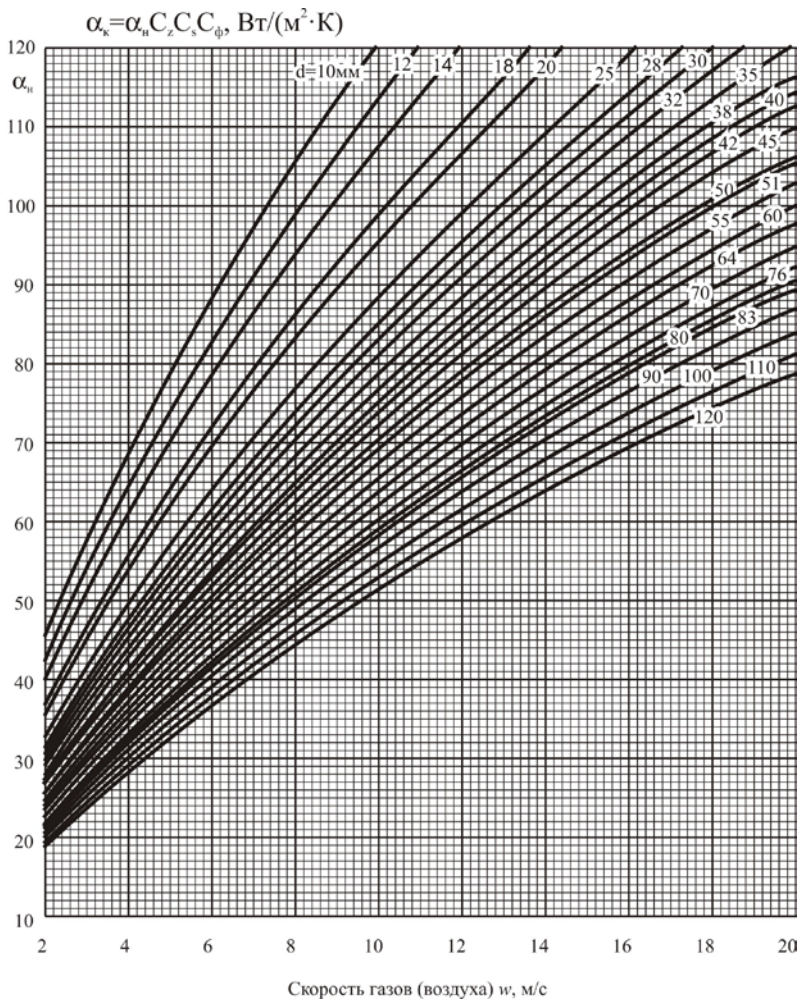


Рис. 5.9. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм

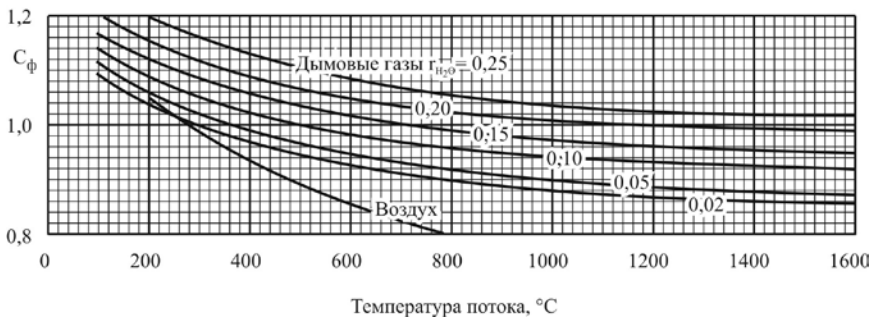
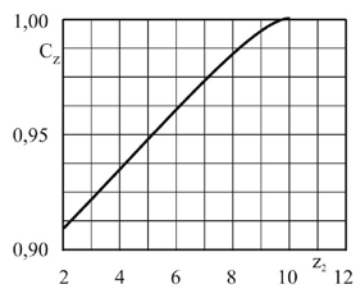
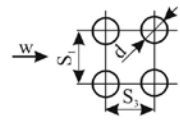
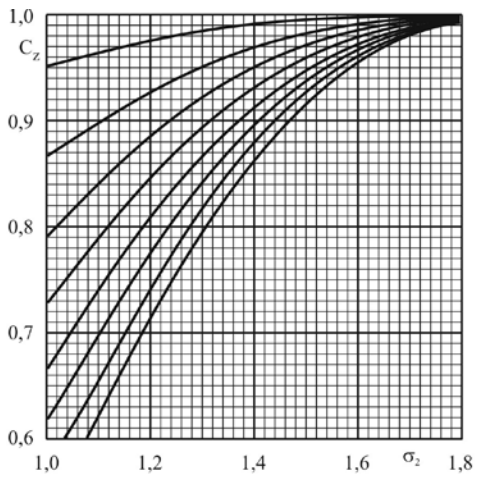


Рис. 5.9. Окончание

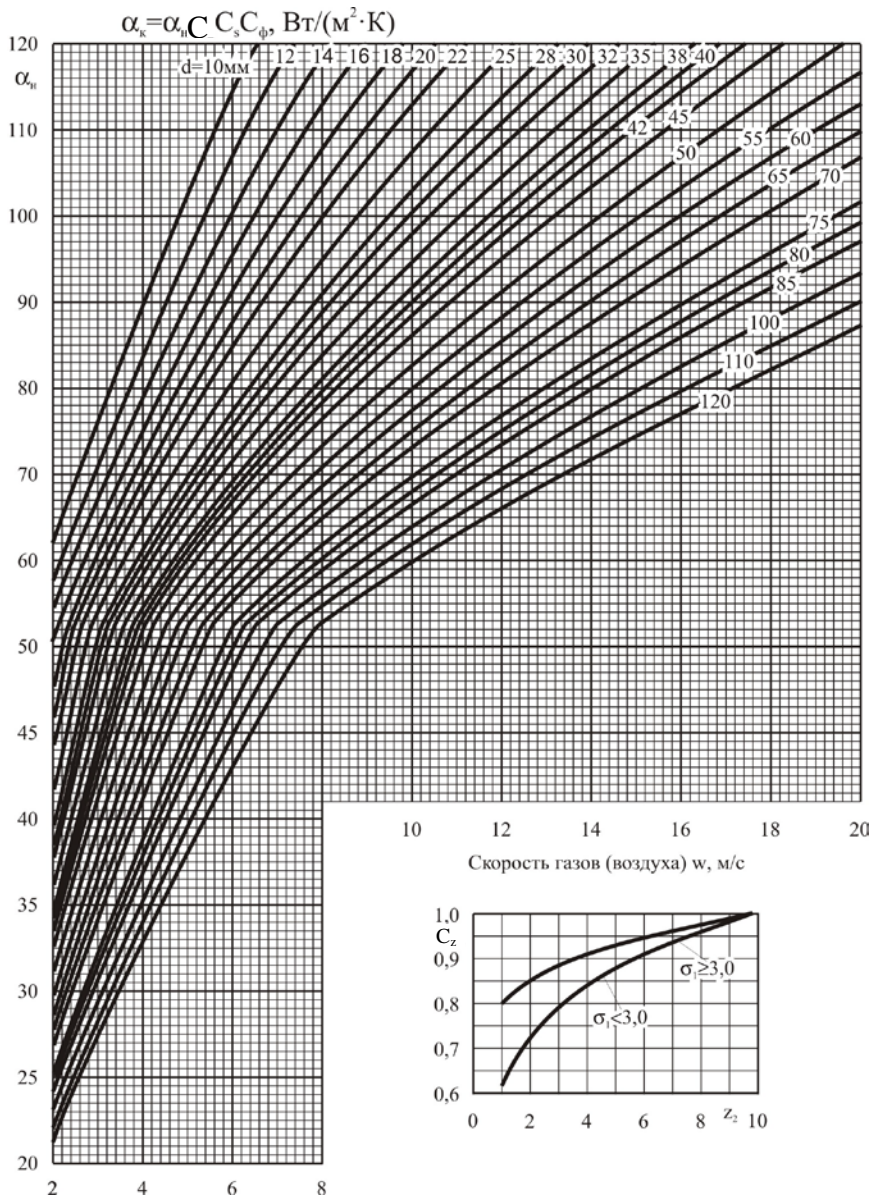


Рис. 5.10. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

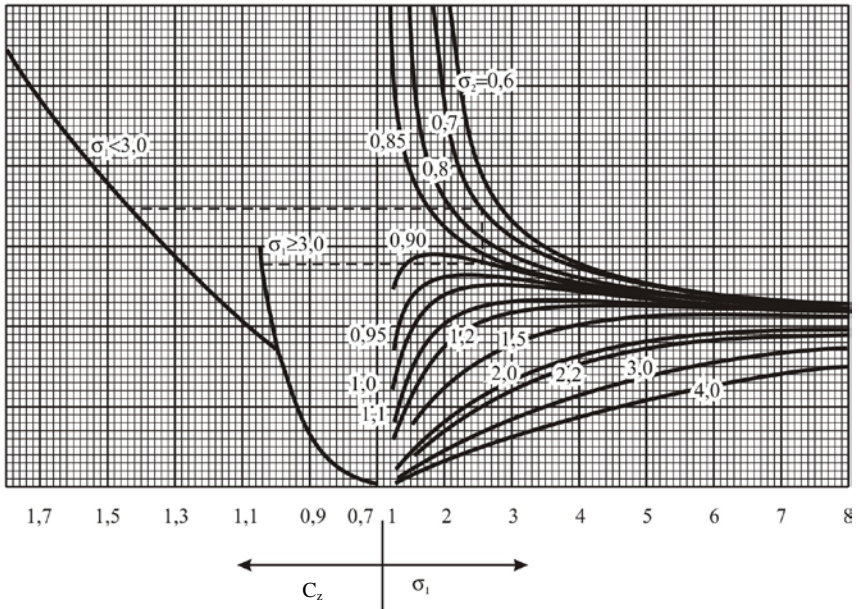
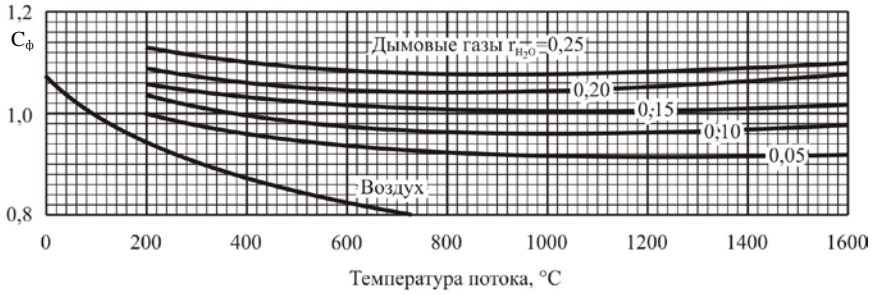
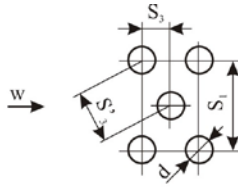


Рис. 5.10. Окончание

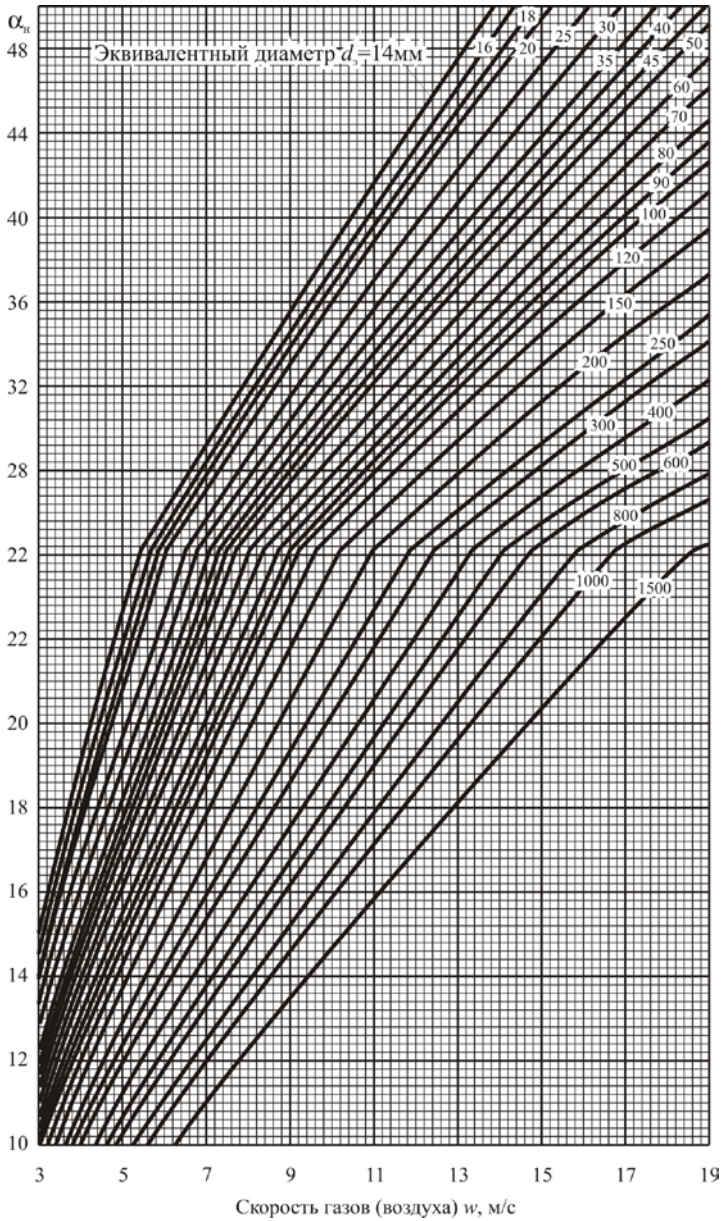
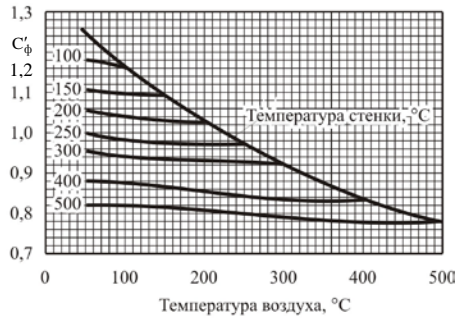
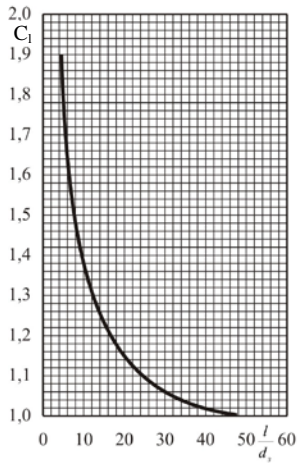
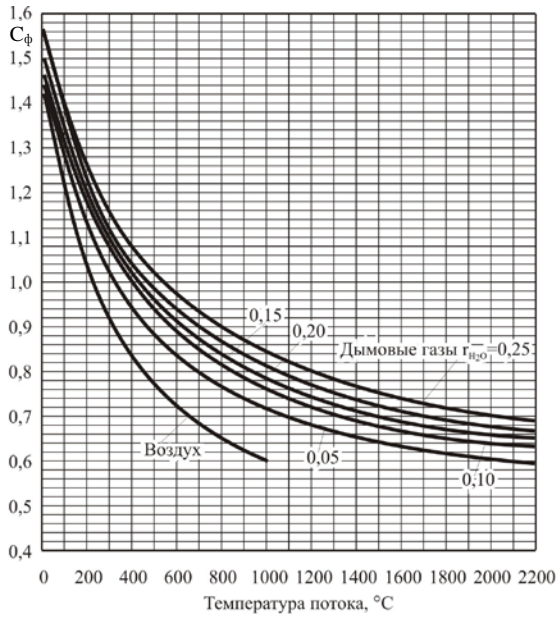


Рис. 5.11. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для воздуха и дымовых газов



При охлаждении дымовых газов и воздуха

$$\alpha_k = \alpha_n C_\phi C_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

При нагревании воздуха

$$\alpha_k = \alpha_n C'_\phi C_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Рис. 5.11. Окончание
 $\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\psi$, Вт/(м²·К)

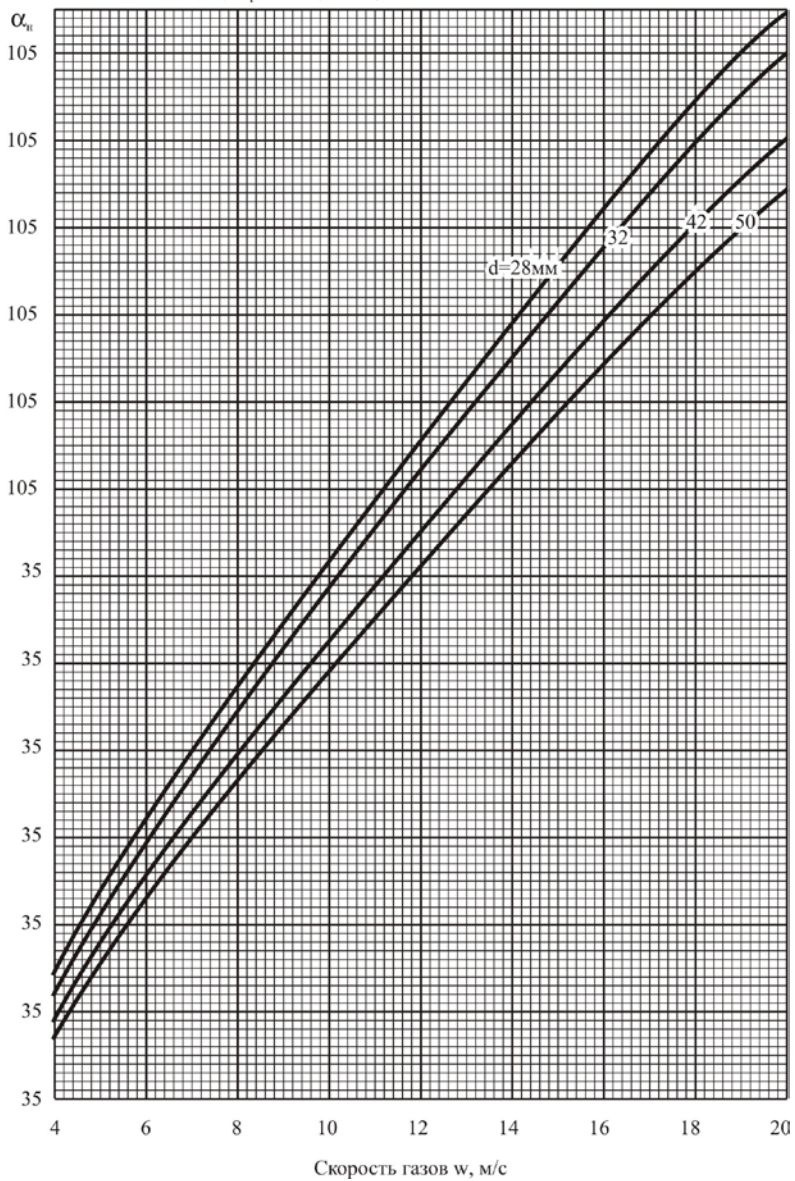


Рис. 5.12. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании

мембранных и плавниковых коридорных пучков и ширм

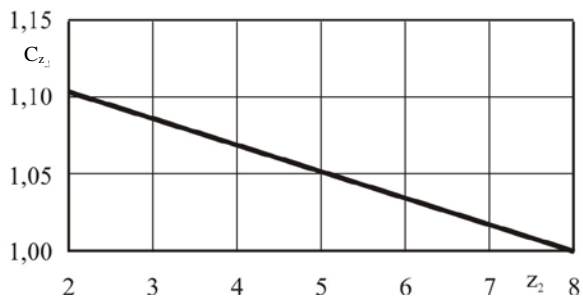
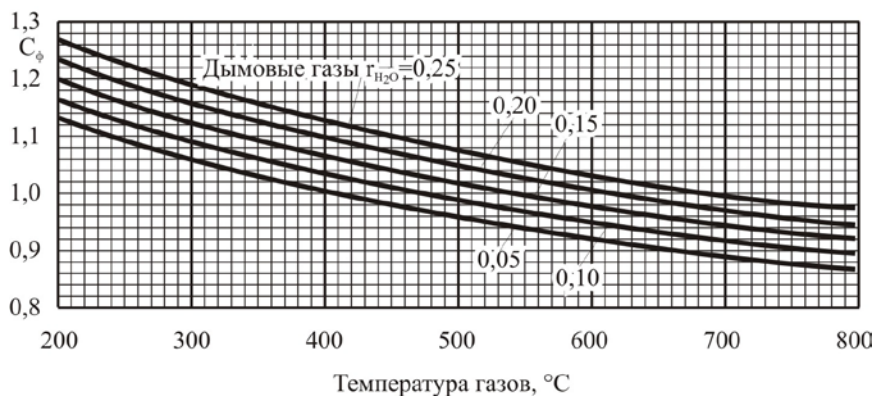
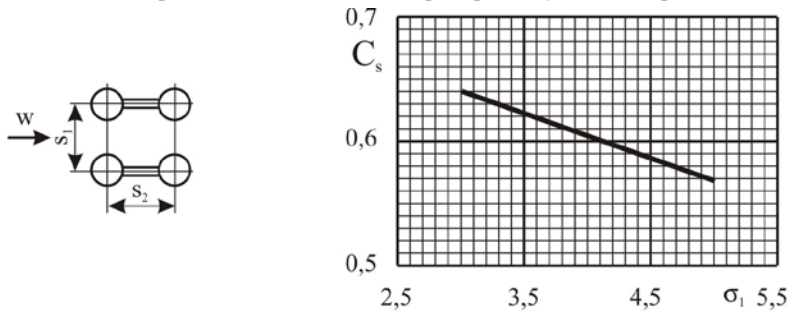


Рис. 5.12. Окончание

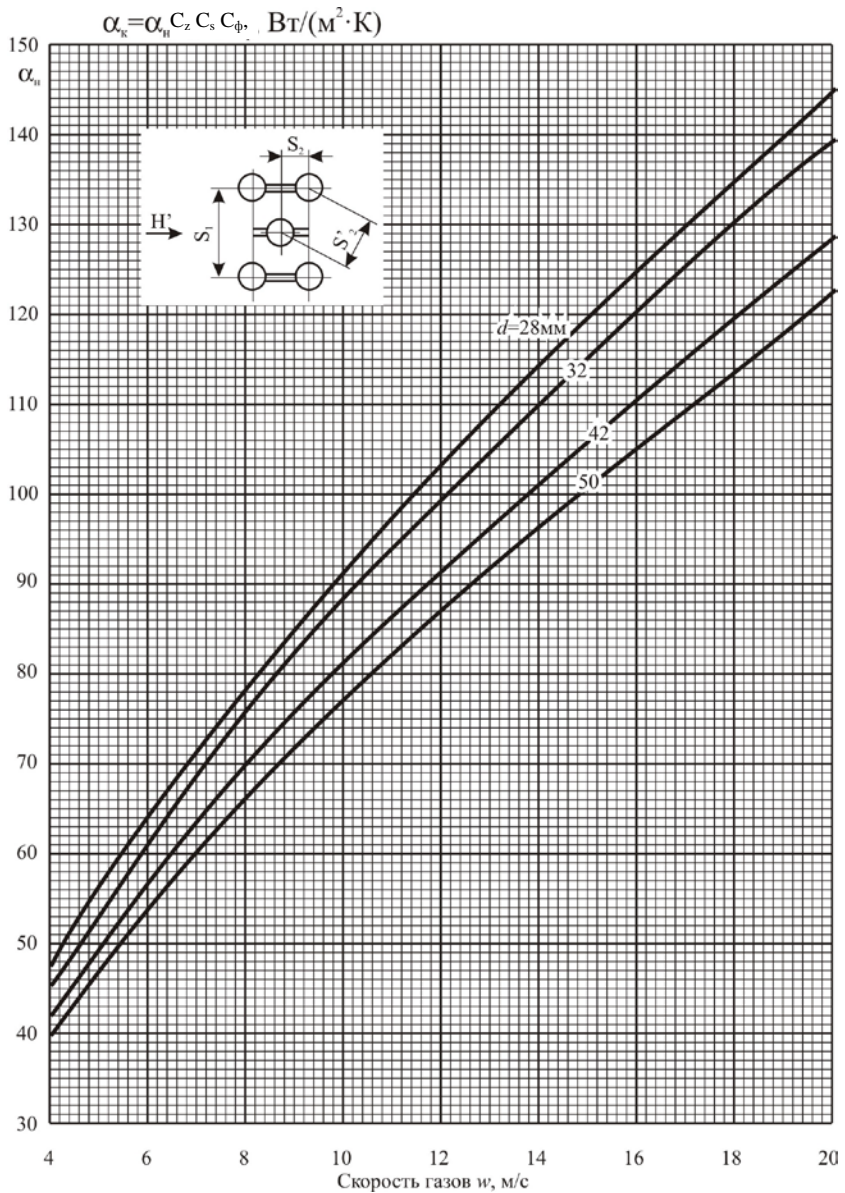


Рис. 5.13. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании

мембранных и плавниковых шахматных пучков

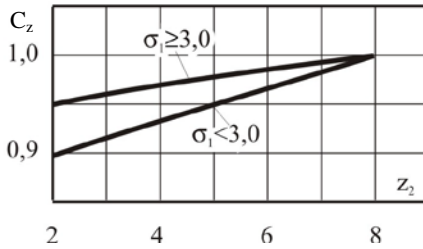
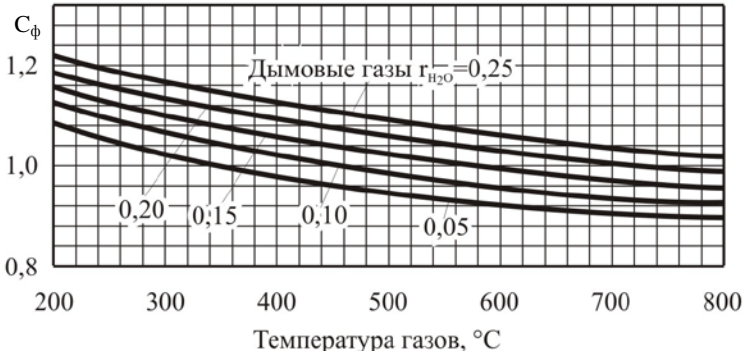
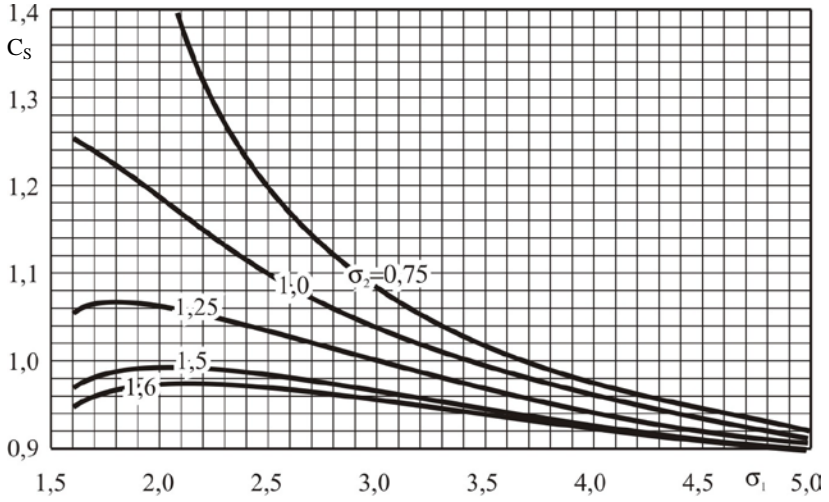


Рис. 5.13. Окончание

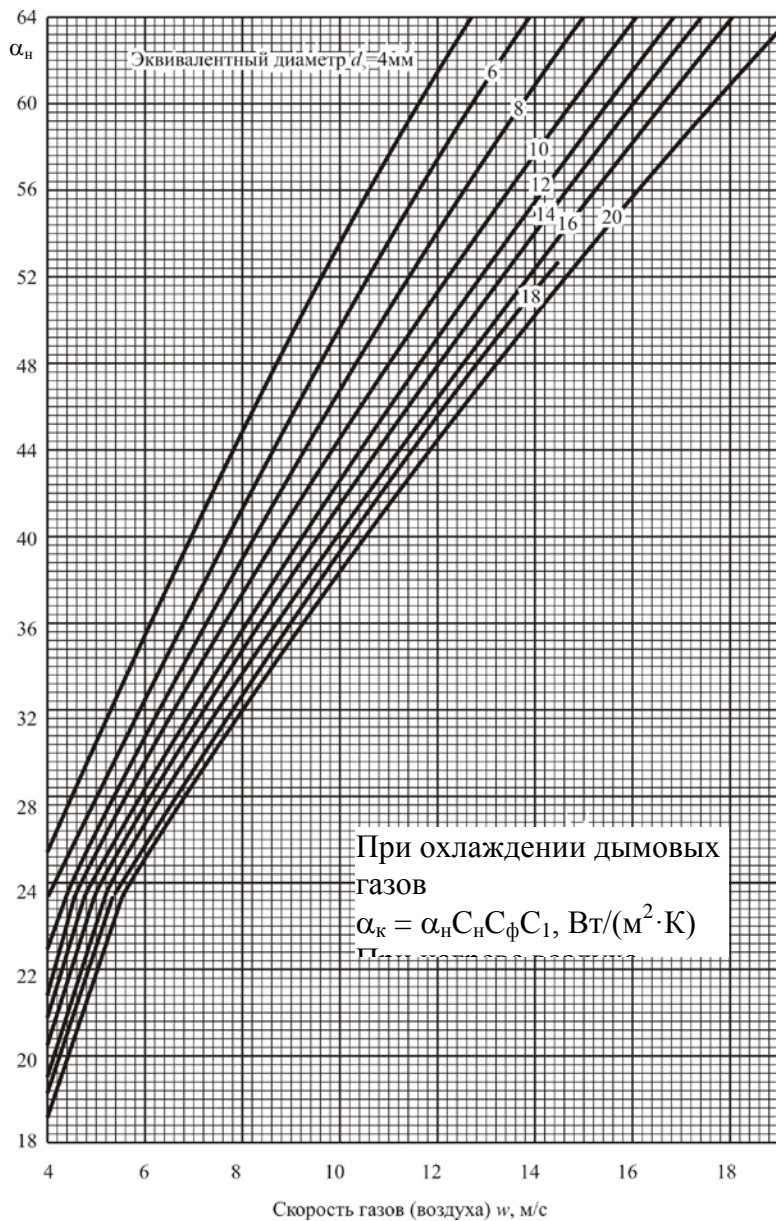
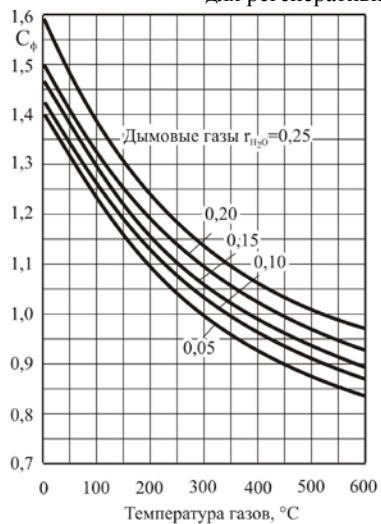
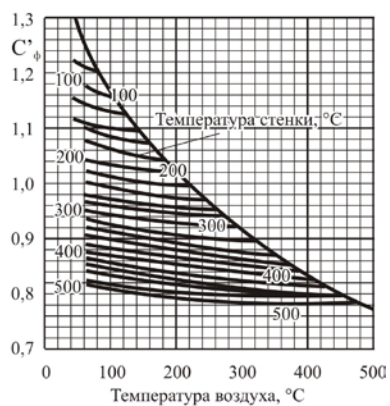


