

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Пособие

для студентов специальности

7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»

профилизаций «Промышленная теплоэнергетика»,

«Теплоэнергетические установки и системы теплоснабжения»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области энергетики
и энергетического оборудования*

Минск
БНТУ
2025

УДК 621.181.001.24 (075.8)
ББК 31.38я7
М57

С о с т а в и т е л и:
*И. Е. Мигуцкий, И. Л. Иокова,
В. С. Королева, Ш. К. Якишибоев, Г. Н. Узаков*

Р е ц е н з е н т ы:
кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»
ГГТУ им. П. О. Сухого (зав. кафедрой, канд. техн. наук *Е. Н. Макеева*);
главный инженер РУП «БелТЭИ» *В. В. Лихолап*

М57 Котельные установки промышленных предприятий : пособие для студентов специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» профилизиаций «Промышленная теплоэнергетика», «Теплоэнергетические установки и системы теплоснабжения» / сост.: И. Е. Мигуцкий [и др.]. – Минск : БНТУ, 2025. – 89 с.
ISBN 978-985-31-0075-4.

Приведены рекомендации по расчету элементов котельных установок малой и средней мощности промышленных предприятий, основные технические данные котельных агрегатов, характеристики топочных устройств, необходимые для расчета формулы, графики и номограммы.

Пособие предназначено для студентов специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» профилизиаций «Промышленная теплоэнергетика» и «Теплоэнергетические установки и системы теплоснабжения».

УДК 621.181.001.24 (075.8)
ББК 31.38я7

ISBN 978-985-31-0075-4

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ	6
2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ.....	27
3. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ.....	34
4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА	40
5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ.....	46
6. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ	57
7. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ	68
8. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА	78
9. РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ	83
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	89

ВВЕДЕНИЕ

Студенты специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» во время курсового и дипломного проектирования выполняют поверочный тепловой и аэродинамический расчет котельных агрегатов.

При поверочном тепловом расчете по заданной конструкции и геометрическим характеристикам поверхностей нагрева для заданной нагрузки и вида топлива определяют тепловые потери, КПД котельного агрегата, расход топлива, скорости рабочей среды, воздуха и дымовых газов, коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи. Конечные температуры уходящих газов, горячего воздуха и перегретого пара предварительно принимаются, а затем уточняются путем последовательных приближений.

Коэффициенты избытка воздуха в топке и присосы воздуха по газоходам выбирают в соответствии с рекомендациями и затем рассчитывают объемы и энтальпии продуктов сгорания. После определения потерь теплоты определяют КПД котлоагрегата и расход топлива. Температура уходящих газов θ_{yx} при определении q_2 предварительно принимается в зависимости от вида топлива.

Поверочный расчет топочной камеры заключается в определении температуры газов на выходе из топки θ_r'' по известному объему, лучевоспринимающей поверхности и степени экранирования топки.

Поверочный расчет конвективных поверхностей нагрева (пароперегреватели, котельные пучки, водяные экономайзеры, воздухоподогреватели) производится по известным геометрическим характеристикам, а также заданным температурам и энтальпиям обеих сред на входе или на выходе из поверхности. Определение неизвестных энтальпий сред осуществляется путем последовательного уточнения предварительно принятых значений энтальпий.

В конце расчета уточняются предварительно принятые значения температуры уходящих газов θ_{yx} и горячего воздуха $t_{г.в.}$

Задание на курсовой проект содержит следующие исходные данные:

- а) типоразмер котлоагрегата и его рабочие чертежи;
- б) вид топлива и его характеристики;
- в) паропроизводительность, т/ч, или теплопроизводительность, МВт;
- г) параметры рабочей среды;

- д) величину непрерывной продувки;
- е) температуру питательной воды.

По полученным исходным данным студенты должны выполнить тепловой и аэродинамический расчет котельного агрегата и подобрать тягодутьевые машины и питательные насосы.

Расчетно-пояснительная записка к проекту должна содержать следующие разделы:

- а) описание котельного агрегата;
- б) расчет объема и энтальпий продуктов сгорания;
- в) тепловой баланс котлоагрегата, определение КПД и расхода топлива;
- г) расчет теплообмена в топочной камере;
- д) тепловой расчет фестона;
- е) тепловой расчет пароперегревателя;
- ж) тепловой расчет котельных (кипятильных) пучков;
- з) тепловой расчет водяного экономайзера;
- и) тепловой расчет воздухоподогревателя;
- к) аэродинамический расчет котельного агрегата;
- л) выбор тягодутьевых машин;
- м) выбор питательных насосов.

Выполнение расчетов, предусмотренных разделами «д», «ж», «к», определяется наличием соответствующих поверхностей нагрева и зависит от типа котельного агрегата.

Графическая часть проекта выполняется на 1–2 листах формата А1 или А2 и включает в себя следующие чертежи:

- а) продольный разрез котельного агрегата;
- б) план котельного агрегата;
- в) 1 или 2 поперечных разреза котельного агрегата.

1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Тематика курсовых проектов, выполняемых студентами специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика», включает, в основном, котельные агрегаты малой и средней мощности серий ДКВР, ДЕ, КЕ, ГМ и водогрейные агрегаты серий ПТВМ и КВ.

В этом разделе приведены краткие описания котельных агрегатов и их основные характеристики.

Котлоагрегаты ДКВР, выпускаемые Бийским котельным заводом, могут быть использованы в различных отраслях промышленности, на транспорте, в коммунальном и сельском хозяйстве. Типоразмеры котлоагрегатов серии ДКВР приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Типоразмеры котлоагрегатов ДКВР

Номинальная производи- тельность, т/ч	Избыточное давление пара, МПа			
	1,28		2,26	
	Пар			
	насыщенный	перегретый	насыщенный	перегретый
2,5	ДКВР-2,5-13	—	—	—
4,0	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13/225 ДКВР-4-13/250	—	—
6,0	ДКВР-6,5-13	ДКВР-6,5-13/225 ДКВР-6,5-13/250	ДКВР-6,5-32	ДКВР-6,5-23/250
10,0	ДКВР-10-13	ДКВР-10-13/225 ДКВР-10-13/250	ДКВР-10-23	ДКВР-10-23/250 ДКВР-10-23/370
20,0	ДКВР-20-13	ДКВР-20-13/225	ДКВР-20-23	ДКВР-20-23/250

Унифицированные котельные агрегаты типа ДКВР имеют общую конструктивную схему. Это двухбарабанные котлоагрегаты с естественной циркуляцией и экранированной топочной камерой, с продольным расположением барабанов и коридорным расположением кипяtilьных труб. Барабаны сварные из низколегированной стали марки ГС с внутренним диаметром 1000 мм и толщиной стенки 13 мм (для давления 1,28 МПа) или 20 мм (для давления 2,26 МПа).

В паровом пространстве верхнего барабана размещаются сепарационные устройства (жалюзийный сепаратор и дырчатый лист), в водяном объеме – перфорированные питательные трубы и труба для непрерывной продувки. На нижней образующей верхнего барабана в топочном пространстве установлены контрольные легкоплавкие пробки.

В нижнем барабане установлены перфорированная труба для периодической продувки, штуцер для спуска воды и труба для прогрева котлоагрегата при растопке (для производительностей 6,5 т/ч и выше). Экранные трубы боковых экранов с шагом 80 мм верхними концами завальцованы в верхнем барабане, а нижними приварены к боковым коллекторам. Вода поступает в боковые экраны по отпусковым трубам из верхнего барабана и по перепусковым трубам из нижнего барабана.

Котлоагрегаты ДКВР-10-13 и ДКВР-10-23 имеют фронтový экран, питающийся из верхнего барабана, и задний экран, питающийся из верхней части нижнего барабана. Шаги фронтového и заднего экранов 130 мм.

Конвективный пучок образуется из пучка бесшовных труб диаметром 51×2,5 мм с продольным шагом 100 мм и поперечным – 110 мм. Последние по ходу газов трубы конвективного пучка являются отпусковыми.

Топка котлоагрегатов ДКВР разделена на 2 части – собственно топку и камеру догорания, объем которой составляет 10–20 % от полного объема топочной камеры. Между первым и вторым рядами труб котельного пучка установлена шамотная перегородка, поэтому первый ряд труб котельного пучка является задним экраном камеры догорания. При наличии пароперегревателя они устанавливаются после второго или третьего ряда труб первого котельного пучка по ходу газов. Змеевики пароперегревателей выполняются из цельнотянутых труб диаметром 32×3 мм.

Котлоагрегаты типа ДКВР изготавливаются в тяжелой или облегченной обмуровке. Типы топочных устройств, которыми комплектуются котлоагрегаты ДКВР, приведены в табл. 1.2.

Опыт эксплуатации котлоагрегатов ДКВР показал, что при выполнении некоторых условий [7] максимальная производительность может быть повышена до величин, указанных в табл. 1.3.

Таблица 1.2

Максимальная производительность котлоагрегатов ДКВР

Тип котлоагрегата	Номинальная производительность, т/ч	Максимальная производительность, т/ч	
		твердое топливо	жидкое и газообразное топливо
ДКВР-6,5-13	6,5	7,5	9,7
ДКВР-6,5-13/250	6,5	7,2	9,1
ДКВР-10-13	10	11,5	15,0
ДКВР-10-13/250	10	11,0	14,0
ДКВР-20-13	20	21,0	28,0
ДКВР-20-13/250	20	21,0	28,0

Особенности конструкций котлоагрегатов ДКВР различных производительностей подробно описаны в [6].

Основные теплотехнические характеристики котлоагрегатов ДКВР производительностью от 2,5 до 20 т/ч без пароперегревателей приведены в табл. 1.4 (при сжигании газа и мазута) и табл. 1.5 (при сжигании некоторых видов твердого топлива).

ЦКТИ и Бийским котельным заводом разработана серия паровых котлоагрегатов низкого давления производительностью от 2,5 до 25 т/ч типа КЕ – для слоевого сжигания топлива и типа ДЕ – для газообразного и жидкого топлива.

Котлоагрегаты этой серии предназначены для постепенной замены котлоагрегатов ДКВР.

Котлоагрегаты КЕ и ДЕ – двухбарабанные, вертикально-водотрубные с экранированной топочной камерой и развитым котельным пучком из гнутых труб. Плотное экранирование топочных камер конвективных газоходов позволило выполнить котлоагрегаты в облегченной обмуровке.

Типоразмеры котлоагрегатов КЕ и ДЕ приведены в табл. 1.6.

Котельные агрегаты со слоевыми топками КЕ по взаимному расположению топочной камеры и конвективного пучка конструктивно схожи с котлоагрегатами ДКВР. Боковые экраны выполнены с более плотным шагом $s / d = 1,04$, уменьшен также шаг труб кипятильного

пучка до 90 мм вместо 100 мм. Для сжигания каменных и бурых углей котлоагрегаты КЕ комплектуются топками ТЛЗ или ТЧЗ с цепными решетками обратного хода ТЛЗМ или ТЧЗ и пр. В зависимости от производительности котлоагрегатов КЕ они комплектуются следующими типоразмерами топок ТЛЗМ и ТЧЗ:

КЕ-4-14 С – ТЛЗМ-1,87/2,4;

КЕ-6,5-14 С – ТЛЗМ-1,87/3;

КЕ-10-14 С – ТЛЗМ-12,7/3;

КЕ-25-14 С – ТЧЗ-2,7/5,6.

Эти топки работают при повышенных теплонапряжениях зеркала горения, что позволило принять для котлоагрегатов КЕ-4, КЕ-6,5 и КЕ-10 размеры топочных камер соответственно ДКВР-2,5, ДКВР-4 и ДКВР-6,5.

Топочный объем образован боковыми экранами, фронтальной и задней стенками из огнеупорного кирпича. Между топкой и котельным пучком расположена камера догорания. Котельный пучок омывается дымовыми газами с поворотом в горизонтальной плоскости. При установке пароперегревателя удаляется часть труб котельного пучка так же, как и в котлоагрегатах ДКВР. Котлоагрегаты КЕ-2,5–КЕ-10 выполняются в низкой компоновке.

Котлоагрегат КЕ-25 выполнен в высокой компоновке с вынесенной полностью экранированной топочной камерой. Задний экран образует в верхней части фестон, отделяющий камеру догорания, левый боковой экран вертикальный, правый Г-образный переходит в потолочный экран. Движение газов в котельном пучке пролетное. Технические характеристики котлоагрегатов КЕ приведены в табл. 1.7.

**Рекомендуемые типы топочных устройств
для котлоагрегатов ДКВР**

Вид топлива	Наименование топочного устройства	Типоразмер топочных устройств				
		ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-10-13	ДКВР-20-13
Антрацит АС, АМ	ПМЗ-РКП-2 ЧЦР	1 800×1 525 –	1 800×2 135 –	2 600×2 440 –	– 2 700×6 500	– 2 700×8 000
Тощий уголь	ПМЗ-РКП-2 ПМЗ-ЛЦР-2	1 800×1 525 –	1 800×2 135 –	2 600×2 440 2 700×3 000	– 2 700×4 000	– –
Бурые и каменные угли	ПМЗ-РКП-2 ПМЗ-ЛЦР	1 800×1 525 –	1 800×2 135 –	2 600×2 440 2 700×3 000	– 2 700×4 000	– 2 700×5 600
Фрезерный торф, древесные опилки	ЦКТИ системы Шершнева (однокамерная)	ТПШ-2,5	ТПШ-4	ТПШ-6,5	ТПШ-10	–
Древесные отходы	Скоростная топка ЦКТИ системы Померанцева	ТДС-2,5	ТДС-4	ТДС-6,5	ТДС-10	ТДС-20
Мазут, природный газ	Топки с газомазутными горелками (2 шт.)	ГМГ-1/1,5	ГМГ-2	ГМГ-4	ГМГ-5,5/7	ГМГ-7/9

Таблица 1.4

Основные теплотехнические характеристики котлоагрегатов ДКВР

	ДКВР-2,5-13		ДКВР-4-13		ДКВР-6,5-13		ДКВР-10-13		ДКВР-20-13	
	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут
Паропроизводительность, т/ч	2,5	4,0	4,0	4,0	6,5	9,0	10,0	15,0	20,0	20,0
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
Объем топки, м ³	12,0	11,8	15,6	15,6	24,6	24,3	43,0	42,2	64,5	64,5
Радиационная поверхность нагрева в топке, м ²	16,6	13,0	19,5	19,5	25,0	19,3	37,3	31,6	71,3	71,3
Видимое теплонапряжение топочного объема, кВт/м ³	169	276	218	217	121	311	194	304	311	312
Температура газов на выходе из топки, °С	870	940	980	840	1030	1190	1040	1080	1140	990
Поверхность нагрева котельного пучка, м ²	75	75	118	118	201	201	235	235	326	326
Скорость газов в пучке, м/с	3,91	6,75	5,6	4,95	5,5	8,5	7,6	12,5	9,4	8,4
Температура газов за котлом, °С	240	355	240	270	235	265	245	400	370	395
Поверхность нагрева водяного экономайзера, м ²	70,8	106,4	106,4	106,4	165	248	248	414	168	150
Температура газов за экономайзером, °С	115	175	115	140	110	120	115	190	120	160
Расчетный КПД котлоагрегата, %	90	88,6	90,8	89,8	91,8	91,9	91,8	88,5	90,0	90,6
Расход топлива, м ³ /ч (кг/ч)	130	306	342	317	545	770	840	1200	2050	1890
Расчетное сопротивление котлоагрегата, Па	153	272	235	206	314	496	461	822	1127	1127

Основные теплотехнические характеристики котлоагрегатов ДКВР

Теплотехнические характеристики	ДКВР-2,5-13		ДКВР-4-13		ДКВР-6,5-13		ДКВР-10-13		ДКВР-20-13	
	Донец- кий ПЖ	Подмос- ковный бурый	Донец- кий ПЖ	Подмос- ковный бурый	Донец- кий ПЖ	Подмос- ковный бурый	Донец- кий ПЖ	Подмос- ковный бурый	Печор- ский ПЖ	Подмос- ковный бурый
	ПМЗ-РПК		ПМЗ-РПК		ПМЗ-РПК		ПМЗ-ЛЦР		ПМЗ-ЛЦР	
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1										
Паропроизводительность, т/ч	2,5	2,5	4,0	4,0	6,5	6,5	10,0	10,0	20,0	20,0
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,3	1,3
Объем топки, м ³	10,4	10,4	13,7	13,7	20,8	20,8	37,4	37,4	56,0	56,0
Видимое теплонепряжение зеркала горения, кВт	805	866	980	1 047	945	1 020	970	1 035	1 256	1 345
Температура газов на выходе из топки, °С	800	800	880	865	925	900	915	895	900	847
Поверхность нагрева котельного пучка, м ²	75	75	118	118	201	201	235	235	326	326
Скорость газов в пучке, м/с	4,6	5,71	6,4	7,8	6,35	7,7	8,4	10,2	6,7	8,51
Температура газов за котлом, °С	—	—	—	—	300	300	305	305	385	390
Поверхность нагрева водяного экономайзера, м ²	82,5	82,5	106,4	106,4	165	165	248	289	—	—
Температура газов за экономайзером, °С	135	145	145	155	137	150	140	145	—	—
Расчетный КПД котлоагрегата, %	81,86	75,56	82,1	75,8	83,1	76,7	83,5	77,5	85,0	80,2
Расход топлива, кг/ч	320	820	536	1 380	860	2 210	1 310	3 380	2 390	5 940
Расчетное сопротивление котлоагрегата, Па	229	340	335	489	439	620	597	739	959	959
Радиационная поверхность нагрева, м ²	16,6	16,6	19,5	19,5	25,0	25,0	40,0	40,0	71,3	71,3
Площадь колосниковой решетки, м ²	2,76	2,76	3,83	3,83	6,35	6,35	9,5	9,5	13,0	13,0

Примечание:

Внутренний диаметр верхнего и нижнего барабана 1000 мм. Толщина стенки барабана 13 мм. Диаметр и толщина стенки экранных труб 51×2,5 мм. Диаметр и толщина стенок коллекторов экранов 219×8 мм.