Рис. 5.14. Коэффициент теплоотдачи конвекцией
для регенеративных воздухоподогревателей



Вид набивки	a+b мм	C_ϕ
Гладкие листы	0	0,9
Неинтенсифицированная	2,4	1,16
Интенсифицированная	$\geq 4,8$	1,6



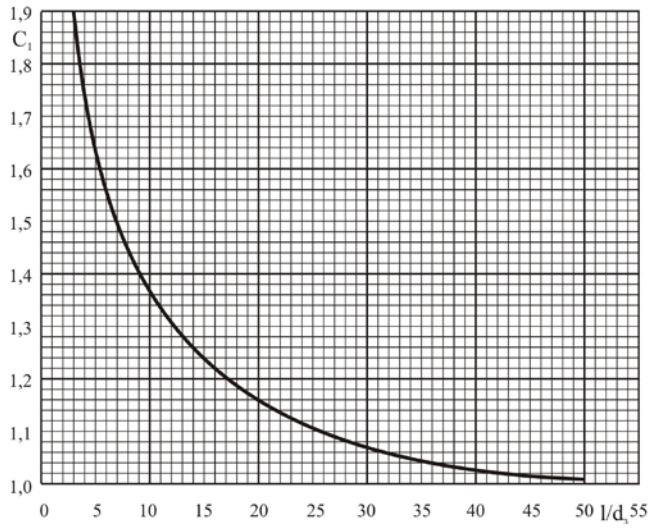


Рис. 5.14. Окончание

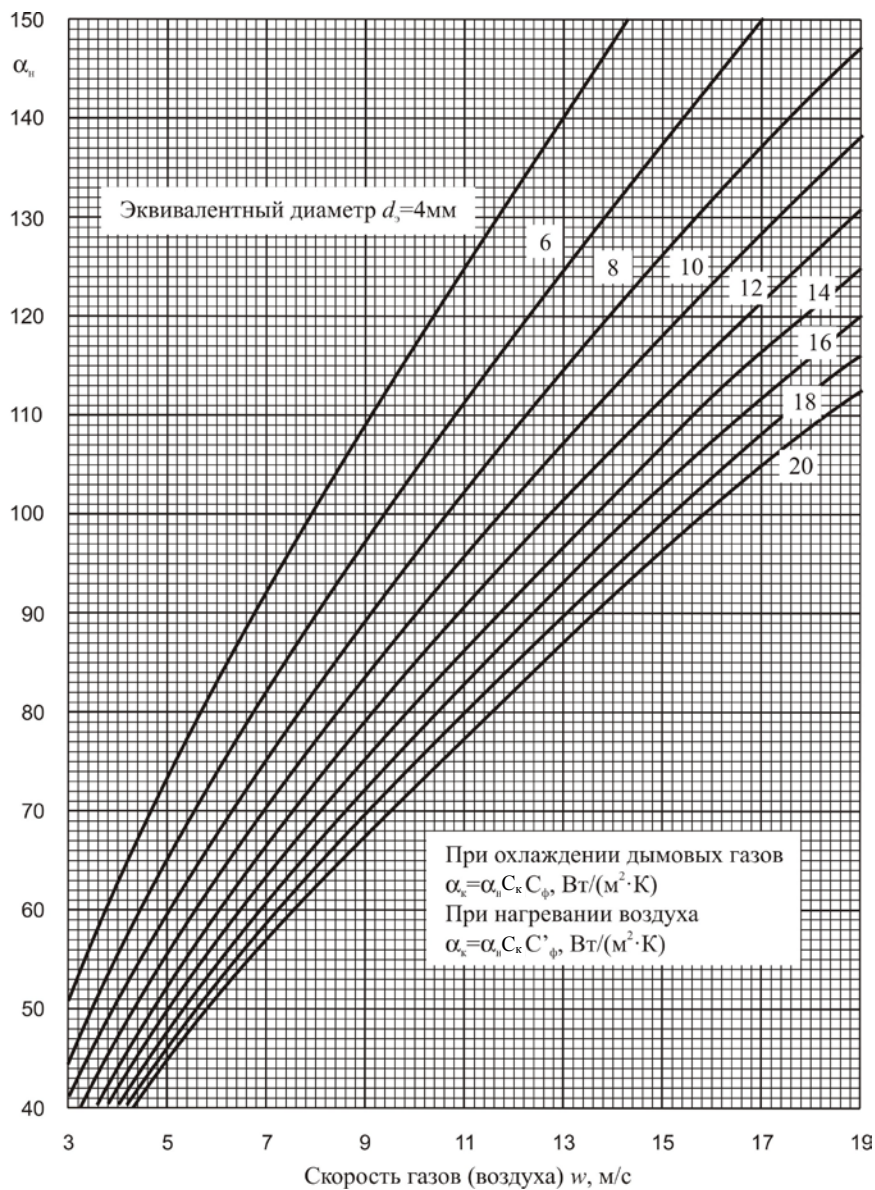


Рис. 5.15. Коэффициент теплоотдачи конвекции для перфорированных набивок регенеративных воздухоподогревателей

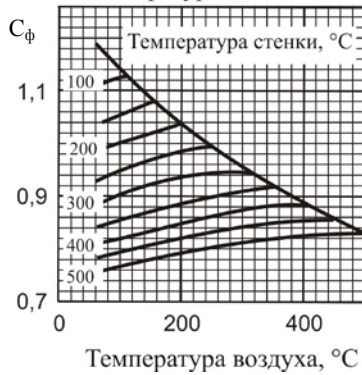
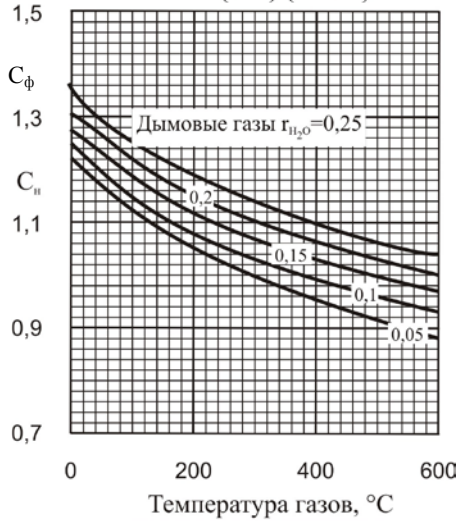
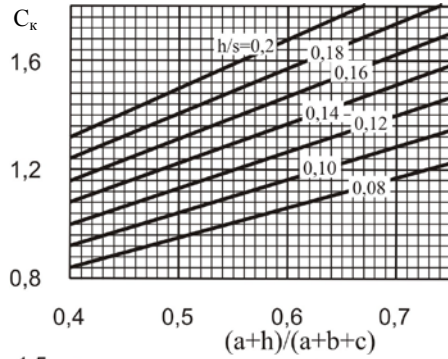
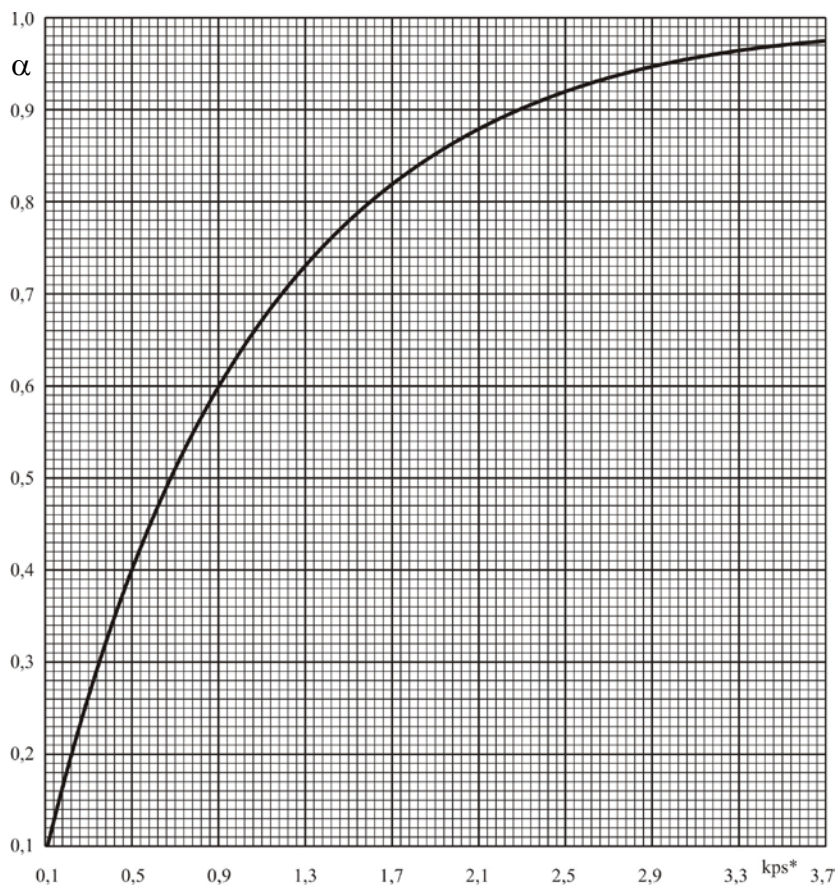


Рис. 5.15. Окончание

По формуле (1) табл. 5.7 построена номограмма рис. 5.16. По формулам (2) и (3) – рис. 5.17. Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара при $P_p \leq 22$ МПа построена номограмма рис. 5.18.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для некипящей воды при $P_p \leq 22$ МПа определяется по номограмме рис. 5.19. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании при СКД в области больших теплоемкостей определяется по номограмме рис. 5.20.



* Для ПГ, работающих без наддува и с наддувом не более 0,105 МПа, принимается $p = 0,1$ МПа

Рис. 5.16. Степень черноты продуктов сгорания

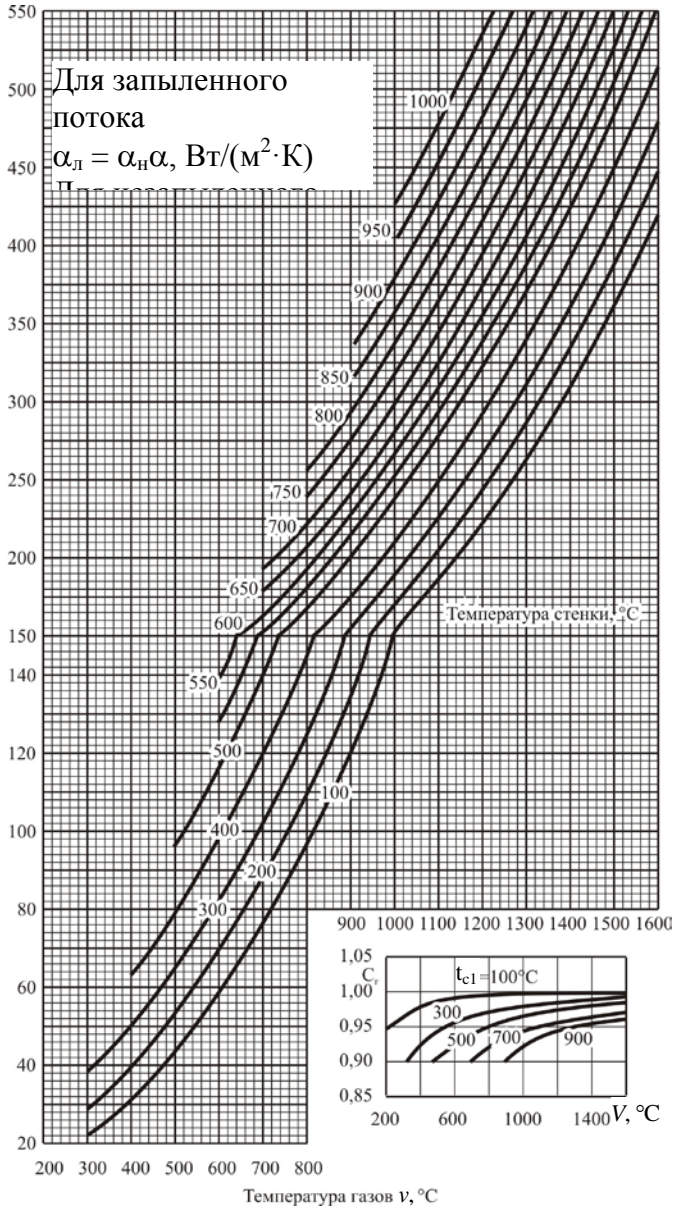


Рис. 5.17. Коэффициент теплоотдачи излучением

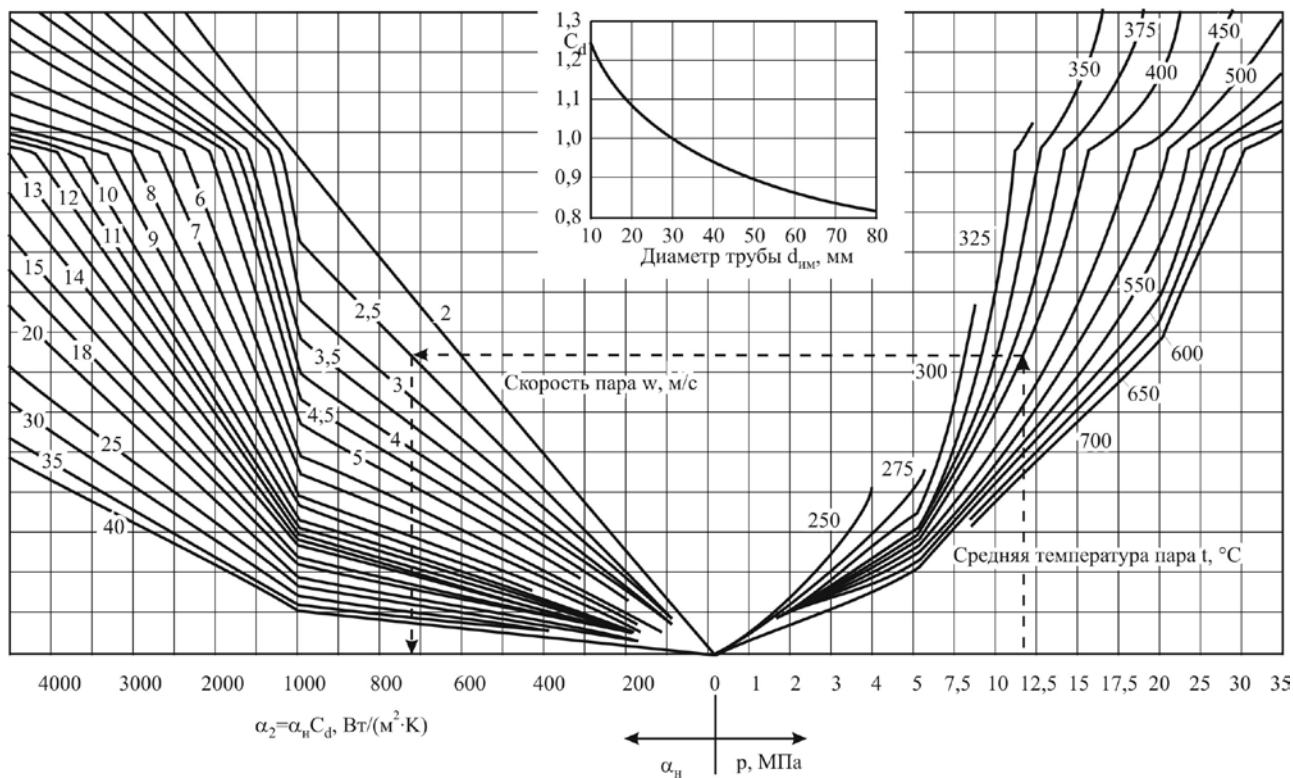


Рис. 5.18. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара при $P_p \leq 22$ МПа

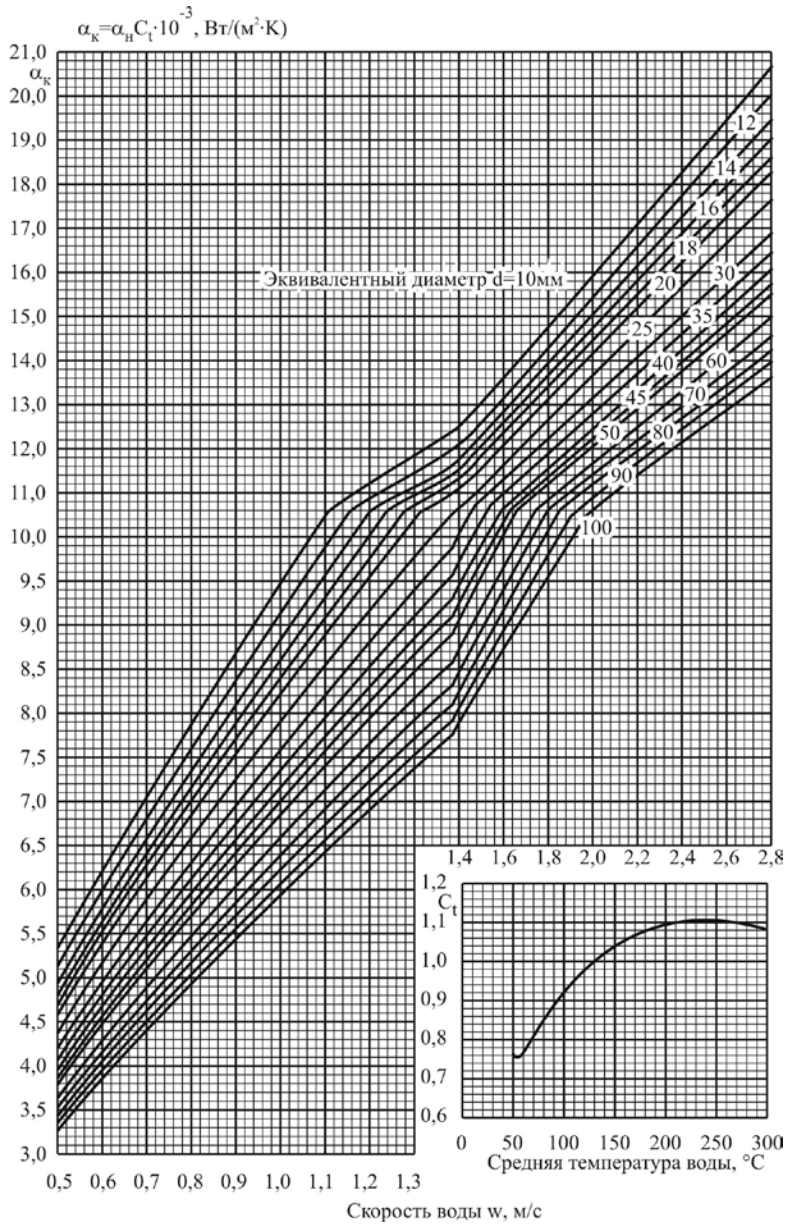


Рис. 5.19. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для некипящей воды при $P_p \leq 22 \text{ МПа}$

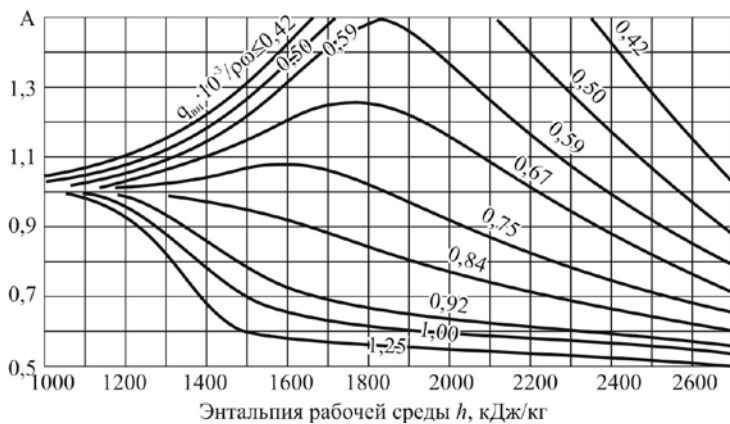
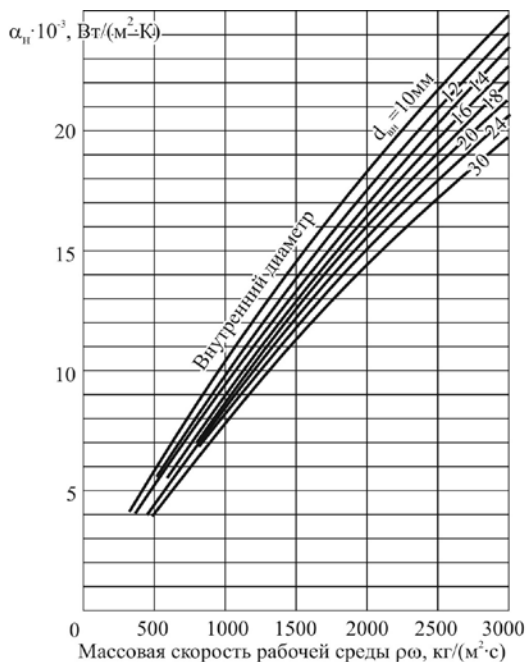


Рис. 5.20. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании при СКД в области больших теплоемкостей $\alpha_k = \alpha_n A$. Если по параметру $q_{\text{вн}} \cdot 10^{-3} / (\rho_w \cdot \alpha_n)$ значения A выходят за пределы номограммы, следует принять A равным 1,5

Влияние на процесс теплопередачи геометрии трубных пучков C_z и числа рядов труб C_s оценивается по данным табл. 5.8.

Таблица 5.8

Поправка на геометрию пучка C_S и число рядов труб C_Z при поперечном оребрении

Тип пучка	Поправка на геометрию пучка	Поправка на число рядов труб
Коридорный гладкотрубный	$C_S = [1 + (2\sigma_1 - 3)(1 - \sigma_2 / 2)^3]^{-2}$ <p>Если $\sigma_2 \geq 2$ или $\sigma_1 \leq 1,5$, $C_S = 1$</p>	<p>Если $Z < 10$, $C_Z = 0,91 + 0,0125(Z - 1)$</p> <p>Если $Z \geq 10$, $C_Z = 1$</p>
Шахматный гладкотрубный	<p>Если $\sigma_2 < 2$ или $\sigma_1 > 3$, принимается $\sigma_1 = 3$</p> <p>Если $0,1 \leq \varphi \leq 1,7$, $C_S = 0,95\varphi^{0,1}$</p> <p>Если $1,7 \leq \varphi \leq 4,5$ и $\sigma_1 < 3$, $C_S = 0,77\varphi^{0,5}$</p> <p>Если $1,7 \leq \varphi \leq 4,5$ и $\sigma_1 \geq 3$, $C_S = 0,95\varphi^{0,1}$</p> <p>$\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma_2' - 1)$, $\sigma_2' = (\sigma_1^2 / 4 + \sigma_2^2)^{0,5}$</p>	<p>Если $Z < 10$ и $\sigma_1 \leq 3$, $C_Z = 3,12Z^{0,05} - 2,5$</p> <p>Если $Z < 10$ и $\sigma_1 > 3$, $C_Z = 4Z^{0,02} - 3,2$</p> <p>Если $Z \geq 10$, $C_Z = 1$</p>
Шахматный мембранный или из плавниковых труб	$C_S = 0,78 \left[\sigma_1^{-1,2} \frac{\sigma_1 - 1}{(\sigma_1^2 + 4\sigma_2^2)^{0,5} - 2} + 1 \right]$	<p>Если $Z < 8$ и $\sigma_1 \leq 3$, $C_Z = 1 - 0,017(8 - Z)$</p> <p>Если $Z < 8$ и $\sigma_1 > 3$, $C_Z = 1 - 0,0083(8 - Z)$</p> <p>Если $Z \geq 8$, $C_Z = 1$</p>
Коридорный мембранный или из	<p>Если $1,45 < \sigma_2 < 3,5$ и $\sigma_1 \leq 3$, $C_S = 0,64$</p> <p>Если $1,45 < \sigma_2 < 3,5$ и $3 < \sigma_1 \leq 5$, $C_S = 0,64 - 0,035(\sigma_1 - 3)$</p>	<p>Если $Z < 8$, $C_Z = 1 + 0,017(8 - Z)$</p> <p>Если $Z \geq 8$, $C_Z = 1$</p>

плавниковых труб, в том числе ширмы	Если $1,45 \leq \sigma_2 \leq 3,5$ и $\sigma_1 > 5$, $C_S = 0,57$	
Шахматный или коридорный с круглыми или квадратными ребрами или со спирально-ленточным ребрением	$C_S = (1,36 - \varphi) \left(\frac{11}{\psi_{p6} + 8} - 0,14 \right); \varphi = thx$ <p>Шахматный: $x = \sigma_1/\sigma_2 - (1,26/\psi_{p6}) - 2$ Коридорный $x = 4[(\psi_{p6}/7) + 2 - \sigma_2]$</p>	<p>Если $Z < 8$ и $\sigma_1/\sigma_2 < 2$, $C_Z = 3,15Z^{0,06} - 2,5$ Если $Z < 8$ и $\sigma_1/\sigma_2 > 2$, $C_Z = 3,5Z^{0,03} - 2,72$ Если $Z \geq 8, C_Z = 1$</p>

Поправочный коэффициент $C_l = (T/T_{ст})^{0,5}$ для дымовых газов и воздуха при продольном обтекании вводится только при их нагревании, при охлаждении $C_l = 1$.

Поправка на относительную длину трубы C_l вводится при длине труб $l/d < 50$ [1]. Практически для парогенераторов в подавляющем большинстве случаев выполняется $C_l = 1$.

Коэффициент C_d учитывается только для кольцевых каналов с односторонним обогревом, в поверхностях нагрева парогенератора $C_d = 1$.

При расчете коэффициентов теплоотдачи излучением значение температуры наружного слоя загрязнений T_3 находят по данным табл. 5.9. Определение $\alpha_{л}$ ведется при средней температуре газов $T = 0,5(T' + T'')$, К.

Таблица 5.9

Температура наружного слоя загрязнений, К

Топливо	Поверхность нагрева	Формула
Твердое и жидкое	Поверхности, расчет которых ведется на коэффициент загрязнения ε , (м·К)/Вт	$T_3 = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p(Q_{ли} + Q)}{F} 10^3 + 273$
	Поверхности, расчет которых ведется на коэффициент тепловой эффективности ψ	$T_3 = t + \left[\frac{1}{\psi} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) - \frac{1}{\alpha_1} \right] \times \frac{B_p(Q_{ли} + Q)}{F} 10^3 + 273$
	Фестоны в	$T_3 = t + 50 + 273$

	горизонтальном газохомде	
	Одноступенчатые экономайзеры ($\vartheta' > 400$ °С), вторые ступени экономайзеров, переходные зоны	$T_3 = t + 60 + 273$

Окончание табл. 5.9

Топливо	Поверхность нагрева	Формула
Твердое и жидкое	Одноступенчатые экономайзеры ($\vartheta' \leq 400$ °С) и первые ступени двухступенчатых экономайзеров	$T_3 = t + 25 + 273$
Газ	Все поверхности нагрева	$T_3 = t + 25 + 273$
Все топлива	Вторые ступени воздухоподогревателей	$T_3 = 0,5(\vartheta_{cp} + t) + 273$

Примечание. $Q_{ли}, Q$ – соответственно количество теплоты, воспринятое за счет прямого излучения из топки и по балансу, кДж/кг (кДж/м³);
 α_1 и α_2 – соответственно коэффициент теплоотдачи по греющему и обогреваемому теплоносителям (для оребренных поверхностей значение $1/\alpha_2$ умножается на $F/F_{ви}$), Вт/(м²·К);
для экранов ограждения коэффициент загрязнения $\varepsilon = 0,003$ м·К/Вт при сжигании мазута, $\varepsilon = 0,005$ м·К/Вт для твердых топлив, для газа $\varepsilon = 0$; ϑ_{cp}, t – средние температуры теплоносителей, °С.

При расчете коэффициента тепла отдачи конвекцией (табл. 5.6, формула 3) необходимо выбрать величины λ , γ и P_r , которые для воздуха и дымовых газов определяются по рис. 5.5–5.7, а для пара и воды по табл. 5.10.

Таблица 5.10

Кинематическая вязкость ν , м²/с, теплопроводность λ , Вт/(м·К), и число P_r для воды и водяного пара

Температура, °С	Давление, МПа											
	10			15			20			25		
	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^2$	P_r	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^2$	P_r	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^2$	P_r	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^2$	P_r
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
20	0,15	67,2	0,9	0,15	67,6	0,9	0,15	68,0	0,8	0,15	68,4	0,8
0	5		0	7		0	8		9	8		9
22	0,14	65,6	0,8	0,14	66,2	0,8	0,14	66,6	0,8	0,14	67,1	0,8
0	6		6	6		5	7		5	7		4
24	0,13	63,6	0,8	0,13	64,3	0,8	0,14	65,0	0,8	0,14	65,5	0,8
0	8		3	8		3	0		2	0		1

Окончание табл. 5.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
26	0,13	61,2	0,8	0,13	62,0	0,8	0,13	62,8	0,8	0,13	63,4	0,8
0	2		4	3		2	3		1	4		0
28	0,12	58,2	0,8	0,12	59,2	0,8	0,12	60,1	0,8	0,13	61,1	0,8
0	8		7	8		4	9		3	0		1
30	0,12	54,4	0,9	0,12	55,8	0,9	0,12	57,0	0,8	0,12	58,2	0,8
0	6		5	6		0	7		7	7		4
32	0,42	7,37	1,6	0,12	51,5	1,0	0,12	53,1	0,9	0,12	54,5	0,9
0	3		1	4		2	4		5	4		1
34	0,50	6,90	1,4	0,12	46,1	1,3	0,12	48,2	1,1	0,12	50,1	1,0
0	4		3	2		4	2		3	2		3

36 0	0,57 7	6,75	1,3 2	0,33 0	9,23	1,7 9	0,12 0	41,0	1,9 2	0,12 0	44,3	1,3 0
38 0	0,63 9	6,73	1,2 3	0,38 6	8,44	1,5 1	0,24 7	12,4	2,1 5	0,12 1	30,1	5,6 6
40 0	0,69 5	6,82	1,1 5	0,43 1	8,12	1,3 4	0,29 3	10,6	1,6 6	0,20 1	15,0	2,4 9
42 0	0,75 3	6,94	1,1 0	0,47 6	8,00	1,2 3	0,33 2	9,65	1,4 3	0,24 2	12,7	1,7 0
44 0	0,80 9	7,12	1,0 5	0,51 6	8,00	1,1 6	0,36 8	9,29	1,3 0	0,27 5	11,3	1,4 6
46 0	0,86 8	7,30	1,0 2	0,55 8	8,09	1,1 0	0,40 1	9,14	1,2 0	0,30 7	10,6	1,3 3
48 0	0,92 8	7,51	1,0 0	0,59 9	8,22	1,0 6	0,43 6	9,13	1,1 4	0,33 7	10,3	1,2 3
50 0	0,98 8	7,73	0,9 8	0,64 3	8,39	1,0 3	0,46 9	9,19	1,0 9	0,36 5	10,2	1,1 6
52 0	1,05 0	7,97	0,9 6	0,68 4	8,58	1,0 0	0,50 3	9,30	1,0 5	0,39 4	10,2	1,1 0
54 0	1,11 3	8,21	0,9 4	0,72 9	8,79	0,9 8	0,53 7	9,46	1,0 2	0,42 3	10,2	1,0 6
56 0	1,17 7	8,44	0,9 4	0,75 4	9,00	0,9 6	0,57 2	9,64	0,9 9	0,45 1	10,3	1,0 2
58 0	1,24 2	8,70	0,9 2	0,81 7	9,23	0,9 4	0,60 6	9,83	0,9 7	0,48 0	10,5	1,0 0
60 0	1,30 9	8,95	0,9 1	0,86 3	9,48	0,9 2	0,64 1	10,0 5	0,9 5	0,50 9	10,7	0,9 7

Толщину излучающего слоя s определяют по табл. 4.11. Излучение газовых объемов на расположенную за ними по ходу газов поверхность нагрева может быть учтено введением коэффициента α' .