Шаг труб переднего и заднего экранов котлов ДКВР-10, ДКВР-20 и ДКВР-35 130 мм. Шаг труб боковых экранов в топке и камере догорания 80 мм. Шаг труб заднего экрана в камере догорания и фестоне 110 мм. Шаг кипяtilьных труб по длине котла 100 мм, по ширине котла 110 мм. Диаметр и толщина стенки труб пароперегревателя 32×3 мм. Шаг труб пароперегревателя по длине котла 75 мм, по ширине котла 68,5 мм. Котельные пучки всех котлов, кроме ДКВР-35, имеют коридорное расположение труб.

Таблица 1.6

Типоразмеры котлоагрегатов КЕ и ДЕ

Типоразмер котлоагрегата	Производительность, т/ч	Давление пара, МПа			
		13,7			2,35
		Пар			
		насыщенный	перегретый, 225 °С	насыщенный	перегретый, 250 °С
КЕ	2,5	КЕ-2,5-14С	—	—	—
	4,0	КЕ-4-14С	—	—	—
	6,5	КЕ-6,5-14С	КЕ-6,5-14/225С	КЕ-6,5-24С	КЕ-6,5-24/250С
	10,0	КЕ-10-14С	КЕ-10-14/225С	КЕ-10-24С	КЕ-10-24/250С
	25,0	КЕ-25-14С	КЕ-25-14/225С	КЕ-25-24С	КЕ-25-24/250С
ДЕ	4,0	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-4-14/225ГМ	—	—
	6,5	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-6,5-14/225ГМ	—	—
	10,0	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-10-14/225ГМ	ДЕ-10-24ГМ	ДЕ-10-24/250ГМ
	16,0	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-16-14/225ГМ	ДЕ-16-24ГМ	ДЕ-16-24/250ГМ
	25,0	ДЕ-25-14ГМ	ДЕ-25-14/225ГМ	ДЕ-25-24ГМ	ДЕ-25-24/250ГМ

Технические характеристики котлоагрегатов КЕ со слоевыми топками

Наименование	Типоразмер			
	КЕ-2,5-14С	КЕ-4-14 С	КЕ-6,5-14 С	КЕ-10-14 С
Производительность, т/ч	2,5	4,0	6,5	10,0
Рабочее давление пара, МПа	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура питательной воды, °С	100	100	100	100
Тип топочного устройства	ЗП-РПК-2	ТЛЗМ	ТЛЗМ	ТЛЗМ
Объем топочной камеры, м ³	10,47	12,03	14,77	22,6
Температура, °С холодного воздуха, газов на выходе из топочной камеры;	20	20	20	20
газов за котлом;	705–720	788–832	854–896	782–812
газов за экономайзером	307–312	305–308	306–310	305–310
Радиационная площадь поверхности нагрева, м ²	160–163	155–160	157–161	145–152
Площадь поверхности нагрева конвективного пучка, м ²	19,12	20,51	24,78	33,0
КПД котлоагрегата, %	66,5	94,0	147,8	207,3
Расчетный расход топлива, кг/ч	81,5	81,25	82,35	83,4
Видимое тепловое напряжение зеркала горения, кВт/м ²	311–558	500–890	803–1 440	1 230–2 180
Видимое тепловое напряжение топочного объема, кВт/м ³	–	985	1 186	1 244
Тип экономайзера	ЭП2-142	ЭП2-142	ЭП1-230,4	ЭП2236/ЭП2-330,4
Соппротивление, Па: газового тракта; воздушного тракта	546	1 123	1 120	1 060
	–	790	790	790
				926

Примечание:

Диаметры труб: экранов и котла 51,0×2,5 мм; пароперегревателя 32,0×3 мм; шаги труб экранов 55 мм, у экранов котлов производительностью 25 т/ч – 55 и 100 мм. Шаги труб конвективного пучка $S_1 = 110$ мм, $S_2 = 90$ мм, кроме котлов производительностью 25 т/ч, у которых $S_1 = 220$ и 110 мм, $S_2 = 95$ мм; у пароперегревателя $S_1 = 52$ мм, $S_2 = 75$ мм. Обмуровка котлов выполнена облегченной натрубной. Барабаны имеют внутренний диаметр 1000 мм и толщину стенки при давлении 1,4 МПа – 13 мм и при давлении 2,5 МПа – 22 мм. Расстояние между центрами барабанов у всех котлов 2750 мм.

Котлоагрегаты серии ДЕ выполнены по *D*-образной компоновке. Во всех типоразмерах диаметр верхнего и нижнего барабанов 1000 мм, а длина цилиндрической части изменяется от 2 240 (ДЕ-4) до 7 500 мм (ДЕ-25). В переднем и заднем днищах барабанов установлены лазовые затворы для доступа в барабаны при ремонте. Ширина топочной камеры для всех котлоагрегатов серии по осям экранных труб одинакова и составляет 1 790 мм. Глубина топочной камеры котлоагрегатов серии ДЕ изменяется от 1 980 до 7 200 мм. Средняя высота топочной камеры всех котлоагрегатов одинакова и составляет 2 400 мм. Топочная камера отделена от конвективного пучка газоплотной перегородкой. Диаметр труб перегородки экранов 51×4 мм. Необходимая газоплотность перегородки обеспечивается приваркой к трубам проставок толщиной 6 мм. Фронтowej и задний экраны вертикальные с верхними и нижними камерами. Боковые экраны вальцованы в барабаны. Правый боковой экран из гнутых труб переходит в потолочный и подовый. В конце левого газоплотного экрана, отделяющего топочную камеру от котельного пучка, выполнен фестон, через который топочные газы поступают в конвективный газопход.

В конвективном газопходе котлоагрегатов ДЕ-4, ДЕ-6,5 и ДЕ-10 движение газов двухходовое с поворотом в горизонтальной плоскости и выходом со стороны задней стенки обмуровки конвективного газопхода.

В котлоагрегатах ДЕ-16 и ДЕ-25 – многоходовое с поворотами в вертикальной плоскости с продольно-поперечным омытием и выходом газов через окно, расположенное в левой боковой стенке котла в конце (по ходу газов) конвективного пучка.

Котлоагрегаты производительностью 4,0, 6,5, 10,0 т/ч выполнены с одноступенчатой схемой испарения. В котлах производительностью 16,0 и 25,0 т/ч предусмотрено двухступенчатое испарение. Во вторую ступень испарения выделена часть труб конвективного пучка. Общим

опускным звеном всех контуров первой ступени испарения являются последние по ходу продуктов сгорания трубы конвективного пучка. Опускные трубы второй ступени испарения вынесены за пределы газохода.

В котлоагрегатах ДЕ-4 и ДЕ-6,5 для доступа в топку имеются специальные лазы, а в ДЕ-10, ДЕ-16 и ДЕ-25 проникнуть в топку можно только через отверстия для газомазутных горелок.

Котлоагрегаты КЕ и ДЕ комплектуются вынесенными хвостовыми поверхностями нагрева. К котлоагрегатам КЕ при сжигании каменных углей устанавливаются чугунные экономайзеры, а при сжигании влажных бурых углей – трубчатые воздухонагреватели, котлоагрегаты ДЕ комплектуются чугунными экономайзерами.

Технические характеристики котлоагрегатов серии ДЕ приведены в табл. 1.8.

Паровые котлоагрегаты средней производительности выполняются барабанными с естественной циркуляцией и изготавливаются Белгородским котельным заводом. Типоразмеры котлоагрегатов средней производительности приведены в табл. 1.9.

В связи с большим многообразием конструкций котлоагрегатов средней производительности, ниже приводятся краткое описание конструкций котлоагрегатов ГМ-50-1 и ГМ-50-14 и основные теплотехнические характеристики газомазутных парогенераторов средней производительности.

Газомазутные котлоагрегаты ГМ-50-1 и ГМ-50-14 выполнены с П-образной компоновкой поверхности нагрева. Котлоагрегаты ГМ-50-1 – однобарабанные, с сомкнутыми газоходами, с шамотной разделительной экранированной стенкой между топочной камерой и конвективной шахтой. Топочная камера полностью экранирована, под – двухскатный.

В верхней части трубы задних экранов разведены в фестон. Экраны разделены на самостоятельные циркуляционные контуры по числу блоков топки. Барабан расположен над топочной камерой. Пароперегреватель состоит из двух ступеней, в рассечке между котлыми включены поверхностные пароохладители.

В котлоагрегате ГМ-50-1 экономайзер расположен в конвективной шахте, воздухоподогреватель вынесен из шахты и установлен на самостоятельном каркасе.

Таблица 1.8

Основные теплотехнические характеристики котлоагрегатов ДЕ

Наименование	ДЕ-4-14 ГМ		ДЕ-6,5-14 ГМ		ДЕ-10-14 ГМ		ДЕ-16-14 ГМ		ДЕ-25-14 ГМ	
	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Производительность, т/ч	4	4	6,5	6,5	10	10	16	16	25	25
Расчетный КПД котлоагрегата, %	88,68	90,31	89,32	90,98	90,85	92,15	90,07	91,76	91,35	92,79
Расчетный расход топлива, кг/ч; м ³ /ч	286	304	461	489	698	743	1 127	1 194	1 736	1 845
Объем топочной камеры, м ³	8,01	8,01	11,2	11,2	17,14	17,14	22,5	22,5	29,0	29,0
Лучевоспринимающая поверхность нагрева, м ²	21,81	21,81	27,93	27,93	38,96	38,96	48,13	48,13	60,46	60,46
Полная поверхность стен топки, м ²	23,8	23,8	29,97	29,97	41,47	41,47	51,84	51,84	64,22	64,22
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05
Температура газов на выходе из топки, °С	1 030	1 067	1 076	1 107	1 071	1 109	1 130	1 185	1 188	1 240
Видимое теплонеприятие топочного объема, кВт/м ³	345	379	443	437	440	436	540	532	644	637
Котельный пучок										
Расчетная поверхность нагрева, м ²	48,51	48,51	68,04	68,04	117,7	117,7	156,0	156,0	16,36	16,36
Сечение для прохода газов, м ²	0,338	0,338	0,348	0,348	0,41	0,41	0,713	0,713	1,245	1,245
Средняя скорость газов, м/с	9,5	9,0	14,8	14,0	19,0	16,9	18,2	17,2	23,9	24,2
Температура газов за пучком, °С	377	325	362	310	306	264	364	310	1 010	1 008

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
II котельный пучок										
Расчетная поверхность нагрева, м ²	–	–	–	–	–	–	–	–	196	196
Сечение для прохода газов, м ²	–	–	–	–	–	–	–	–	0,851	0,851
Средняя скорость газов, м/с	–	–	–	–	–	–	–	–	22,7	21,1
Температура газов за пучком, °С	–	–	–	–	–	–	–	–	378	320
Поверхность нагрева экономайзера, м ²	94,4	94,4	141,6	141,6	236	236	330,4	330,4	808,2	808,2
Температура газов за экономайзером, °С	192	156	191	155	172	143	194	157	172	140
Суммарное сопротивление газопроводов котлоагрегата, Па	495	495	923	923	1 570	1 570	1 701	1 701	2 730	2 730

Таблица 1.9

Типоразмеры паровых котлоагрегатов
средней производительности

Производи- тельность, т/ч	Топливо	Давление пара, МПа	
		1,37	3,92
		Температура пара, °С	
		250	440
35	Мазут	—	БМ-35 РФ
	Газ, мазут	—	БГМ-35 М
	Каменные угли	—	К-35-40
	Бурые угли	—	Б-35-40
	Фрезерный торф	—	Т-35-40
50	Каменные и бурые угли, фрезерный торф	К-50-40/14	К-50-40-1
	Газ, мазут	ГМ-50-14	ГМ-50-1
	Разные виды топлива	—	КМ-75-40
75	Газ, мазут	—	БКЗ-75-39 ГМА
	Доменный газ	—	БКЗ-75-39 Д
	Каменные и бурые угли, фрезерный торф	—	БКЗ-75-39 ФБ

Котлоагрегат ГМ-50-14 относится к двухбарабанным и имеет горизонтальную поворотную камеру, за которой расположена вертикальная конвективная шахта. Топочная камера полностью экранирована, трубы фронтного и заднего экранов в нижней части образуют наклонный двухскатный пол, в верхней части трубы заднего экрана разведены в фестон. Трубы боковых экранов в верхней части образуют потолок топки. В горизонтальном газоходе между барабанами расположен вертикальный котельный пучок. Барабаны соединены по торцам двумя рядами необогреваемых опускных труб. В центре котельного пучка, вдоль барабанов, расположен ряд обогреваемых опускных труб. Питание всего чистого отсека экранной системы осуществляется из нижнего барабана.

В конвективной шахте последовательно расположены пароперегреватель и воздухоподогреватель, за шахтой на самостоятельном каркасе – экономайзер.

Теплотехнические характеристики газомазутных котлов средней производительности приведены в табл. 1.10.

Таблица 1.10

**Основные теплотехнические характеристики
газомазутных котлоагрегатов средней производительности**

Наименование	Тип котлоагрегата							
	БКМ-35 М		ГМ-50-14		ГМ-50-1		БКЗ-75-39 ГМ	
	Топливо							
	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальная производительность: паропроизводительность, т/ч;	35		50		50		75	
теплопроизводительность, Гкал/ч	22,5		29,9		32,2		48,3	
Давление пара за ГПЗ, МПа	3,92		1,37		3,92		3,92	
Температура, °С: перегретого пара;	440		250		440		440	
питательной воды;	145		100		145		145	
воздуха на выходе из воздухоподогревателя;	117	156	146	181	178	207	187	235
уходящих газов	158	178	126	155	188	216	127	175
КПД котлоагрегата (брутто), %	90,8	89,7	92	91	89,6	88,2	92,4	90,4
Видимое теплонеприятие топочного объема, кВт	105,6	104,3	287	285	197	292	277	215
Объем топочной камеры, м³	147	133		144			184	
Поверхность нагрева, м²: топки лучевоспринимающая;	131		158		165		211	
котельного пучка;	—		344		—		—	
фестона;	39,1		32		26,9		31	
пароперегревателя;	271	336	165		155	300	380	487,5
водяного экономайзера;	554		1 062		524		1 070	
воздухоподогревателя	80		496		1 428		2 150	
Сопротивление газового тракта, Па	52		320	296	99	88,6	84,6	

Для теплоснабжения промышленных предприятий и жилищно-коммунальных потребителей применяются водогрейные котлоагрегаты. Водогрейные агрегаты выполняются барабанными с прямоточным движением воды. Преодоление гидравлического сопротивления поверхностей нагрева осуществляется за счет напора, создаваемого сетевыми насосами. Поверхности нагрева выполняются в виде вер-

тикальных экранных панелей, расположенных на стенках топочной камеры, и горизонтальных пакетов змеевиков, размещенных в конвективной шахте.

Котлоагрегаты предназначены для работы на тепловые сети с температурным графиком систем теплоснабжения 150–70 °С, с возможным повышением температуры в тепловых сетях до 200 °С (для котлоагрегатов теплопроизводительностью 35 МВт и выше). Типоразмеры водогрейных агрегатов приведены в табл. 1.11.

Газомазутные котлоагрегаты КВ-ГМ-10, КВ-ГМ-20 и КВ-ГМ-30, котлоагрегаты КВ-ТС-10 и КВ-ТС-20 для слоевого сжигания твердого топлива без воздухоподогревателя и котлоагрегаты КВ-ТСВ-10 и КВ-ТСВ-20 с воздухоподогревателем имеют горизонтальную компоновку, единый профиль и различаются только глубиной топочной камеры и конвективной шахты. Топочная камера имеет горизонтальную компоновку. Конвективная поверхность нагрева расположена в вертикальной шахте с подъемным движением газов. Топочная камера котлоагрегатов КВ-ГМ полностью экранирована, в задней ее части установлена промежуточная экранированная стенка, образующая камеру догорания. У слоевых котлоагрегатов, в отличие от газомазутных, нет подовых экранов. Конвективная поверхность у всех котлоагрегатов расположена в вертикальной шахте с полностью экранированными стенами. Передняя стенка конвективной шахты, являющаяся одновременно задней стенкой топки, выполнена в виде цельносварного экрана, переходящего в нижней части в четырехрядный фестон.