Для мембранных пучков и пучков из плавниковых труб при коридорной компоновке

$$\varphi_{p\delta} = 1 - \frac{0,12}{\sigma_2 - 1}, \quad (5.10)$$

при шахматной компоновке

$$\varphi_{p\delta} = 1 - \frac{0,05(\sigma_1 \sqrt{\sigma_2})^{0,8} - 0,03}{2\sigma_2 - 1} \quad (5.11)$$

причем при $\sigma_1 > 5\varphi_{p\delta}$ определяют по (5.10), при этом $\sigma_2 = 2\sigma_{2\text{шахм}}$

При продольном обтекании $\varphi_{p\delta} = \varphi_{\text{тр}} = 1$. Коэффициент

$$E = \frac{th \left(h_{p\delta} \sqrt{\frac{2(\varphi_{p\delta} \alpha_k + \alpha_l)}{\delta_{p\delta} \lambda_{p\delta}}} \right)}{h_{p\delta} \sqrt{\frac{2(\varphi_{p\delta} \alpha_k + \alpha_l)}{\delta_{p\delta} \lambda_{p\delta}}}}, \quad (5.12)$$

где $h_{p\delta}, \delta_{p\delta}$ – высота и толщина ребра (рис. 5.21), м; $\lambda_{p\delta}$ – теплопроводность металла ребер или плавников, определяемая при температуре $t + 100$ °С (t – средняя температура в трубах), Вт/(м·К); α_k и α_l находят по табл. 5.6, 5.7.

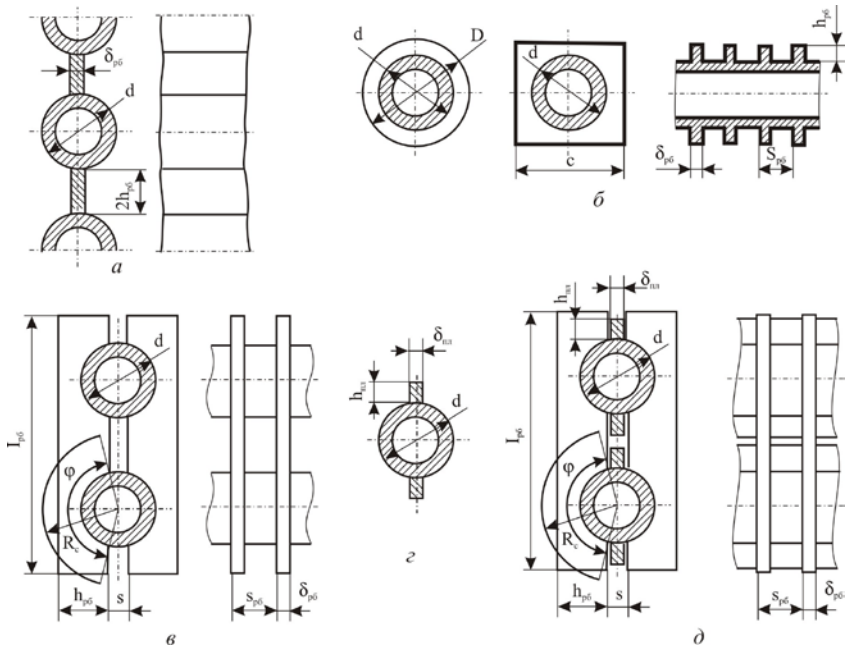


Рис. 5.21. Определение геометрических характеристик оребренных пучков труб:
 а – мембранная поверхность; б – поверхность с поперечными ребрами;
 в – лепестковая поверхность; з – плавниковая поверхность;
 д – мембранно-лепестковая поверхность

Для поперечного оребрения, включая спирально-ленточное,

$$\frac{F_{\text{тр}}}{F} = \frac{1}{\psi_{\text{рб}}} \left(1 - \frac{\delta_{\text{рб}}}{S_{\text{рб}}} \right); \quad (5.13)$$

$$\frac{F_{\text{рб}}}{F} = 1 - \frac{F_{\text{тр}}}{F}. \quad (5.14)$$

При круглых ребрах или спирально-ленточном оребрении

$$\psi_{\text{рб}} = \frac{1}{2ds_{\text{рб}}} \left(D^2 - d^2 + 2D\delta_{\text{рб}} \right) + 1 - \frac{\delta_{\text{рб}}}{s_{\text{рб}}}, \quad (5.15)$$

при оребрении из квадратных ребер

$$\psi_{p\bar{b}} = \frac{2(c^2 - 0,785d^2 + 2c\delta_{p\bar{b}})}{\pi ds_{p\bar{b}}} + 1 - \frac{\delta_{p\bar{b}}}{s_{p\bar{b}}}, \quad (5.16)$$

где D – диаметр ребра;

c – длина стороны квадратного ребра;

d – диаметр трубы,

$s_{p\bar{b}}$ – шаг ребер (см. рис. 5.21), м.

Параметр

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta_{p\bar{b}}\lambda_{p\bar{b}}}}, \quad (5.17)$$

где α_k определяется по формулам табл. 5.6.

$$\varphi_E = 1 - 0,058mh_{p\bar{b}}. \quad (5.18)$$

Значение коэффициента μ определяется по рис. 5.8.

Расчет теплообмена в поверхностях нагрева с лепестковым и мембранно-лепестковым оребрением приведен в [1].

При расчете РВП коэффициенты C_n определяются по табл. 5.11. Значения d_3 , м, приведены в табл. 5.12.

Таблица 5.11

Значения коэффициента C_n для регенеративных воздухоподогревателей

Тип набивки	C_n
Металлическая из гладких листов	0,9
Из волнистых и гладких металлических листов неинтенсифицированная ($a = 0$,	1,16

$b = 2,4 \text{ мм}, c = 3 \text{ мм}$	
Из волнистых и гладких металлических листов интенсифицированная ($a = 2,4, b = 2,4 \text{ мм}, c = 3 \text{ мм}$)	1,6
Из волнистых и гладких металлических листов для значений a, b и c , отличных от стандартных	$0,9 + 1,6 \left(\frac{a+b}{a+b+c} \right)^2$
Эмалированные металлические листы набивки холодной части	На 5 % меньше
Из керамических и фарфоровых трубок	0,9
Просечная всех видов с показателями $0,4 < \frac{a+h}{a+b+c} < 0,75$ $0,07 < h/s < 0,2$	$0,25 + 0,68 \left(\frac{a+h}{a+b+c} \right) (1 + 7,7h/s)$

Примечание. Обозначения a, b, c, h, s см. на рис. 6.12.

Таблица 5.12

Характеристики РВП

Тип набивки	d_3 , мм	$\delta_{л}$, мм	$k_{л}$, мм	C , м ² /м ³
Неинтенсифицированная	9,6	0,63	0,89	365
Интенсифицированная	7,8	0,63	0,86	440
Гладкая	9,8	1,2	0,81	325
Из фарфоровых труб	7,8	2,0	0,67	325
Просечная	—	—	—	$3900/d_3$

Коэффициенты теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·К), от стенки к пару, воде, воздуху определяются по формулам табл. 5.6.

Скорости продуктов сгорания, воздуха, воды или пара, м/с, определяются по формулам:

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (273 + \vartheta)}{273 f}; \quad (5.19)$$

$$W_{\text{в}} = \frac{B_p V^0 (273 + t)}{273 f} \beta_{\text{ср}}; \quad (5.20)$$

$$W = \frac{D v_{\text{ср}}}{f}, \quad (5.21)$$

где V_{Γ} , V^0 – соответственно объем газов, рассчитанный на 1 кг (1 м³) топлива (с учетом газов рециркуляции) при среднем избытке воздуха в газоходе, и теоретически необходимый объем воздуха при давлении 0,1013 МПа и 0 °С, м³/кг (м³/м³);

ϑ , t – соответственно средняя температура газов и воздуха, °С;

$v_{\text{ср}}$ – удельный объем пара или воды, м³/кг;

f – площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания, воздуха, воды или пара, м²;

$\beta_{\text{ср}}$ – средний избыток воздуха по воздушной стороне в воздухоподогревателе:

$$\beta_{\text{ср}} = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \beta_{\text{рец}} + \beta_{\text{изб}} + \sum_{j \neq i} \Delta\alpha_j + \Delta\alpha_i / 2, \quad (5.22)$$

где $\beta_{\text{рец}}$, $\beta_{\text{изб}}$ – соответственно относительное количество рециркулирующего и избыточного воздуха (проходящего через рассматриваемую i -ю ступень воздухоподогревателя, но не подаваемого в топку);

$\Delta\alpha_j$ – присосы в других ступенях воздухоподогревателя;

$\Delta\alpha_i$ – присос в рассматриваемой ступени.

Площадь проходного сечения для поперечноомываемых гладкотрубных и мембранных пучков труб

$$f = ab - z_1 l_T d, \quad (5.23)$$

где a , b – соответственно размеры незранированного газохода в свету, экранированного в осях экранных труб;

z_1 – число труб в ряду;

l_T , d – соответственно длина и наружный диаметр труб.

Для поперечно омываемых пучков труб с поперечными ребрами

$$f = \left[1 - \frac{1}{\sigma_1} \left(1 + \frac{2h_{p6} \delta_{p6}}{s_{p6} d} \right) \right] \cdot ab, \quad (5.24)$$

где $\sigma_1 = S_1/d$, обозначения h_{p6} , δ_{p6} и s_{p6} – см. на рис. 5.21.

Для шахматных пучков при $(\sigma_1 - 1)/(\sigma_2 - 1) > 1,7$ скорость потока максимальная в диагональном сечении:

$$f = 2f \frac{\sqrt{(\sigma_1/2)^2 + \sigma_2^2} - 1}{\sigma_1 - 1}. \quad (5.25)$$

Проходное сечение при продольном смывании и движении теплоносителя внутри труб

$$f = \frac{\pi}{4} z d_{вн}^2, \quad (5.26)$$

а при течении между трубами

$$f = ab - z \frac{\pi d^2}{4}, \quad (5.27)$$

где z – число труб в пучке.

При различиях в значениях сечений на входе f' и выходе f'' из поверхности нагрева среднее значение

$$f = \frac{2f'f''}{f' + f''}. \quad (5.28)$$

Для регенеративного воздухоподогревателя площади для прохода продуктов сгорания и воздуха

$$f = \frac{\pi}{4} D_{\text{вн}}^2 x_i k_p k_{\text{л}} Z_{\text{РВП}}, \quad (5.29)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр ротора, м;

$x_i = x_{\text{г}}$ (при определении сечения для прохода газов) и $x_i = x_{\text{в}}$ (при определении сечения для прохода воздуха) – часть общего сечения РВП, омываемая газами или воздухом;

k_p , $k_{\text{л}}$ – коэффициенты, соответственно учитывающие загромождение ротора ступицей и перегородками и листами (табл. 5.12, рис. 5.22);

$Z_{\text{РВП}}$ – число РВП на парогенератор.

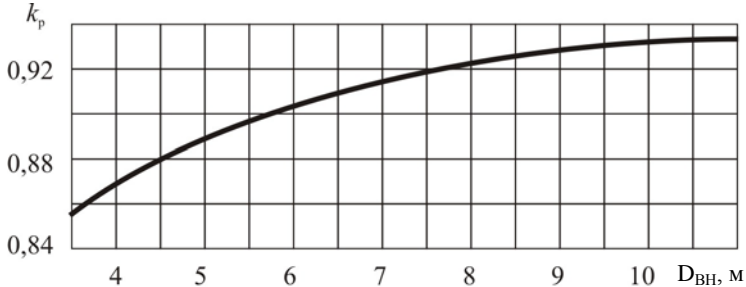


Рис. 5.22. Зависимость K_p от диаметра ротора РВП

Число РВП при проектировании нового парогенератора принимают равным двум при $D < 90$ кг/с; трем-четырем при $117 < D < 180$ кг/с; и четырем при $D > 180$ кг/с.

Значения скорости продуктов сгорания в газоходах парогенератора ограничиваются абразивным износом поверхностей нагрева золой. Подробные рекомендации по выбору допустимых скоростей по газам приводятся в [1], а для ряда топлив – табл. 5.13.

Для неопасных с точки зрения золотого износа поверхностей топлив рекомендации по выбору W_T представлены в табл. 5.14.

Таблица 5.13

Предельно допустимые по условиям абразивного износа скорости газов W_{Γ} , м/с, на входе в первый пакет конвективной шахты на номинальной нагрузке парогенератора

Топливо – уголь	R_{90} , %	Относительный поперечный шаг $\sigma_1 = S_1 / d$					
		2,8		4,0		5,4	
		$d = 32$ мм	$d = 57$ мм	$d = 32$ мм	$d = 57$ мм	$d = 32$ мм	$d = 57$ мм
Экибастузский	20	6,5	7,2	6,9	7,6	7,3	8,1
Подмосковный	20	7,3	8,1	7,7	8,5	8,2	9,0
АШ	10	12	13,2	12,5	13,9	13,3	14,7
Донецкий Т	15	11,4	12,6	11,9	13,2	12,7	14,0
Карагандинский	20	7,0	7,8	7,4	8,2	7,8	8,7

Таблица 5.14

Рекомендуемые скорости газов W_{Γ} в отсутствие абразивного износа в конвективных поверхностях нагрева и скорости газов и воздуха $W_{\text{В}}$ в воздухоподогревателях (нагрузка номинальная)

Поверхность нагрева	Компоновка трубного пучка	Скорость, м/с	
		W_{Γ}	$W_{\text{В}}$
Экономайзер	Шахматная	10–15	–
Первичный пароперегреватель: перлитная сталь	То же	12–16	–

аустенитная сталь	То же	17–20	–
Промежуточный пароперегреватель (перлитная сталь)	То же	17–20	–
Те же поверхности	Коридорная	На 30 % выше, чем для шахматной компоновки	–
Трубчатый воздухоподогреватель	–	10–13	4,5–6
Регенеративный воздухоподогреватель	–	9–11	6–8

Рекомендуемые значения массовых скоростей ρw , кг/(м²·с), в поверхностях нагрева пароводяных трактов парогенератора приведены в табл. 5.15. Связь между проходным сечением по обогреваемой среде f_i в i -й поверхности нагрева и ρw_i определяется уравнением

$$f_i \rho w_i = D_i, \quad (5.30)$$

где D_i – расход среды в i -й поверхности нагрева, кг/с.

Таблица 5.15

Рекомендуемые значения массовой скорости ρw рабочего тела

Поверхность нагрева	ρw , кг/(м ² ·с)
Конвективный экономайзер:	
некипящий парогенераторов типа Е	500–700
кипящий парогенераторов типа Е	Более 800
прямоточных парогенераторов $P_{пе} < P_{кр}$	Не более 1200
прямоточных парогенераторов СКД	1100–1300
Конвективный промежуточный	

пароперегреватель:	
регулирующая ступень на номинальной нагрузке	80–85
холодные ступени	180–220
выходные ступени	250–320
Ширмы:	
парогенераторов $P_{пе} = 13,8$ МПа	750–1100
прямоточных парогенераторов СКД	1250–1350
Конвективные пароперегреватели свежего пара:	
холодные ступени ($P_{пе} = 13,8$ МПа)	700–800
горячие ступени ($P_{пе} = 13,8$ МПа)	950–1200
горячие ступени (СКД)	1250–1450
Экраны ограждения газоплотных парогенераторов	400–1200
Радиационные пароперегреватели парогенераторов типа Е	950–1150
Нижняя радиационная часть:	
газ	1500–1600
мазут	2500–3000
твердое топливо	1600–2200

Окончание табл. 5.15

Поверхность нагрева	p_w , кг/(м ² ·с)
Верхняя радиационная часть:	
газ	1100–1200
мазут	1200–1300
твердое топливо	1100–1200

Примечание. Меньшее значение – для газообразного топлива и парогенераторов типа Е.

Превышение указанных значений p_w ведет к избыточному гидравлическому сопротивлению, а занижение создает опасность

пережога труб вследствие недостаточного отвода от них теплоты. В экономайзерах нижний предел p_w определяется условиями отсутствия внутренней коррозии.

При конструкторском расчете значения W_r и p_w задаются (см. табл. 5.13–5.15). Искомыми в этом случае являются площади для прохода продуктов сгорания и рабочей среды. Принимая диаметр труб d и шаги S_1 и S_2 [2], находят число параллельно включенных труб $Z_{\text{пар}}$, число труб в ряду z_1 и число труб в ряду по ходу газов z_2 .

Площадь поверхности нагрева F , м^2 , определяется для гладкотрубной змеевиковой поверхности нагрева:

$$F = \pi d \sum_{i=1}^{z_2} l_i z_{1i}, \quad (5.31)$$

где l_i – длина труб в i -м по ходу газов ряду, принимаемая равной соответствующему размеру газохода;

z_{1i} – число труб в i -м ряду.

Для мембранной цельносварной конвективной поверхности нагрева

$$F = (\pi d - 2\delta_{\text{пр}} + 2b_{\text{пр}}) \sum_{i=1}^{z_2} l_i z_{1i}, \quad (5.32)$$

где $\delta_{\text{пр}}$, $2b_{\text{пр}}$ – соответственно толщина и ширина металлической полосы, ввариваемой между трубами.

Для поперечно ребренной поверхности нагрева с квадратными ребрами

$$F = \left[\pi d (s_{\text{рб}} - \delta_{\text{рб}}) + 2 \left(h_{\text{рб}}^2 - \pi \frac{d^2}{4} \right) + 4h_{\text{рб}} \delta_{\text{рб}} \right] \times \\ \times \frac{l_{\text{оп}}}{s_{\text{рб}}} Z_{\Sigma} + \pi d l_{\text{но}} Z_{\Sigma}, \quad (5.33)$$

где $l_{\text{ор}}, l_{\text{но}}$ – соответственно оребренная и неоребренная часть трубы в пределах ряда труб, м;

$Z_{\Sigma} = z_1 z_2$ – произведение числа труб в ряду на число рядов труб.

Для поверхности нагрева с круглыми ребрами или спирально-ленточным оребрением

$$F = \left[\pi d (s_{\text{рб}} - \delta_{\text{рб}}) + \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2) + \pi D \delta_{\text{рб}} \right] \times \\ \times \frac{l_{\text{ор}}}{s_{\text{рб}}} Z_{\Sigma} + \pi d l_{\text{но}} Z_{\Sigma} . \quad (5.34)$$

Поверхность нагрева трубчатого воздухоподогревателя

$$F = \pi d_{\text{ср}} \sum_i l_i Z_{\Sigma i} , \quad (5.35)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб, м;

l_i и $Z_{\Sigma i}$ – длина и суммарное число труб в i -м ходе воздухоподогревателя.

Поверхность нагрева регенеративного воздухоподогревателя

$$F = 0,95 \frac{\pi}{4} D_{\text{вн}}^2 k_p h C , \quad (5.36)$$

где h – высота набивки, м; C – удельная площадь поверхности 1 м^3 набивки ротора, $\text{м}^2/\text{м}^3$ (см. табл. 5.12).

При выполнении поверочного расчета может оказаться, что имеющаяся площадь поверхности нагрева пароперегревателя не обеспечивает нужной температуры перегрева. В этом случае поверхность пароперегревателя должна быть увеличена (уменьшена) изменением числа петель ступени (ступеней) пароперегревателя или изменением числа ступеней при сохранении $\Delta i_{\text{ступ}} = 45 \dots 80 \text{ кДж/кг}$.

Параметры теплоносителей должны находиться в пределах,

рекомендованных табл. 1.34 [3], а температура стенки труб должна быть не выше допустимого значения: $t_{ст} < [t_{ст}]$.

В воздухоподогревателях во избежание низкотемпературной коррозии температура стенки должна быть выше допускаемой по условиям коррозии $t_{ст} > t_{ст\ min}$ [1].

5.5. Расчет температурного напора в поверхностях нагрева

Температурный напор Δt , т.е. усредненная по всей поверхности нагрева разность температур греющей и обогреваемой сред, зависит от их взаимного направления движения. Если температура одной, из сред в пределах поверхности нагрева не изменяется, то такой зависимости нет.

Дальнейшие рекомендации относятся к случаю сравнительно небольшого изменения водяного эквивалента* каждой из теплообменивающихся сред в пределах поверхности нагрева. Это условие может не выполняться в начальных ступенях перегревателей сверхвысокого давления (свыше 15 МПа), в перегревателях с высокой начальной влажностью пара, переходных зонах и «кипящих» экономайзерах, где водяной эквивалент изменяется за счет изменения агрегатного состояния или теплоемкости обогреваемой среды.

Схема включения, при которой обе среды на всем пути движутся параллельно навстречу друг другу, называется противоточной, а в одну сторону – прямоточной. Температурный напор для обеих схем, а также при постоянной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_0}{\Delta t_M}}, \text{ К}, \quad (5.37)$$

где Δt_0 – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, К;

Δt_M – разность температур на другом конце поверхности, К.

* Произведение расхода среды на теплоемкость

В тех случаях когда $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$, температурный напор можно с достаточной точностью определять как среднеарифметическую разность температур:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \vartheta - t, \text{ К}, \quad (5.38)$$

где ϑ, t – средние температуры обеих сред.

Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, наименьший – при прямотоке, при прочих схемах включения получаются промежуточные значения. Поэтому если выполняется условие $\Delta t_{\text{прм}} \geq 0,92\Delta t_{\text{прт}}$ ($\Delta t_{\text{прм}}$ и $\Delta t_{\text{прт}}$ – температурные напоры для случаев прямо- и противотока), то температурный напор для любой сложной схемы включения может быть приближенно оценен по зависимости

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2}, \text{ К}. \quad (5.39)$$

Исключение составляют схемы с двух- и более ходовым перекрестным током при общем прямоточном взаимном направлении потоков, у которых температурный напор может быть ниже, чем при чистом прямотоке, из-за того, что на отдельных участках температура обогреваемой среды может быть выше, чем греющей. Для этих схем пользоваться формулой (5.39) не рекомендуется.

Различают схемы с параллельным и перекрестным токами теплообменивающихся сред.

Температурный напор для этих схем определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \text{ К}, \quad (5.40)$$

где ψ – коэффициент пересчета от противоточной схемы к более сложной, определяемый по соответствующим номограммам.

Схемы с параллельным током подразделяются на схемы с последовательно и параллельно смешанными токами.

В схемах с последовательно смешанным током поверхность нагрева состоит из двух участков, включенных последовательно по обеим средам; при переходе из одного участка в другой изменяется взаимное движение обеих сред. По этим схемам с разными сочетаниями участков могут выполняться перегреватели и экономайзеры.

Коэффициент ψ определяется по номограмме (рис. 5.23). Предварительно вычисляются безразмерные определяющие параметры:

$$A = \frac{H_{\text{прм}}}{H}. \quad (5.41)$$

$$P = \frac{\tau_2}{\vartheta' - t'}, \quad (5.42)$$

$$R = \frac{\tau_1}{\tau_2}, \quad (5.43)$$

где $H, H_{\text{прм}}$ – поверхности нагрева – полная и прямоточного участка, м^2 ;
 τ_1, τ_2 – полные перепады температур, К: для схем I и II $\tau_1 = \vartheta' - \vartheta''$, $\tau_2 = t'' - t'$; для схемы III $\tau_1 = t'' - t'$, $\tau_2 = \vartheta' - \vartheta''$.

Обозначения температур даны на схемах (рис. 5.23а).

Номограмму (рис. 5.23) нельзя применять для расчета поверхностей нагрева, включенных по схемам последовательно смешанного тока, отличным от указанных на ней. Кривые, приведенные на номограмме, нельзя экстраполировать: при значениях определяющих параметров, выходящих за пределы номограммы, а также при отличающихся схемах последовательно смешанного тока расчет температурного напора ведется отдельно для противоточного и прямоточного участков.

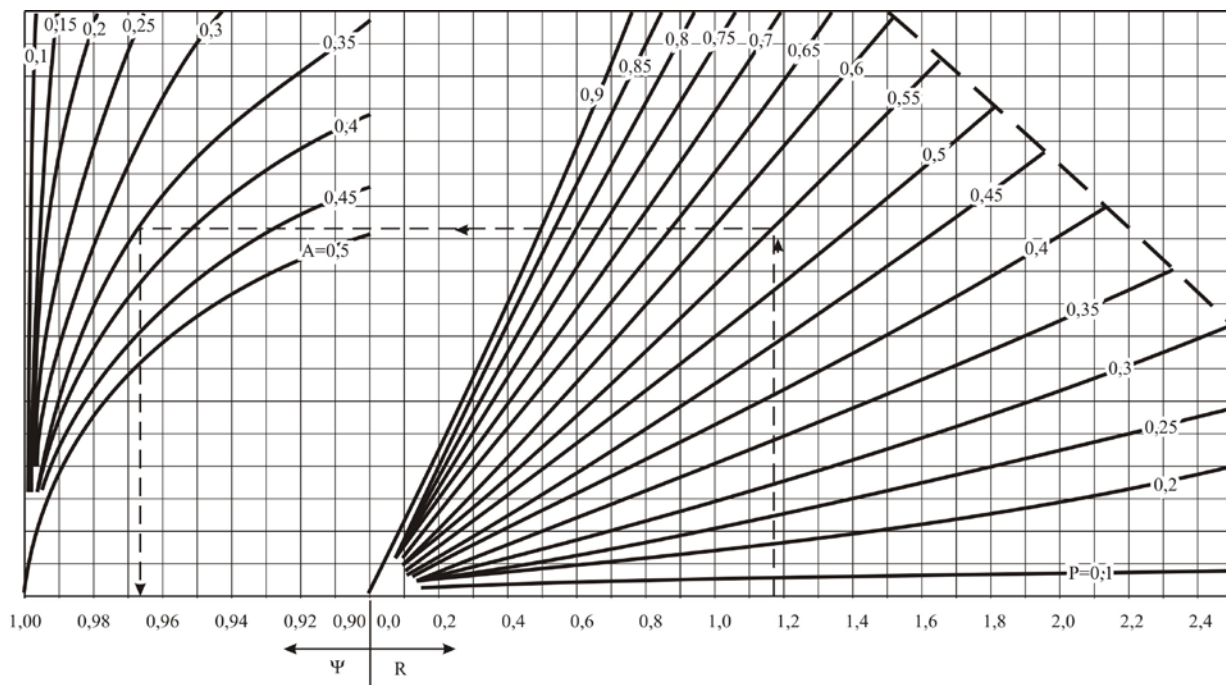


Рис. 5.23. Температурный напор при схеме последовательно смешанного тока:
 Параметры P , R , A – см. формулы (5.41–5.43)

Примечание.

1. При необходимости экстраполирования расчет Δt следует вести по частям.
2. Номограмма неприменима для схем последовательно смешанного тока, отличных от изображенных на рис. 5.23а.

Схемы (рис. 5.23а) характеризуются тем, что участки с более низкими температурами обеих сред совмещены т. е. вход обогреваемой и выход греющей сред размещены в одном сечении. В схемах I и II первая часть (по ходу греющей среды) включена по прямотоку, вторая – по противотоку, а в схеме III – наоборот.

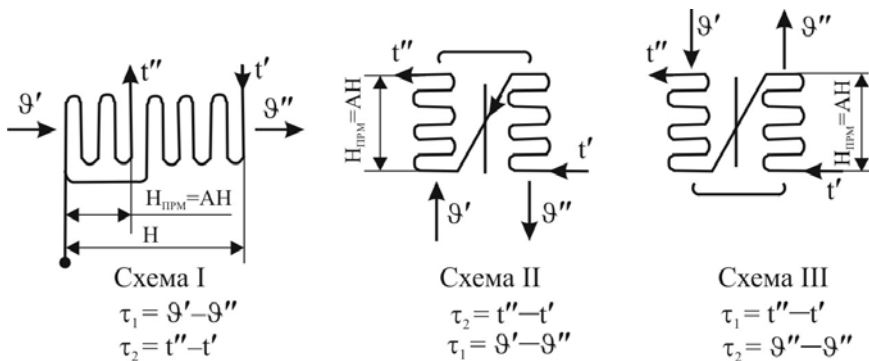


Рис. 5.23а. Схемы поверхностей с последовательно смешанным током

В схеме с параллельно смешанным током (рис. 5.23б) поверхность нагрева состоит из нескольких участков, включенных последовательно по одной из сред (многоходовой) и параллельно по другой (одноходовой). При расчете температурного напора безразлично, является одноходовой греющая или обогреваемая среда.

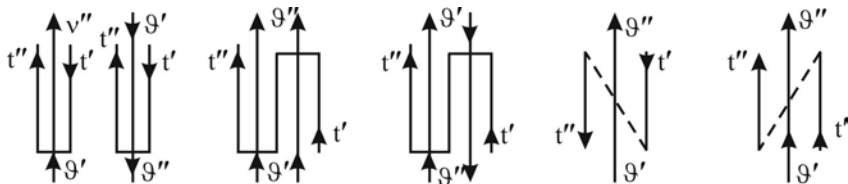


Рис. 5.23б. Схемы поверхностей с параллельно смешанным током

Рассматриваются следующие схемы:

- с двумя ходами многоходовой среды, причем оба хода с прямотоком по отношению к одноходовой среде³;
- с тремя ходами многоходовой среды, из которых два с прямотоком и один с противотоком по отношению к одноходовой среде;
- с двумя ходами многоходовой среды, из которых один (безразлично, первый или второй) с противотоком, а другой с прямотоком по отношению к одноходовой среде. Эта кривая используется и для расчета схем с любым четным количеством ходов при равном количестве прямоточных и противоточных ходов;
- с тремя ходами многоходовой среды, из которых два с противотоком и один с прямотоком по отношению к одноходовой среде;
- с двумя ходами многоходовой среды, причем оба хода с противотоком по отношению к одноходовой среде.