Боковые экраны конвективной шахты являются коллекторами конвективной поверхности нагрева, выполненной из V-образных ширм. Конвективные блоки котлоагрегатов КВ-ГМ, КВ-ТС и КВ-ТСВ конструктивно выполнены одинаково.

Воздухоподогреватель котлоагрегатов КВ-ТСВ вынесен за пределы конвективной шахты.

Технические характеристики котлоагрегатов КВ горизонтальной компоновки приведены в табл. 1.12.

Котлоагрегаты П-образной компоновки состоят из топочной камеры и конвективной шахты. Топочная камера, стены и потолок поворотной камеры и стены конвективной шахты экранированы. Конвективная поверхность собрана из V-образных ширм. Конструкция котлоагрегатов позволяет использовать их в двух режимах: основном и пиковом.

При работе на мазуте предусмотрены подогрев воздуха в калориферах и дробеочистка конвективных поверхностей нагрева. Выход дымовых газов нижний, двумя параллельными потоками. Котлоагрегаты ПТВМ-30 предназначены для работы в качестве основного источника теплоснабжения. В топочной камере установлены верхние коллекторы фронтального и заднего экранов, что позволяет осуществить подъемное движение воды во всех интенсивно обогреваемых трубах. В верхней части топочной камеры трубы заднего экрана образуются фестон.

Котлоагрегаты ПТВМ оборудованы комбинированными газомазутными горелками, установленными на боковых стенках топочной камеры. Воздух к горелкам подается двумя дутьевыми вентиляторами.

Циркуляционная схема котлоагрегата при работе в основном режиме десятиходовая.

Унифицированные котлоагрегаты КВ-ГМ-50 и КВ-ГМ-100 имеют общий профиль в продольном и поперечном направлении и отличаются только глубиной топочной камеры. Конвективная шахта отделена от топочной камеры плотным экраном. Трубы боковых экранов переходят в подовые и потолочные экраны топочной камеры.

Котлоагрегаты предназначены для сжигания газа и мазута. Горелочные устройства расположены на фронтальной стенке топочной камеры. На котлоагрегатах КВ-ГМ-50 установлено две газомазутные горелки с ротационными форсунками типа РГМГ-20, на котлоагрегатах КВ-ГМ-100 – три горелки РГМГ-30.

Технические характеристики котлоагрегатов ПТВМ-30 М, КВ-ГМ-50 и КВ-ГМ-100 приведены в табл. 1.13.

Вход воды осуществляется в нижний коллектор заднего экрана конвективной шахты, выход – из нижнего коллектора фронтального топочного экрана.

Таблица 1.11

Типоразмеры водогрейных котлоагрегатов

Номинальная теплопроизводи- тельность, МВт	Топливо							
	газ	газ и мазут		твердое				
	Тип котлоагрегата							
	горизонталь- ной компо- новки	горизонталь- ной компо- новки	П-образного типа	башенного типа	горизонтальной компоновки	без воздухоподо- гревателя	с воздухоподо- гревателем	П-образного типа
4,6	КВ-Г-4	КВ-ГМ-4	–	–	КВ-ТС-4	–	–	–
7,5	КВ-Г-6,5	КВ-ГМ-6,5	–	–	КВ-ТС-6,5	–	–	–
11,6	–	КВ-ГМ-10	–	–	КВ-ТС-10	КВ-ТСВ-10	–	–
23,2	–	КВ-ГМ-20	–	–	КВ-ТС-20	КВ-ТСВ-20	–	–
35	–	КВ-ГМ-30	ПТВМ-30 М	–	–	–	КВ-ТК-30	КВ-ТК-30
58	–	–	КВ-ГМ-50	ПТВМ-50	–	КВ-ТК-100	КВ-ТК-50	КВ-ТК-50
116	–	–	КВ-ГМ-100	ПТВМ-100	–	–	–	–
210	–	–	КВ-ГМ-180	ПТВМ-180	–	–	–	–

Основные технические характеристики
водогрейных котлоагрегатов мощностью 11,6, 23,2 и 35 МВт

Наименование	Газомазутные котлы					Котлы для твердого топлива	
	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30	КВ-ТС-10	КВ-ТС-20	КВ-ТС-30	КВ-ТС-30
I	2	3	4	5	6	7	7
Мощность котла, МВт	11,6	23,2	35	11,6	23,2	35	35
Рабочее давление, МПа	1,0-2,45						
Температура воды на входе, °С	70						
Температура воды на выходе, °С	150						
Расход воды, т/ч	123,5	247	370	123,5	247	370	370
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,147	0,216	0,186	0,118	0,206	0,147	0,147
Температура уходящих газов (°С) при работе на: газе;	145	155	160	—	—	—	—
мазуте;	230	242	250	—	—	—	—
угле	—	—	—	220	230	235	235
КПД brutto, %, при работе на: газе;	91,9	91,9	91,9	—	—	—	—
мазуте;	88,4	88,0	87,7	—	—	—	—
угле	—	—	—	80,9	80,7	80,6	80,6
Сопротивление газового тракта, Па, при работе на: газе;	440	570	650	—	—	—	—
мазуте;	460	600	670	—	—	—	—
угле	—	—	—	670	870	960	960

1	2	3	4	5	6	7
Поверхность нагрева, м ² : радиационная;	73,6	106,6	126,9	55,9	82,8	—
конвективная	221,6	406,5	592,6	221,5	406,5	—
Объем топочной камеры, м ³	38,3	61,2	77,6	98,5	61,6	—
Основные размеры, мм:	3 904	6 384	7 680	3 904	6 144	—
глубина топочной камеры;	2 880	2 880	2 880	2 880	2 880	—
ширина топочной камеры	768	1 536	2 080	768	1 536	—
Глубина конвективной шахты	2 880	2 880	2 880	2 944	2 944	—
Ширина конвективной шахты	1 290	2 580	3 860	—	—	—
Расход топлива при номинальной нагрузке, м ³ /ч (кг/ч) при работе на: газе;	1 220	2 460	3 700	—	—	—
мазуте;	—	—	—	2 160	4 320	—
угле	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.13

**Технические характеристики водогрейных
газотопочных котлоагрегатов П-образного типа**

Наименование	Тип котлоагрегата					
	ПТВМ-30 М		КВ-ГМ-50		КВ-ГМ-100	
	Топливо					
	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут
1	2	3	4	5	6	7
Теплопроизводительность, МВт	35		58		116	
Давление воды расчетное, МПа	1,96		2,45		2,45	
Температура воды, °С: на входе	70		70/100		70/100	
на выходе	150		150		150	
Расход воды	495	435	618/1 230		1 235/2 460	
Гидравлическое сопротивление, МПа	0,177		0,13		0,162	
Температура уходящих газов, °С	162	250	142	180	138	180
КПД при номинальной нагрузке (брутто), %	91,1	87,9	92,6	91,1	92,7	91,3
Расход топлива, м³/ч (кг/ч)	5 230	4 355	6 360	5 980	12 720	11 960
Теплонапряжение топочного объема, кВт/м³	639	581	250	251	323	326
Объем топочной камеры, м³	80		251		388	
Поверхность нагрева, м²: радиационная;	128,6		245		325	
конвективная	693		1 223		2 385	
Сопротивление газового тракта, Па	1 090	893	1000		1 200	
Основные размеры, мм: глубина топочной камеры	2 240		4 096		6 208	
ширина топочной камеры	4 032		5 696		5 696	
глубина конвективной шахты	2 016		1 536		3 200	
ширина конвективной шахты	4 032		5 696		5 696	

Примечание:

В числителе – для основного режима, в знаменателе – для пикового.

2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Топочные устройства подразделяются на слоевые, факельно-слоевые и камерные. Выбор способа сжигания и типа топочного устройства определяется видом топлива, его реакционными свойствами, физико-химическими свойствами золы, производительностью и конструкцией котлоагрегата.

При выборе типа топочного устройства в зависимости от производительности котлоагрегата необходимо учитывать следующие основные положения: сжигание жидкого и газообразного топлива производится в камерных топках котлоагрегатов любой производительности; камерное сжигание твердых топлив производится в котлоагрегатах производительностью не менее 25 т/ч, при этом антрацитовые штывы, полуантрациты и тощие угли не рекомендуется сжигать в топках котлоагрегатов производительностью менее 75 т/ч; слоевое сжигание твердых топлив производится в котлоагрегатах производительностью не более 35 т/ч; слоевое сжигание заштывленных антрацитов АРШ и АСШ, рядовых антрацитов, рядовых тощих углей Т, бурых углей с $W^p > 45\%$, отходов углеобогащения и спекающихся углей с легкоплавкой золой из-за высоких топочных потерь и сложности в эксплуатации не рекомендуется.

С целью повышения производительности, надежности и степени автоматизации котлоагрегатов в действующих котельных рекомендуется замена полумеханических топок старых конструкций (ПМЗ-РПК, ПМЗ-ЛЦР и ПМЗ-ЧЦР) на топки новых конструкций (ТЧЗ, ТЛЗ, ТЧ, ЗП-РПК).

Кусинский машиностроительный завод выпускает в настоящее время механические топки по следующей номенклатуре:

- а) топки механические с забрасывателями и цепной решеткой обратного хода: типа ТЧЗ – с чешуйчатой цепной решеткой и типа ТЛЗ – с ленточной цепной решеткой;
- б) забрасыватели пневмомеханические типа ЗП для топок ТЧЗ, ТЛЗ и РПК с пластинчатым питателем;
- в) топки механические с цепной решеткой прямого хода типа ТЧ;
- г) решетки горизонтальные с поворотными колосниками для сжигания твердого топлива типа РПК, изготавливаемые для комплектации топок ЗП-РПК.

Конструкции и принцип работы полумеханических и механических слоевых топочных устройств и камерных топок для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива приведены в [1; 3; 6; 7]. Ниже приведены расчетные характеристики слоевых топочных устройств (табл. 2.1, 2.2, 2.3) и камерных топок для сжигания твердых, жидких и газообразных топлив (табл. 2.4, 2.5). Расчетные характеристики специальных топочных устройств для сжигания торфа и древесных отходов приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.1

Расчетные характеристики слоевых топок
с пневмомеханическими забрасывателями
и неподвижной колосниковой решеткой

Топливо	Расчетные значения							
	Удельная нагрузка		Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Потери теплоты, %		Доля золы топлива в уносе, %	Воздух, подаваемый под решетку	
	зеркала горения, кВт/м ²	топочного объема, кВт/м ³		от химического недожога	от механического недожога		давление, Па	температура, °С
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Донецкий антрацит АС и АМ ($A^n = 0,5$)	—	—	1,6–1,7	—	13,5/10	10	100	—
Каменные угли: типа кузнецких Г и Д ($A^n = 0,3$)	230–250	—	—	—	5,5/3	16/7	—	—
типа донецких Г и Д ($A^n = 0,8$)	—	—	—	—	6,5/4,5	13/6	—	—
типа кузнецких ИСС ($A^n = 0,4$)	—	—	—	—	11/5	16/7	—	—

Окончание табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Бурые угли: типа ирша-боро- динского ($W^n = 2,1$; $A^n = 0,4$)	—	230–250	—	0,5–1,0	6/3	22/9,5	—	25 или 150– 200
типа арте- мовского ($W^n = 1,8$)	930– 1 160	—	1,4–1,5	—	5,5/4	15/7	800	—
типа весе- ловского ($W^n = 2,0$; $A^n = 1,5$)	—	—	—	—	8/6,5	12,5/5/5	—	—
типа хара- норского ($W^n = 3,2$; $A^n = 0,7$)	—	—	—	—	7,5/5	15,7	—	—
типа под- московного ($W^n = 3,0$; $A^n = 2,1$)	810– 1 040	—	—	—	9/7,5	10,5/5	—	—

Примечание:

Числитель – для топок, необорудованных средствами уменьшения уноса, знаменатель – для топок с острым дутьем и возвратом уноса.

Таблица 2.2

Расчетные характеристики слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода (ГЧЗ, ГЛЗ)

Топливо	Расчетные значения						
	Удельная нагрузка		Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Потери тепла, %		Доля золы топлива в уносе, %	Воздух, подаваемый под решетку
	зеркала горения, кВт/м ²	топочного объема, кВт/м ³		от химического недожога	от механического недожога		давление, Па
Каменные угли: типа кузнецких Г и Д ($A^n = 0,3$)	1400–1700	–	–	–	5,5/3	20/9	–
	–	–	–	–	6,5/3,5	17/7,5	25 или 150–200
типа донецких Г и Д ($A^n = 0,8$)	–	–	–	–	7,5/5,5	11/5	–
типа сучанского ($A^n = 1,4$)	1400–1620	–	–	–	11/5	20/8	–
типа кузнецких ИСС ($A^n = 0,4$)	–	290–460	1,3–1,4	0,5–1,0	6/3	27/12	500
Бурые угли: типа ирша-бородинского ($W^n = 2,1; A^n = 0,4$)	–	290–460	1,3–1,4	0,5–1,0	5,5/4	19/8,5	–
типа артемовского ($W^n = 1,8; A^n = 1,0$)	1400–1740	–	–	–	–	–	–
типа веселовского ($W^n = 2,0; A^n = 1,5$)	–	290–460	1,3–1,4	0,5–1,0	7,5/5,5	15/7	–
типа харанорского ($W^n = 3,2; A^n = 0,7$)	–	290–460	1,3–1,4	0,5–1,0	7/4	19/8,5	–
типа подмосковного ($W^n = 3,0; A^n = 2,1$)	1160–1400	290–460	1,3–1,4	0,5–1,0	5/5,5	11/5	–

Примечание:

Числитель – для топок, необорудованных средствами уменьшения уноса, знаменатель – для топок с острым дутьем и возвратом уноса.

Таблица 2.3

Расчетные характеристики топок
с цепными решетками прямого хода

Топливо	Расчетные значения					
	Удельная нагрузка		Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Потери теплоты, %		Доля золы топлива в уносе, %
	зеркала горения, кВт/м ²	топочного объема, кВт/м ³		от химического недожога	от механического недожога	
Донецкий антрацит АС и АМ ($A^u = 2$)	930–1 160	930	1,5–1,6	0,5	13,5/10	10
Донецкий антрацит АРШ ($A^u = 3$)	290–465	950	1,5	–	12	–
						25 или 150–200
						1000
						1000
						200

Таблица 2.4

Расчетные характеристики камерных топок
для сжигания газа и мазута

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Удельная нагрузка топочного объема по условиям горения, кВт/м ³			Потери от химического недожога, %	
		Производительность котлоагрегата, т/ч				
		до 25	от 25 до 75	75		
		290–465	290–410	290		
Мазут	1,10					0,5
Природный и попутный газ	1,10					0,5
Доменный газ	1,10					1,5

Таблица 2.5

Расчетные характеристики камерных топок
с твердым шлакуудалением при сжигании пылевидного топлива

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Удельная нагрузка топочного объема, кВт/м ³			Потери теплоты от недожога				Доля золы топлива в уносе, %
		Производительность, т/ч			механического			химического	
		25	35	50	25	35	50		
		255	210	185	5	3	2-3		
Каменные угли	–	290	245	210	3	1,5-2	1-2	0-0,5	95
Бурые угли	1,2	255	210	185	3	1,5-2	1-2	0-0,5	95
Фрезерный торф	–	290	245	210	3	1,5-2	1-2	0-0,5	95

Таблица 2.6

Расчетные характеристики шахтных топок
с наклонной решеткой и топок скоростного горения

Тип топки и топливо	Расчетные значения						
	Удельная нагрузка		Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Потери тепла, %		Воздух, подаваемый под решетку	
	зеркала горения, кВт/м ²	топочного объема, кВт/м ³		от химического недожога	от механического недожога	давление, Па	температура, °С
1	2	3	4	5	6	7	8
Шахтные топки с наклонной решеткой	–		–	–	–	–	
Торф кусковой, $W^p = 40\%$, $A^p = 0,6$	1 280	230–350	1,4	2	2	600	200–250
Древесные отходы $W^p = 50\%$	580		1,4	2	2	800	
Топки скоростного горения	–		–	–	–	–	
Рубленая щепа, $W^p = 50\%$	5 800–6 960	230–350	1,2	1	2	700	200–250
Дробленые отходы, опилки, $W^p = 50\%$	2 320–4 640		1,2	1	4/2	1000	

3. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

По заданному виду топлива по таблицам [2; 4] определяются элементарный состав топлива и другие его характеристики. При необходимости пересчета состава топлива с одной массы на другую используют коэффициенты из табл. 3.1.