Коэффициент ψ определяется по номограмме (рис. 5.24).

При построении номограммы (см. рис. 5.24) приняты следующие допущения:

- полное перемешивание одноходовой среды. Установка продольных перегородок, разделяющих одноходовую среду на параллельно текущие несмешивающиеся потоки, несколько увеличивает температурный напор. Но при $\psi > 0,8$ это увеличение незначительно, поэтому номограммой можно пользоваться для всех случаев независимо от наличия перегородок;
- равенство поверхностей нагрева различных ходов. С достаточной точностью ею можно пользоваться и для случаев,

³ В случае, если $B = H_{\text{прт}}/H_{\text{прм}}$ выходит за пределы, приведенные в неравенстве, коэффициент ψ для схем с двумя ходами многоходовой среды (один противоточный и другой прямоточный)

$$\psi = \frac{\mu \lg \frac{1-P}{1-PR}}{(R-1) \lg \frac{2-P(R+1-\mu)}{2-P(R+1+\mu)}}, \quad \text{где } \mu = \sqrt{R^2 + 1 - 2R \left(\frac{2B}{B+1} - 1 \right)}. \quad (5.44)$$

когда

0,7

≤

$\leq H_{\text{прт}}/H_{\text{прм}} \leq 1,5$ ($H_{\text{прт}}$ и $H_{\text{прм}}$ – поверхности нагрева противоточной и прямоточной частей*).

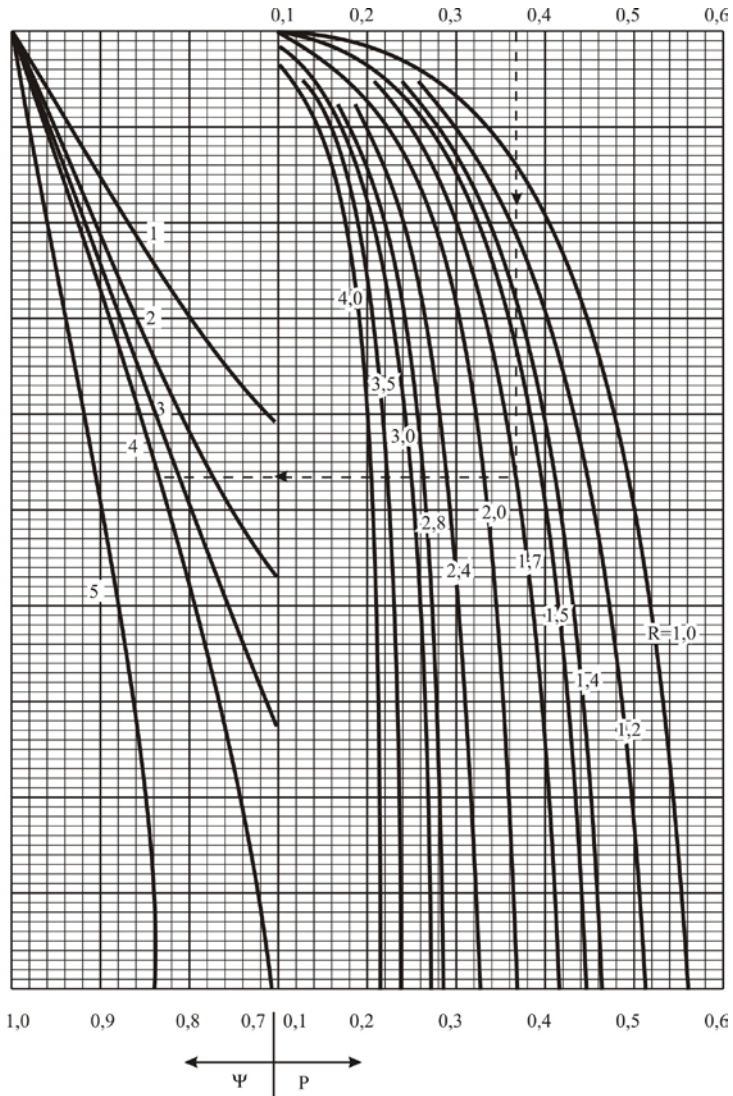


Рис. 5.24. Температурный напор при схеме параллельно смешанного тока:

Параметры P , R – см. формулы 5.45, 5.46:

1 – оба хода многоходовой среды прямоточные; 2 – три хода многоходовой среды: два прямоточных и противоточный; 3 – два хода многоходовой среды: противоточный и прямоточный; 4 – три хода многоходовой среды: два противоточных и

прямоточный; 5 – оба хода многоходовой среды противоточные

Для пользования номограммой необходимо вычислить безразмерные параметры

$$P = \frac{\tau_M}{\vartheta' - t'} \quad (5.45)$$

$$R = \frac{\tau_6}{\tau_M}, \quad (5.46)$$

где ϑ' , t' – начальные температуры греющей и обогреваемой сред;

τ_6 – полный перепад температур той среды, у которой он больше, чем перепад температур второй среды τ_M .

Коэффициент ψ для схем с нечетным количеством ходов, большим трех, принимается равным полусумме значений ψ , определенных по кривым 3 и 2 или 3 и 4 в зависимости от того, каких ходов больше – прямо или противоточных.

На схеме с перекрестным направлением потоков обеих сред температурный напор при числе ходов не более четырех⁴ зависит от количества ходов, общего взаимного направления потоков сред (прямоток или противоток), условий перемешивания сред в пределах ходов и между ними, схемы соединения ходов многоходовой среды.

Рассматриваются две основные схемы соединения ходов:

C – среда в соединенных ходах движется во встречном направлении;

Z – направление движения среды в соединенных ходах совпадает.

В воздухоподогревателях применяются также комбинации этих схем – ZC и CZ. Для расчета всех схем перекрестного тока, за

⁴ При большем числе ходов поверхности нагрева обычно, за исключением тех случаев, когда температурный напор на одном конце поверхности очень мал, могут рассматриваться как противоточные или прямоточные.

исключением четырехкратного (схема С), приняты следующие допущения:

- обе среды в пределах каждого хода не перемешиваются;
- одноходовая среда не перемешивается и между ходами.

Для четырехкратного перекрестного тока перемешивание обеих сред между ходами практически не влияет на величину температурного напора и поэтому для него принято полное перемешивание обеих сред.

Среда, изменяющая направление движения между ходами (обычно нагреваемая), в зависимости от конструкции поворотных каналов и наличия в них разделительных перегородок перемешивается в большей или меньшей степени. При схеме С перемешивание между ходами увеличивает температурный напор, а при схеме Z уменьшает его. При этом влияние перемешивания среды при схеме Z значительно больше, чем при схеме С.

Имеющие практическое значение схемы перекрестного тока при различных условиях их перемешивания приведены на рис. 5.25.

При общем противоточном направлении потоков сред для двухкратного перекреста (схема С) и трехкратного (схемы С, ZС и CZ) разность коэффициентов ψ для случаев полного перемешивания и неперемешивания обогреваемой среды не превышает 0,03.

При двухкратном перекресте по схеме Z полное перемешивание среды, изменяющей направление движения, не рекомендуется. Деление на два канала существенно повышает температурный напор по сравнению со случаем полного перемешивания. Деление на три и более каналов практически приближает температурный напор к величинам, имеющим место при отсутствии перемешивания.

Для схемы Z при общем противотоке приводятся варианты с двумя и с тремя параллельными каналами при полном перемешивании среды внутри отдельных каналов. При общем прямотоке приведен только вариант с тремя каналами в перепускном коробе.

Для трехкратного перекреста по схеме Z при общем противотоке принято как полное перемешивание, так и отсутствие перемешивания среды, движущейся между ходами с изменением

направления движения. Влияние деления перепускных коробов на каналы аналогично случаю двухкратного перекреста по схеме Z. Для трехкратного перекреста по схеме Z при общем прямотоке принято деление перепускных коробов на три канала.

Коэффициент ψ для схем С и комбинированных ZС (СZ) определяется по сплошным линиям номограммы (рис. 5.26), а для схем Z – по пунктирным. Номера кривых номограммы указаны в описаниях схем, показанных на рис. 5.25.

Для пользования номограммой рис. 5.26 предварительно вычисляются те же безразмерные параметры, что при параллельно смешанном токе, по формулам (5.45), (5.46).

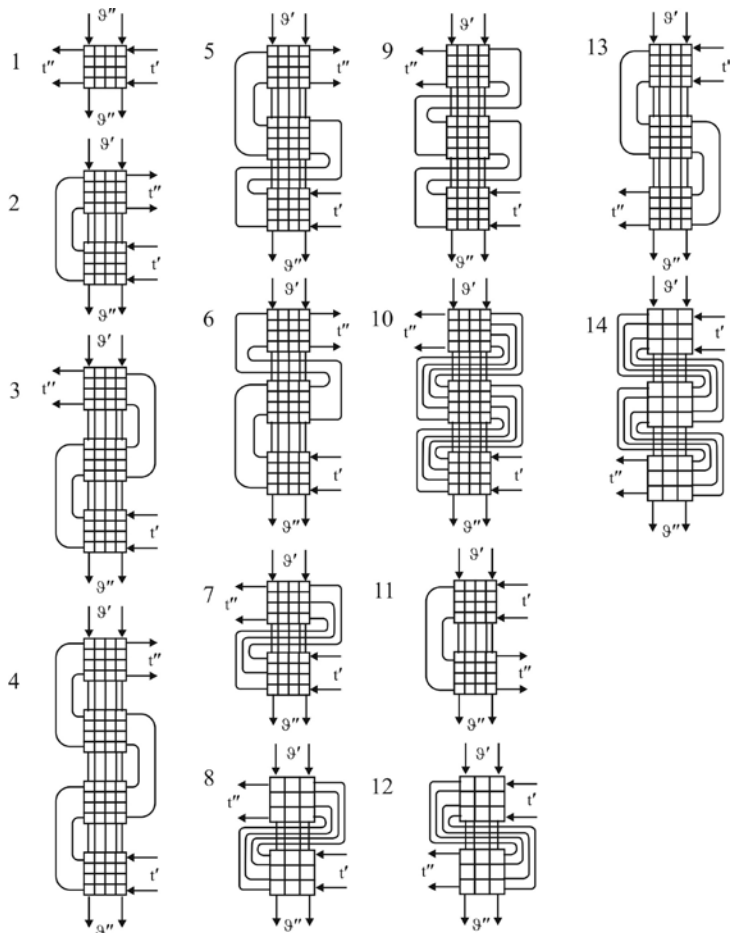


Рис. 5.25. Схемы к расчету температурного напора при перекрестном токе: 1 – однократный (кривая 1); 2 – двукратный, схема С, противоток (кривая 2); 3 – трехкратный, схема С, противоток (кривая 3); 4 – четырехкратный, схема С, противоток (кривая 4); 5 – трехкратный, схема ZС, противоток (кривая 5); 6 – трехкратный, схема CZ, противоток (кривая 5); 7 – двукратный, схема Z с разделением перепускного короба перегородкой пополам, противоток (кривая 6); 8 – двукратный, схема Z с разделением перепускного короба на три канала, противоток (кривая 7); 9 – трехкратный, схема Z с полным перемешиванием обогреваемой среды между ходами, противоток (кривая 8); 10 – трехкратный, схема Z без перемешивания обогреваемой среды между ходами, противоток (кривая 9); 11 – двукратный, схема С, прямоток (кривая 10); 12 – двукратный, схема Z с разделением перепускного короба на три канала, прямоток (кривая 11); 13 – трехкратный, схема С, прямоток (кривая 12); 14 –

трехкратный, схема Z с разделением перепускных коробов на три канала, прямоток (кривая 13)

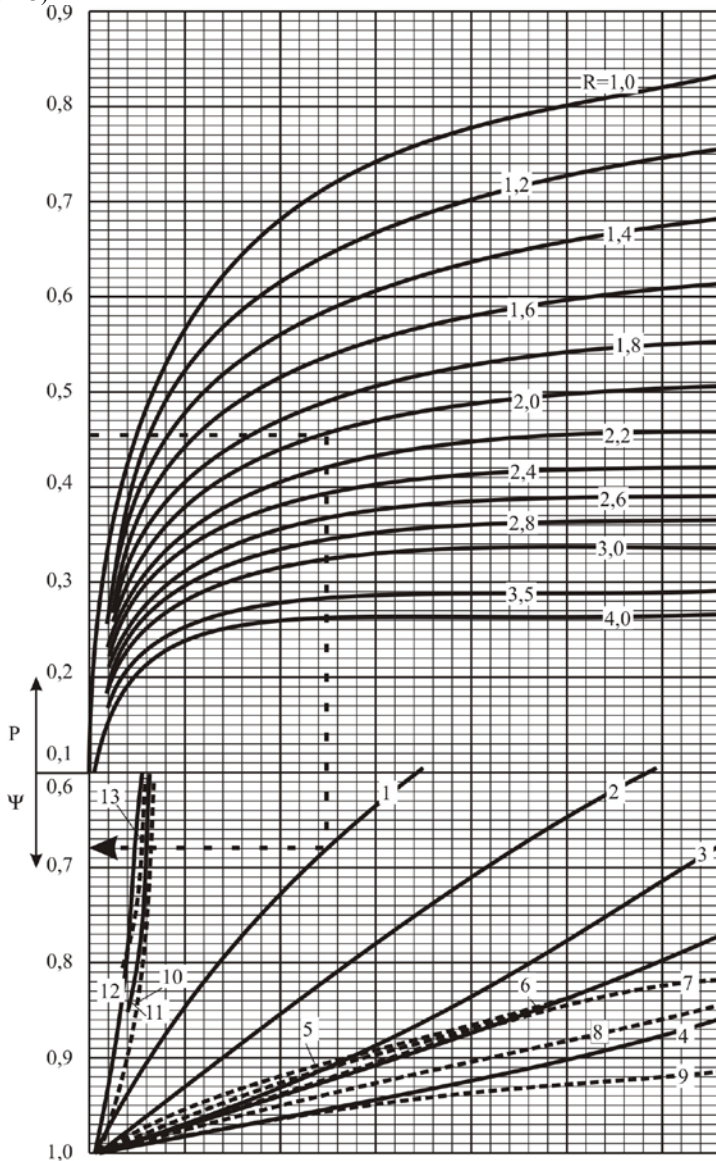


Рис. 5.26. Температурный напор при схеме перекрестного тока:
 Параметры P , R – см. формулы 5.45, 5.46.

Номера кривых соответствуют номерам схем на рис. 5.25.

Сплошные линии – схемы С, ZС, CZ; пунктирные линии – схемы Z

Температурный напор схем с перекрестным током:

– общий противоток

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \text{ К}; \quad (5.47)$$

– общий прямоток

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}}, \text{ К}, \quad (5.48)$$

где $\Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}}$ – условный температурный напор противотока;

$$\text{при } (\vartheta'' - t') > (\vartheta' - t'') \quad \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}} = \frac{(\vartheta'' - t') - (\vartheta' - t'')}{\ln \frac{\vartheta'' - t'}{\vartheta' - t''}}, \text{ К}; \quad (5.49)$$

$$\text{при } (\vartheta'' - t') \leq (\vartheta' - t'') \quad \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}} = \frac{(\vartheta' - t'') - (\vartheta'' - t')}{\ln \frac{\vartheta' - t''}{\vartheta'' - t'}}, \text{ К}. \quad (5.50)$$

Линии номограммы (см. рис. 5.26), предназначенные для определения температурного напора при многократно перекрестном токе, построены для случая равенства поверхностей нагрева различных ходов и равномерных полей температур сред на входе. С достаточной для практических расчетов точностью номограммой (см. рис. 5.26) можно пользоваться при уменьшении первого по воздуху хода трубчатого воздухоподогревателя до двух раз по отношению к последующим ходам.

В тех случаях, когда схема включения поверхности нагрева отличается от рассмотренных ранее и не выполняется условие $\Delta t_{\text{прт}} \geq 0,92 \Delta t_{\text{прт}}$, расчет температурного напора производится по отдельным участкам поверхности нагрева. При этом коэффициент теплопередачи в пределах поверхности нагрева принимается

постоянным. Задаваясь значением промежуточной температуры одной из сред, следует определить из уравнения теплового баланса соответствующую ей температуру второй среды и по ней рассчитать температурные напоры на участках. Правильность подбора промежуточных температур проверяется выполнением условия

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\Delta t_1 H_1}{\Delta t_2 H_2}, \quad (5.51)$$

где Q_1, Q_2 – тепловосприятия участков на 1 кг (1 м^3) одной из сред, кДж/кг (кДж/м³). Если участок воспринимает тепло излучения из топки, то в формулу (5.51) подставляется величина Q без учета этого излучения;

$H, \Delta t$ – соответственно поверхность нагрева, м², и температурный напор, К, каждого участка.

Усредненный для всей поверхности нагрева температурный напор находится по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_1 H_1 + \Delta t_2 H_2}{H_1 + H_2}, \text{ К.} \quad (5.52)$$

В случаях значительных изменений теплоемкости одной из сред, а также изменения агрегатного состояния среды в пределах рассчитываемой поверхности нагрева (от нагрева к испарению и от испарения к перегреву) непосредственное определение температурного напора для всей поверхности нагрева по конечным температурам приводит к значительной погрешности. Общим в этом случае является расчет температурных напоров для отдельных участков, на которых суммарная теплоемкость принимается постоянной, с последующим усреднением этих напоров по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{Q_1 + Q_2 + \dots}{\frac{Q_1}{\Delta t_1} + \frac{Q_2}{\Delta t_2} + \dots}, \text{ К,} \quad (5.53)$$

где Q – тепловосприятости участков на 1 кг (1 м³) одной из сред, кДж/кг (кДж/м³);

Δt – температурные напоры на участках, К.

В некоторых случаях при переменной теплоемкости одной из сред можно пользоваться упрощенными способами ручного расчета температурного напора.

Для «кипящих» экономайзеров, включенных по противотоку, при паросодержании среды на выходе $x \leq 30$ % достаточная точность определения температурного напора получается при подстановке вместо конечной температуры воды условной:

$$t_{\text{усл}} = t_s + 0,5\Delta h_{\text{п}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (5.54)$$

где t_s – температура кипения, $^\circ\text{C}$;

$\Delta h_{\text{п}} = h'' - h_s''$ – изменение энтальпии в процессе парообразования, кДж/кг;

h'' – энтальпия среды на выходе из экономайзера, кДж/кг;

h_s'' – энтальпия кипящей воды при давлении в барабане, кДж/кг.

Применимость такого способа расчета ограничена наименьшими значениями разности температур газов и воды на «холодном» конце экономайзера или отдельно рассчитываемой его ступени при заданных температурах воды на входе в экономайзер и давлении в парогенераторе. При разности температур $\Delta t_{\text{м}}$ – меньшей, чем в табл. 5.16, расчет температурного напора следует вести по участкам.

Таблица 5.16

Наименьшая разность температур $\Delta t_{\text{м}}, \text{ } ^\circ\text{C}$

Давление в парогенераторе p , МПа	
$\leq 1,4$	$> 1,4$
Температура воды на входе в экономайзер $t', \text{ } ^\circ\text{C}$	

≥ 20	100–139	140–179	≥ 180
100	150	110	80

Перегреватели или отдельные их ступени с высокой начальной влажностью пара (после пароохладителя) можно рассчитывать без учета начальной влажности пара при условии

$$\frac{(1-x)r}{h_{пе} - h_s} \leq 0,12, \quad (5.55)$$

где $(1-x)$ – влажность поступающего в перегреватель пара;

r – теплота испарения, кДж/кг.

$h_{пе}$, h_s – энтальпии перегретого и влажного пара, кДж/кг.

Если температурный напор первой ступени перегревателя рассчитывается отдельно, выполнение условия (5.55) следует проверять для этой ступени.

При несоблюдении условия (5.55) температурные напоры участков испарения и перегрева рассчитываются отдельно и усредняются по формуле (5.53).

Если условие (5.55) не выполняется в перегревателях, включенных по схеме последовательно смешанного тока, расчет по участкам производится следующим образом.

Часть прямоточной поверхности на участке перегрева приближенно определяется по выражению

$$A = \frac{H_{прм}}{H \left[1 - \frac{(1-x)}{h_{пе} - h_s} \right]}, \quad (5.56)$$

где H – поверхность нагрева всего перегревателя, м².

Далее по конечным температурам газов и пара для участка перегрева определяют параметры P , R и температурный напор при противотоке. По номограмме (см. рис. 5.23) находят коэффициент ψ и температурный напор для участка перегрева.

Если параметры P и R для участка перегрева выходят за пределы кривых номограммы (см. рис. 5.23) расчет температурного напора ведется раздельно для обоих ходов по промежуточным температурам газов и пара. После выбора промежуточных температур рассчитывают усредненный температурный напор для первого (по пару) хода перегревателя по формуле (5.52) и проверяют правильность выбора температур между ходами по формуле (5.51).

Усреднение температурных напоров для участков перегрева и испарения производится по формуле (5.53).

Расчет температурного напора в перегревателе с высокой начальной влажностью пара, включенном по схеме параллельно смешанного тока, производится аналогично. Условно принимается, что газоход разделен между ходами продольной перегородкой и отношение расходов газов по частям газохода равно отношению поверхностей нагрева соответствующих ходов. Коэффициенты теплопередачи для различных ходов принимаются одинаковыми. Задаются температурой пара между ходами. По ней и известным температурам пара на входе и выходе из перегревателя, а также по температуре газов перед поверхностью из уравнения баланса определяется температура газов за каждым ходом.

После этого проверяется по уравнению (5.51) правильность принятого значения промежуточной температуры пара. Температурный напор для хода, состоящего из испарительной и перегревательной частей, рассчитывается по формуле (5.53).

ГЛАВА 6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОГЕНЕРАТОРА

6.1. Расчет радиационного пароперегревателя

На рис. 6.1 и 6.2 приведены наиболее распространенные принципиальные схемы пароперегревателей.

На схеме (рис. 6.1, *a*) радиационный, ширмовый и конвективные перегреватели размещены последовательно (по схеме прямотока) как по пару, так и по газам. Строгая последовательность нарушается только в выходной «горячей» части, которая размещается непосредственно за ширмами, т.е. в зоне более

нагретых газов, чем это следует в схеме прямотока. Внутри каждой из конвективных поверхностей движение пара по отношению к газовому потоку может происходить по схеме смешанного тока.

В «холодных» конвективных пакетах используется противоточная схема движения, в вертикальных ширмах (рис. 6.1, а, б) – прямоточное движение потока пара и газов.

Схема (рис. 6.1, б) отличается от предыдущей последовательностью включения по пару первого конвективного и ширмового перегревателей, что определяется использованием для конвективного пакета углеродистой стали 20.

Схема (рис. 6.1, в) не имеет «холодного» конвективного пакета, который заменен вторым ширмовым перегревателем. Ширмовые перегреватели включены по смешанной схеме движения. Радиационный перегреватель состоит из двух частей: настенной (в виде панели на фронтальной стене) и потолочной.

Во всех перечисленных схемах регулирование температуры перегрева осуществляется с помощью впрысков собственного конденсата.

На схемах (рис. 6.1, з и д) изображены пароперегревательные тракты прямоточных парогенераторов мощностью 200 МВт типа ПК-47-5 и 300 МВт типа ПК-41. Особенностью этих агрегатов является наличие промежуточного перегрева пара и использование для регулирования температуры пара среднего давления паропаровых теплообменников, связывающих между собой тракты первичного и вторичного перегрева пара. Для регулирования первичного перегрева пара используются впрыски питательной воды. Впрыск 1 на схеме (рис. 6.1, з) нужен в период растопки или останова агрегата, а также при резко переменной нагрузке. На схеме (рис. 6.1, д) имеются горизонтальные дренируемые ширмы.

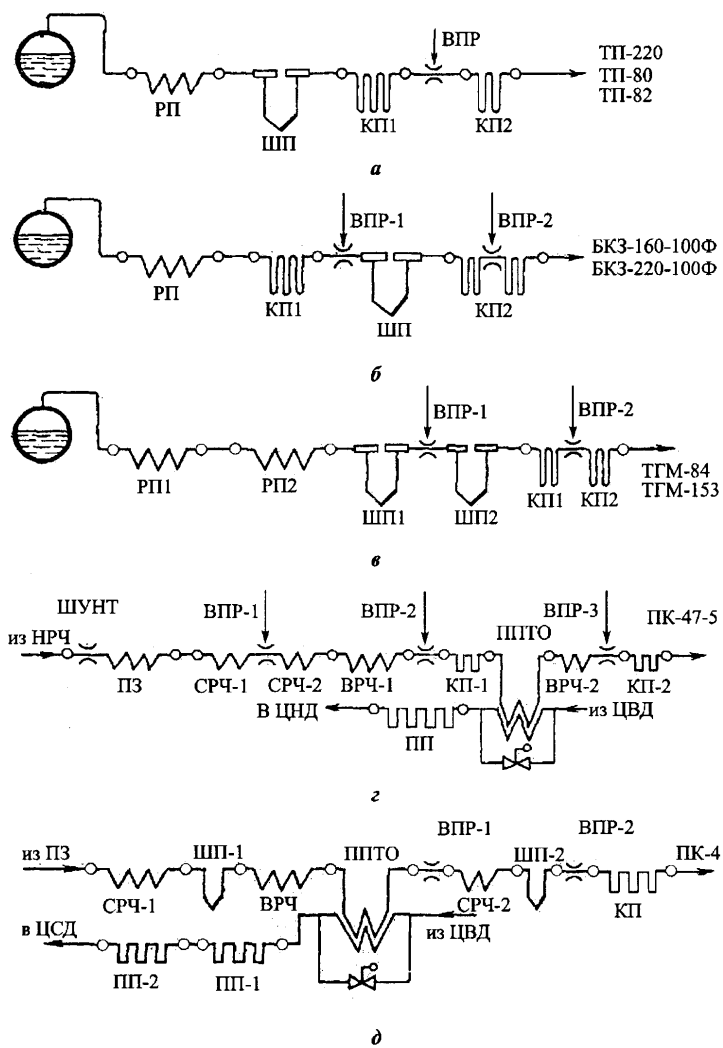


Рис. 6.1. Принципиальные схемы пароперегревателей:

РП – радиационный пароперегреватель; ШП – ширмовый; КП – конвективный; ВПР – впрыскивающее устройство; ПЗ – переходная зона; НРЧ – нижняя радиационная часть; СРЧ – средняя радиационная часть; ВРЧ – верхняя радиационная часть; ШПТО – паропаровой теплообменник; ПП – промпароперегреватель

часть; ШПТО – паропаровой теплообменник; ПП – промпароперегреватель

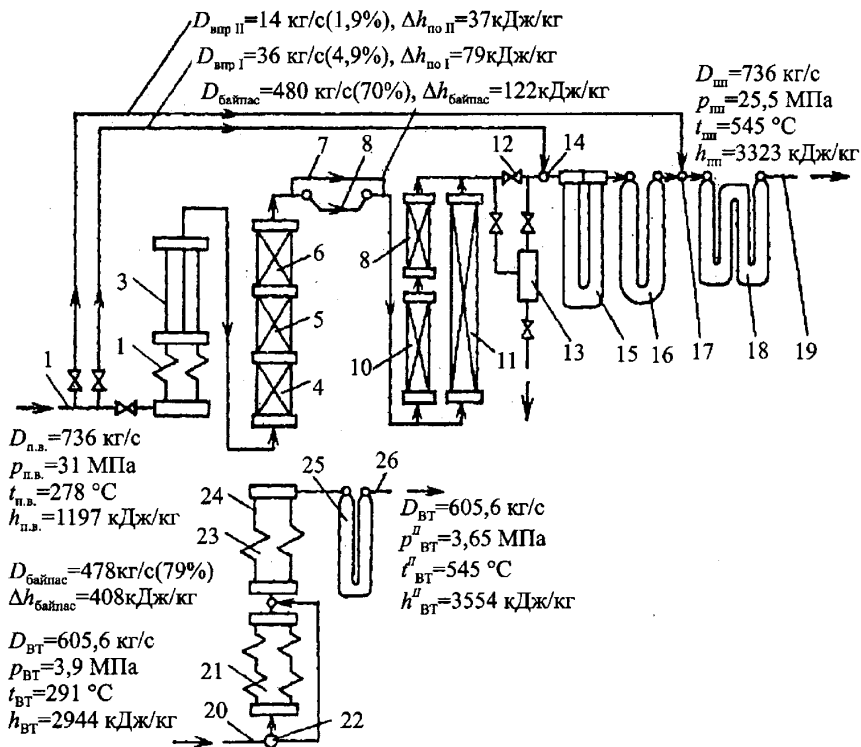


Рис. 6.2. Схема водопарового тракта прямоточного

парогенератора закритического давления Пп-2650-255 ГМ (ТГМП-204):

1 – вход питательной воды; 2 – экономайзер; 3 – подвесные трубы; 4 – НРЧ; 5 – СРЧ; 6 – ВРЧ; 7 – байпас потолочного экрана; 8 – потолочный экран; 9 – боковые экраны горизонтального газохода; 10 – экран фронтальной стены конвективной шахты; 11 – экраны боковых стен и задней стены конвективной шахты; 12 – встроенная задвижка; 13 – растопочные сепараторы; 14 – первый впрыскивающий пароохладитель; 15 – ширмовый пароперегреватель; 16 – входная ступень конвективного пароохладителя; 17 – второй впрыскивающий пароохладитель; 18 – выходная ступень конвективного пароперегревателя; 19 – выход перегретого пара сверхкритического давления; 20 – вход вторичного пара; 21 – регулирующая ступень вторичного пароперегревателя; 22 – регулирующая паровая заслонка; 23 – промежуточная ступень; 24 – паротводящие трубы; 25 – выходная ступень; 26 – выход перегретого вторичного пара

Общий перепад давления в тракте пароперегревателя барабанного парогенератора принимается равным 10 % давления перегретого пара $p_{п.п.}$. Потерю давления в отдельных частях можно принять следующей:

- радиационном и ширмовом пароперегревателях – по 2 %;
- в каждой ступени конвективного – по 3 %.

При температуре перегрева 500 °С желательно, а при температурах перегрева больше 500 °С обязательно иметь не менее двух перемешиваний пара. В парогенераторах с рабочим давлением 14 МПа пароперегреватель выполняют из четырех-пяти частей, а при сверхкритическом давлении – из шести-семи; в промежуточных коллекторах осуществляются перемешивание пара и переброс его по ширине, в некоторых коллекторах устанавливаются впрыскивающие устройства для регулирования температуры пара.

При конструировании промежуточных пароперегревателей редко применяется многократное перемешивание пара, т.к. это сопровождается повышением гидравлического сопротивления, что особенно нежелательно на промперегреве.

Промежуточные перегреватели выполняют в виде конвективных пакетов, реже – ширм и размещают их за пакетами основного перегревателя (см. рис. 6.1).

В связи с необходимостью поддержания постоянной температуры перегретого пара при всех режимах работы парогенератора приходится иметь устройства, обеспечивающие охлаждение пара на 30 и даже 40 °С.

При расчете впрыскивающих пароохладителей задается либо количество тепла, отбираемое от перегретого пара

$$\left(\Delta h_{по} = h'_{по} - h''_{по} = 60...85 \text{ кДж/кг} \right), \text{ либо количество воды, идущей на впрыск: } D_{впр} = (0,06...0,08)D.$$

Если устанавливаются два пароохладителя, то первый по ходу пара используется для глубокого поддержания заданной температуры и предотвращения повышения температуры металла труб; на него приходится более половины впрыскиваемой воды (50–60 %). Второй впрыск, расположенный перед выходным пакетом, осуществляет окончательную стабилизацию температуры

перегретого пара и защищает трубы выходного участка от недопустимого превышения температуры.

В прямоточных парогенераторах делают по три и даже четыре впрыска с общим расходом впрыскиваемой воды 25–30 % расхода питательной воды.

При заданном значении $\Delta h_{\text{по}}$ общий расход воды на впрыск оценивается по формуле, полученной из соответствующего уравнения смешения:

$$D_{\text{впр}} = D \frac{\Delta h_{\text{по}}}{h'' - h_{\text{впр}}}, \text{ кг/с}, \quad (6.1)$$

где $h_{\text{впр}}$ – энтальпия впрыскиваемой в пар воды, кДж/кг;

h'' – энтальпия пара после пароохладителя, кДж/кг.

Из этой формулы при известной величине $D_{\text{впр}}$ можно получить $\Delta h_{\text{по}}$

Для впрыска в перегретый пар используют либо питательную воду высокого качества, что возможно на прямоточных парогенераторах, либо впрыскивается конденсат, получаемый в парогенераторе из насыщенного пара (собственный конденсат). Последнее осуществляется на барабанных парогенераторах.

Энтальпия впрыскиваемой воды определяется в этом случае по ее температуре:

$$t_{\text{впр}} = t_{\text{нас}} - (10 \dots 20) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

и давлению:

$$p_{\text{впр}} = p_{\text{с}} - 0,2 \text{ МПа}, \quad (6.3)$$

где $t_{\text{нас}}$ – температура на линии насыщения при давлении $p_{\text{впр}}$;

$p_{\text{б}}$ – давление в барабане.

Если для впрыска используется питательная вода, отбираемая обычно перед водяным экономайзером, то $h_{\text{впр}} = h_{\text{п.в.}}$

Расход пара во всех поверхностях пароперегревателя, расположенных после впрыскивающего регулятора перегрева, увеличивается на величину впрыска.

Как следует из приведенных схем (см. рис. 6.1) радиационный перегреватель конструктивно может быть выполнен в виде вертикальных настенных или чаще всего горизонтальных потолочных экранов.

В ряде случаев такие экраны закрывают потолок горизонтального газохода и заднюю стенку поворотной камеры. Поэтому в общем случае приращение энтальпии пара в радиационном перегревателе составит:

$$\Delta h_{\text{д.пе}} = \Delta h_{\text{ст}}^{\text{T}} + \Delta h_{\text{пот}}^{\text{T}} + \Delta h_{\text{пот}}^{\text{Г.Г}} + \Delta h_{\text{п.к}}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.4)$$

где $\Delta h_{\text{ст}}^{\text{T}}$ – приращение энтальпии пара в настенной части топочной камеры, кДж/кг;

$\Delta h_{\text{пот}}^{\text{T}}$ – то же на потолке топочной камеры;

$\Delta h_{\text{пот}}^{\text{Г.Г}}$ – то же в потолочной части горизонтального газохода;

$\Delta h_{\text{п.к}}$ – то же при размещении перегревательной поверхности на стенках поворотной камеры.

Удельное приращение тепла в отдельных частях радиационного перегревателя можно определить по следующим формулам:

$$\Delta h_{\text{ст}}^{\text{T}} = \frac{q_{\text{л}} H_{\text{ст}}^{\text{T}}}{D - D_{\text{впр}}}; \quad (6.5)$$

$$\Delta h_{\text{пот}}^{\text{T}} = \frac{q_{\text{л}} H_{\text{пот}}^{\text{T}}}{D - D_{\text{впр}}}; \quad (6.6)$$

$$\Delta h_{\text{пот}}^{\text{Г.Г}} = \frac{q_{\text{Г.Г}} H_{\text{пот}}^{\text{Г.Г}}}{D - D_{\text{впр}}}; \quad (6.7)$$

$$\Delta h_{п.к} = \frac{q_{п.к} H_{п.к}}{D - D_{впр}}, \quad (6.8)$$

где $H_{ст}^T$, $H_{пот}^T$, $H_{пот}^{г.г}$, $H_{п.к}$ – соответственно лучевоспринимающие поверхности перегревателей настенного и потолочного в топке, потолочного в горизонтальном газоходе, настенного и потолочного в поворотной камере, м²;

$$H = F_{ст} x, \quad (6.9)$$

где x – угловой коэффициент экрана (см. рис. 4.4);

$F_{ст}$ – площадь стены, закрытая экраном пароперегревателя;

$q_{л}$ – среднее тепловое напряжение поверхности топочной камеры; определяется по формуле

$$q_{л} = V_{в} \frac{B_{р} Q_{л} \Psi}{F_{ст} \Psi_{ср}}, \quad (6.10)$$

где $V_{в}$ – коэффициент, характеризующий неравномерность радиационного тепловосприятия экранов по высоте; для потолка топки принимается по табл. 4.14, 4.15;

$q_{г.г}$ – среднее теплонапряжение поверхности потолка в горизонтальном газоходе; принимается $q_{г.г} = (20...23)$ кВт/м²;

$q_{п.к}$ – среднее теплонапряжение поверхности в поворотной камере; может быть принята $q_{п.к} = (15...17)$ кВт/м².

Поскольку во всех схемах радиационный перегреватель является первой по ходу пара поверхностью, то легко определить энтальпию пара за ним:

$$h_{р.п}'' = h_{н.п} + \Delta h_{р.п}, \quad (6.11)$$

где $h_{н.п}$ – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг.

В отдельных случаях первый конвективный пакет по тракту пара включен в «рассечку» радиационного потолочного перегревателя. Тогда общее тепловосприятие этого пароперегревателя $\Delta h_{p.п}$ можно разделить пополам, и соответственно одна половина увеличит энтальпию пара на входе в конвективный пакет, другая – на выходе из него.

По энтальпии и давлению пара за радиационным пароперегревателем определяется его температура, если считать на входе $p = p_6$, $t = t_s$ и $h = h_s$.

Тепло, воспринятое рабочей средой в радиационном пароперегревателе или в его частях и отнесенное к 1 кг топлива

$$Q_{л.пе} = \frac{(D - D_{впр}) \Delta h_{л.пе}}{B_p}. \quad (6.12)$$

Схема водопарового тракта прямоточного парогенератора представлена на рис. 6.2.

6.2. Тепловой расчет ширмового пароперегревателя

Ширмовые поверхности нагрева (рис. 6.3, 6.4) располагаются в верхней части топки и соединительном газоходе. В зависимости от поперечного шага S_1 различают топочные (радиационные) ширмы ($S_1 \geq 700$ мм) и полуррадиационные ширмы ($400 < S_1 < 700$ мм).

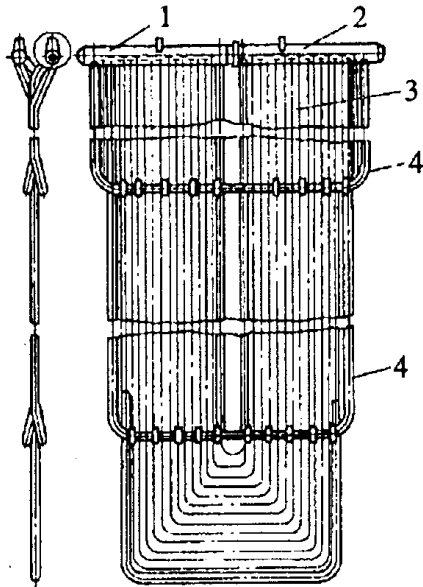


Рис. 6.3. Ширмовый пароперегреватель:
1, 2 – раздающий и сборный коллекторы;
3 – трубы, образующие ленту; 4 – трубы обвязки

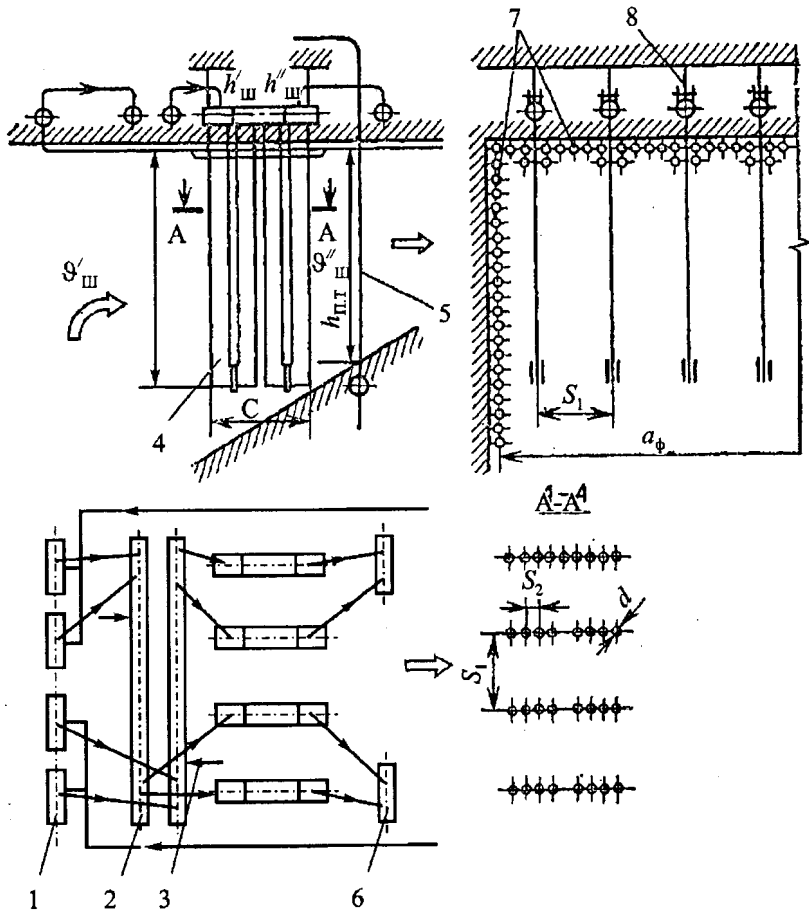


Рис. 6.4. Схема ширмового пароперегревателя:

1 – выходные коллекторы радиационного пароперегревателя; 2 – переборные коллекторы с впрыскивающими пароохладителями; 3 – ввод охлаждающей среды (собственный конденсат или питательная вода); 4 – ширма; 5 – подвесные трубы заднего экрана; 6 – входные коллекторы конвективного пароперегревателя; 7 – дополнительные поверхности

Считается, что топочные ширмы воспринимают теплоту только в результате теплового излучения, и при расчетах их включают в объем топки. Полурадиационные ширмы воспринимают теплоту как конвекцией, так и прямым излучением из топки.

Конструктивно ширмы представляют собой вертикальные *U*-образные (гораздо реже горизонтальные и *L*- или *W*-образные) гладкотрубные или цельносварные ленты с входным и выходным коллекторами, выполненные из труб диаметром 32×5, 32×6, 42×6 мм из стали 12Х1МФ или 12Х18Н12Т. Поперечный шаг S_1 кратен шагу труб потолка, продольный шаг $s_2 = d + \delta$ (δ равно 4 или 6 мм) для гладкотрубных и $s_2 = d + l$ (l равно 14 или 16 мм) для цельносварных ширм. Диаметр коллектора 133–168 мм.

Ширмы поставляют на монтажную площадку в виде готовых заводских блоков. Вертикальные ширмы крепят на неохлаждаемых тягах к каркасу котла (здания), горизонтальные подвешивают на охлаждаемых подвесных трубах.

Расчетная площадь поверхности нагрева для ширм, m^2

$$F_{ш} = 2z_{ш} [(n_{тр,ш} - 1)s_2 + d] [2(l + 0,5d)z_{пет} + (e - d)(2z_{пет} - 1)] x, \quad (6.13)$$

где $z_{ш}$ – число ширм (кратно 2 или 4);

$n_{тр,ш}$ – число труб в ленте ширмы;

l – высота обогреваемой части ширмы до оси нижней трубы, м;

$z_{пет}$ – число петель в ширме;

e – зазор между лентами ширмы ($e = 4d - 0,5$ м);

x – угловой коэффициент.

При выполнении поверочного расчета ширмового пароперегревателя конструктивные характеристики берутся по заводским чертежам. К таким конструктивным характеристикам относятся диаметр и толщина труб ширм $d \times \delta$, мм, то же для дополнительных поверхностей. Количество параллельно включенных труб – $n_{тр} = n_{ш}n$. Количество ширм $n_{ш}$. Шаг между ширмами s_1 , мм. Продольный шаг труб в ширме s_2 мм. Относительный поперечный шаг $\sigma_1 = s_1 / d$. Относительный продольный шаг $\sigma_2 = s_2 / d$. Расчетная поверхность нагрева ширм $F_{ш}$, m^2 .

$$F_{\text{ш}} = 2h_{\text{ш}}cn_{\text{ш}}x_{\text{ш}}, \quad (6.14)$$

где $h_{\text{ш}}$ – высота ширм;

c – глубина ширм;

$n_{\text{ш}}$ – число труб в ленте;

$x_{\text{ш}}$ – угловой коэффициент ширм (см. рис. 5.1, а).

Площадь выходного окна газохода ширм (см. рис. 6.4)

$$F_{\text{вых}} = h_{\text{пт}}a_{\text{ф}}, \text{ м}^2. \quad (6.15)$$

Лучевоспринимающая поверхность ширм

$$F_{\text{л.ш}} = F_{\text{вых}} - F_{\text{л.доп}}, \text{ м}^2. \quad (6.16)$$

Дополнительная поверхность нагрева в области ширм, м^2

$$F_{\text{доп}}^{\text{ш}} = 2h_{\text{бок}}c + a_{\text{ф}}c. \quad (6.17)$$

Дополнительная лучевоспринимающая поверхность

$$F_{\text{л.доп}}^{\text{ш}} = F_{\text{вых}} \frac{F_{\text{доп}}^{\text{ш}}}{F_{\text{ш}} + F_{\text{доп}}^{\text{ш}}}. \quad (6.18)$$

Живое сечение для прохода газов

$$F_{\text{г}} = ab - z_1ld, \text{ м}^2, \quad (6.19)$$

где a , b – размеры газохода в расчетном сечении, м;

Z_1 – число труб в ряду;

d , l – диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах под длиной труб понимается проекция длины трубы на плоскость, перпендикулярную направлению движения.

Живое сечение для прохода пара

$$f_{\text{п}} = n_{\text{тр}} \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (6.20)$$

где $d_{\text{вн}} = d - 2\delta$.

Массовая скорость пара в ширмах определяется по действительному расходу пара в ширмах $D_{\text{ш}}$, кг/с.

$$W_p = \frac{D_{\text{ш}}}{0,785d_{\text{вн}}^2 z n / z_x^n}, \quad (6.21)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб ширм. Для прямоточных парогенераторов докритического давления ширмы изготавливают из труб 38×4,5, сверхкритического давления – 32×6, барабанных – 32×4 мм;

z – количество ширм;

n – количество труб в ширме;

z_x^n – число ходов пара в ширмовых (для одноходовых ширм $z_x^n = 1$; для двухходовых ширм $z_x^n = 2$).

Глубина ширм c зависит от продольного шага s_2 , числа труб в ленте n и числа ходов z_x ленты. Обычно зазор между соседними трубами в ширме составляет 3–4 мм, тогда продольный шаг труб в ширме $s_2 = d + (0,003 \dots 0,004)$ м, а глубина ширм

$$c = [(n-1)s_2 + d]z_x + 1,5(z_x - 1). \quad (6.22)$$

Число ходов ленты обычно бывает четным (равным двум или четырем).

Эффективная толщина излучающего слоя

$$S = \frac{1,8}{1/h_{\text{ш}} + 1/s_1 + 1/c}, \text{ м}, \quad (6.23)$$

где $h_{\text{ш}}$, c – высота и глубина ширмы по ходу газов;

s_1 – поперечный шаг.

Температуру на входе в ширмы $\vartheta'_{\text{ш}}$ принимаем $\vartheta'_{\text{ш}} = \vartheta''_{\text{т}}$;

$\vartheta''_{\text{т}}$ – температура газов на выходе из топки.

Энтальпия газов на входе в ширмы $H_{ш}'$, кДж/кг (определяется по $\mathcal{S}_{ш}'$).

Тепловосприятие ширм складывается из теплоты, полученной излучением из топки $Q_{л.ш}$ и теплоты от омывания газов $Q_{б.ш}$. С учетом тепловосприятия дополнительных поверхностей (экранов газохода и ширм $Q_{доп}$)

$$Q_{ш+доп} = Q_{л.ш+доп} + Q_{б.ш+доп} \cdot \quad (6.24)$$

Теплота, полученная излучением из топки поверхностью нагрева, примыкающей к выходному окну топки

$$Q_{л.ш+доп} = \frac{q_{л.в} F_{вых} \sum x_p (1-a)}{B_p}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.25)$$

где a – степень черноты объема ширм; определяется по номограмме (рис. 5.16);

$\sum x_p$ – сумма угловых коэффициентов в поверхности; определяется по рис. 5.1, a ;

$q_{л.в}$ – тепловая нагрузка поверхности в районе выходного окна топки, кВт/м²;

$F_{вых}$ – площадь выходного окна, м².

Член $(1-a)$ вводится только для ширм:

$$q_{л.в} = Y_v \frac{B_p Q_l \psi}{F_{ст} \psi_{ср}}, \quad (6.26)$$

где Y_v – коэффициент распределения тепловосприятия камерных топок (табл. 4.14 и 4.15).

Теплота излучением из газового объема на ширмы (рис. 6.5), расположенные за этим объемом, учитывается увеличением степени черноты межширмового объема a до a' по формуле

$$a' = a \left[1 + \frac{a_{06} s_1}{a 2 l_{06}} \sum x_p (1-a) \frac{T_{06}^4 - T_3^4}{T_{cp}^4 - T_3^4} \right], \quad (6.27)$$

где a_{06} – степень черноты газов в газовом объеме;

s_1 – поперечный шаг ширм за объемом, м;

l_{06} – глубина объема по ходу газов, м;

$\sum x_p$ – сумма угловых коэффициентов в ширме, определяется по рис. 5.1, а.

T_{06}, T_{cp}, T_3 – температура газов в объеме, и средняя в ширмах, загрязненной стенки ширм, К;

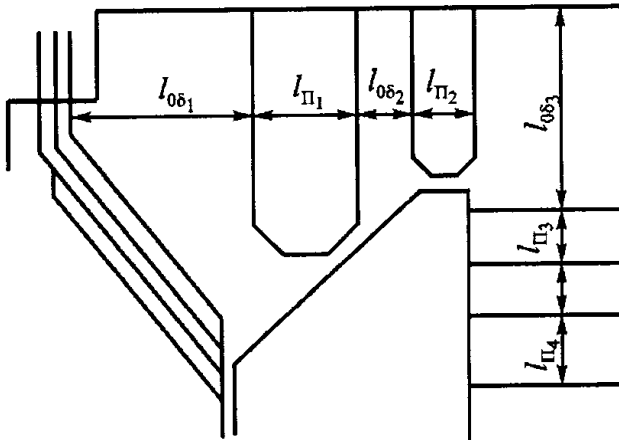


Рис. 6.5. Расчет излучения газовых объемов

Тепловосприятие излучением складывается из тепловосприятия ширм $Q_{л.ш}$ и тепловосприятия дополнительных поверхностей, расположенных в области ширм.

$$Q_{л.ш+доп} = Q_{л.ш} + Q_{л.доп}^{ш}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.28)$$

Количество лучистой теплоты, воспринятой излучением из точки ширмами

$$Q_{л.ш} = Q_{л.ш+доп} - Q_{л.доп}^ш, \text{ кДж/кг.} \quad (6.29)$$

Количество лучистой теплоты, воспринятой излучением из топки дополнительными поверхностями:

$$Q_{л.доп}^ш = Q_{л.ш+доп} \frac{F_{л.доп}^ш}{F_{л.ш} + F_{л.доп}^ш}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.30)$$

Теплота, отданная газами (основной и дополнительной поверхностям):

$$Q_{б.осп} + Q_{б.доп} = \varphi (H' - H'' + \Delta\alpha H_{о прс}) q, \text{ кДж/кг,} \quad (6.31)$$

где $Q_{б.доп}$ – тепловосприятие дополнительных поверхностей нагрева, кДж/кг;

φ – коэффициент сохранения теплоты;

H', H'' – энтальпия газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг;

$\Delta\alpha$ – изменение избытка воздуха в поверхности;

$H_{о прс}$ – энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг, определяется по температуре холодного воздуха $t_{хв} = 30$ °С;

q – доля газов, проходящих через рассчитываемую поверхность.

Температура газов на выходе из ширм $\vartheta_{ш}''$ °С принимается предварительно. Температура газов в поворотной камере перед плотными конвективными поверхностями нагрева опускной шахты должна быть не выше 950–1000 °С.

Средняя температура газов в ширмах

$$\vartheta = \frac{\vartheta_{ш}' + \vartheta_{ш}''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (6.32)$$

Определяется произведение $p_{\text{п}}s = pr_{\text{п}}s$, МПа·м, где p – давление газов в парогенераторе; $r_{\text{п}}$ – объемная доля трехатомных газов.

Оптическая толщина kps , где k – коэффициент теплового поглощения $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ определяется по табл. 4.13, а эффективная толщина излучающего слоя s – по табл. 4.11.

Коэффициент теплового излучения $a = \epsilon$, $1/(\text{МПа}\cdot\text{м})$ и теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ определяются по табл. 5.7 или по номограмме (рис. 5.16 и 5.17). Энтальпия газов на выходе из ширм $H''_{\text{ш}}$, $\text{кДж}/\text{кг}$, определяется по $H - \vartheta$ таблице (табл. 2.5) по ранее выбранной $\vartheta''_{\text{ш}}$.

Тепловосприятие ширм по балансу $Q_{\text{бш}}$, $\text{кДж}/\text{кг}$, принимается предварительно. Для оценки принимают

$$Q_{\text{б.ш}} = (0,90\dots 0,92)Q_{\text{бш+доп}}, \text{кДж}/\text{кг}. \quad (6.33)$$

Тепловосприятие дополнительных поверхностей по балансу

$$Q_{\text{б.доп}} = Q_{\text{б.ш+доп}} - Q_{\text{б.ш}}, \text{кДж}/\text{кг} \quad (6.34)$$

Расход воды на впрыск перед ширмами (первый) $D_{\text{впр1}}$, $\text{кг}/\text{с}$, принимается около 3–5 % от $D_{\text{п.в}}$. Температура пара перед первым впрыскивающим пароохладителем $t'_{\text{впр1}}$, $^{\circ}\text{C}$, принимается предварительно.

Количество теплоты, которое необходимо подвести от газов к ширмам, определяется по уравнению теплового баланса:

$$Q_{\text{б}} = \frac{D - D_{\text{впр}}}{B_{\text{п}}} \Delta h_{\text{ш}}, \text{кДж}/\text{кг}, \quad (6.35)$$

где $\Delta h_{\text{ш}}$ – теплота, которая подводится к пару на ширмовом участке пароперегревателя, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Обычно тепловосприятие вертикальных ширм на выходе из топки составляет (для одной ступени):

а) $\Delta h_{ш} = (0,25...0,35)\Delta h_{пе}$ при выполнении ширм в два ряда по ходу газов;

б) $\Delta h_{ш} = (0,20...0,25)\Delta h_{пе}$ при выполнении одного ряда ширм.

Большее значение принимается при сжигании сухих топлив.

Полное тепловосприятие 1 кг пара в пароперегревателе

$$h_{пе} = h_{пп} - h_{н.п} + \Delta h_{п.о}. \quad (6.36)$$

Тепловосприятие горизонтальных ширм, занимающих верхнюю часть топки, горизонтальный газоход и объем поворотной камеры больше и может составлять $(0,4...0,6)\Delta h_{пе}$.

Энтальпия пара перед первым впрыскивающим пароохладителем $h_{впр1}$, кДж/кг, определяется по давлению и температуре с помощью термодинамических таблиц.

Снижение энтальпии пара первым впрыском

$$\Delta i_{впр1} = \frac{D_{впр}(h'_{впр} - h_{п.в})}{D - D_{впр1}}, \text{ кДж/кг}. \quad (6.37)$$

Энтальпия пара после первого впрыска

$$h''_{впр1} = h'_{впр1} - \Delta h_{впр1}, \text{ кДж/кг}. \quad (6.38)$$

Температура пара после первого впрыска $t''_{впр1}$, °С, определяется с помощью термодинамических таблиц. Температура пара на входе в ширмы $t'_{ш} = t''_{впр1}$. Энтальпия пара на входе в ширмы $h'_{ш} = h''_{впр}$, кДж/кг.

Прирост энтальпии пара в ширмах

$$\Delta h_{ш} = \frac{(Q_{б.ш} + Q_{л.ш})B_p}{D - D_{впр1}}. \quad (6.39)$$

Энтальпия пара после ширм

$$\Delta h_{ш}'' = h_{ш}' + \Delta h_{ш}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.40)$$

Температура пара после ширм $t_{ш}''$, °С, определяется с помощью термодинамических таблиц по $p_{ш}''$ и $h_{ш}''$.

Средняя температура пара в ширмах

$$t_{ш} = \frac{t_{ш}' + t_{ш}''}{2}, \text{ °С.} \quad (6.41)$$

Температурный напор в ширмах

$$\Delta t_{ш} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (6.42)$$

где Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разности температур теплообменивающихся сред на границах поверхности, °С (см. п. 5.3).

В случае когда $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$, температурный напор может быть определен просто как среднеарифметическая разность температур (при этом ошибка в расчете не превышает 4 %):

$$\Delta t_i = \frac{(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}})}{2} = \vartheta - t, \quad (6.43)$$

где ϑ и t – средние температуры сред в пределах поверхности, °С.

Для ширмовых поверхностей, фестонов, подвесных труб и конвективных пароперегревателей (при коридорном расположении труб в пучке), размещенных за топкой в горизонтальном газоходе или в конвективной шахте, расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов выполняется по формулам, используемым для гладкотрубных пучков с поперечным омыванием труб газами (см. табл. 5.6 или рис. 5.9):

$$\alpha_k = 0,2C_s C_z \frac{\lambda d}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6} P_r^{0,33}, \quad (6.44)$$

где λ – теплопроводность, Вт/(м·К), для газов и воздуха принимается по рис. 5.5;

ν – кинематическая вязкость, м²/с, для газов и воздуха принимается по рис. 5.6;

P_r – число Прандтля, для газов и воздуха находится по рис. 5.7. Коэффициенты λ , ν и число P_r определяются для средних температур воздуха и газов, для среднего состава газов $r_{H_2O} = 0,11$, $r_{RO_2} = 0,13$ и при давлении около 0,1 МПа. Отклонение состава продуктов сгорания от среднего значения учитывается введением поправки на состав с помощью тех же номограмм (см. рис. 5.5–5.7);

d – наружный диаметр, м;

w_r – скорость теплоносителя (дымовых газов), м/с,

$$w_r = \frac{B_p V_r (\vartheta + 273)}{273 f},$$

где V_r – объем газов на 1 кг (на 1 м³) топлива при 0,1 МПа и 0 °С, определяемый по среднему избытку воздуха в газоходе, м³/кг (м³/м³);

ϑ – расчетная температура потока газов, определяемая как полусумма температур газов на входе в поверхность нагрева ϑ' и выходе из нее ϑ'' , °С;

f – площадь живого сечения для прохода газов, воздуха, м², определяется как разность между полной площадью поперечного сечения газохода в свету, проходящему через оси поперечного ряда труб, и частью этой площади, занятой трубами; для поперечно омываемых гладкотрубных пучков

$$f = ab - z_1 ld, \quad (6.45)$$

где a , b – размеры газохода в расчетном сечении, м;

z_1 – число труб в ряду;

d, l – диаметр и длина труб.

Коэффициент загрязнения ширм ε определяется по табл. 5.3 и рис. 5.2.

Температура наружной поверхности загрязнений ширм t_3 находится по формулам табл. 5.9. Коэффициент теплоотдачи излучением в ширмах α_d , Вт/(м²·К), определяется по формулам табл. 5.7.