Таблица 3.1

Коэффициенты пересчета состава топлива
с одной массы на другую

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива		
	рабочая	сухая	горючая
Рабочая	1	$\frac{1}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - W^p - A^p}$
Сухая	$\frac{100 - W^p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$
Горючая	$\frac{100 - W^p - A^p}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1

Объемы и энтальпии продуктов сгорания рассчитываются на 1 кг твердого и жидкого или на 1 м³ газообразного топлива.

Теоретический объем сухого воздуха, м³/кг (м³/м³) при $\alpha = 1$:
– для твердого и жидкого топлива:

$$V_B^o = 0,0889 \left(C^p + 0,375 S_{ор+к}^p \right) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p; \quad (3.1)$$

– для газообразного топлива:

$$V_B^o = 0,0476 \left[0,5 CO + 0,5 H_2 + 1,5 H_2 S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right]. \quad (3.2)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания при $\alpha = 1$:

а) для твердого и жидкого топлива объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O}^o = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V^o + 1,24 G_{\phi}, \quad (3.3)$$

где G_{ϕ} – расход пара на паровое дутье или паровое распыливание мазута, $G_{\phi} = 0,3$ кг/кг для паровых форсунок и $0,03$ кг/кг для паромеханических;

объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \frac{C^{\text{p}} + 0,375 S_{\text{оп+к}}^{\text{p}}}{100}; \quad (3.4)$$

объем азота, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{N}_2}^{\text{o}} = 0,79 V^{\text{o}} + 0,8 \frac{N^{\text{p}}}{100}; \quad (3.5)$$

б) при сжигании газообразного топлива объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{o}} = 0,01 \left[\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} C_m \text{H}_n + 0,124 d_{\text{отл}} + 1,61 V^{\text{o}} \right]; \quad (3.6)$$

объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 [\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m \text{H}_m]; \quad (3.7)$$

объем азота:

$$V_{\text{N}_2}^{\text{o}} = 0,79 V^{\text{o}} + \frac{N_2}{100}. \quad (3.8)$$

Действительные объемы продуктов сгорания рассчитываются с учетом коэффициента избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_{\text{т}}''$ и объемов присасываемого воздуха по газоходам котельного агрегата. Величина коэффициента избытка воздуха выбирается по табл. 2.1–2.6 в зависимости от вида сжигаемого топлива и конструкции топочного устройства, а величина присосов $\Delta\alpha$ – по табл. 3.2.

Результаты расчета действительных объемов продуктов сгорания сводятся в табл. 3.3.

Доля золы топлива, уносимой газами $a_{\text{ун}}$ при слоевом сжигании, принимается по табл. 2.1, 2.2, 2.3, 2.5, 2.6.

Масса дымовых газов при сжигании твердого и жидкого топлива, кг/кг:

$$G_{\Gamma} = 1 - \frac{A^p}{100} + 1,306\alpha_{\text{ср}}V^o; \quad (3.9)$$

при сжигании газообразного, кг/м³:

$$G_{\Gamma} = \rho_{\Gamma}^c + \frac{d_{\Gamma}}{100} + 1,306\alpha_{\text{ср}}V^o, \quad (3.10)$$

где ρ_{Γ}^c – плотность сухого газообразного топлива, кг/м³;

$d_{\Gamma} \approx 10$ г/м³ – влагосодержание газообразного топлива.

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха, МДж/кг (МДж/м³):

$$I_{\text{в}}^o = V^o (C_{\text{в}} \theta). \quad (3.11)$$

Энтальпия дымовых газов, (кДж/м³):

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^o + (\alpha - 1)I_{\text{в}}^o + I_3, \quad (3.12)$$

где I_{Γ}^o – энтальпия теоретического объема продуктов сгорания при ($\alpha = 1$) и средней температуре газов в газоходе

$$I_{\Gamma}^o = V_{\text{RO}_2} (C\theta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} (C\theta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} (C\theta)_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (3.13)$$

Энтальпия золы учитывается, если

$$\alpha_{\text{ун}} A^p > 1,43 \%, \quad (3.14)$$

тогда

$$I_{\text{зл}} = 0,01\alpha_{\text{ун}} A^p (C\theta)_{\text{зл}}, \text{ МДж/кг}. \quad (3.15)$$

Таблица 3.2

Присосы воздуха по газоходам котлоагрегата
(при номинальной нагрузке)

Газоход		$\Delta\alpha$
1	2	3
Топочные камеры слоевых топок	Механические и полумеханические	0,10
Топочные камеры пылеугольных и газомазутных котлоагрегатов	Камерные с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой	0,05
	То же при наличии обмуровки и обшивки	0,07
	То же без обшивки	0,10
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Первый котельный пучок, фестон, $D > 50$ т/ч	0
	Первый котельный пучок, $D \leq 50$ т/ч	0,05
	Второй котельный пучок, $D \leq 50$ т/ч	0,10
	Пароперегреватель	0,03
	Экономайзер котлоагрегатов: $D > 50$ т/ч на каждую ступень	0,02
	То же, $D \leq 50$ т/ч: стальной	0,08
	чугунный с обшивкой	0,10
	чугунный без обшивки	0,20
	Воздухоподогреватели трубчатые: $D > 50$ т/ч на каждую ступень	0,03
	$D \leq 50$ т/ч на каждую ступень	0,06
	Воздухоподогреватели регенеративные: $D > 50$ т/ч	0,20
	$D \leq 50$ т/ч	0,25
Золоуловители	Электрофильтры для котлоагрегатов: $D > 50$ т/ч	0,10
	$D \leq 50$ т/ч	0,15
	Циклоны и батарейные скрубберы	0,05
Газоходы за котлоагрегатом	Кирпичные борова (на 10 м длины)	0,05
	Стальные борова (на 10 м длины)	0,01

Расчет значений энтальпии рекомендуется представлять в виде табл. 3.4 с интервалом 100 °С. В таблице должны быть представлены все газоходы котлоагрегата. Рекомендуемый диапазон температур по отдельным газоходам (для парогенераторов серий ДКВР, ДЕ, КЕ): топка, фестон – 2 000–900 °С, пароперегреватель – 1 100–800 °С, конвективные пучки – 800–300 °С, экономайзер – 400–100 °С.

Таблица 3.3

Расчет значений энтальпии

Газоход	$V_{\text{в}}^o =$		$V_{\text{N}_2} =$	$V_{\text{RO}_2} =$		$V_{\text{H}_2\text{O}}^o =$	$A^{\text{п}} =$	
	Рассчитываемая величина							
	α'	$\alpha_{\text{ср}} = \alpha' + \frac{\Delta\alpha}{2}$	$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^o + 0,0161 \times (\alpha_{\text{ср}} - 1) V$	$V_{\text{r}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^o + V_{\text{H}_2\text{O}}^o + (\alpha_{\text{ср}} - 1) V^o$	$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{r}}}$	$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{r}}}$	$r_{\text{r}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	$\mu_{\text{yh}} = \frac{a_{\text{yh}} A^{\text{п}}}{100 G_{\text{r}}}$
Топка и т. д.								

Примечание.

Величины табл. 3.3 рассчитываются для топки по α_{r}'' , для последующих газоходов – по $\alpha_{\text{ср}}$.

Таблица 3.4

Энтальпия продуктов сгорания по газоходам

Температура $\theta, \text{ }^\circ\text{C}$	I_{r}^o	$I_{\text{в}}^o$	$I_{\text{зл}}$	$I_{\text{r}} = I_{\text{r}}^o + (\alpha - 1) I_{\text{в}}^o + I_{\text{зл}}$							
				α_1		α_2		α_3		α_4	
				I	ΔI	I	ΔI	I	ΔI	I	ΔI
100											
200											
...											
...											
...											
1 800											
1 900											
2 000											
...											

Значения энтальпий воздуха, продуктов сгорания и золовых частиц берутся из табл. 3.5. Для упрощения расчетов по I– θ таблице строится I– θ диаграмма.

Таблица 3.5

Энтальпия 1 м³ воздуха
и газообразных продуктов сгорания (кДж/м³)
и 1 кг золы (кДж/кг)

$\theta, ^\circ\text{C}$	$(C\theta)_{\text{RO}_2}$	$(C\theta)_{\text{N}_2}$	$(C\theta)_{\text{O}_2}$	$(C\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(C\theta)_{\text{B}}$	$(C\theta)_{\text{зл}}$
100	170,5	130,2	132,3	151,2	132,7	81,1
200	358,7	260,8	268,0	305,3	267,1	169,7
300	560,7	393,1	408,2	464,1	404,0	264,6
400	774,5	528,4	552,7	628,3	543,5	361,2
500	999,6	666,1	701,4	797,2	686,3	459,9
600	1 226,4	806,4	852,6	970,2	832,4	562,0
700	1 465,8	949,2	1 008,0	1 150,8	982,8	664,4
800	1 709,4	1 096,2	1 163,4	1 339,8	1 134,0	769,4
900	1 957,2	1 247,4	1 323,0	1 528,8	1 285,2	877,8
1000	2 209,2	1 398,6	1 482,6	1 730,4	1 440,6	987,0
1 100	2 465,4	1 549,8	1 642,2	1 932,0	1 600,2	1 100,4
1 200	2 725,8	1 701,0	1 806,0	2 137,8	1 759,8	1 209,6
1 300	2 986,2	1 856,4	1 969,8	2 352,0	1 919,4	1 365,0
1 400	3 250,8	2 016,0	2 133,6	2 566,2	2 083,2	1 587,6
1 500	3 515,4	2 171,4	2 301,6	2 788,8	2 247,0	1 764,0
1 600	3 780,0	2 331,0	2 469,6	3 011,4	2 410,8	1 881,6
1 700	4 048,8	2 490,6	2 637,6	3 238,2	2 574,6	2 070,6
1 800	4 317,6	2 650,2	2 805,6	3 469,2	2 738,4	2 192,4
1 900	4 586,4	2 814,0	2 977,8	3 700,2	2 906,4	2 394,0
2 000	4 859,4	2 973,6	3 150,0	3 939,6	3 074,4	2 520,0
2 100	5 132,4	3 137,4	3 318,0	4 174,8	3 242,4	–

4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Расчет теплового баланса котельного агрегата выполняется для определения КПД котельного агрегата «брутто» и расхода топлива действительного и расчетного.

1. КПД котельного агрегата «брутто» может быть определен после расчета тепловых потерь по формулам:

– при сжигании газа и мазута:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \%, \quad (4.1)$$

– при сжигании твердого топлива:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{\text{бшл}}), \%. \quad (4.2)$$

2. Потеря теплоты с уходящими газами определяется по выражению, %:

$$q_2 = \frac{(I_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} I_{\text{хв}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{p}}^{\text{p}}}, \quad (4.3)$$

где I_{yx} – энтальпия газов, покидающих котлоагрегат, кДж/кг, кДж/м³, определяется по I–9 таблице или диаграмме для соответствующего коэффициента избытка воздуха α_{yx} и предварительно принятой температуре уходящих газов ϑ_{yx} в соответствии с рекомендациями, приведенными ниже:

угли с приведенной влажностью 0,7 % и природный газ – 120–130 °С;

угли с приведенной влажностью 1–5 % – 140–150 °С;

мазут – 150–160 °С;

торф и древесные отходы при установке воздухоподогревателя – 170–190 °С;

$I_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, кДж/м³, определяется по табл. 3.5 для температуры поступающего в котел воздуха $t_{\text{хв}} = 30$ °С;

q_4 – потеря теплоты от механического недожога, %, определяется по характеристикам топочных устройств для сжигания твердого топлива, табл. 2.1–2.6, при сжигании газа и мазута $q_4 = 0$;

Q_p^p – расчетная располагаемая теплота топлива, кДж/кг, кДж/м³.

Для большинства топлив $Q_p^p = Q_p^H$, исключение составляют сильновлажные твердые топлива, у которых $W^p \geq Q_p^p/100$, а также жидкие топлива. В этих случаях:

$$Q_p^p = Q_p^H + i_{\text{ТЛ}}, \text{ кДж/кг}, \quad (4.4)$$

где $i_{\text{ТЛ}}$ – физическая теплота топлива, кДж/кг,

$$i_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}} \cdot t_{\text{ТЛ}}. \quad (4.5)$$

Для твердых топлив в расчетах принимается $t_{\text{ТЛ}} = 20$ °С,

$$c_{\text{ТЛ}} = 0,01 W^p + c_{\text{ТЛ}}^c (1 - 0,01 W^p). \quad (4.6)$$

Для углей типов Б, К и группы А, ПА, Т теплоемкость сухой массы топлива составляет соответственно 1,13, 1,09, 0,92 кДж/кг.

Мазут перед распыливанием подогревается до 90–130 °С, а его теплоемкость, кДж/кг · °С:

$$C_{\text{ТЛ}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{ТЛ}}. \quad (4.7)$$

При предварительном подогреве воздуха вне котельного агрегата (в паровых калориферах) теплота подогрева воздуха включается в величину Q_p^p , тогда:

$$Q_p^p = Q_p^H + i_{\text{ТЛ}} + Q_{\text{внеш}}. \quad (4.8)$$

Значение $\alpha_{\text{Т}}$ выбирается в соответствии с рекомендациями табл. 2.1–2.6.

При паровом дутье под колосниковую решетку или паровом распыливании мазута теплота, вносимая в котлоагрегат, кДж/кг:

$$Q_{\phi} = G_{\phi} (i_{\phi} - 2520), \quad (4.9)$$

где G_{ϕ} – расход пара на паровое дутье или паровое распыливание мазута, $G_{\phi} = 0,3$ кг/кг для паровых форсунок и $0,03$ кг/кг для паромеханических;

i_{ϕ} – энтальпия пара, идущего на распыливание.

3. Потеря теплоты от химической неполноты сгорания q_3 определяется по характеристикам топочных устройств, приведенных в табл. 2.1–2.6. При нагрузках менее $0,75D_{\text{ном}}$ значение q_3 следует увеличить на $0,5\%$.

4. Потеря теплоты от наружного охлаждения q_5 определяется для паровых котлов по рис. 4.1 или по табл. 4.1 для паровых котлов и табл. 4.2 для водогрейных котлов. При пониженных нагрузках менее $0,75D_{\text{ном}}$:

$$q_5 = q_5^{\text{ном}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}. \quad (4.10)$$

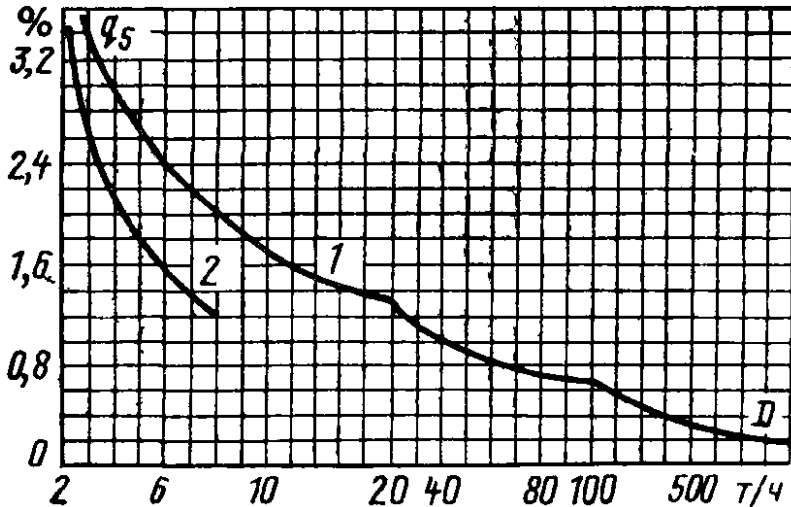


Рис. 4.1. Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла:

1 – котлоагрегат с хвостовыми поверхностями нагрева;

2 – без хвостовых поверхностей нагрева

Таблица 4.1

Потеря теплоты от наружного охлаждения
парового котла

Номинальная производительность парового котельного агрегата, т/ч	Потеря теплоты $q_{5\text{ном}}$ котельного агрегата с хвостовыми поверхностями, %
2,0	3,8
4,0	2,9
6,0	2,4
8,0	2,0
10,0	1,7
15,0	1,5
20,0	1,3
30,0	1,2
40,0	1,0
60,0	0,9
80,0	0,8

Таблица 4.2

Потеря теплоты от наружного охлаждения
водогрейного котла

Номинальная мощность водогрейного котла, МВт	Потеря теплоты от наружного охлаждения $q_{5\text{ном}}$, %
1,0	5,0
2,0	3,0
3,0	2,0
5,0	1,7
10,0	1,5
20,0	1,2
30,0	1,0
40,0	0,9
60,0	0,7
100,0	0,5

Распределение потерь теплоты по отдельным газоходам осуществляется введением в формулу, определяющую тепловосприятие в газоходе, коэффициента сохранения теплоты:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} + q_5}. \quad (4.11)$$

5. Потеря теплоты с физической теплотой шлаков $q_{\text{бшл}}$ определяется по формуле:

$$q_{\text{бшл}} = \frac{a_{\text{шл}} \cdot (c\vartheta)_{\text{зл}} \cdot A^{\text{п}}}{Q_{\text{р}}^{\text{п}}}, \%, \quad (4.12)$$

где $a_{\text{шл}}$ – доля золы в топливе, перешедшей в шлак, $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$; $a_{\text{ун}}$ принимается по таблицам характеристик топочных устройств для сжигания твердого топлива 2.1–2.6;

$(c\vartheta)_{\text{зл}} = 133,8$ кДж/кг – энтальпия золы при температуре шлака 600 °С при сухом шлакоудалении.