Коэффициент использования ширмовых поверхностей ξ находится по рис. 5.4. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке ширм α_1 , Вт/(м²·К), определяется по формулам табл. 5.6. Поправки C_s и C_z принимаются из табл. 5.8. Коэффициент теплопередачи для ширм $\kappa_{ш}$, Вт/(м²·К) находится по формулам табл. 5.2. Значение коэффициента α_2 определяется по номограммам рис. 6.6 и 6.7. Тепловосприятие ширм – по уравнению теплопередачи

$$Q_{т.ш} = \frac{\kappa \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}}{B_p}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.46)$$

Тепловой расчет ширм считается законченным, если

$$\delta Q_{ш} = \frac{Q_6^{ш} - Q_{т}^{ш}}{Q_6^{ш}} 100 \leq 2 \% . \quad (6.47)$$

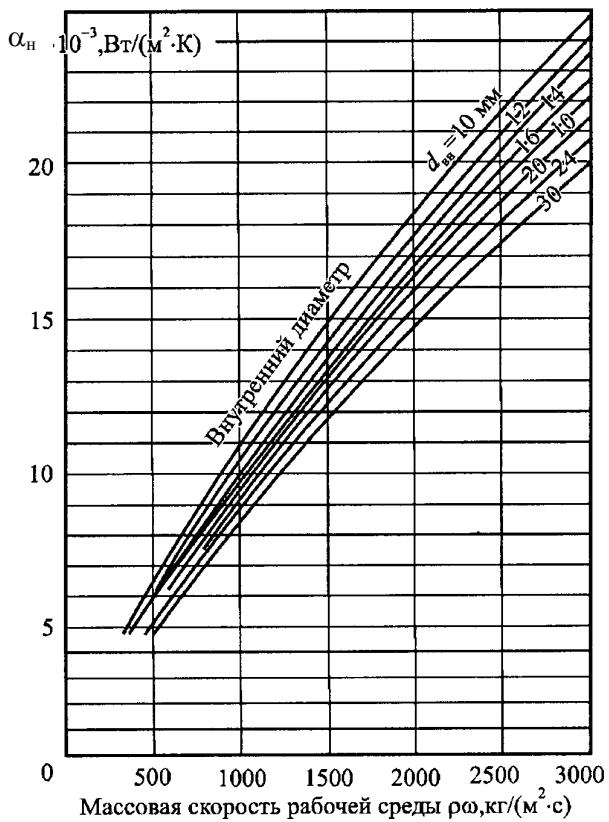


Рис. 6.6. Определение коэффициента α_n , необходимого для рис. 6.7

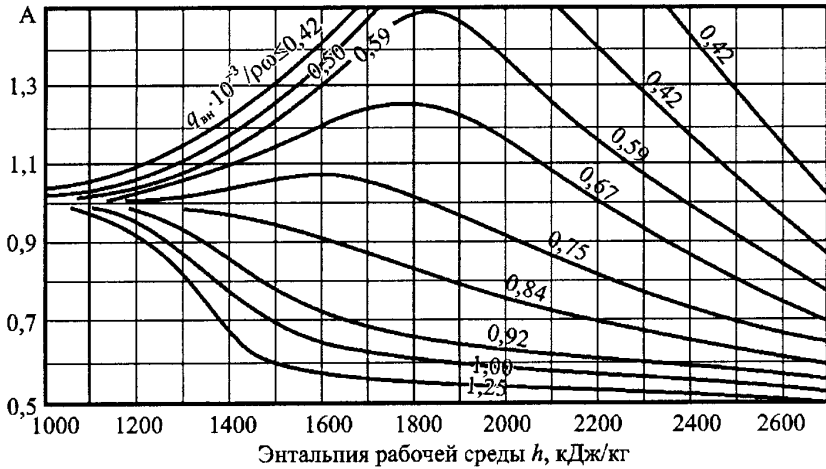


Рис. 6.7. Коэффициент теплоотдачи конвекций при продольном омывании при СКД в области больших теплоемкостей $\alpha_k = \alpha_{ц} A$. Если по параметру $q_{вн} \cdot 10^{-3} / w \cdot \rho$ значения A выходят за пределы номограммы, следует принять A равным 1,5

Средняя температура в дополнительных поверхностях $t_{доп}$, °С, принимается предварительно. Далее определяется тепловосприятие дополнительных поверхностей по уравнению теплопередачи:

$$Q_{т.доп}^{ш} = \frac{\kappa_{ш} F_{доп}^{ш} (\vartheta_{ш} - t_{доп}^{ш})}{B_p}, \quad (6.48)$$

где $\kappa_{ш}$ – коэффициент теплопередачи экрана газохода ширм, принимаемый равным коэффициенту теплопередачи ширм, т. е. $\kappa_{экр}^{ш} = \kappa_{ш}$ Вт/(м²·К);

$F_{доп}^{ш}$ – поверхность нагрева экрана м²;

$\vartheta_{ш}$ – средняя температура газов в газоходу ширм, °С;

$t_{доп}^{ш}$ – средняя температура пара в экране ширм (предварительно оценивается при распределении тепловосприятий), °С.

Тепловой расчет экрана газохода ширм считается законченным, если

$$\left| \delta Q_{\text{экp}}^{\text{ш}} \right| = \frac{\left| Q_{\text{б.экp}}^{\text{ш}} - Q_{\text{т.экp}}^{\text{ш}} \right|}{Q_{\text{б.экp}}^{\text{ш}}} 100 \leq 10 \% . \quad (6.49)$$

6.3. Расчет дополнительных поверхностей газоходов парогенератора

Расчет тепловосприятия небольших (до 10 %) дополнительных поверхностей, включенных параллельно или последовательно (по ходу газов) с основными поверхностями (настенные экраны конвективных газоходов, подвесные трубы перегревателя, отводящие трубы экономайзера на стенах или потолке газоходов и т. п.) рекомендуется упростить.

Коэффициент теплопередачи для дополнительной поверхности принимается таким же, как для основной, независимо от их конструктивного выполнения. Тепловосприятие оценивается и прибавляется к величине тепловосприятия основной поверхности при определении конечной температуры газов.

Принятая величина тепловосприятия дополнительной поверхности проверяется с учетом значения температурного напора в ней по формуле

$$Q_{\text{доп}} = \frac{H_{\text{доп}} \kappa (\vartheta - t)}{B_p} 10^{-3}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.50)$$

где $H_{\text{доп}}$ – омываемая газами дополнительная поверхность нагрева, м^2 ;

κ – коэффициент теплопередачи основной поверхности нагрева, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

ϑ, t – температуры газов в основной поверхности нагрева и обогреваемой среды в дополнительной поверхности нагрева, $^{\circ}\text{C}$.

Температурный напор для дополнительной поверхности, расположенной параллельно (по ходу газов) основной, принимается равным разности средних температур газов в газоходе и

теплоносителя в дополнительной поверхности, а для расположенной последовательно (по ходу газов) – равным разности температур газов на выходе из газохода и средней температуры теплоносителя в дополнительной поверхности.

Для дополнительных поверхностей допускается расхождение принятой и определенной величин тепловосприятия до $\pm 10\%$.

Если дополнительная поверхность составляет не более 5 % основной, она отдельно не рассчитывается, а объединяется с поверхностью трубного пучка, последовательно соединенного с нею по внутренней среде.

Поверхность труб, расположенных у обмуровки, принимается равной поверхности стены, занятой трубами, умноженная на угловой коэффициент χ , определяемый по рис. 4.4 для настенных экранов.

Поверхности нагрева, расположенные в объеме поворотной камеры (подвесные трубы, отводящие трубы конвективных пучков и т.п.) рассчитываются как основные, по полной наружной поверхности. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется как для коридорного пучка с коэффициентом использования 0,7. Расчетной живое сечение принимается равным поперечному сечению горизонтального газохода на входе в камеру. Эффективная толщина излучающего слоя

$$s = 3,6 \frac{V}{F_{\text{ст}}}, \quad (6.51)$$

где V – объем излучающего слоя, м^3 ;

$F_{\text{ст}}$ – площадь ограждающих поверхностей, м^2 .

В виду небольшой доли тепловосприятия поворотной камеры можно приближенно оценить снижение температуры газов в ней следующим образом:

а) при наличии настенных экранов (включая потолок) и подвесных труб снижение температуры газов составит

$$\Delta \vartheta_{\text{пк}} = 0,07 \vartheta'_{\text{пк}},$$

где $\vartheta'_{\text{пк}}$ – температура газов на входе в поворотную камеру из горизонтального газохода;

б) при наличии настенных экранов, подвесных экономайзерных труб и вертикальных переборных стояков снижение температуры газов составит

$$\Delta\vartheta_{\text{пк}} = 0,048\vartheta_{\text{пк}}'';$$

в) при наличии потолка и настенных экранов – $\Delta\vartheta_{\text{пк}} = 0,044\vartheta_{\text{пк}}'$,
а в случае только потолка – $0,02\vartheta_{\text{пк}}'$.

6.4. Расчет фестона и подвесных труб

Фестон и подвесные трубы располагаются между ширмами и пакетами конвективного пароперегревателя и конструктивно представляют собой разряженный трубный пучок (фестон) из труб заднего экрана (рис. 6.7А) или один ряд труб наружным диаметром около 100 мм, с поперечным шагом $S_{\text{пт}}$ около 400–800 мм (рис. 6.7Б).

Тепловой расчет фестона выполняется, как и расчет ширм, поперечным методом. Для этого необходимо определить по чертежам конструктивные характеристики фестона (диаметр, шаги, число труб, размеры газохода и т. д.).

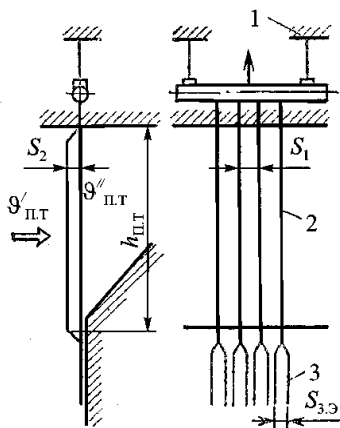


Рис. 6.7А. Схема расположения фестонированных труб заднего экрана:

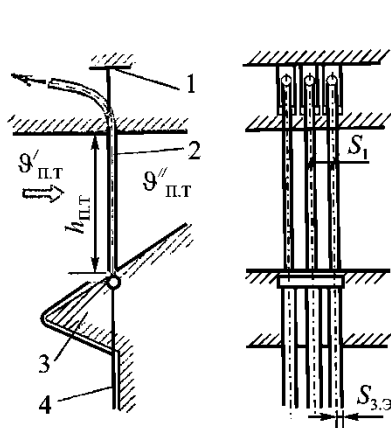


Рис. 6.7Б. Подвесные трубы заднего экрана:
1 – узел крепления; 2 – подвесные трубы;

1 – узел крепления; 2 – фестон; 3 – аэродинамический выступ;
 3 – задний экран 4 – задний экран

Скорость газов в фестоне определяется по формуле

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta_{\Gamma} + 273)}{273F}, \text{ м/с}, \quad (6.52)$$

где $\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$ – расчетная температура дымовых газов, °С, определяемая как полусумма температур на входе и выходе;

$$F = h_{\text{пт}} (a - z_1 d), \text{ м}^2, \quad (6.53)$$

где $h_{\text{пт}}$ – высота подвесных труб, равная высоте газового окна, в котором размещен фестон.

Температура газов на выходе из фестона

$$\vartheta'' = \vartheta' - \Delta\vartheta, \text{ °С}, \quad (6.54)$$

где $\Delta\vartheta$ – охлаждение газов в фестоне, которое может быть оценено величиной 7–10 °С для однорядных, 15–20 °С для двухрядных, 30–40 °С для трехрядных и 50–60 °С для четырехрядных фестонов (меньшее значение для влажных топлив, большее – для сухих).

Полная теплообменная поверхность фестона

$$H_{\phi} = z_1 z_2 \pi d h_{\text{пт}}, \text{ м}^2, \quad (6.55)$$

где z_1 – количество труб в одном ряде;

z_2 – число рядов по ходу газа.

Площадь выходного окна топки

$$F_{\text{вых}} = a_{\phi} h_{\text{пт}}, \text{ м}^2. \quad (6.56)$$

Для определения количества теплоты, воспринимаемой этой поверхностью, следует задаться температурой газов за фестоном ϑ''_{ϕ} . Тогда по известной из расчета ширм температуре газов перед

фестоном $\vartheta'_\phi = \vartheta''_{ш}$ и по температуре газов за фестоном определяют количество теплоты, передаваемой в фестоне от газов рабочей среде (тепловосприятие фестона по балансу):

$$Q_{\delta\phi} = (H'_\phi - H''_\phi)\phi, \text{ кДж/кг}, \quad (6.57)$$

где H'_ϕ – энтальпия газов перед фестоном (принимается равной энтальпии газов за ширмами);

H''_ϕ – энтальпия газов за фестоном, определяется по выбранной температуре газов за фестоном ϑ''_ϕ с помощью $H - \vartheta$ таблицы;

ϕ – коэффициент сохранения теплоты.

Тепловосприятие фестона за счет излучения из топки и ширм:

– если фестон расположен за ширмами

$$Q_{л.ф} = \frac{q_{л.в} F_{\text{вых}} [1 - \sum x_p (1 - a)]}{B_p}, \text{ кДж/кг}; \quad (6.58)$$

– если фестон расположен сразу за топкой

$$Q_{л.ф} = \frac{q_{л.в} F_{\text{вых}} \sum x_p}{B_p}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.59)$$

где $q_{л.в}$ – тепловая нагрузка поверхности в районе выходного окна топки, кВт/м²;

$F_{\text{вых}}$ – площадь выходного окна топки, м²;

a – степень черноты объема ширм;

Для однорядных фестонов угловой коэффициент фестона равен 1, а для фестонов с большим числом рядов $\sum x_p$ определяется по рис. 5.1, б.

Полное тепловосприятие фестона

$$Q_\phi = Q_{б.ф} + Q_{л.ф}. \quad (6.60)$$

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле

$$S = 0,9d \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d^2} - 1 \right), \text{ м.} \quad (6.61)$$

Далее рассчитывается количество теплоты, передаваемой от газов к фестону за счет конвективного теплообмена. Для этого определяют скорость газов по формуле 6.52.

Далее по номограмме рис. 5.15 находят коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , Вт/(м²·К).

Температура наружной поверхности загрязнений t_3 рассчитывается по формуле $t_3 = t + 50$, °С, при сжигании твердого и жидкого топлива, а при сжигании газа $t_3 = t + 25$, °С.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по номограмме рис. 5.17.

Тепловосприятие фестона находится по уравнению теплопередачи

$$Q_{т.ф} = \frac{(\alpha_k + \alpha_{л}) H_{ф} (\vartheta - t_3)}{B_p} 10^3, \text{ кДж/кг.} \quad (6.62)$$

Расчет считается законченным, если

$$\delta Q_{ф} = \frac{Q_{ф} - Q_{т.ф}}{Q_{ф}} 100 < 5 \%. \quad (6.63)$$

При большей разнице необходимо задаться другой температурой газов за фестоном $\vartheta''_{ф}$ и повторить расчет.

Расчет подвесных труб производится в той же последовательности, что и расчет фестона. Для предварительной оценки тепловосприятия подвесных труб по балансу $Q_{бп.т}$ задаются снижением в них температуры газов $\Delta\vartheta_{п.т} \approx 5...10$ °С для однорядных и 20...25 °С для двухрядных. Температура на выходе $\vartheta''_{п.т} = \vartheta'_{п.т} - \Delta\vartheta_{п.т}$, °С. Тепловое восприятие труб по балансу $Q_{бп.т} = (H'_{п.т} - H''_{п.т})\varphi$, кДж/кг.

При курсовом проектировании расчет подвесных труб в полном объеме не выполняется. Оценивается только охлаждение газов $\Delta\theta_{п.т.}$ и определяется тепловосприятие $Q_{бп.т.}$.

6.5. Тепловой расчет конвективного пароперегревателя

6.5.1. Рекомендации по методике расчета пароперегревателя

На рис. 6.8 представлены конструкции пароперегревателя. «Горячий» и «холодный» пакеты рекомендуется считать отдельно. Располагаться они могут не только в горизонтальном газоходе, но и в конвективной шахте.

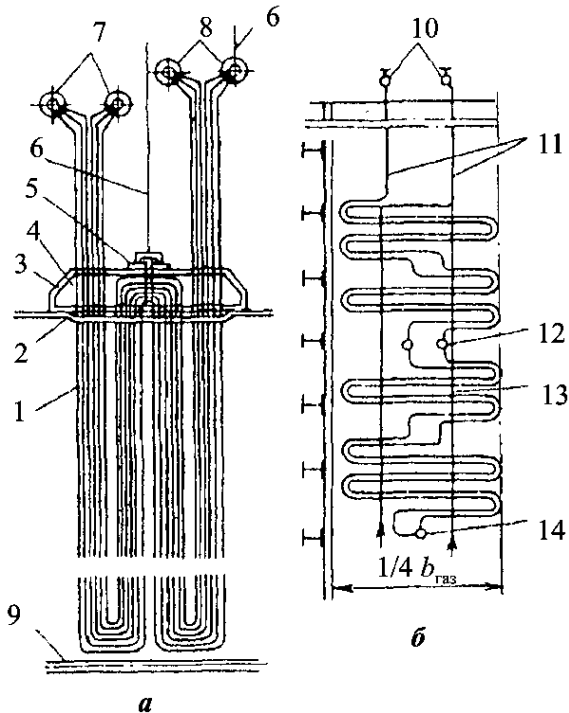


Рис. 6.8. Пароперегревательные змеевиковые поверхности:
а – двухпетлевой пароперегреватель высокого давления;
б – промежуточный пароперегреватель блока 800 МВт:

1 – трубы; 2 – трубы потолочного пароперегревателя; 3 – теплый ящик; 4 – засыпка ящика; 5 – подвеска; 6 – тяги подвески; 7 – входные коллекторы; 8 – выходные коллекторы; 9 – трубы экранирования нижней части соединительного газохода; 10 – сборный коллектор подвесных труб; 11 – подвесные трубы; 12 – промежуточный коллектор; 13 – дистанцирующее устройство; 14 – входной коллектор

Тепловосприятие «холодного» пакета (первая ступень) Δh обычно составляет 25–30 % полного тепловосприятия пароперегревателя. Тепловосприятие первого «холодного» пакета принимается обычно 250–400 кДж/кг. При поступлении в него пара относительно небольшого перегрева желательно выполнить его из углеродистой стали 20. В этом случае по условию надежной работы стали температура пара на выходе из пакета не должна превышать 400 °С.

Тепловосприятие пара в «горячей» ступени – 350–400 кДж/кг (в одном ходе – 175–200 кДж/кг). Такое сравнительно небольшое приращение энтальпии обеспечивает допустимые пределы тепловой развертки.

При нехватке тепла перегрева в «горячем» и «холодном» пакетах выполняется третий конвективный пакет, расположенный за «холодным» пакетом. Его тепловосприятие по пару должно быть не ниже 80 кДж/кг. В итоге производится проверка правильности распределения тепла.

Общее приращение энтальпии пара в перегревателе равно сумме теплоприращений в отдельных поверхностях:

$$\Delta h_{пе} = h_{п.п} - h_{н.п} + \Delta h_{по} = \Delta h_{р.п} + \sum \Delta h_{к.п} + \Delta h_{ш} . \quad (6.64)$$

При этом тепловосприятие первой ступени по газовой стороне

$$Q_1 = \frac{D - D_{впр}}{B_p} \Delta h_1 , \text{ кДж/кг.} \quad (6.65)$$

Для «горячего» пакета ($\Delta h_{п1}$ – изменение энтальпии среды при прохождении этого пакета; $\Delta h_{п1} = \Delta h_{пе} - \Delta h_{ш} - \Delta h_1 - \Delta h_{пот}$):

$$Q_{11} = \frac{D \Delta h_{п1}}{B_p} - Q_1 , \text{ кДж/кг.} \quad (6.66)$$

При установке пароохладителя перед конвективным пакетом (см. рис. 6.1) общее тепловосприятие пакета равно разности энтальпий пара его на концах. При известной энтальпии перегретого пара $h_{п.п}$ энтальпия пара на входе в «горячий» пакет на схеме *a* составит:

$$h'_{г.п} = h_{п.п} - \Delta h_{г.п}. \quad (6.67)$$

Последняя равна энтальпии пара после впрыскивающего пароохладителя, что позволяет при известной величине впрыска определить $\Delta h_{по}$ или при заданном диапазоне регулирования установить размер впрыска. Если пароохладитель установлен «в рассечку» конвективного пакета в смесительном коллекторе между двумя ходами пара (рис. 6.1, б), то сумма тепловосприятий обоих ходов больше, чем разность энтальпий пара между выходным и входным коллекторами пакета. Тогда энтальпия пара на входе в пакет составит:

$$h'_{г.п} = h_{п.п} - \Delta h_{г.п} + \Delta h_{по}. \quad (6.68)$$

С помощью этой величины и давления пара определяется его температура на входе в горячую ступень пароперегревателя. При отсутствии ширм и установке фестона теплота воспринимается излучением из топки горячей частью конвективного пароперегревателя:

$$Q_{л} = q_{л.в} \frac{F_{\text{ВЫХ}}}{B_p} (1 - \sum x_{рф}), \quad (6.69)$$

где $q_{л.в} = Y_v \frac{B Q_{л\phi}}{F_{ст} \phi_{ср}}$, кВт/м²;

$\sum x_{рф}$ – угловой коэффициент фестона (рис. 5.1, б).

При установке ширм и фестона перед горячей ступенью конвективного пароперегревателя

$$Q_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}}}{B_{\text{р}}} \cdot \left[1 - \sum x_{\text{рш}} (1 - a) - \sum x_{\text{рш}} \right], \text{ кДж/кг}, \quad (6.70)$$

где $\sum x_{\text{рш}}$ – определяется по рис. 5.1, а.

Теплота, полученная излучением из топки горячей частью конвективного пароперегревателя, расположенной за ширмой при отсутствии фестона:

$$Q_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}} \left[1 - \sum x_{\text{рш}} (1 - a) \right]}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг}.$$

Найденные значения энтальпии газов при соответствующих значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{пе}}$ позволяют определить температуру газов на входе и выходе из «холодного» и «горячего» пакетов пароперегревателя по $H - \vartheta$ -таблице.

При размещении пароперегревателя в конвективной шахте уравнения (6.71), (6.72) должны быть приведены в соответствие с компоновкой. Например, потолочный экран может отсутствовать, но, возможно, будет необходимо учесть охлаждение газов в поворотной камере; если промпароперегреватель располагается между пакетами первичного пароперегревателя, то следует при расчете учесть охлаждение газов в ступенях промпароперегревателя и т. д.

Энтальпия газов за второй ступенью пароперегревателя

$$H''_{11} = H'_{11} - \frac{Q_{11}}{\varphi} - \frac{Q_{\text{к.пот}}}{2\varphi} + \frac{\Delta\alpha_{\text{пе}}}{2} H_{\text{о.х.в}}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.71)$$

где $\frac{Q_{\text{к.пот}}}{2\varphi}$ – тепловосприятие потолочного перегревателя, расположенного в горизонтальном газоходе (6.7).

Энтальпия газов за первой ступенью пароперегревателя

$$H''_{11} = H'_{11} - \frac{Q_1}{\varphi} - \frac{Q_{\text{к.пот}}}{2\varphi} + \frac{\Delta\alpha_{\text{пе}}}{2} H_{\text{о.х.в}}, \text{ кДж/кг}. \quad (6.72)$$

При наличии в газоходе перегревателя дополнительной поверхности, которую следует рассчитывать отдельно Q_6 вычисляется с учетом тепловосприятия этой поверхности по формуле

$$Q_6 = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{\text{о пр}}) - Q_{\text{доп}}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.73)$$

Температурный напор для пароперегревателя определяется в соответствии с общими указаниями отдельно для каждой ступени пароперегревателя.

Для «горячей» ступени, которая часто выполняется по схеме параллельно смешанного тока, при расчете температурного напора необходимо вводить соответствующую поправку ψ .

Если тепло, отданное газами перегревателю, вычислено с учетом тепловосприятия дополнительной поверхности $Q_{\text{доп}}$, то после расчета перегревателя $Q_{\text{доп}}$ проверяется по формуле

$$Q_{\text{доп}} = \frac{H_{\text{доп}} \kappa (\vartheta - t)}{B_p} 10^{-3}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.74)$$

6.5.2. Расчет конвективного пароперегревателя

При поверочном расчете конвективного пароперегревателя принимаются по конструктивным характеристикам следующие величины: диаметр труб d , мм; живое сечение прохода газов F , м²; поверхность нагрева H , м²; живое сечение прохода пара f , м²; расход пара через ступень $D_{\text{п}}$, кг/ч.

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле

$$s = 0,9d \left(\frac{4s_1s_2}{\pi d^2} - 1 \right), \text{ м.} \quad (6.75)$$

Схема пароперегревателя барабанного парогенератора приведена на рис. 6.9.

Тепловосприятие ступени пароперегревателя по балансу определяется по формуле

$$Q_{\sigma} = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{o\text{ прс}}) - Q_{\text{доп}}, \quad (6.76)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты;

H', H'' – энтальпия газов на входе в ступень пароперегревателя и выходе из нее, кДж/кг;

$\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоход;

$H_{o\text{ прс}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха;

$\Delta\alpha H_{o\text{ прс}}$ – количество теплоты, вносимой присасываемым воздухом, кДж/кг;

$Q_{\text{доп}}$ – тепловосприятие дополнительной поверхностью, расположенной в пароперегревателе (если такая имеется).

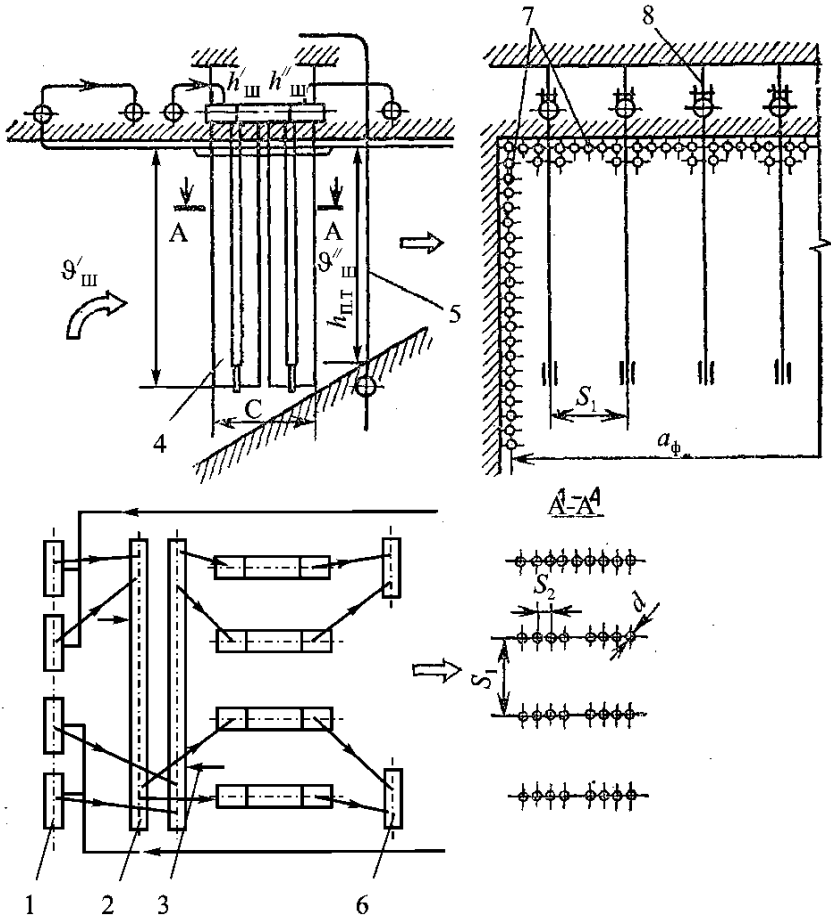


Рис. 6.9. Схема пароперегревателя барабанного парогенератора:

1 – барабан; 2 – входные коллекторы потолочного (радиационного) и первой (холодной) ступени конвективного; 3 – выходные коллекторы тех же поверхностей;

4 – переборные коллекторы с впрыскивающими регуляторами перегрева (первый впрыск); 5 – экранные трубы потолочного пароперегревателя; 6 – ширмы; 7 – выходная паросборная камера; 8 – входные коллекторы первого пакета (хода) второй (горячей) ступени конвективного пароперегревателя; 9 – выходные коллекторы тех же поверхностей; 10 – переборные коллекторы с впрыскивающими регуляторами перегрева (второй

впрыск); 11 – змеевики первой (холодной) ступени конвективного пароперегревателя

Далее определяется приращение энтальпии пара в ступени:

$$\Delta h = \frac{Q_6 B_p}{D_n}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.77)$$

энтальпия пара на выходе из ступени:

$$h'' = h' + \Delta h, \text{ кДж/кг}, \quad (6.78)$$

где h' – энтальпия пара на входе в ступень, принимается из расчета предыдущей ступени.

По значению h'' определяется температура пара на выходе из ступени. Температура газов на входе в ступень принимается из расчета предыдущей ступени. По этой температуре определяется энтальпия газов на входе в ступень. Энтальпия газов за ступенью определяется по формуле

$$H'' = H' - \frac{Q_\delta}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{пел}} H_{\text{о.х.в.}}. \quad (6.79)$$

Температура газов за ступенью пароперегревателя определяется по величине H'' по таблице $H - \vartheta$. Далее определяется средняя температура газов

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (6.80)$$

Средняя температура пара

$$t_{\text{ср}} = \frac{t' + t''}{2}, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (6.81)$$

Объем газов V_r на 1 кг^3 топлива при $\alpha_{\text{ср}}$ принимается по табл. 2.1, а также объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}}$ и трехатомных газов r_{RO_2} и $r_{\text{п}}$.

Средняя скорость газов определяется по формуле

$$W_r = \frac{B_p V_r \vartheta_{cp} + 273}{F \cdot 273}, \text{ м/с.} \quad (6.82)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании для коридорных гладкотрубных пучков определяется по номограмме рис. 5.19.

Средняя скорость пара

$$W_{п} = D_{п} \frac{v_{п}}{f}, \text{ м/с,} \quad (6.83)$$

где $v_{п}$ – объем пара при средней температуре и давлении; определяется по термодинамическим таблицам.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару α_2 в докритической области определяется по номограмме рис. 6.10. При расчете пароперегревателей сверхкритического давления коэффициент α_2 приближенно можно определить по номограмме рис. 6.6, 6.7 или термическое сопротивление $1/\alpha_2$ можно не учитывать.

Коэффициент теплоотдачи в конвективных гладкотрубных пучках

$$k = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{л}}{Q}\right) \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К),} \quad (6.84)$$

где $Q_{л}$ – тепло, переданное излучением;

Q – тепло, переданное конвекцией;

ψ – коэффициент тепловой эффективности, который при сжигании твердых топлив определяется по рис. 5.3, а при сжигании мазута и газа по табл. 5.4;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_{л}), \text{ (табл. 5.6),}$$

где ξ – коэффициент использования, при прохождении через поверхность всего газового потока; принимается $\xi = 1$;

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением; определяется по формулам табл. 5.7 или по номограмме рис. 5.17.

Излучение газового объема на расположенный за ним по ходу газов конвективный пучок учитывается увеличением расчетного коэффициента теплопередачи излучением пучка $\alpha'_{\text{л}}$:

$$\alpha'_{\text{л}} = \alpha \left[1 + A \left(\frac{T_{\text{об}}}{1000} \right)^{0,25} \left(\frac{l_{\text{об}}}{l_{\text{п}}} \right)^{0,07} \right], \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.85)$$

где $l_{\text{об}}$ и $l_{\text{п}}$ – глубина газового объема и рассчитываемого пучка, м (см. рис. 6.5).

Коэффициент $A = 0,3$ при сжигании газа и мазута, $0,4$ – при сжигании каменных углей и АШ и $0,5$ – при сжигании бурых углей, сланцев и фрезерного топлива.

Для фестона с числом $Z_2 \leq 3$ поправки по этой формуле не вводятся. Теплота, переданная трубному пучку излучением газового объема, расположенного по ходу газов за пучком, весьма незначительная, и может не учитываться.

Тепловосприятие ступени пароперегревателя по уравнению теплопередачи

$$Q_{\text{т}} = \frac{\kappa H \Delta t}{B_{\text{п}}} 10^{-3}, \text{ кДж}/\text{кг}. \quad (6.86)$$

Расчет считается законченным, если $\frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{б}}} 100 \leq 2$ %. Если это условие не соблюдается, то расчет необходимо повторить.