Если в топке котлоагрегата имеются водоохлаждаемые балки или панели, не включенные в циркуляционную схему, потери теплоты на их охлаждение $q_{\text{бохл}}$ принимаются равными 1–3 % или рассчитываются.

Действительный расход топлива (кг/с, м³/с), подаваемого в топку, определяется для котлоагрегатов, вырабатывающих перегретый пар, по формуле:

$$B = \frac{D \cdot (i_{\text{пп}} - i_{\text{пв}}) + D \cdot (i_{\text{кв}} - i_{\text{пв}})}{Q_{\text{р}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}; \quad (4.13)$$

вырабатывающих насыщенный пар:

$$B = \frac{D \cdot (i_{\text{пп}} - i_{\text{пв}}) + D \cdot (i_{\text{кв}} - i_{\text{пв}})}{Q_{\text{р}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}; \quad (4.14)$$

и для водогрейных котлов:

$$B = \frac{G_v \cdot (i_2 - i_1)}{Q_p^p \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (4.15)$$

где D – паропроизводительность котла, кг/с;

$D_{\text{пр}}$ – количество продувочной воды, кг/с;

$$D_{\text{пр}} = \frac{p}{100} \cdot D, \quad (4.16)$$

p – величина непрерывной продувки, %;

$i_{\text{пп}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$i_{\text{нп}}$ – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг;

$i_{\text{кв}}$ – энтальпия котловой воды (энтальпия кипящей воды на линии насыщения при рабочем давлении в барабане котла), кДж/кг;

i_2 – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

i_2 – энтальпия воды на выходе из водогрейного котла, кДж/кг;

i_1 – энтальпия воды на входе в водогрейный котел, кДж/кг;

G_v – расход воды через водогрейный котел, кг/с.

Расчетный расход топлива (определяется только при сжигании твердого топлива), кг/с:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right). \quad (4.17)$$

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

В курсовом проекте выполняется поверочный расчет топочной камеры. В этом случае известны объем топочной камеры, степень ее экранирования, площадь лучевоспринимающих поверхностей нагрева, конструктивные характеристики экранных и конвективных поверхностей нагрева (диаметр труб, расстояния между осями труб и т. д.).

В результате расчета определяются температура продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_T , удельные тепловые нагрузки колосниковой решетки и топочного объема.

Поверочный расчет однокамерных топок выполняется в следующей последовательности.

1. По чертежу котельного агрегата составляется эскиз топочной камеры. Нижняя часть камерных топок ограничивается подом или холодной воронкой, а слоевых – колосниковой решеткой и слоем топлива. Средняя толщина слоя топлива и шлака принимается для каменных углей 150–200 мм, для бурых углей – 300 мм, для древесной щепы – 500 мм.

Полная поверхность стен топочной камеры $F_{ст}$ и объем топочной камеры вычисляются следующим путем. Поверхностью, ограничивающей топочный объем, считается поверхность, проходящая через оси экранных труб на экранированных стенах топки, через стены топки на неэкранированных участках и через под топочной камеры для газомазутных топок или через слой топлива для топок со слоевым сжиганием твердого топлива, как указано выше.

2. Предварительно задается температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры ϑ''_T . Для твердого топлива температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры принимается ориентировочно на 60 °С меньше температуры начала деформации золы, для жидкого топлива равной 950–1000 °С, для природного газа 950–1050 °С.

3. Для предварительно принятой температуры на выходе из топки ϑ''_T по I – ϑ диаграмме определяют энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки I''_T .

4. Определяется полезное тепловыделение в топке, кДж/кг, кДж/м³, для промышленных котлов без воздухоподогревателя:

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4}. \quad (5.1)$$

Потери теплоты q_3 , q_4 и q_6 принимаются из раздела 4.

5. Определяем коэффициент тепловой эффективности топочных:

$$\psi = x\xi. \quad (5.2)$$

Угловой коэффициент излучения x зависит от формы и расположения тел, находящихся в лучистом теплообмене друг с другом, и определяется для однорядного гладкотрубного экрана по рис. 5.1.

Коэффициент загрязнения ξ учитывает снижение тепловосприимчивости экранных поверхностей вследствие их загрязнения наружными отложениями или покрытия огнеупорной массой. Коэффициент загрязнения принимается по табл. 5.1. При этом, если стены топочной камеры покрыты экранами с разными угловыми коэффициентами или имеют незэкранированные участки топки, определяется средний коэффициент тепловой эффективности по выражению:

$$\psi_i = \frac{\sum \varphi_i \cdot F_{cTi}}{F_{ct}}, \quad (5.3)$$

где F_{cTi} – площадь поверхности стен, занятая экранами;

F_{ct} – полная поверхность стен топочной камеры, вычисляется по размерам поверхностей, ограничивающих топочный объем, рис. 5.2. При этом для незэкранированных участков топки ψ принимается равным нулю.

6. Определяется эффективная толщина излучающего слоя, м:

$$s = 3,6 \frac{V_T}{F_{ct}}, \quad (5.4)$$

где V_T и F_{ct} – объем и площадь поверхности стен топочной камеры.

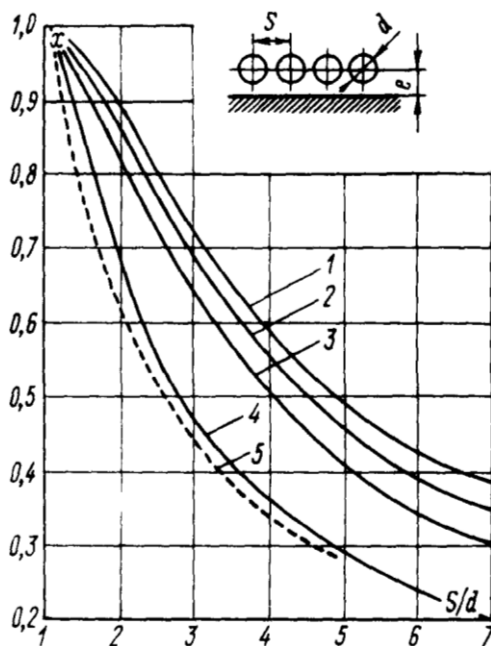


Рис. 5.1. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана:
 1 – при расстоянии от стенки $e \geq 1,4d$; 2 – при $e = 0,8d$; 3 – при $e = 0,5d$;
 4 – при $e = 0$; 5 – без учета излучения обмуровки при $e = 0,5d$

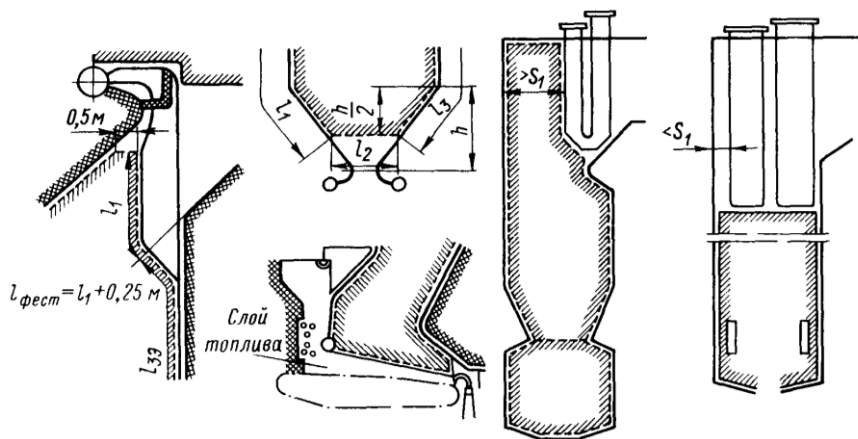


Рис. 5.2. Определение активного объема характерных частей топки

7. Определяется коэффициент ослабления лучей. При сжигании жидкого и газообразного топлива коэффициент ослабления лучей зависит от коэффициента ослабления лучей трехатомными газами (k_r) и сажистыми частицами (k_c), $1/(\text{м МПа})$:

$$k = k_r \cdot r_{\text{п}} + k_c, \quad (5.5)$$

где $r_{\text{п}}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов, берется из табл. 3.3.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами может определяться по номограмме (рис. 5.4) или по формуле, $1/(\text{м МПа})$:

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16\sqrt{p_{\text{п}}s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T''_{\text{т}}}{1000} \right), \quad (5.6)$$

где $p_{\text{п}} = r_{\text{п}}p$ – парциальное давление трехатомных газов, МПа;

p – давление в топочной камере котлоагрегата (для котлоагрегатов, работающих без наддува, $p = 0,1$ МПа;

$r_{\text{H}_2\text{O}}$ – объемная доля водяных паров, принимается из табл. 3.3;

$T''_{\text{т}}$ – абсолютная температура на выходе из топки, К (предварительно принятая).

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, $1/(\text{м МПа})$:

$$k_c = 0,3(2 - \alpha_{\text{т}}) \left(1,6 \frac{T''_{\text{т}}}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^{\text{P}}}{H^{\text{P}}}, \quad (5.7)$$

где C^{P} и H^{P} – содержание углерода и водорода в рабочей массе твердого или жидкого топлива.

При сжигании природного газа:

$$\frac{C^{\text{P}}}{H^{\text{P}}} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (5.8)$$

где $C_m H_n$ – процентное содержание углеводородистых соединений в природном газе.

При сжигании твердого топлива коэффициент ослабления лучей определяется по формуле:

$$k = k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{3Л} \mu_{3Л} + k_{\kappa}, \quad (5.9)$$

где $k_{3Л}$ – коэффициент ослабления лучей частицами летучей золы, определяется по графику (рис. 5.4);

k_{κ} – коэффициент ослабления лучей частицами кокса, принимается: для топлив с малым выходом летучих (антрациты, полуантрациты, тощие угли) при сжигании в камерных топках $k_{\kappa} = 1$, а при сжигании в слоевых $k_{\kappa} = 0,3$; для высокорекреационных топлив (каменный и бурый уголь, торф) при сжигании в камерных топках $k_{\kappa} = 0,5$, а в слоевых $k_{\kappa} = 0,15$.

8. При сжигании твердого топлива определяется суммарная оптическая толщина среды kps . Коэффициент ослабления лучей подсчитывается по формуле (5.9).

Таблица 5.1

Коэффициент загрязнения топочных экранов ξ

Экраны	Топливо	Значение ξ
Открытые гладкотрубные и плавниковые настенные	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	АШ и ПА при $\Gamma_{\text{ун}} \geq 12 \%$, тощий уголь при $\Gamma_{\text{ун}} \geq 8 \%$, каменные и бурые угли, фрезерный торф	0,45
	Экибастузский уголь при $R \leq 15 \%$	0,35–0,40
	Бурые угли с $W^{\text{н}} \geq 15 \%$ при газовой сушке и прямом вдувании	0,55
	Сланцы северо-западных месторождений	0,25
	Все виды топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные, покрытые огнеупорной массой, в топках с твердым шлакоудалением	Все виды топлива	0,20
Закрытые огнеупорным кирпичом	Все виды топлива	0,1

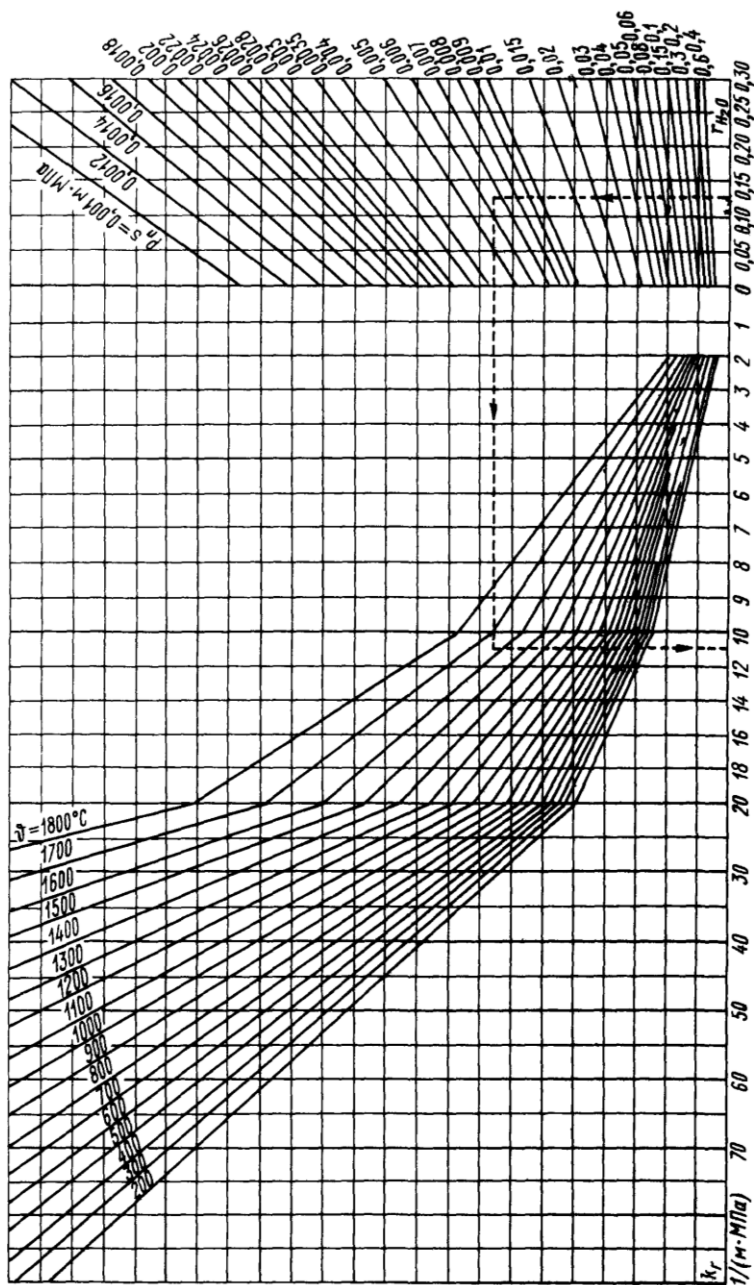


Рис. 5.3. Коэффициент ослабления лучей трехугольными газами

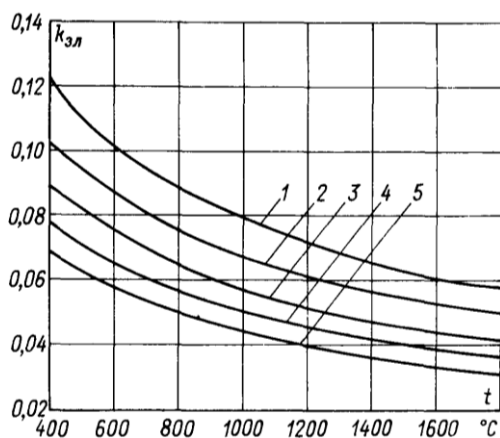


Рис. 5.4. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами:

- 1 – при сжигании пыли в циклонных топках; 2 – при сжигании углей, размолотых в шаровых барабанных мельницах; 3 – то же, размолотых в среднеходных и молотковых мельницах и в мельницах-вентиляторах;
4 – при сжигании дробленки в циклонных топках и топлива в слоевых топках;
5 – при сжигании торфа в камерных топках

9. Подсчитывается степень черноты факела a_{ϕ} . Для твердого топлива она равна степени черноты среды, заполняющей топку a . Эта величина может быть определена по графику 5.5 или подсчитана по формуле:

$$a_{\phi} = 1 - e^{-kps}, \quad (5.10)$$

где e – основание натурального логарифма.

Для жидкого и газообразного топлива степень черноты факела

$$a_{\phi} = ma_{\text{св}} + (1 - m)a_{\Gamma}, \quad (5.11)$$

где m – коэффициент, характеризующий долю топочного объема, заполненную светящейся частью факела, принимается по табл. 5.2;

$a_{\text{св}}$ и a_{Γ} – степень черноты светящейся и несветящейся части пламени, определяются по формулам:

$$a_{\text{св}} = 1 - e^{-(k_{\Gamma}r_n + k_{\text{с}})ps}, \quad (5.12)$$

$$a_r = 1 - e^{-k_r r_n p s}, \quad (5.13)$$

где k_r и k_c – коэффициенты ослабления лучей трехатомными газами и сажистыми частицами.

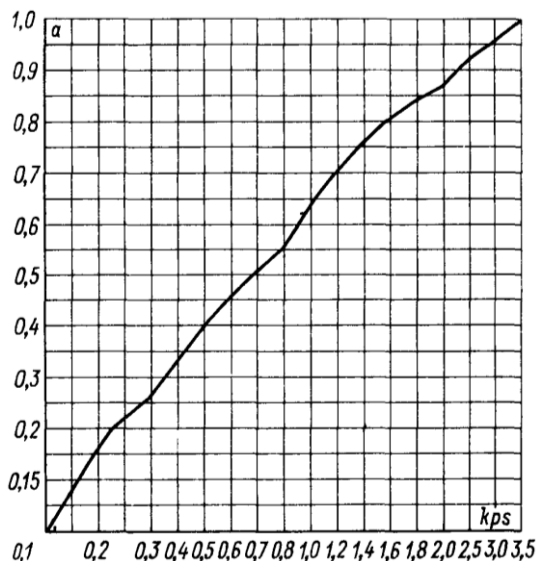


Рис. 5.5. Степень черноты продуктов сгорания для котлов, работающих без наддува, принимается $p = 0,1$ МПа

Таблица 5.2

Доля топочного объема,
заполненная светящейся частью факела

Вид сжигаемого топлива и удельная нагрузка топочного объема	Коэффициент m
Газ при сжигании светящимся факелом с $q_v \leq 400$ кВт/м ³	0,1
То же, при $q_v \geq 1000$ кВт/м ³	0,6
Мазут при $q_v \leq 400$ кВт/м ³	0,55
То же, при $q_v \geq 1000$ кВт/м ³	1,0

Примечание.

При удельных нагрузках топочного объема больше 400 и меньше 1000 кВт/м³ значение коэффициента m определяется линейной интерполяцией.

10. Определяется степень черноты топки:

– для слоевых топок

$$a_T = \frac{a_\phi + (1 - a_\phi) R / F_{CT}}{1 - (1 - a_\phi)(1 - \psi_{CP})(1 - R / F_{CT})}, \quad (5.14)$$

где R – площадь горения слоя топлива, расположенного на колосниковой решетке, m^2 ;

– для камерных топок при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива:

$$a_T = \frac{a_T}{a_T + (1 - a_T)\psi_{CP}}. \quad (5.15)$$

11. Определяется параметр M , зависящий от относительного положения максимума температуры по высоте топки x_T :

– при сжигании газа и мазута:

$$M = 0,54 - 0,2x_T; \quad (5.16)$$

– при сжигании высокореакционных топлив и слоевом сжигании всех видов топлива:

$$M = 0,59 - 0,5x_T. \quad (5.17)$$

При камерном сжигании малореакционных твердых топлив (антрацит и тощий уголь), а также каменных углей с повышенной зольностью (типа экибастузского):

$$M = 0,56 - 0,5x_T. \quad (5.18)$$

Максимальное значение M для камерных топок принимается не более 0,5.

Относительное положение максимума температуры для большинства топок определяется как отношение высоты размещения горелок к высоте топки:

$$x_T = \frac{h_T}{H_T}, \quad (5.19)$$

где h_z подсчитывается как расстояние от пода топки или от середины холодной воронки до оси горелок, а H_T – как расстояние от пода топки или от середины холодной воронки до середины выходного окна топки.

Для слоевых топок при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями) и скоростных топок системы В. В. Померанцева принимается $x_T = 0$, при сжигании топлива в толстом слое $x_T = 0,14$.

12. Определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания на 1 кг твердого или жидкого или на 1 м³ газа, кДж/(кг · К) или кДж/(м³ · К):

$$Vc_{cp} = \frac{Q_T - I_T''}{T_a - T_T''}, \quad (5.20)$$

где T_a – теоретическая (адиабатная) температура горения, К, определяемая по I – ϑ диаграмме по Q_T , равному энтальпии продуктов сгорания I_a ;

T_T'' – температура продуктов сгорания на выходе из топки, предварительно принятая, К;

I_T'' – энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, определяется по I – ϑ диаграмме по предварительно принятой температуре на выходе из топки;

Q_T – полезное тепловыделение в топке (5.1).

13. Определяется действительная температура продуктов сгорания на выходе из топки, °С, по формуле:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \psi_{cp} F_{ст} a_T T_a^3}{10^{11} \phi B_p Vc_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273. \quad (5.21)$$

Полученная температура на выходе из топки сравнивается с предварительно принятой температурой. Если расхождение между полученной температурой ϑ''_T и ранее принятой на выходе из топки не превышает $\pm 100^\circ\text{C}$, то расчет считается окончанным. В противном случае задаются новым, уточненным значением температуры на выходе из топки и весь расчет повторяют.

14. Определяются тепловые напряжения колосниковой решетки и топочного объема, $\text{кВт}/\text{м}^2$, $\text{кВт}/\text{м}^3$:

$$q_R = \frac{B_p Q_p^p}{R}, \quad (5.22)$$

$$q_V = \frac{B_p Q_p^p}{V_T} \quad (5.23)$$

и сравниваются с допустимыми значениями, приведенными в таблице характеристик принятого типа топки.

6. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Расчет конвективных испарительных поверхностей нагрева рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

1. По чертежу и по техническим характеристикам котлоагрегата (раздел 1, табл. 1.2–1.13) определяют конструктивные характеристики рассчитываемого газохода: площадь поверхности нагрева H , диаметр труб в пучке d , поперечный шаг труб s_1 (в поперечном направлении по отношению к направлению потока, рис. 6.1), продольный шаг труб s_2 (в продольном направлении по отношению к движению потока, рис. 6.1.), м; z_1 – число труб в ряду, z_2 – число рядов труб по ходу продуктов сгорания. Затем рассчитываются относительный поперечный шаг:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} \quad (6.1)$$

и относительный продольный шаг:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d}. \quad (6.2)$$

Площадь поверхности нагрева, расположенной в газоходе, м²:

$$H = \pi d l n, \quad (6.3)$$

где l – длина труб, расположенных в газоходе, м, n – общее количество труб, расположенных в газоходе.

Площадь поперечного сечения для прохода продуктов сгорания, м²:
– при поперечном омывании гладких труб:

$$F = ab - z_1 l d, \quad (6.4)$$

– при продольном омывании гладких труб:

$$F = ab - z \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.5)$$

где a и b – размеры газохода в расчетных сечениях, м;

l – освещенная длина труб (длина проекции трубы), м;

z – число труб в пучке.

2. Предварительно принимаются два значения температуры продуктов сгорания на выходе из рассчитываемого газохода. В дальнейшем весь расчет ведется для двух значений предварительно принятых температур ϑ'' .

3. Определяется тепловосприятие поверхности по уравнению теплового баланса, кДж/кг, кДж/м³:

$$Q_6 = \varphi(I' - I'' + \Delta\alpha I_{\text{хв}}^0), \quad (6.6)$$

где φ – определяется по формуле (4.11);

I' – определяется по I – ϑ диаграмме при температуре и коэффициенте избытка воздуха на входе в поверхность нагрева $\vartheta' = \vartheta_T''$;

I'' – определяется по I – ϑ диаграмме при температуре и коэффициенте избытка воздуха на выходе из поверхности нагрева;

$\Delta\alpha$ – величина присоса воздуха в рассчитываемом газоходе;

$I_{\text{хв}}^0$ – принимается по таблице для температуры воздуха $t_{\text{хв}}^0 = 30$ °С.

4. Вычисляется средняя температура потока продуктов сгорания в газоходе, °С:

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}, \quad (6.7)$$

где ϑ' и ϑ'' – температура продуктов сгорания на входе в поверхность и на выходе из нее.

5. Определяется температурный напор, °С:

$$\Delta t = \vartheta - t_k, \quad (6.8)$$

где t_k – температура воды на линии насыщения при давлении в барабане котла, °С, определяется по таблицам воды и водяного пара.

6. Подсчитывается средняя скорость продуктов сгорания в газоходе, м/с:

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (9 + 273)}{F \cdot 273}, \quad (6.9)$$

где V_{Γ} – объем продуктов сгорания на 1 кг твердого или жидкого топлива или на 1 м³ газообразного топлива, принимается по табл. 3.3 для соответствующего газохода.

7. Определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева:

– при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков и ширм:

$$\alpha_k = \alpha_n c_z c_s c_{\phi}; \quad (6.10)$$

– при продольном омывании:

$$\alpha_k = \alpha_n c_l c_{\phi}, \quad (6.11)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи, определяемый по номограмме: при поперечном омывании коридорных пучков – по рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков – по рис. 6.2, при продольном омывании – по рис. 6.3;

c_z – поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания, определяется: при поперечном омывании коридорных пучков по рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков по рис. 6.2;

c_s – поправка на геометрическую компоновку пучка труб, определяется для коридорных и шахматных пучков при поперечном омывании по рис. 6.1 и 6.2 соответственно;

c_{ϕ} – коэффициент, учитывающий влияние изменения физических параметров потока, определяется для коридорных и шахматных пучков при поперечном омывании по рис. 6.1 и 6.2 соответственно;

c_l – поправка на относительную длину, вводится при $l / d < 50$ и определяется в случае прямого входа в трубу, без закругления; при продольном омывании продуктами сгорания поправка вводится для котельных пучков и не вводится для ширм.

8. Определяется степень черноты газового потока по номограмме рис. 5.5. Для определения степени черноты по номограмме необходимо вычислить суммарную оптическую толщину ослабления лучей:

$$kps = (k_{\Gamma}r_{\Pi} + k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}})ps, \quad (6.12)$$

где $k_{\Gamma}r_n$ – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, k_{Γ} определяется в соответствии с формулой (5.6) или по номограмме (рис. 5.4), r_n – из табл. 3.3;

$k_{\text{зл}}$ – коэффициент ослабления лучей золовыми частицами, определяется по рис. 5.3 при сжигании твердого топлива в пылеугольных топках; при сжигании газа, жидкого топлива и твердого топлива в слоевых и факельно-слоевых топках $k_{\text{зл}} = 0$;

$\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золовых частиц, принимается по табл. 3.3;

p – давление в газоходе, для котлов, работающих без наддува, принимается равным 0,1 МПа.

Толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков труб, м:

$$s = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \frac{s_1 s_2}{d^2} - 1 \right). \quad (6.13)$$

9. Определяется коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к поверхности конвективных пучков, Вт/(м² · К):

– для запыленного потока (при сжигании твердых топлив):

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} a; \quad (6.14)$$

– для незапыленного потока (при сжигании жидкого и газообразного топлива):

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} a c_{\Gamma}; \quad (6.15)$$

где $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, определенный по номограмме рис. 6.4;

a – степень черноты, определенная по рис. 5.5;

c_{Γ} – коэффициент, определяемый по рис. 6.4.

Для определения $\alpha_{\text{н}}$ и коэффициента c_{Γ} необходимо знать температуру загрязненной стенки, °С:

$$t_3 = t + \Delta t, \quad (6.16)$$

где t – средняя температура пароводяной смеси, принимается равной температуре насыщения при давлении в барабане котлоагрегата, °С; Δt при сжигании твердых и жидких топлив принимается равной 60 °С, при сжигании газа 25 °С.

10. Подсчитывается суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l) \quad (6.17)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерности омывания ее продуктами сгорания, образования застойных зон, для поперечно омываемых пучков принимается $\xi = 1,0$, для сложно омываемых $\xi = 0,95$.

11. Вычисляется коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К):

$$K = \psi \alpha_1, \quad (6.18)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, определяется по таблицам 6.1 и 6.2.

Таблица 6.1

Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева* при сжигании различных твердых топлив

Топливо	Значение
АШ и тощие угли	0,6
Каменные, бурые угли (кроме подмосковных и канско-ачинских), промежуточные продукты каменных углей	0,65
Подмосковный уголь	0,7
Бурые угли канско-ачинского месторождения, фрезерный торф и древесное топливо	0,6
Северо-западные сланцы, кашпирские сланцы	0,5

*Фестоны парогенераторов большой мощности, развитые котельные пучки котлов малой мощности, конвективные пароперегреватели и экономайзеры с коридорным расположением труб.

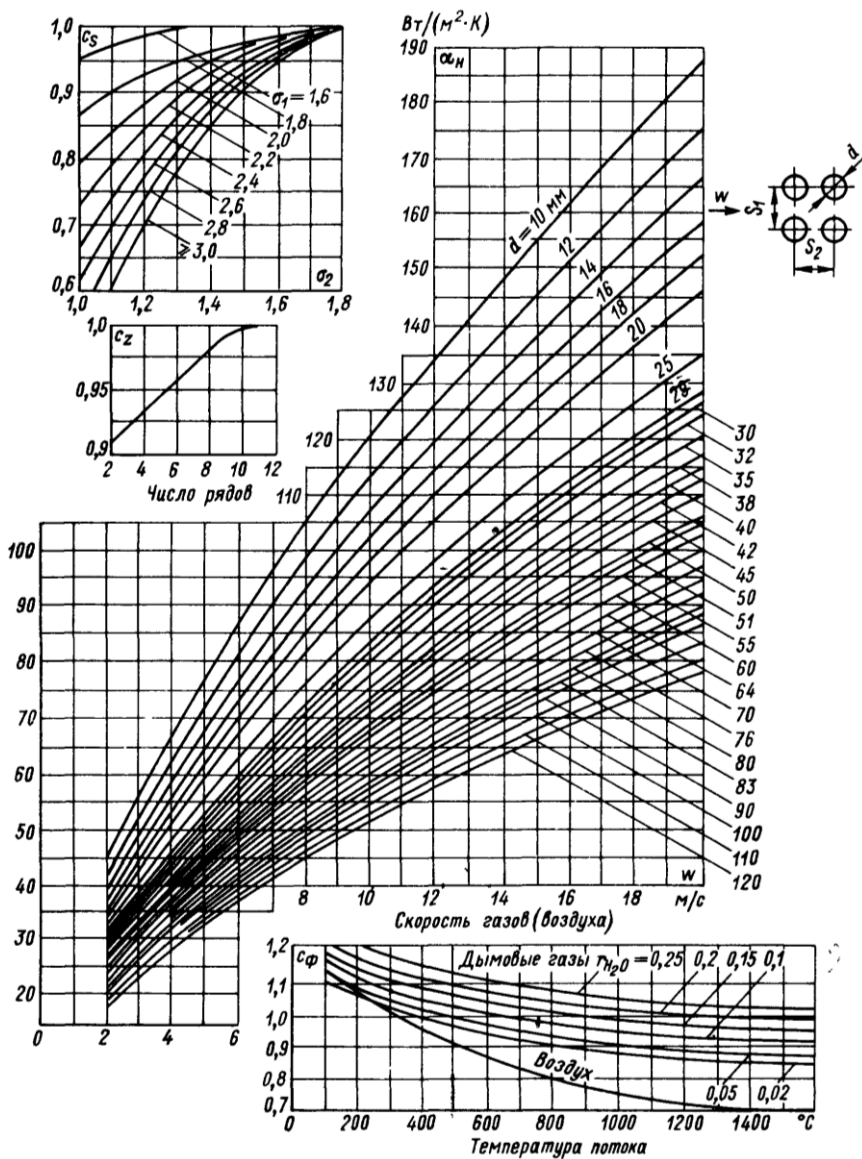
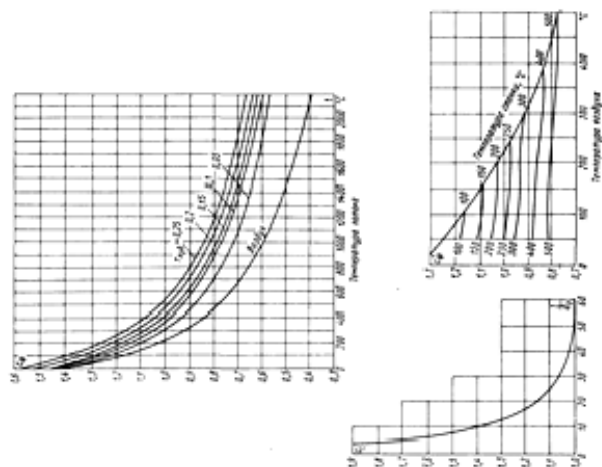