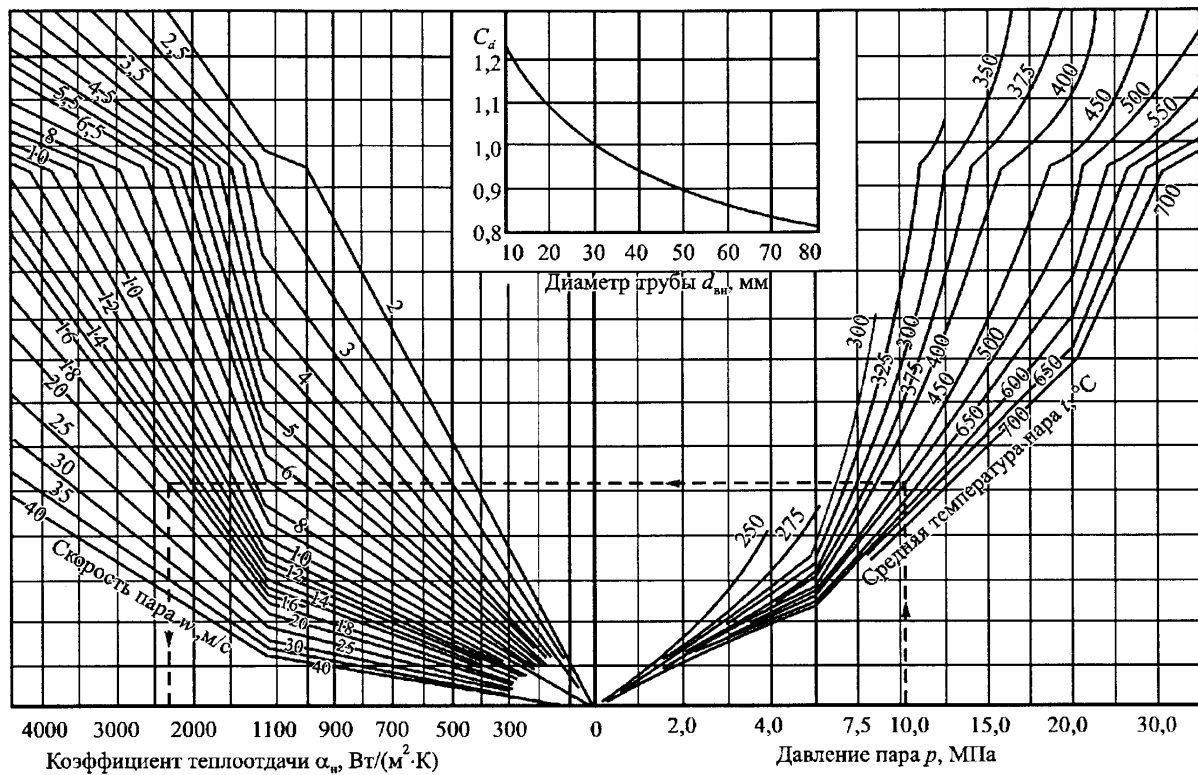


Рис. 6.10. Коэффициент теплоотдачи конвекции при продольном омывании для перегретого пара в докритической области параметров $\alpha_2 = \alpha_n C_d$

6.5.3. Расчет промежуточного пароперегревателя

Расчет промежуточного пароперегревателя ведется по заданным количеству пара и параметрам на входе в тракт и не отличается, в основном, от расчета первичного пароперегревателя.

Особенность вносит наличие паропаровых и газопаровых теплообменников. При их установке количество теплоты, отданной газами пару, рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{D_{\text{пп}}}{B_{\text{р}}} (h_{\text{пп}}'' - h_{\text{пп}}') - Q_{\text{то}}, \text{ кДж/к}, \quad (6.87)$$

где $Q_{\text{то}}$ – количество теплоты, воспринятой в теплообменнике вторичным паром на 1 кг (1 м^3) топлива.

При расчете газопаровых теплообменников коэффициент теплопередачи для определения тепловосприятия от первичного пара рассчитывается так же, как для ППТО, а для определения тепловосприятия по газовой стороне – как для обычных трубных пакетов, омываемых газами. Температурный напор вычисляется по температурам греющих сред (газов или первичного пара) при одинаковой для обеих сред температуре вторичного пара, рассчитываемой с учетом его тепловосприятия методом последовательных приближений.

При наличии впрыска в тракт промперегревателя расход пара на выходе из него больше заданного расхода через промперегреватель на величину впрыска.

6.6. Тепловой расчет водяного экономайзера

При тепловом расчете экономайзера конструктивные размеры принимаются по чертежу. К ним относятся диаметр и толщина труб, $d \times \delta$, мм; расположение – шахматное или коридорное; поперечный шаг S , мм; продольный шаг S_1 , мм; количество параллельно включенных труб, n ; длина одной трубы l , м; площадь поверхности нагрева

$$H = \pi d l n, \text{ м}^2; \quad (6.88)$$

площадь живого сечения для прохода газов

$$F_T = ab - d \ln, \text{ м}^2; \quad (6.89)$$

живое сечение для воды

$$F_B = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n, \text{ м}^2; \quad (6.90)$$

эффективная толщина излучающего слоя

$$S = 0,9d \left(\frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right), \text{ м.}$$

Температура и энтальпия газов на входе в экономайзер равна температуре и энтальпии газов после пароперегревателя, т. е.

$$\vartheta'_{\text{вх}} = \vartheta''_{\text{п/п}} \text{ и } H'_{\text{эк}} = H''_{\text{п/п}}.$$

На рис. 6.11 и 6.12 представлены конструкции экономайзеров и схема двухпоточного экономайзера.

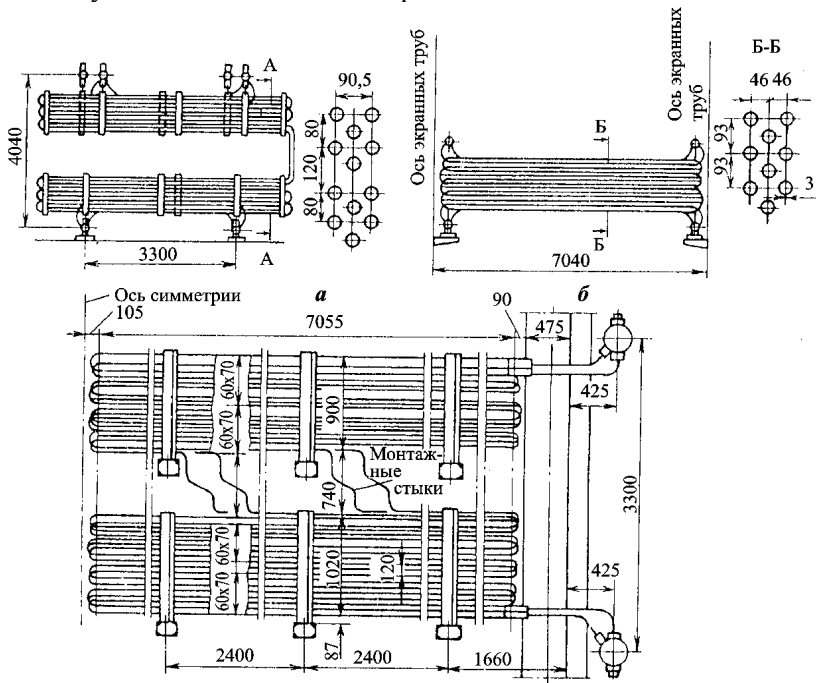


Рис. 6.11. Экономайзер:

a – гладкотрубный; *b* – с продольным оребрением (оба блока 500 МВт);
в – гладкотрубный котла паропроизводительностью 210–420 т/ч

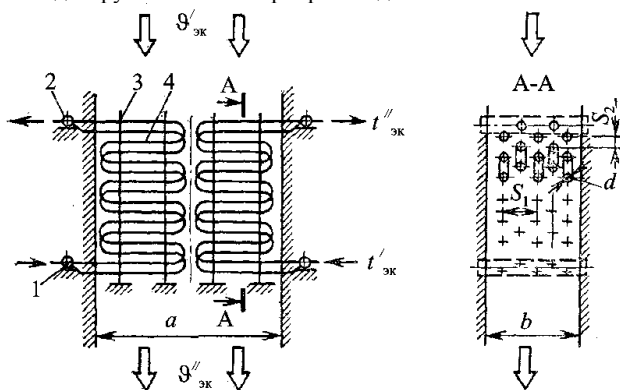


Рис. 6.12. Схема двухпоточного экономайзера:

1 – входные коллекторы; 2 – выходные коллекторы;
 3 – узел крепления труб (стойки и балки); 4 – трубы экономайзера

Расчетное тепловосприятие экономайзера как замыкающей поверхности нагрева пароводяного тракта можно определить из уравнения баланса теплоты

$$Q_{\text{эк}} = (Q_p \eta_{\text{п.г}} + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{в.вп}}) \frac{100}{100 - q_4} - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{пе}} + Q_{\text{пп}}), \text{ кДж/кг}, \quad (6.91)$$

где количество теплоты, воспринятой на 1 кг топлива:

$Q_{\text{л}}$ – в топке;

$Q_{\text{к}}$ – котельными пучками и фестонами;

$Q_{\text{пе}}$ – перегревателем (кроме радиационного);

$Q_{\text{пп}}$ – промперегретелем.

Необходимая в расчете теплообмена температура газов за экономайзером определяется с помощью $H - \vartheta$ – таблицы по величине энтальпии газов за экономайзером. Для расчета этой энтальпии следует воспользоваться уравнением теплового баланса, составленным для экономайзера:

$$H''_{\text{ЭК}} = H'_{\text{ЭК}} - \frac{Q_{\text{ЭК}}}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{ЭК}} H_{0\text{XB}}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.92)$$

По величине $Q_{\text{ЭК}}$ можно определить энтальпию и температуру воды на выходе из водяного экономайзера

$$h''_{\text{ЭК}} = h_{\text{п.в}} + \frac{B_p Q_{\text{ЭК}}}{D_{\text{ЭК}}}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.93)$$

При использовании поверхностного пароохладителя или конденсатора пара вместо $h_{\text{п.в}}$ в последнюю формулу подставляется $h'_{\text{ЭК}}$:

$$h'_{\text{ЭК}} = h_{\text{п.в}} + \Delta h_{\text{по}} \frac{D}{D_{\text{ЭК}}}. \quad (6.94)$$

Расход питательной воды через экономайзер определяется с учетом работы пароохладителя и наличия расхода воды на продувку (доля продувки равна p):

$$D_{\text{ЭК}} = (1 + p)D, \text{ кг/с.} \quad (6.95)$$

Если производится впрыск собственного конденсата или работает поверхностный пароохладитель, или в случае впрыска питательной воды, отбираемой до водяного экономайзера, то

$$D_{\text{ЭК}} = D + pD - D_{\text{впр}}, \text{ кг/с.} \quad (6.96)$$

Температура воды после экономайзера определяется при давлении в барабане p_6 . Если $h''_{\text{ЭК}}$ окажется больше, чем энтальпия воды на линии насыщения $h_{\text{кип}}$, то следует определить массовую долю пара на выходе из экономайзера:

$$x_{\text{ЭК}}'' = \frac{h_{\text{ЭК}}'' - h_{\text{КИП}}}{r}, \quad (6.97)$$

где r – теплота испарения; берется при давлении в барабане p_6 .

Энтальпия воды на входе в экономайзер определяется по температуре воды на входе и давлению. Средняя температура газов равна

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.98)$$

Средняя температура питательной воды

$$t = \frac{t' + t''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.99)$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{(\vartheta' - t'') - (\vartheta'' - t')}{2,31 \lg \frac{\vartheta' - t''}{\vartheta'' - t'}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.100)$$

Средняя скорость газов

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{F_{\Gamma} 273}, \text{ м/с}. \quad (6.101)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией для шахматных гладкотрубных пучков с поперечным омытием труб газами, Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$\alpha_{\text{к}} = 0,36 C_s C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{Wd}{y} \right)^{0,6} P_z^{0,33}. \quad (6.102)$$

или по номограмме рис. 5.10, а для коридорных гладкотрубных пучков

$$\alpha_k = 0,2 C_s C_z \frac{\alpha}{d} \left(\frac{Wd}{y} \right)^{0,65} P_z^{0,33}. \quad (6.103)$$

или по номограмме (рис. 5.9).

Значения физических параметров y , м²/с, α Вт/(м²·К), число P_z для газов и воздуха принимается по рис. 5.5, 5.6, 5.7, а для воды и пара по табл. 5.10.

Средняя скорость питательной воды

$$W_{п.в} = \frac{Dv_B}{F_B}, \text{ м/с}, \quad (6.104)$$

где v_B – средний удельный объем питательной воды, принимается по термодинамическим таблицам.

Коэффициент теплоотдачи излучением α_l определяется по номограмме рис. 5.17 или по формулам табл. 5.7.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.105)$$

где ξ – коэффициент использования; для поперечного омывания пучков труб $\xi = 1$.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \psi \alpha, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.106)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, определяется по рис. 5.3 при сжигании твердых топлив и по табл. 5.4 при сжигании мазута и газа.

Тепловосприятие водяного экономайзера по условиям теплообмена

$$Q_{т.эк} = \frac{kH\Delta t}{B_p} 10^{-3}, \text{ кДж/кг}. \quad (6.107)$$

Проверяется отношение тепловосприятий

$$\frac{Q_{т.эк}}{Q_{б.эк}} 100 \leq 2 \% . \quad (6.108)$$

Порядок поверочного расчета при двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева парогенератора в основном такой же, как и при одноступенчатой компоновке.

При этом необходимо учитывать следующие изменения.

После расчета всех поверхностей нагрева, расположенных по ходу газов до второй по ходу воды ступени экономайзера, известна только температура газов на входе в эту ступень. Нужно задаться энтальпией воды на выходе из экономайзера

$$h''_{эк} = \frac{D}{D_{эк}} (h_{пе} + \Delta h_{по}) - \frac{B_p}{D_{эк}} (Q_{л} + Q_{к} + Q_{пе} + Q_{пп}), \text{ кДж/кг}, \quad (6.109)$$

где $h_{пе}$ – энтальпия перегретого пара перед главной паровой задвижкой, кДж/кг;

$D_{эк}$ – расход воды через экономайзер, кг/с;

$\Delta h_{по}$ – тепловосприятие пароохладителя с впрыском «собственного» конденсата или поверхностного при возврате охлаждающей воды в экономайзер, кДж/кг.

Если охлаждающая вода из пароохладителя вводится в пароводяной тракт за экономайзером, то в этой формуле $\Delta h_{по}$ не учитывается.

По найденной величине $h''_{эк}$ определяется температура воды на выходе из экономайзера. По ней и известной температуре газов на входе рассчитывается вторая ступень экономайзера.

Температура газов на входе во вторую по ходу воздуха ступень воздухоподогревателя известна из расчета предыдущей поверхности. Эта ступень рассчитывается по значению температуры горячего воздуха, принятому в расчете топки.

Первая ступень экономайзера рассчитывается по известной из расчета предыдущей по ходу газов поверхности нагрева

температуре газов и заданной температуре воды на входе в ступень. Последовательным приближением определяются температуры газов и воды на выходе из рассчитываемой ступени экономайзера; в общем случае найденная температура на выходе из первой ступени может не совпадать с расчетной температурой воды на входе во вторую ступень.

Расчет первой ступени воздухоподогревателя ведется по известной из расчета предыдущей поверхности нагрева температуре газов и заданной температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель.

Последовательным приближением определяются температуры уходящих газов и горячего воздуха на выходе из рассчитываемой ступени.

Если полученная температура уходящих газов отличается от принятой не более чем на ± 10 °С, но любая из невязок между промежуточными значениями температуры и воздуха превышает ± 10 °С, необходимо повторить расчет экономайзера и воздухоподогревателя. При этом, в отличие от предыдущего расчета вторая ступень экономайзера и воздухоподогревателя рассчитываются по температурам воды и воздуха на входе, которые принимаются равными температурам на выходе из первых ступеней определенным при первом приближении.

При отклонении полученной в результате расчета температуры уходящих газов от принятой больше, чем на ± 10 °С, следует повторить расчет всего парогенератора. Рекомендуется температуру подогрева воздуха принять близкой значению, которое получилось бы при первом приближении, если к температуре воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя прибавить расчетный перепад температур воздуха во второй ступени.

Такая последовательность, как правило, позволяет при выполнении расчета парогенератора ограничиться двумя приближениями.

Расчет тепловосприятия небольших (до 10 %) дополнительных поверхностей включенных параллельно или последовательно (по ходу газов) с основными поверхностями (настенные экраны конвективных газоходов, подвесные трубы перегревателя,

отводящие трубы экономайзера на стенах или потолке газоходов и т. п.) рекомендуется упростить.

6.7. Расчет трубчатого воздухоподогревателя

Трубчатые воздухоподогреватели не имеют ограничений по топливу. Уровень подогрева воздуха $t_{г.в} \leq 470$ °С. Они выполняются в одну ($t_{г.в} \leq 320$ °С) и в две ступени ($t_{г.в} \geq 320$ °С). Первая ступень многоходовая ($z_{ход} = 2...6$), вторая имеет один, реже два хода.

Трубчатые воздухоподогреватели выполняются из отдельных кубов. Куб состоит из вертикальных стальных тонкостенных труб ($s = 1,5$ мм), закрепленных в трубных досках толщиной 15–20 мм. Газы движутся в трубах обычно сверху вниз, воздух – в межтрубном пространстве. Схема движения потоков теплоносителей – перекрестный ток по С- или Z-образной схеме (рис. 5.25). Компоновка труб шахматная ($s_1/d = 1,2...1,5$); $s_2/d = 1,05...1,1$), наружный диаметр 40 или 51 мм (большие значения для абразивных топлив). Высота хода применяется в пределах от 2,2 до 6,6 м в зависимости от паропроизводительности парогенератора, числа параллельных потоков воздуха и его скорости. Материал труб и трубных досок – сталь 20. В трубчатом воздухоподогревателе рекомендуется принимать скорость газов 10–13 м/с, скорость воздуха 4,5–6,0 м/с.

Схема одноступенчатого воздухоподогревателя представлена на рис. 6.13.

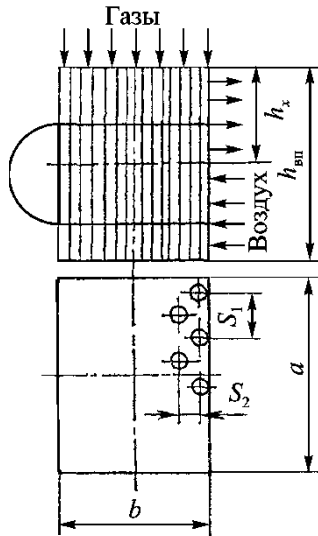


Рис. 6.13. Схема одноступенчатого воздухоподогревателя

При поверочном расчете трубчатого воздухоподогревателя принимают его конструктивные характеристики по чертежу парогенератора. К ним относятся: диаметр и толщина труб d_{xs} , мм; относительный поперечный шаг s_1/d ; число рядов труб по ходу газа z ; число ходов по воздуху n ; живое сечение для прохода газов

$$F = z \frac{\pi d_{вн}^2}{4}, \text{ м}^2, \text{ где } z - \text{число параллельно включенных труб.}$$

Живое сечение для прохода воздуха

$$F_b = ab - z_1 l d, \text{ м}^2, \quad (6.110)$$

где z_1 — число труб в ряду трубного пучка;

d, l — диаметр и длина труб, м;

a, b — размеры сторон газопровода в свету, м.

При продольном омывании поверхности нагрева однофазным потоком дымовых газов эквивалентный диаметр

$$d_3 = \frac{4F}{U}, \text{ м}, \quad (6.111)$$

где F – площадь живого сечения канала, м²;

U – полный омываемый периметр, м.

Для газохода прямоугольного сечения, заполненного трубами, ориентированными вдоль потока (конвективные пучки)

$$d_3 = \frac{4 \left(ab - z \frac{\pi d^2}{4} \right)}{2(a+b) + z\pi d}, \text{ м} \quad (6.112)$$

где a, b – поперечные размеры газохода в свету, м;

z – количество труб в газоходе;

d – наружный диаметр труб, м.

Поверхность нагрева H , м² по конструктивным характеристикам

$$H = \pi d_{\text{ср}} Z h, \text{ м}^2, \quad (6.113)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб, м;

z – количество труб в ступени воздухоподогревателя;

h – высота труб в пакете, м.

Энтальпия газов на входе принимается из расчета экономайзера.

При подогреве воздуха до 250–300 °С воздухоподогреватель выполняется в одну ступень и его тепловосприятие определяется по воздушной стороне:

$$Q_{\text{вп}} = \left(\beta_{\text{г.в}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (h_{\text{г.в}} - h_{\text{х.в}}), \text{ кДж/кг}, \quad (6.114)$$

$$\beta_{\text{г.в}} = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}},$$

где $\Delta\alpha_{\text{пл}}$ – присосы в системе пылеприготовления.

При использовании рециркуляции части горячего воздуха для подогрева его на входе от $t_{х.в} = 30$ °С до температуры $t'_{вп}$ доля рециркуляции воздуха составит

$$r_{\text{рец}} = (\beta_{\text{г.в}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}) \frac{t'_{\text{вп}} - t_{\text{х.в}}}{t_{\text{г.в}} - t'_{\text{вп}}}, \quad (6.115)$$

а тепловосприятие воздухоподогревателя

$$Q_{\text{вп}} = \left(\beta_{\text{г.в}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + r_{\text{рец}} \right) (h_{\text{г.в}} - h'_{\text{вп}}), \text{ кДж/кг}. \quad (6.116)$$

В случае подогрева воздуха в паровых калориферах изменится только температура воздуха на входе, в этом случае

$$Q_{\text{вп}} = \left(\beta_{\text{г.в}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (h_{\text{г.в}} - h'_{\text{вп}}). \quad (6.117)$$

Энтальпия газов перед воздухоподогревателем $H'_{\text{вп}}$ принимается равной энтальпии газов за экономайзером $H''_{\text{эк}}$, величина последней была определена ранее при расчете экономайзера. Поэтому по уравнению теплового баланса рассчитывается энтальпия газов за воздухоподогревателем $H''_{\text{вп}}$ равная энтальпии уходящих газов $H'_{\text{ух}}$:

$$H_{\text{ух}} = H''_{\text{вз}} - \frac{Q_{\text{вп}}}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{вп}} H_{\text{0ппр}}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.118)$$

где $Q_{\text{вп}}$ – тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{вп}} H_{\text{0ппр}}$ – количество теплоты, вносимой присасываемым воздухом, кДж/кг.

По энтальпии $H_{\text{ух}}$ по таблице $H - \vartheta$ определяем температуру уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$.

Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя t'' принимается предварительно в пределах 250–300 °С.

Средняя температура воздуха

$$t = \frac{t' + t''}{2}, \text{ °С.} \quad (6.119)$$

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при средней температуре $H_{\text{опрс}}$ определяется по таблице $H - \vartheta$ (табл. 2.5).

Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ °С.} \quad (6.120)$$

Объем газов на 1 м³ топлива при $\alpha_{\text{ср}}$ $V_{\text{г}}$, м³/кг, принимается по таблице объемов газов по газоходам.

Средняя скорость газов

$$W = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}}}{F} \frac{\vartheta + 273}{273}, \text{ м/с.} \quad (6.121)$$

Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны α_1 определяется по номограмме (рис. 5.11).

Теоретически необходимый объем воздуха V_0^{H} , м³/кг, принимается по характеристикам продуктов сгорания.

Средняя скорость воздуха

$$W_{\text{в}} = \frac{\left(\beta_{\text{вп}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) B_{\text{р}} V_0^{\text{H}} (t + 273)}{F_{\text{в}} 273}. \quad (6.122)$$

Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны α_2 определяется по номограммам рис. 5.9 или рис. 5.10 в зависимости от расположения труб в ступени воздухоподогревателя.

Коэффициент теплопередачи в трубчатом воздухоподогревателе определяется по формуле (табл. 5.2):

$$k = \frac{\psi \alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.123)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности при сжигании различных топлив; приводится в табл. 5.5.

Температурный напор сначала определяется для противотока по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{231g \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.124)$$

где Δt_6 – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, К;

Δt_M – разность температур на другом конце поверхности, К.

Температурный напор для конкретной схемы движения воздуха в воздухоподогревателе равен

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \text{ К}, \quad (6.122)$$

где ψ – коэффициент пересчета от противоточной схемы к более сложной, определяемой по соответствующим номограммам рис. 5.23–5.26. Предварительно вычисляются безразмерные определяющие параметры:

$$A = \frac{H_{\text{прм}}}{H}; \quad P = \frac{\tau_2}{\vartheta - t}; \quad R = \frac{\tau_1}{\tau_2}, \quad (6.126)$$

где H , $H_{\text{прм}}$ – поверхности нагрева – полная и прямоточного участка, м^2 ;

τ_1 , τ_2 – полные перепады температур.

Тепловосприятие трубчатого воздухоподогревателя по условиям теплопередачи определяется по формуле

$$Q_T = \frac{\kappa H \Delta t}{B_p} 10^{-3}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.127)$$

Отношение значений тепловосприятий

$$\frac{Q_T}{Q_0} 100 \leq \pm 2 \% . \quad (6.128)$$

В случае двухступенчатой компоновки воздухоподогревателя (рис. 6.14) расчет тепловосприятий начинается с первой (по воздуху) ступени воздухоподогревателя. Температурой воздуха на выходе из первой ступени задаются. Оптимальная температура воздуха ориентировочно может быть определена с помощью формулы

$$t_{г.в}^{\text{опт}} = t_{п.в} + 40 + 0,7(\vartheta_{yx} - 120), \text{ }^\circ\text{C.} \quad (6.129)$$

При невозможности использования этой формулы (например, при низких ϑ_{yx}) температура воздуха оценивается с помощью формулы

$$t_{вп1}'' = t_{п.в} + (10 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C.} \quad (6.130)$$

После этого определяют тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя

$$Q_{вп1} = \left(\beta_{вп1}'' + \frac{\Delta \alpha_{вп1}}{2} \right) (H_{о_{вп1}} - H_{о_{хв}}), \text{ кДж/кг,} \quad (6.131)$$

где $\beta_{вп1}'' = \beta_{г.в} + \Delta \alpha_{вп1}$,

где $\Delta \alpha_{вп1}$ – утечка воздуха при прохождении одной ступени воздухоподогревателя, принимается по таблице.

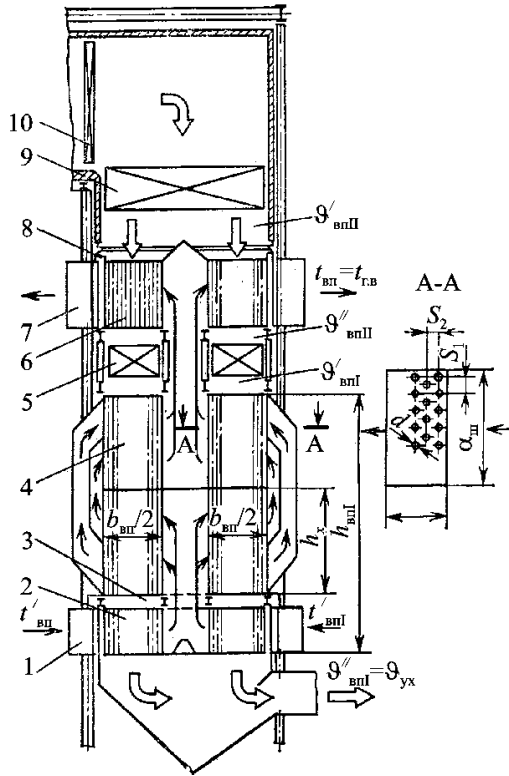


Рис. 6.14. Схема двухступенчатого двухпоточного воздухоподогревателя:
 1 – вход воздуха; 2 – легкозаменяемые кубы первого хода; 3 – опорная рама;
 4 – второй и третий ходы первой ступени; 5 – экономайзер первой ступени;
 6 – кубы второй ступени воздухоподогревателя; 7 – выход горячего воздуха;
 8 – линзовые компенсационные уплотнения; 9 – экономайзер второй ступени;
 10 – конвективный пароперегреватель первой ступени

Зная количество теплоты, воспринятой первой ступенью воздухоподогревателя, можно определить энтальпию и, следовательно, температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя.

$$H'_{вп1} = H_{ух} + \frac{Q_{вп1}}{\varphi} - \Delta\alpha_{вп} H_{опрс}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.132)$$

Температура газов перед первой ступенью воздухоподогревателя $\vartheta'_{\text{впI}}$ определяется по $H'_{\text{впI}}$ по таблице $H - \vartheta$ (табл. 2.5).

Теплота, воспринятая второй ступенью воздухоподогревателя:

$$Q_{\text{впII}} = \left(\beta_{\text{г.в}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (H_{\text{о.г.в}} - H_{\text{о.впI}}), \text{ кДж/кг.} \quad (6.133)$$

Температурой газов перед второй ступенью воздухоподогревателя задаются из условия обеспечения надежности работы трубной доски. Она должна быть не выше $\vartheta'_{\text{впII}} = 515 \dots 530$ °С. По $\vartheta'_{\text{впII}}$ определяется энтальпия газов (таблица $H - \vartheta$) (табл. 2.5).

Далее определяется энтальпия и температура газов за второй ступенью воздухоподогревателя:

$$H''_{\text{впII}} = H'_{\text{впII}} - \frac{Q_{\text{впII}}}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{вп}} \frac{H_{\text{о.г.в}} + H_{\text{о.впII}}}{2}. \quad (6.134)$$

По таблице $H - \vartheta$ (табл. 2.5) находят температуру газов за воздухоподогревателем $\vartheta''_{\text{впII}}$. Далее расчет двухступенчатой компоновки воздухоподогревателя выполняется аналогично расчету при одноступенчатой компоновке.

График изменения температур сред в экономайзере и воздухоподогревателе при двухступенчатой компоновке представлен на рис. 6.15.

Если полученная температура уходящих газов отличается от принятой не более чем на ± 10 °С, но любая из невязок между промежуточными значениями температур воды и воздуха превышает ± 10 °С, необходимо повторить расчет экономайзера и воздухоподогревателя.

При этом, в отличие от предыдущего расчета, вторые ступени экономайзера и воздухоподогревателя рассчитываются по температурам воды и воздуха на входе, которые принимаются равными температурам на выходе из первых ступеней, определенными при первом приближении.

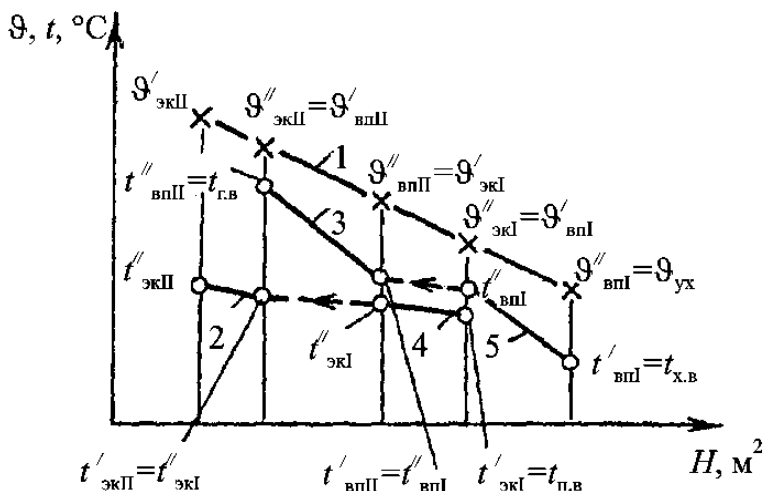


Рис. 6.15. График изменения температур сред в экономайзере и воздухоподогревателе при двухступенчатой компоновке:
 1 – температура дымовых газов; 2 – температура воды во второй ступени экономайзера; 3 – температура воздуха во второй ступени воздухоподогревателя; 4 – температура воды в первой ступени экономайзера; 5 – температура воздуха в первой ступени воздухоподогревателя

6.8. Тепловой расчет регенеративного воздухоподогревателя

6.8.1. Конструктивные характеристики регенеративных воздухоподогревателей

Регенеративный вращающийся подогреватель (РВП) показан на рис. 6.16, а схемы набивок регенеративных подогревателей на рис. 6.17.