Рис. 6.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков



63

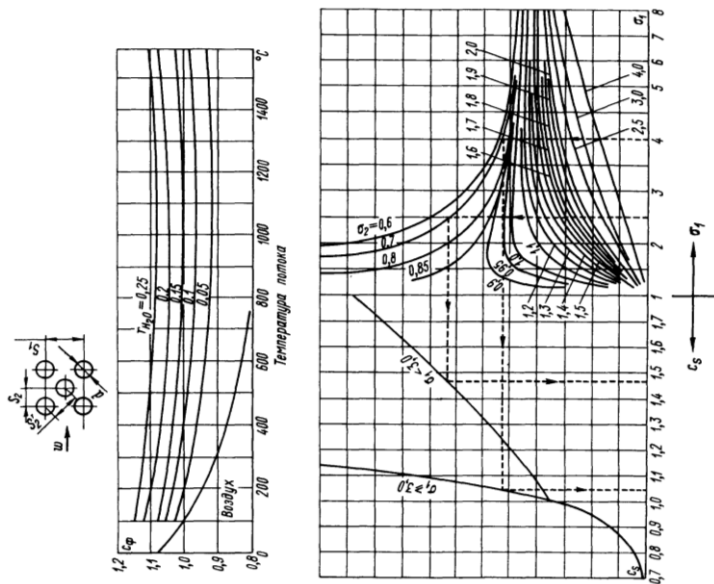
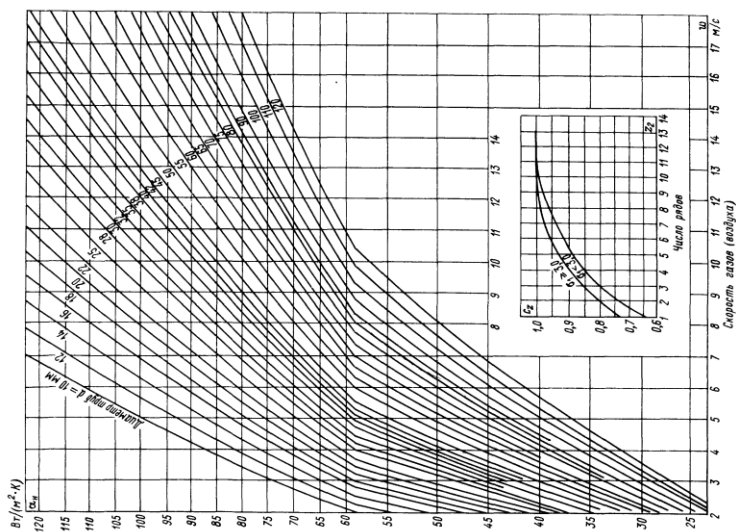


Рис. 6.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании для воздуха и продуктов сгорания

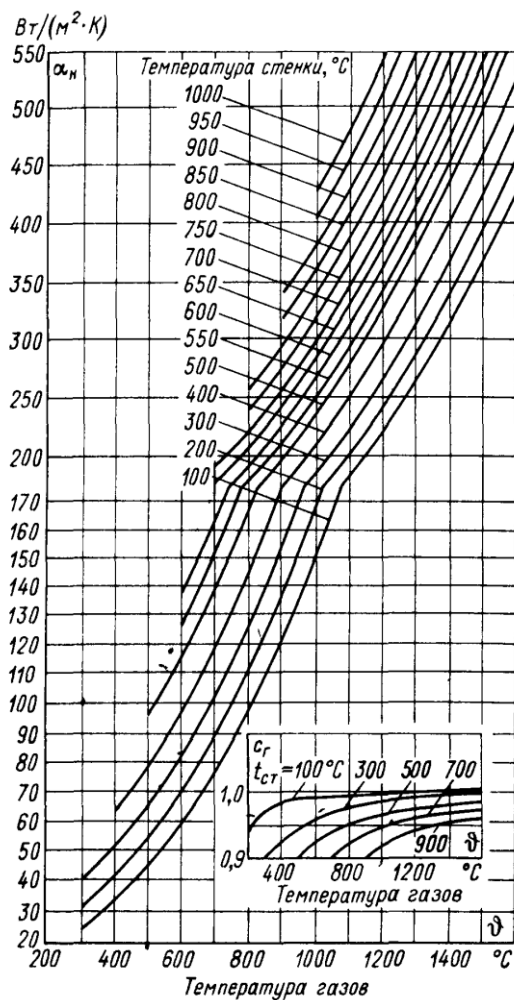


Рис. 6.4. Коэффициент теплоотдачи излучением

При охлаждении продуктов сгорания и воздуха $\alpha_k = c_\phi c_1 \alpha_n$, Вт/(м² · К), при нагревании воздуха $\alpha_k = c'_\phi c_1 \alpha_n$, Вт/(м² · К).

Для всех видов твердого топлива, кроме подмосковного угля, требуется очистка конвективных поверхностей нагрева.

Таблица 6.2

Коэффициент тепловой эффективности ψ
для конвективных поверхностей при сжигании газа и мазута

Поверхность нагрева	Скорость продуктов сгорания, м/с	Значение коэффициента ψ
При сжигании мазута		
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхностей нагрева дробью	12–20	0,65–0,6
То же	4–12	0,7–0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки; котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	12–20	0,6
То же	4–12	0,65–0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и меньше)	4–12	0,55–0,5
При сжигании газа		
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них $\vartheta' \leq 400$ °С	–	0,9
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них $\vartheta' \geq 400$ °С	–	0,85

Примечания:

1. При сжигании газа после сжигания мазута коэффициент тепловой эффективности принимается средним между значениями для газа и мазута.
2. При сжигании газа после твердого топлива (без остановки котла) коэффициент тепловой эффективности принимается как для твердого топлива.
3. Большой коэффициент тепловой эффективности принимается для меньшей скорости.

12. Определяется количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева, на 1 кг сжигаемого твердого или жидкого топлива или на 1 м³ газа, кДж/кг, кДж/м³

$$Q_T = \frac{KH\Delta t}{B_p 10^3}. \quad (6.19)$$

Температурный напор Δt для испарительной поверхности нагрева определяется по формуле:

$$\Delta t = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{2,31 \lg \frac{\vartheta' - t_{\text{кип}}}{\vartheta'' - t_{\text{кип}}}}, \quad (6.20)$$

где $t_{\text{кип}}$ — температура насыщения при давлении в барабане котла, °С, определяется по таблицам воды и водяного пара.

Для испарительных поверхностей нагрева при $\Delta t_6 / \Delta t_M \leq 1,7$ температурный напор может быть определен как среднеарифметическое разностей температур:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}. \quad (6.21)$$

13. По принятым предварительно двум значениям температуры ϑ'_I и ϑ''_{II} и полученным двум значениям Q_6 и Q_T производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева.

Для этого строится зависимость $Q = f(\vartheta'')$, показанная на рис. 6.5. Точка пересечения прямых дает действительное значение температуры продуктов сгорания за поверхностью $\vartheta''_д$.

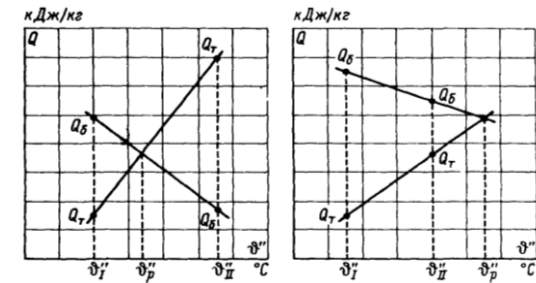


Рис. 6.5. Графическое определение расчетной температуры

7. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ

В промышленных парогенераторах обычно устанавливаются конвективные пароперегреватели. Парогенераторы низкого давления вырабатывают пар с перегревом до 250 °С, в промышленных энергетических котлах с давлением 4,0 МПа температура перегретого пара 440 °С. Они имеют поверхностный или впрыскивающий пароохладитель, установленный в рассечку. Схемы включения пароперегревателей показаны на рис. 7.1.

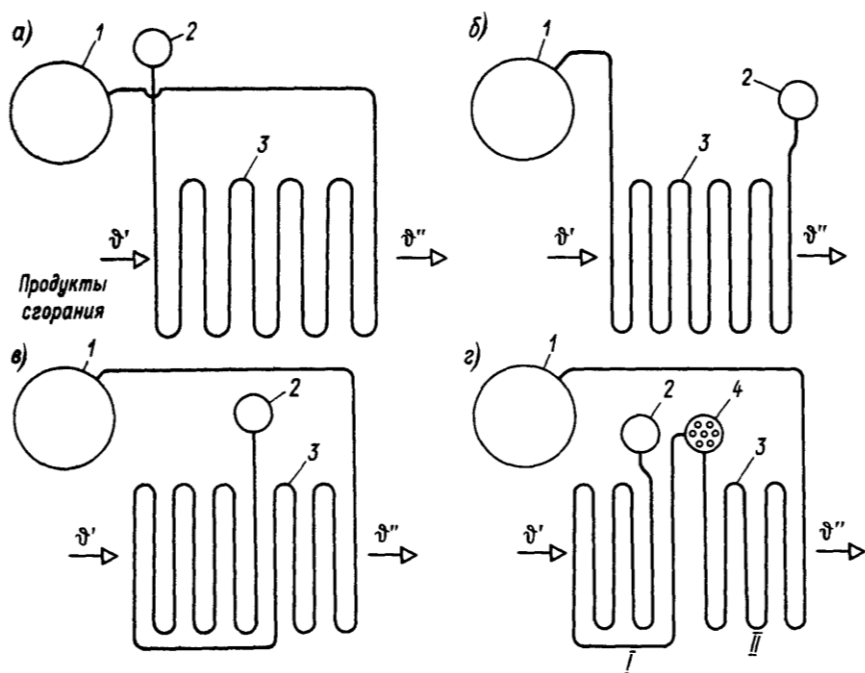


Рис. 7.1. Схемы конвективных пароперегревателей:

- а – противоточная; б – прямоточная без пароохладителя;
- в – с последовательно-смешанным током без пароохладителя;
- г – с последовательно-смешанным током и пароохладителем, установленным в рассечку; 1 – барабан котла; 2 – коллектор перегретого пара;
- 3 – змеевик пароперегревателя; 4 – поверхностный или впрыскивающий пароохладитель; I, II – части пароперегревателя по движению продуктов сгорания

Расчет конвективных пароперегревателей, имеющих поверхностный или впрыскивающий пароохладитель, установленный в рассечку, как показано на рис. 7.1, производится по частям.

Сначала рассчитывается первая по ходу продуктов сгорания ступень. Расчет производится в следующей последовательности:

1. По имеющимся чертежам определить поверхность нагрева первой части пароперегревателя, относительные поперечный и продольный шаги труб (s_1/d , s_2/d), характер расположения труб (коридорное или шахматное), живые сечения для прохода продуктов сгорания и пара.

2. Выбрать основные расчетные параметры: температуру продуктов сгорания на входе в пароперегреватель ϑ' , давление, температуру и энтальпию перегретого пара. Задаться тепловосприятием пароохладителя $\Delta i_{\text{по}} = 60\text{--}85$ кДж/кг.

3. Задаться двумя значениями температуры продуктов сгорания ϑ'' после первой ступени пароперегревателя. В дальнейшем расчет выполняется для двух принятых температур.

4. Для двух принятых температур продуктов сгорания ϑ'' по уравнению (6.6) определить тепловосприятие ступени пароперегревателя.

5. Вычислить энтальпию пара на выходе из пароохладителя, приравнявая теплоту, отданную продуктами сгорания теплоте, воспринятой паром, кДж/кг:

$$i''_{\text{по}} = i_{\text{пе}} - \frac{Q_6 B_p}{D}, \quad (7.1)$$

где $i_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с, м³/с;

D – расход пара, кг/с;

Q_6 – тепловосприятие ступени пароперегревателя, кДж/кг, кДж/м³.

6. Из таблиц для перегретого пара по значениям энтальпии найти температуру пара после пароохладителя.

7. Определить температурный напор. При последовательно-смешанном токе (рис. 7.1, в, и первая ступень пароперегревателя, показанного на рис. 7.1, з) температурный напор определяется по уравнению:

$$\Delta t_{\text{не}} = \Psi \Delta t_{\text{прт}}, \quad (7.2)$$

где $\Delta t_{\text{прт}}$ – температурный напор при противотоке, определяется по уравнению

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}; \quad (7.3)$$

Ψ – коэффициент пересчета от противоточной схемы к последовательно-смешанной, определяется по номограмме, рис. 7.2.

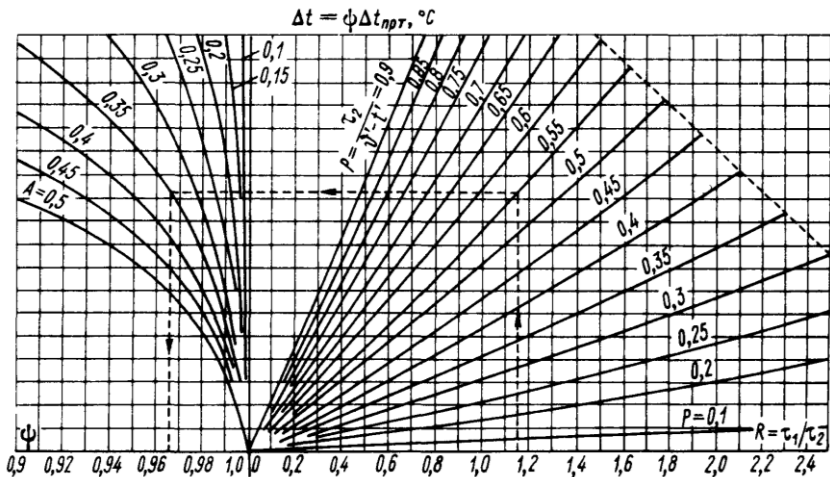


Рис. 7.2. Номограмма для определения температурного напора при последовательно-смешанном токе продуктов сгорания и пара

При прямотоке температурный напор определяется по уравнению (7.3).

Для пользования номограммой, показанной на рис. 7.2, вычисляются безразмерные, определяющие параметры:

$$A = \frac{H_{\text{прм}}}{H}; \quad (7.4)$$

$$P = \frac{t'' - t'}{\vartheta' - t'}; \quad (7.5)$$

$$R = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{t'' - t'}, \quad (7.6)$$

где $H_{\text{прм}}$ – площадь поверхности нагрева, в которой осуществляется прямоток, м^2 ;

H – площадь полной поверхности нагрева рассчитываемой ступени пароперегревателя, м^2 ;

ϑ' и ϑ'' – температура продуктов сгорания на входе и выходе в рассчитываемую ступень пароперегревателя, $^{\circ}\text{C}$;

t' и t'' – температура пара на входе и выходе рассчитываемой части поверхности нагрева пароперегревателя, $^{\circ}\text{C}$.

8. Определить среднюю скорость продуктов сгорания в газоход пароперегревателя, м/с :

$$w_{\Gamma} = \frac{B_{\text{p}} V_{\Gamma} (\vartheta + 273)}{F \cdot 273}. \quad (7.7)$$

9. Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией. При поперечном омывании коридорных и шахматных пучков труб коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (6.10).

10. Вычислить расчетную скорость пара в змеевиках пароперегревателя, м/с :

$$w_{\text{п}} = \frac{D v_{\text{ср}}}{f}, \quad (7.8)$$

где D – расход пара в кг/с ;

$v_{\text{ср}}$ – средний удельный объем пара, (определяется по таблицам водяного пара по среднеарифметическим давлению и температуре пара в рассчитываемой ступени пароперегревателя);

f – площадь живого сечения пароперегревателя, м^2 .

11. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки пара, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = \alpha_n c_d, \quad (7.9)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи, определяемый по номограмме на рис. 7.3, по средним значениям скорости, давления и температуры пара в рассчитываемой ступени пароперегревателя;

c_d – поправочный коэффициент, определяемый по рис. 7.3.

12. Определить степень черноты газового потока, в соответствии с п. 8 раздела 6.

13. Вычислить температуру стенки труб пароперегревателя, которая принимается при сжигании твердого и жидкого топлива равной температуре наружного слоя золowych отложений на трубах, °С:

$$t_3 = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p}{H} Q_6, \quad (7.10)$$

где t – среднеарифметическое значение температуры пара в рассчитываемой ступени пароперегревателя, °С;

ε – коэффициент загрязнения, м²·К/Вт (для пароперегревателей с коридорным и шахматным расположением труб при сжигании жидкого топлива принимается $\varepsilon = 0,00257$; для пароперегревателей с коридорным расположением труб при сжигании твердых топлив $\varepsilon = 0,0043$).

При сжигании газообразного топлива температура загрязненной стенки труб пароперегревателя, °С:

$$t_3 = t + 25, \quad (7.11)$$

где t – среднеарифметическое значение температуры пара в рассчитываемой ступени пароперегревателя.

14. Определить коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К). Для запыленного потока (при сжигании твердых топлив):

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_n a. \quad (7.12)$$

Для незапыленного потока (при сжигании жидкого и газообразного топлива):

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} c_{\text{Г}} a, \quad (7.13)$$

где $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, определяемый по номограмме на рис. 6.4;

$c_{\text{Г}}$ – поправка, вводимая при отсутствии золовых частиц в продуктах сгорания (рис. 6.4);

a – степень черноты продуктов сгорания.

15. Определить коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке труб пароперегревателя, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \quad (7.14)$$

где ξ – коэффициент использования (для поперечно оmyаемых труб конвективных пароперегревателей $\xi = 1$);

$\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева (см. п. 7, раздел 6).