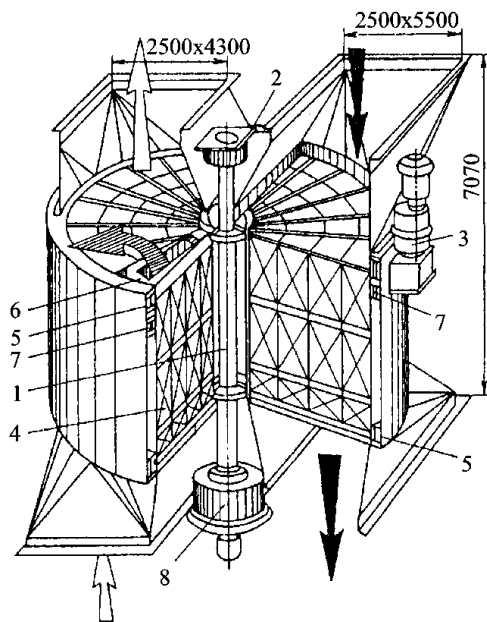


Рис. 6.16. Регенеративный воздухоподогреватель:

- 1 – вал ротора; 2 – верхний подшипник; 3 – электродвигатель; 4 – набивка;
 5 – наружный кожух; 6 – радиальное уплотнение ротора; 7 – наружное
 уплотнение ротора; 8 – нижний подшипник

Регенеративные вращающиеся подогреватели используют в газомазутных котлах и при сжигании твердых малозольных топлив ($A^r < 20\%$ с содержанием в золе CaO менее 13%) с остатком при размоле топлива на сите $R_{90} < 20\%$. Уровень подогрева воздуха в РВП до $t_{г.в} \approx 350...360^\circ\text{C}$.

Теплообменная поверхность РВП состоит из гофрированных волнистых стальных листов (см. рис. 6.17), заполняющих секторы ротора. По высоте РВП делится на горячую и холодную части. Холодная часть, подверженная низкотемпературной коррозии, выполняется из листов толщиной $\delta_{л} = 1,2$ мм при эквивалентном диаметре набивки $d_{\text{эКВ}} = 9,8$ мм. В горячей части $\delta_{л} = 0,63$ мм, а $d_{\text{эКВ}}$ равен 7,8 или 9,6 мм. Частота вращения ротора более 1,5 об/мин. Обтекание листов газами и воздухом – продольное.

Рекомендуемые значения скорости газов и воздуха: $W_r = 9 \dots 11$ м/с, $W_b = 6 \dots 8$ м/с. Расположение оси ротора чаще всего вертикальное. РВП может использоваться в качестве первой ступени при двухступенчатой схеме подогрева воздуха. Типоразмеры и характеристики выпускаемых РВП приведены в табл. 6.1.

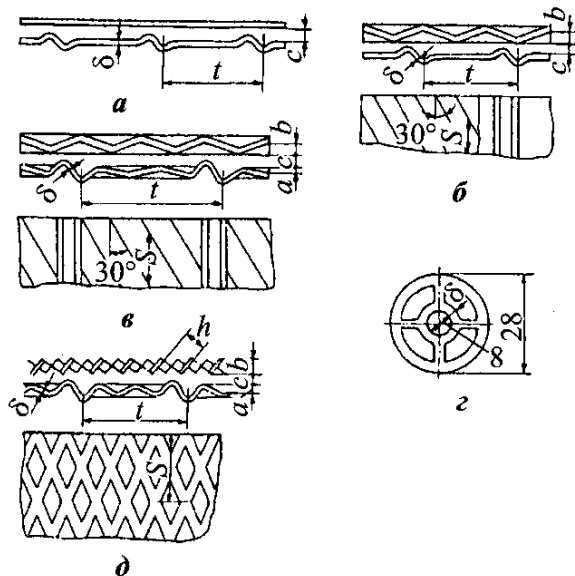


Рис. 6.17. Схемы набивок регенеративных подогревателей:
a – гладкие листы; *б* – волнистые и гладкие дистанционирующие листы;
в – волнистые дистанционирующие листы; *г* – фарфоровая трубка;
д – перфорированная набивка

Для снижения низкотемпературной коррозии холодной части возможно применение эмалированных покрытий, неметаллических материалов (см. рис. 6.17, *г*), подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель.

В табл. 6.2 приводятся типоразмеры и количество РВП, устанавливаемых на парогенераторах.

Таблица 6.2

Типоразмеры и количество РВП,
устанавливаемых на парогенераторах

Тип парогенератора (маркировка по ГОСТ)	Паропроизводительность ПГ, т/ч	Заводская маркировка РВП	Типоразмер РВВ	Количество РВВ, устанавливаемых на ПГ
БКЗ-160-100ГМ (Е-160/100ГМ)	160	РВП-3600	3,6	2
ТГМ-151/Б(Е-220/100ГМ)	220	РВВ-41	4,1	2
БКЗ-320-140ГМ (Е-320/140ГМ)	320	РВП-5100	5,1	2
ТГМ-84/А (Е-420/140ГМ)	420	РВВ-54	5,4	2
ТГМ-96 (Еп-480/140ГМ)	480	РВВ-54	5,4	3
ТГМ-94 (Еп-500/140ГМ)	500	РВВ-54	5,4	3
ТГМ-104 (Еп-640/140ГМ)	640	РВП-5100	5,1	4
ПК-33 (Пп-640-140)	64	ВПП-2	5,3	4
ПК-47-1 (Пп-640/140ГМ)	640	ВПП-1	5,3	4
ПК-47-3 (Пп-640/140ГМ)	640	ВПП-6	7,2	2
П-56 (Пп-660/140)	660	ВПП-8	7,4	2
ПК-39-II (Пп-950/225)	950	ВПП-3	7,2	4
ПК-41-2 (Пп-950/255ГМ)	950	ВПП-4	7,2	4
П-50-2 (Пп-950/255Ж)	950	ВПП-5	7,2	4
ТГМП-114-2 (Пп-950-225ГМ)	1000	РВВ-68	6,8	4
ТПП-110 (Пп-950/255Ж)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-210А-2 (Пп-950/255Ж)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-312 (Пп-950/255Ж)	950	РВП-98	9,8	2
ТГМП-314 (Пп-950/255ГМ)	1000	РВП-98	9,8	2
ТГМП-324 (Пп-950/255ГМ)	1000	РВП-98	9,8	2
П-57 (Пп-1630/255)	1630	РВП-98	9,8	4
ТПП-200-2 (Пп-2500/255Ж)	2500	РВВ-68	6,8	10
ТГМП-204 (Пп-2650/255ГМ)	2650	РВП-98	9,8	4
ТГМП-1204 (Пп-3950/255ГМ)	3950	–	14,5	3

Примечание. 1. Типоразмер РВ определяется значением наружного диаметра ротора.

2. Воздухоподогреватели типов РВ-41, РВВ-54, РВВ-68, РВП-98 – завод-изготовитель ТКЗ; типов ВПР-1–ВПР-9 – завод-изготовитель ЗиО; типов РВП-3600 и РВП-5100 – завод-изготовитель БКЗ.

6.8.2. Тепловой расчет горячей части регенеративного воздухоподогревателя

Температура воздуха на выходе $t_{г.в}$ предварительно принимается. По температуре $t_{г.в}$ по $H - \vartheta$ – таблице (табл. 2.5) определяем энтальпию горячего воздуха. Отношение расходов воздуха на выходе из горячей части к теоретическому $\beta''_{вп}$ (берется из расчета топки $\sim 1,05$). Присосы воздуха $\Delta\alpha$ принимаются по табл. 1.14.

Температура воздуха на входе $t'_{пр}$ предварительно принимается.

Приближенная оценка температуры воздуха на выходе из холодной части может быть выполнена с учетом зависимости

$$t''_{х.ч} = t_{ст} - \frac{\Delta t}{2} = t'_{пр}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.135)$$

где $t_{ст}$ – расчетная температура стенки,

$$t_{ст} = t_p + (10...15) \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6.136)$$

Δt – средний температурный напор в РВП.

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{вх} + \Delta t_{вых}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.137)$$

где $\Delta t_{вх} = \vartheta_{yx} - t'_{вп}, \text{ } ^\circ\text{C};$

$$\Delta t_{вых} = \vartheta'_{вп} - t_{г.в}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура точки росы t_p дымовых газов

$$t_p = t_{кон} + \Delta t_p, \quad (6.138)$$

где $t_{\text{кон}}$ – температура конденсации водяных паров, °С;

Δt_p – превышение температуры точки росы дымовых газов над температурой конденсации водяных паров.

Определение точки росы дымовых газов t_p смотри в п. 6.8.4.

Энтальпия воздуха на входе $H_{0\text{пп}}$ определяется по $H - \vartheta$ – таблице по температуре $t'_{\text{пр}}$. Энтальпия газов H' принимается из расчета водяного экономайзера. По этой энтальпии H' находим температуру газов ϑ по $H - \vartheta$ – таблице. Тепловосприятие ступени по балансу

$$Q_{\text{б}} = \left(\beta''_{\text{вп}} + \frac{\Delta\alpha}{2} \right) (H_{0\text{гг.}} - H_{0\text{пр}}), \text{ кДж/кг.} \quad (6.139)$$

Энтальпия газов на выходе

$$H'' = H' - \frac{Q_{\text{б}}}{\varphi} + \frac{\Delta\alpha}{2} H_{0\text{г.в}}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.140)$$

Температуру газов на выходе находим по H'' по таблице $H - \vartheta$.
Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (6.141)$$

Средняя температура воздуха

$$t = \frac{t_{\text{г.в}} + t_{\text{пр}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (6.142)$$

Температурный напор

$$\Delta t = \vartheta - t, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (6.143)$$

Средняя скорость газов

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{273 \cdot F_{\Gamma}}, \quad (6.144)$$

где F_{Γ} – сечение для прохода газа принимается по табл. 6.1.

Средняя температура стенки

$$t_{\text{ст}} = \frac{x_1 \vartheta + x_2 t}{x_1 + x_2}, \quad ^\circ\text{C}, \quad (6.145)$$

где ϑ и t – средняя температура газов и воздуха, $^\circ\text{C}$;

x_1 – отношение поверхности нагрева или площади живого сечения, омываемой газами (без учета поверхности или сечения под плитами радиальных уплотнений), к полной поверхности или сечению воздухоподогревателя;

x_2 – то же для воздуха (см. табл. 6.1).

$$x_1 = x_{\Gamma}; \quad x_2 = x_{\text{в}}; \quad x_1 = \frac{H_{\Gamma}}{H} = \frac{F_{\Gamma}}{F}; \quad x_2 = \frac{H_{\text{в}}}{H} = \frac{F_{\text{в}}}{F}$$

Средняя скорость воздуха

$$W_{\text{в}} = \frac{B_p V (t + 273)}{273 \cdot F_{\text{в}}} \left(\beta_{\text{вп}}'' + \frac{\Delta\alpha}{2} \right), \quad \text{м/с}, \quad (6.146)$$

где $F_{\text{в}}$ – сечение для прохода воздуха, м^2 .

Для регенеративных воздухоподогревателей площадь для прохода продуктов сгорания и воздуха равна

$$F = \frac{\pi}{4} D_{\text{вп}}^2 x_i K_p K_{\text{л}} Z_{\text{РВП}}, \quad (6.147)$$

где $D_{\text{вп}}$ – внутренний диаметр ротора, м;

$x_1 = x_{\Gamma}$ (при определении сечения для прохода газов) и $x_i = x_{\text{в}}$ (при определении сечения для прохода воздуха) – часть общего сечения РВП, омываемая газами и воздухом;

K_p , K_d – коэффициенты, соответственно учитывающие загромождение ротора ступицей и перегородками и листами (табл. 5.12, рис. 5.22);

$Z_{РВП}$ – число РВП на парогенератор (табл. 6.2).

В формулах для определения α_k в табл. 5.6 поправка

$$C_T = \left(\frac{T}{T_{ст}} \right)^{0,5} \quad \text{– принимается для дымовых газов и воздуха при}$$

продольном обтекании только при нагревании, при охлаждении $C_T = 1$. Поправка $C_l = 1$. Поправка C_n для регенеративных воздухоподогревателей принимается по табл. 5.11.

Далее определяется коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху по тем же формулам (табл. 5.6).

Коэффициент теплоотдачи конвекцией для регенеративных воздухоподогревателей можно определить и по номограммам рис. 5.14 и 5.15.

Коэффициент тепловой эффективности воздухоподогревателей определяется по табл. 5.5.

Коэффициент теплопередачи k определяется по формуле табл. 5.2.

Площадь нагрева регенеративного воздухоподогревателя

$$H = 0,95 \frac{\pi}{4} D_{вн}^2 K_p h C, \quad (6.148)$$

где K_p – коэффициент определяется по рис. 5.22;

h – высота набивки, м;

C – удельная площадь поверхности 1 м³ набивки ротора, м²/м³ (см. табл. 5.12).

Тепловосприятие горячей части регенеративного воздухоподогревателя

$$Q_r = \frac{\kappa H \Delta t}{B_p} 10^{-3}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.149)$$

Минимальная температура стенки

$$t_{\text{ст}}^{\text{min}} = \frac{x_1 \alpha_{\text{к}}^{\Gamma} \vartheta'' + x_2 \alpha_{\text{к}}^{\text{В}} t_{\text{пр}}}{x_1 \alpha_{\text{к}}^{\Gamma} + x_2 \alpha_{\text{к}}^{\text{В}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.150)$$

В воздухоподогревателях во избежание низкотемпературной коррозии температура стенки должна быть выше допустимой по условиям коррозии $t_{\text{ст}} > t_{\text{ст}}^{\text{min}}$ [1].

Отношение тепловосприятий

$$\frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{б}}} 100 \leq 2 \%. \quad (6.151)$$

6.8.3. Тепловой расчет холодной части регенеративного воздухоподогревателя

Температура воздуха на выходе $t_{\text{пр}}$ берется из расчета горячей части РВП. Энтальпия $H_{\text{опр}}$ принимается из расчета горячей части РВП.

Отношение расходов воздуха на выходе из горячей части к теоретическому расходу $\beta_{\text{вп}}''$ берется из расчета топки ($\beta_{\text{вп}}'' \approx 1,05$).

Присосы воздуха $\Delta\alpha$ принимаются по табл. 1.14.

Температура воздуха на входе принимается по табл. 1.12.

Энтальпия воздуха на входе $H_{\text{овх}}$ определяется по таблице $H - \vartheta$ при $t_{\text{вх}}$.

Энтальпия газов на входе H' , кДж/кг, берется из расчета горячей части РВП. Температура газов на входе ϑ' тоже берется из расчета горячей части РВП. Тепловосприятие холодной ступени по балансу

$$Q_{\text{б}} = \left(\beta_{\text{вп}}'' + \frac{\Delta\alpha}{2} \right) (H_{\text{опр}} - H_{\text{овх}}), \text{ кДж/кг}. \quad (6.152)$$

Энтальпия газов на выходе

$$H'' = H' - \frac{Q}{\varphi} + \frac{\Delta\alpha}{2} H_{0XB}. \quad (6.153)$$

Температура газов на выходе ϑ''_{yx} определяется по таблице $H - \vartheta$ по энтальпии H'' (табл. 2.5).

Средняя температура газов

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}. \quad (6.154)$$

Средняя температура воздуха

$$t = \frac{t_{np} + t_{x.B}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.155)$$

Температурный напор

$$\Delta t = \vartheta - t, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.156)$$

Средняя скорость газов

$$W_\Gamma = \frac{B_p V_\Gamma (\vartheta + 273)}{273 \cdot F_\Gamma}, \text{ м/с}. \quad (6.157)$$

Расчетная площадь проходного сечения для газов F_Γ принимается по табл. 6.1 или определяется по формуле (6.147).

Средняя температура стенки

$$t_{ст} = \frac{x_1 \vartheta + x_2 t}{x_1 + x_2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.158)$$

Средняя скорость воздуха

$$W_B = \frac{B_p V_o^H (t + 273)}{273 \cdot F_B} \left(\beta_{BH}'' + \frac{\Delta \alpha}{2} \right), \text{ м/с.} \quad (6.159)$$

Расчетная площадь проходного сечения для воздуха F_B принимается по табл. 6.1 или определяется по формуле (6.147). Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке α_k^r определяется в соответствии с табл. 5.6 или по номограммам рис. 5.14 и 5.15. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху α_k^b определяется по формулам табл. 5.6 или по номограммам рис. 5.14 и 5.15. Коэффициент тепловой эффективности воздухоподогревателей определяется по табл. 5.5.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле табл. 5.2:

$$k = \frac{\psi \Pi}{\frac{1}{\alpha_k^r x_1} + \frac{1}{\alpha_k^b x_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (6.160)$$

Тепловосприятие холодной части РВП

$$Q_T = \frac{kH\Delta t}{B_p} 10^{-3}, \text{ кДж/кг}. \quad (6.161)$$

Поверхность нагрева H принимается по табл. 6.1 или определяется по формуле (6.148). Минимальная температура стенки

$$t_{CT}^{\min} = \frac{x_1 \alpha_k^r \vartheta'' + x_2 \alpha_k^b t}{x_1 \alpha_k^r + x_2 \alpha_k^b}. \quad (6.162)$$

Отношение тепловосприятий

$$\frac{Q_T}{Q_B} 100 < 2 \%. \quad (6.163)$$

6.8.4. Рекомендации по снижению интенсивности низкотемпературной коррозии воздухоподогревателей

При выпадении влаги из дымовых газов и наличии в дымовых газах SO_3 на поверхности нагрева образуется раствор серной кислоты, приводящий к интенсивной коррозии металла. В трубчатых воздухоподогревателях появляются перетечки воздуха в полость дымо-вых газов, приводящие к снижению температурного напора и температуры подогрева воздуха, а также к увеличению расхода электроэнергии на тягу и дутье. Для ослабления коррозии температура стенки поверхности нагрева $t_{\text{ст}}$ должна быть выше температуры точки росы

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} > t_{\text{р}},$$

где $t_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ – минимальная температура стенки, °С.

При сжигании сернистых твердых топлив в пылевидном состоянии температура точки росы дымовых газов $t_{\text{р}}$ рассчитывается в зависимости от температуры конденсации влаги при парциальном ее давлении в газах и приведенного содержания серы $S_{\text{пр}}^r$ и золы $A_{\text{пр}}^r$ в топливе по формуле

$$t_{\text{р}} = t_{\text{кон}} + \Delta t_{\text{р}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.164)$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{р}} = \frac{200 \sqrt[3]{S_{\text{пр}}^r}}{1,25^{\alpha_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^r}} \text{ } ^\circ\text{C};$$

$\alpha_{\text{ун}}$ – доля уноса золы;

$S_{\text{пр}}^r$ и $A_{\text{пр}}^r$ – приведенные содержания серы и золы на 1000 кДж/кг теплоты сгорания топлива.

На рис. 6.18 приведены кривые для определения $\Delta t_{\text{р}}$ при $\alpha_{\text{ун}} = 0,85$.

Температура точки росы продуктов сгорания малосернистых березовского и экибастузского углей значительно ниже расчетных значений. Для этих топлив t_p следует принимать около 60 °С.

При сжигании сернистого мазута с избытками воздуха $\alpha_T > 1,03$ температура точки росы зависит от приведенного содержания серы $S_{пр}$ в топливе (рис. 6.19). При сжигании сернистых мазутов с предельно низкими избытками воздуха ($\alpha_T \leq 1,02$) t_p должна приниматься по результатам специальных измерений.

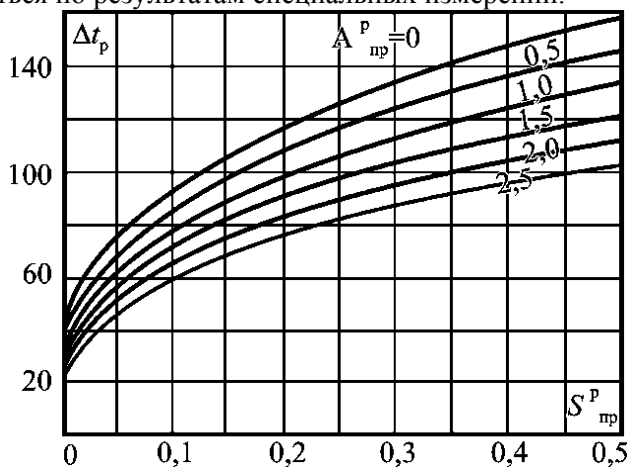


Рис. 6.18. Разность температур точки росы дымовых газов и конденсации содержащихся в них водяных паров при сжигании твердых топлив

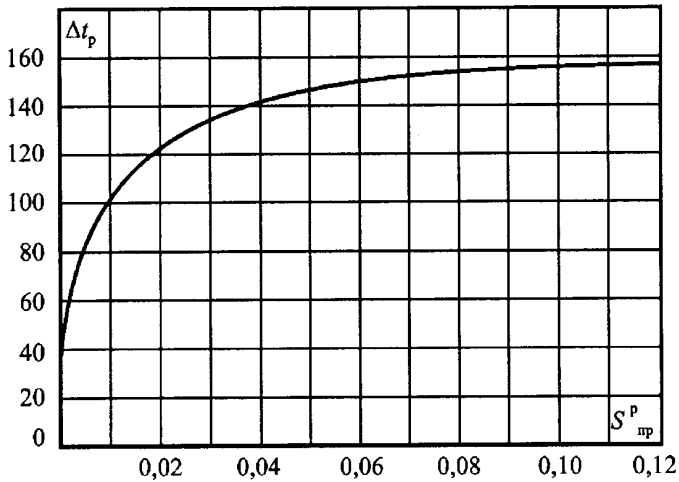


Рис. 6.19. Точка росы дымовых газов при снижении мазута ($\alpha_T > 1,03$)

Если природные газы не содержат сернистых соединений, температура точки росы их продуктов сгорания определяется парциальным давлением водяных паров, т.е. равна их температуре насыщения.

При сжигании газов, содержащих сернистые соединения (сероводород), t_p зависит от приведенного содержания серы и определяется также по рис. 6.19. При этом приведенное содержание серы

$$S^r_{пр} = \frac{6mg10^3}{Q_{Гi}^d}, \text{ \%}/(1000 \text{ кДж/м}^3), \quad (6.165)$$

где m – число атомов серы в молекуле серосодержащего компонента;

g – объемный процент серы (серосодержащего компонента);

$Q_{Гi}^d$ – теплота сгорания газа, кДж/м³.

Для предупреждения коррозии поверхностей нагрева в процессе эксплуатации температура металла стенок поверхностей нагрева должна быть выше температуры точки росы дымовых газов при всех нагрузках котла.

Для полного исключения коррозии при отсутствии специальных мер защиты должно быть:
при сжигании твердых топлив

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = t_{\text{п}} + (10...15); \quad (6.166)$$

при сжигании мазута

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = t_{\text{п}} + (15...20).$$

Минимальная температура стенки $t_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = \frac{0,8\alpha_{\text{к}}^{\Gamma}\vartheta'' + \alpha_{\text{к}}^{\text{В}}t'_{\text{вп}}}{0,95\alpha_{\text{к}}^{\Gamma} + \alpha_{\text{к}}^{\text{В}}}, \quad (6.167)$$

где $\alpha_{\text{к}}^{\Gamma}$ и $\alpha_{\text{к}}^{\text{В}}$ – коэффициенты теплоотдачи со стороны газа и воздуха;

ϑ'' и $t'_{\text{вп}}$ – температуры газа на выходе и воздуха на входе в несменяемую часть воздухоподогревателя; 0,8 и 0,95 – коэффициенты, учитывающие загрязнение и неравномерность температурного поля газов на выходе из воздухоподогревателя.

Для регенеративного воздухоподогревателя

$$t_{\text{ст}}^{\text{мин}} = \frac{x_{\Gamma}\alpha_{\text{к}}^{\Gamma}\vartheta'' + x_{\text{В}}\alpha_{\text{к}}^{\text{В}}t'_{\text{вп}}}{x_{\Gamma}\alpha_{\text{к}}^{\Gamma} + x_{\text{В}}\alpha_{\text{к}}^{\text{В}}}. \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (6.168)$$

где x_{Γ} и $x_{\text{В}}$ – доли сечений, омываемые дымовыми газами и воздухом.

Выполнение условия, обеспечивающего отсутствие низкотемпературной коррозии, сопряжено со значительным превышением температуры уходящих газов ($\vartheta_{\text{yx}} = 180...220 \text{ }^{\circ}\text{C}$) над экономическими их значениями, а так же с повышением температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель ($t'_{\text{вп}}$ до 100–130 $^{\circ}\text{C}$). При этом снижается температурный напор и

возрастает необходимая теплообменная поверхность воздухоподогревателя.

Надежность и экономичность работы воздухоподогревателя и парогенератора в целом обеспечиваются при соблюдении следующих рекомендаций:

1. Воздухоподогреватели эксплуатируют в условиях протекания низкотемпературной коррозии. Однако температурный режим организуется таким образом ($t_{ст}^{мин}$ близка t_p или несколько ниже), чтобы интенсивность коррозии была бы незначительной, а скорость коррозии в наиболее разрушаемых «холодных» участках не превышала 0,2 мм/год.

Так, при сжигании твердого сернистого топлива можно получить невысокие температуры уходящих газов при незначительных коррозионных разрушениях, используя поверхности в холодной части воздухоподогревателя при условии: $t_{конд} + 25 < t_{ст}^{мин} < 105$. Не рекомендуется иметь $t_{ст}$ ниже $t_{конд} + 25$ °С, т. к. усиливаются коррозия и загрязнение. При $t_{ст}$ от 110 °С до t_p скорость коррозии недопустимо велика.

2. Воздухоподогреватели изготавливают с выделенной в самостоятельную поверхность «холодной» частью, которую легко заменить («холодные кубы», «холодная» набивка). При такой компоновке допустима температура входящего в трубчатый воздухоподогреватель воздуха – 80–90 °С, в регенеративный – 60–70 °С. Поверхность сменной части выбирается такой, чтобы в несменяемой части отсутствовала коррозия.

3. Сжигание мазута следует организовать с малыми избытками воздуха ($\alpha = 1,02...1,03$). При этом снижается содержание в дымовых газах сернистого ангидрида (SO_3). Это ослабляет интенсивность коррозии и позволяет понизить температуру уходящих газов до 120 °С и поступающего в воздухоподогреватель после калорифера воздуха до 50 °С ($t_{ст}^{мин} \approx 85$ °С).

4. Необходимо использование коррозионно-стойкой эмали для защиты от коррозии «холодной» части воздухоподогревателя, применение для поверхностей нагрева неметаллических коррозионно-стойких материалов (фарфора, стекла), а также чугуна.

5. Для многих топлив необходим подогрев воздуха перед его поступлением в воздухоподогреватель, что может осуществляться путем рециркуляции при отборе горячего воздуха за первой или второй ступенью воздухоподогревателя. Таким способом подогревается воздух до 60–65 °С, что достаточно для любых влажных топлив. Более высокий подогрев воздуха, необходимый при работе на сернистых топливах, производится в калориферах, обогреваемых теплотой отборного пара. Для повышения экономичности при предварительном подогреве воздуха используют низкотемпературные экономайзеры, газовые испарители.

6. При растопке парогенераторов на мазуте необходимо обеспечивать отсутствие конденсации влаги на холодных поверхностях воздухоподогревателя. Для этого в воздухоподогреватель подается воздух, нагретый в калориферах не менее, чем до 90 °С. При отсутствии калориферов для подогрева воздуха рекомендуют установку байпаса для перепуска части воздуха помимо воздухоподогревателя.

6.9. Расчет невязки теплового баланса парогенератора

1. Потери теплоты с уходящими газами

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} H_{o,xx})(100 - q_4)}{Q_p^p}, \%$$

2. Сумма тепловых потерь

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \%$$

3. КПД парогенератора

$$\eta_{пг} = 100 - \sum q, \%$$

4. Полный и расчетный расход топлива

$$B = \frac{D_{пс}(h_{пс} - h_{п.в}) + D_{вт}(h_{вт}'' - h_{вт}')}{(Q_p \eta_{п.г})/100 + Q_{в.вн} + Q_{\phi}}, \text{ кг/с}; \quad B_p = B \frac{100 - q_4}{100}, \text{ кг/с}.$$

5. Тепло, вносимое в топку

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T)H_{o_{гв}} + \Delta\alpha_T H_{o_{хх}}, \text{ кДж/кг.}$$

6. Полезное тепловыделение в топке

$$Q_T = Q_p \frac{(100 - q_3 - q_4 - q_6)}{100 - q_4} + Q_B, \text{ кДж/кг.}$$

7. Количество тепла, воспринятого в топке излучением

$$Q_L = \varphi(Q_T - H_T''), \text{ кДж/кг.}$$

8. Невязка теплового баланса парогенератора

$$\Delta Q = Q_p \eta_{пг} + Q_{\phi} + Q_{в.вн} - \\ - (Q_L + Q_K + Q_{пе} + Q_{пп} + Q_{эк}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \text{ кДж/кг,}$$

где количество теплоты, воспринятой на 1 кг (1 м^3) топлива:

Q_L – в топке;

$Q_K, Q_{пе}, Q_{пп}, Q_{эк}$ – котельными пучками и фестонами, перегревателем (кроме радиационного), промперегревателями и экономайзером; Q подставляется без учета теплоты, воспринятой в топке.

В формулу подставляются значения, определенные из уравнения баланса.

Величина невязки не должна превышать 0,5 % от Q_p .

Литература

1. Тепловой расчет котлов: нормативный метод. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб; 1998. – 257 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов: нормативный метод. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.

3. Тепловые и атомные электростанции. Справочник / под общ. ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – М.: МЭИ, 2007. – 648 с.

4. Липов, Ю.М. Тепловой расчет паровых котлов: уч. пособие для вузов. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 164 с.

Учебное издание

ЖИХАР Георгий Иосифович

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ
ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта по дисциплинам
«Парогенераторы ТЭС» и «Котельные установки ТЭС»

Редактор Е.О. Коржуева
Компьютерная верстка Д.К. Измайлович

Подписано в печать 08.04.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 14,47. Уч.-изд. л. 11, 32. Тираж 100. Заказ 1143.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.