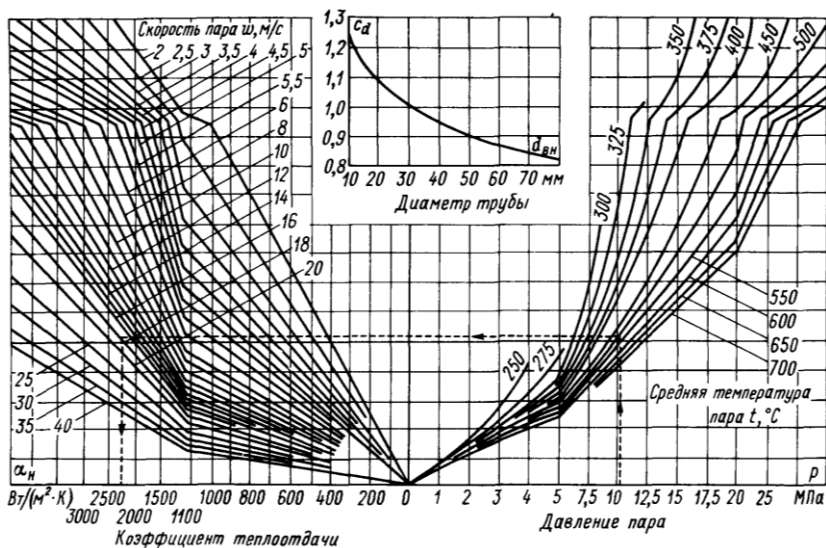


Рис. 7.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки трубы к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя

16. Определить коэффициент теплопередачи. Для шахматных и коридорных пучков труб при сжигании газа и мазута, а также для коридорных пучков при сжигании твердого топлива, Вт/(м² · К):

$$K = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \alpha_1 / \alpha_2}, \quad (7.15)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, при коридорном расположении труб и сжигании твердых топлив определяется по табл. 6.1; при сжигании газа принимается $\psi = 0,85$, при сжигании мазута с $\alpha > 1,03$ значение ψ определяется по табл. 6.2.

17. Определить тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг, кДж/м³:

$$Q_T = \frac{KH_1 \Delta t}{10^3 B_p}. \quad (7.16)$$

18. По принятым ранее двум значениям температуры и полученным значениям Q_T и Q_6 произвести графическую интерполяцию для определения температуры продуктов сгорания после ступени пароперегревателя (см. рис. 6.5).

19. По найденной температуре ϑ'' и уравнению (6.6) определить Q_6 , а из уравнения (7.1) – энтальпию пара на выходе из пароохладителя $i''_{по}$. На этом расчет первой ступени пароперегревателя заканчивается.

Расчет второй ступени пароперегревателя, имеющего пароохладитель, включенный в рассечку, или расчет пароперегревателя без пароохладителей производится в следующей последовательности.

1. По чертежам определяются поверхность нагрева всего пароперегревателя или рассчитываемой второй ступени, относительные шаги труб s_1/d и s_2/d , характер расположения труб, площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания и пара.

2. Выбираются основные расчетные параметры: температура продуктов сгорания перед пароперегревателем или его ступенью, определенная предыдущим расчетом, давление, температура и энтальпия перегретого пара после второй части пароперегревателя:

$$i'_{\text{по}} = i''_{\text{по}} + \Delta i_{\text{по}}. \quad (7.17)$$

3. Из таблиц перегретого пара по величине $i'_{\text{по}}$ и давлению пара определяется температура после второй части пароперегревателя.

4. Определяется тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг, кДж/м³:

– при расчете пароперегревателя без пароохладителя:

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} (i_{\text{пе}} - i_{\text{н}}); \quad (7.18)$$

– при расчете второй ступени пароперегревателя с поверхностным пароохладителем:

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} (i'_{\text{по}} - i_{\text{н}}); \quad (7.19)$$

– при расчете второй ступени пароперегревателя с впрыскивающим пароохладителем:

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D - \Delta D}{B_{\text{р}}} (i'_{\text{по}} - i_{\text{н}}), \quad (7.20)$$

где $i_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$i''_{\text{по}}$ – энтальпия пара после второй части пароперегревателя, кДж/кг;

D – расход перегретого пара, кг/с;

$B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с, м³/с;

ΔD – расход охлаждающей воды на впрыскивающий пароохладитель, кг/с.

Расход воды на впрыскивающий пароохладитель, кг/с:

$$\Delta D = D \frac{\Delta i_{\text{по}}}{i'_{\text{по}} - i_{\text{ж}}}, \quad (7.21)$$

где $i_{\text{ж}}$ – энтальпия воды, подаваемой в пароохладитель (при впрыскивании собственного конденсата определяется по таблицам воды и водяного пара по давлению в конденсаторе).

5. Из уравнения теплового баланса определяется энтальпия продуктов сгорания после пароперегревателя или его второй части, кДж/кг , кДж/м^3 :

$$I''_{\text{пп}} = I'_{\text{пп}} - \frac{Q_{\text{пе}}}{\phi} - \Delta\alpha I_{\text{хв}}^0, \quad (7.22)$$

где I' – энтальпия продуктов сгорания перед пароперегревателем, определяется по I – θ диаграмме по их температуре и коэффициенту избытка воздуха перед пароперегревателем;

$\Delta\alpha$ – присос воздуха в пароперегреватель;

ϕ – коэффициент сохранения теплоты;

$I_{\text{хв}}^0$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при 30°C ;

$Q_{\text{пе}}$ – тепловосприятие пароперегревателя или его ступени.

По величине $I''_{\text{пе}}$ по I – θ диаграмме при коэффициенте избытка воздуха после пароперегревателя определяется температура продуктов сгорания после пароперегревателя.

6. При расчете второй ступени пароперегревателя коэффициент теплопередачи принимается равным коэффициенту теплопередачи, рассчитанному для первой ступени. В остальных случаях расчет коэффициента теплопередачи выполняется в последовательности, описанной при расчете первой ступени пароперегревателя.

7. В зависимости от схемы взаимного движения продуктов сгорания и пара определяется температурный напор: при противотоке и прямотоке по уравнению (7.3), а при последовательно-смешанном токе по уравнению (7.2).

8. Из уравнения теплопередачи определяется тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг , кДж/м^3 :

$$Q_{\text{т}} = \frac{KH\Delta t}{10^3 B_{\text{п}}}. \quad (7.23)$$

9. Производится сравнение тепловосприятий пароперегревателя, определенных по уравнению теплопередачи и теплового баланса Q_T и $Q_{пе}$, %:

$$\Delta Q = \frac{Q_T}{Q_{пе}} 100. \quad (7.24)$$

Если расхождение между Q_T и $Q_{пе}$ составляет не более 2 % (при отсутствии пароохладителя – не более 3 %), расчет пароперегревателя считается окончанным. В противном случае требуется определить необходимую поверхность нагрева всего пароперегревателя или его второй ступени, м²:

$$H' = \frac{10^3 B_p Q_{пе}}{K \Delta t}. \quad (7.25)$$

8. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

В промышленных котлах с рабочим давлением до 2,2 МПа чаще всего устанавливаются чугунные некипящие водяные экономайзеры. При установке только водяного экономайзера последовательность его расчета следующая:

1. По уравнению теплового баланса определяется количество теплоты, кДж/кг, кДж/м³, которое должны отдать воде продукты сгорания при принятой ранее температуре уходящих газов:

$$Q_6 = \varphi(I'_{\text{ЭК}} - I''_{\text{ЭК}}) + \Delta\alpha_{\text{ЭК}} I^0_{\text{ХВ}}, \quad (8.1)$$

где $I'_{\text{ЭК}}$ – энтальпия продуктов сгорания на входе в экономайзер, определяется по I – ϑ диаграмме по температуре продуктов сгорания, известной из расчета предыдущей поверхности нагрева, кДж/кг или кДж/м³;

$I''_{\text{ЭК}}$ – энтальпия уходящих газов, определяется по I – ϑ диаграмме по принятой ранее температуре уходящих газов, кДж/кг, кДж/м³;

φ – коэффициент сохранения теплоты;

$\Delta\alpha_{\text{ЭК}}$ – присос воздуха в экономайзере, принимается по табл. 3.2;

$I^0_{\text{ХВ}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при 30 °С.

2. По тепловосприятию водяного экономайзера определяем энтальпию воды после экономайзера, кДж/кг:

$$i''_{\text{ЭК}} = i'_{\text{ЭК}} + \frac{B_p Q_6}{D + D_{\text{пр}}}, \quad (8.2)$$

где $i'_{\text{ЭК}}$ – энтальпия воды на входе в экономайзер, кДж/кг;

D – паропроизводительность парогенератора, кг/с;

$D_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды, кг/с.

По энтальпии воды после экономайзера по таблицам воды и водяного пара определяется температура воды после экономайзера $t''_{\text{ЭК}}$. Если полученная температура воды окажется на 40 °С ниже температуры насыщения при давлении в барабане котла (при наличии

автоматики, регулирующей температуру подогрева воды в экономайзере, эта разность может быть снижена до 20 °С) то для парогенераторов давлением до 2,2 МПа может быть установлен чугунный экономайзер. Если указанные выше условия не выполняются, следует устанавливать стальной экономайзер.

3. В зависимости от направления воды и продуктов сгорания по уравнению (7.3) определяется температурный напор.

4. Выбираются конструктивные характеристики принятого к установке водяного экономайзера. Для чугунных и стальных экономайзеров выбирается число труб в ряду с таким расчетом, чтобы скорость продуктов сгорания была в пределах от 6 до 9 м/с при номинальной производительности парогенератора. Не рекомендуется устанавливать менее 3 и более 10 труб в ряду. Для стальных экономайзеров число параллельно включенных змеевиков должно быть выбрано таким образом, чтобы скорость воды в некипящей части экономайзера была не менее 0,3 м/с, а в кипящей – не менее 1 м/с. Принимать скорость воды более 1,5 м/с не рекомендуется.

5. Определяется действительная скорость продуктов сгорания в экономайзере, м/с:

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta_{\text{эк}} + 273)}{F_{\text{эк}} \cdot 273}, \quad (8.3)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с или м³/с;

V_{Γ} – объем продуктов сгорания при среднем коэффициенте избытка воздуха в экономайзере, определяется из табл. 3.3;

$\vartheta_{\text{эк}}$ – среднеарифметическая температура продуктов сгорания в экономайзере, °С;

$F_{\text{эк}} = f$ – площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м².

6. Определяется коэффициент теплопередачи. Для чугунных экономайзеров коэффициент теплопередачи $k = k_n c_9$ определяется по номограмме, приведенной на рис. 8.1; при сжигании мазута коэффициент теплопередачи, определенный по номограмме, снижается на 25 %. Для стальных водяных экономайзеров коэффициент теплопередачи определяется как для конвективных поверхностей

(см. раздел 6). Коэффициент теплопередачи чугунных экономайзеров определяется по номограмме на рис. 8.1.

7. Определяется площадь поверхности нагрева водяного экономайзера, м^2 :

$$H_{\text{эк}} = \frac{10^3 Q_6 B_p}{K \Delta t}. \quad (8.2)$$

8. По полученной площади поверхности нагрева экономайзера устанавливаются его конструктивные характеристики.

Для чугунных экономайзеров определяется общее число труб и число вертикальных рядов по формулам:

$$n = \frac{H_{\text{эк}}}{H_{\text{тр}}}, \quad (8.3)$$

$$m = \frac{n}{a}, \quad (8.4)$$

где $H_{\text{тр}}$ – площадь поверхности нагрева одной трубы, м^2 ;

a – предварительно принятое число труб в горизонтальном ряду. Живое сечение для прохода газов f и площадь поверхности нагрева $H_{\text{тр}}$ одной трубы конструкции ВТИ приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Живое сечение для прохода газов
и площадь поверхности нагрева

Длина трубы, м	Поверхность нагрева с газовой стороны $H_{\text{тр}}$, м^2	Живое сечение для прохода газов f , м^2
2,0	2,95	0,12
3,0	4,49	0,184

Для стального экономайзера определяются длина каждого змеевика, число петель и полная высота пакетов экономайзера:

$$l_{\text{зм}} = \frac{H_{\text{эк}}}{\pi dz}; \quad (8.5)$$

$$z_{\text{пет}} = \frac{1}{a'}; \quad (8.6)$$

$$h_{\text{эк}} = z_{\text{пет}} s_{\text{пет}}, \quad (8.7)$$

где $l_{\text{зм}}$ — длина змеевика, м;

d — наружный диаметр труб экономайзера, м;

z — полное число труб экономайзера, включенных параллельно;

$z_{\text{пет}}$ — число петель;

a' — длина пакета экономайзера, м;

$h_{\text{эк}}$ — высота пакетов экономайзера, м;

$s_{\text{пет}} = 2s_2$ — шаг петли экономайзера, м;

s_2 — шаг между рядами труб по ходу газов, м.

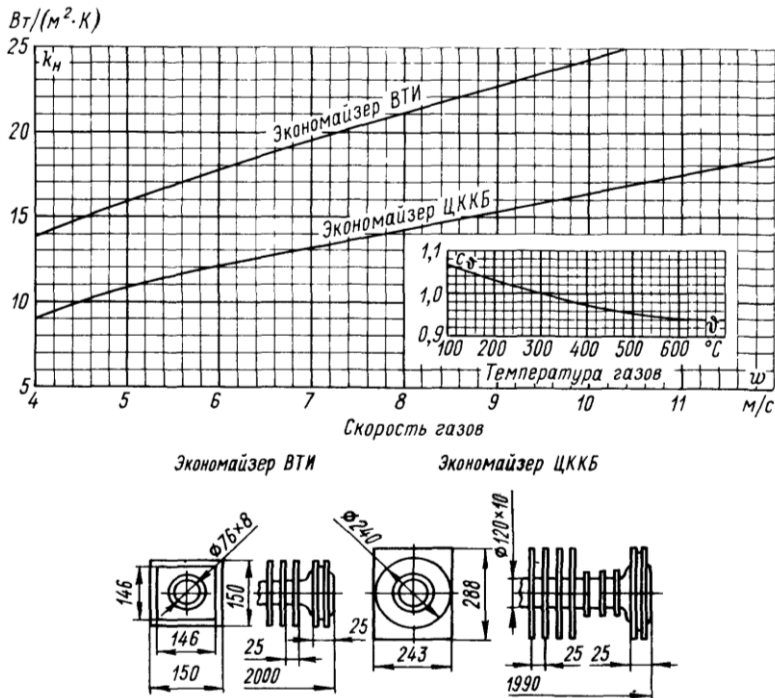


Рис. 8.1. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров

9. После завершения расчета водяного экономайзера определяется невязка теплового баланса, которая не должна превышать 0,5 % от Q_p^p :

$$\frac{\Delta Q}{B_p Q_p^p \eta_{bp}} 100 \leq 0,5 \% . \quad (8.8)$$

Невязка теплового баланса:

$$\Delta Q = B_p \left[Q_p^p \eta_{bp} - (Q_l + Q_k + Q_{пе} + Q_{эк}) \right], \quad (8.9)$$

где Q_l , Q_k , $Q_{пе}$, $Q_{эк}$ – определенные ранее при расчетах тепловосприятия лучевоспринимающих поверхностей, конвективных пучков, пароперегревателя и водяного экономайзера.

9. РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Для промышленных котлов применяются в основном трубчатые воздухоподогреватели, чаще всего устанавливаемые после водяного экономайзера или вместо него. Расчет таких воздухоподогревателей выполняется в следующей последовательности:

1. При конструктивном расчете воздухоподогревателя выбирают диаметр труб, поперечный s_1/d и продольный s_2/d относительные шаги труб, площади поперечного сечения для прохода продуктов сгорания и воздуха, число ходов. При поверочном расчете существующего воздухоподогревателя перечисленные характеристики и его поверхность определяются из чертежей.

2. Определяется минимальный температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя, °C:

$$\Delta t_{\text{гор}} = \vartheta'_{\text{вп}} - t_{\text{г.в}}, \quad (9.1)$$

где $\vartheta'_{\text{вп}}$ – температура продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель, известная из расчета предыдущей поверхности нагрева;

$t_{\text{г.в}}$ – температура горячего воздуха, принятая при составлении теплового баланса котла.

Если значение $\Delta t_{\text{гор}}$ окажется меньшим на 25–30 °C, то при конструктивном расчете это указывает на необходимость применения неоправданно большой поверхности нагрева, а при поверочном – на недостаточность имеющегося воздухоподогревателя для получения принятой температуры горячего воздуха. В обоих случаях необходимо снизить температуру горячего воздуха и произвести расчет котлоагрегата заново или применить двухступенчатую компоновку воздухоподогревателя.

3. Определяется тепловосприятие воздуха в воздухоподогревателе. При предварительном подогреве воздуха в калорифере тепловосприятие, кДж/кг, кДж/м³, будет:

$$Q_{\text{вп}} = (\beta_{\text{г.в}} + \frac{\Delta \alpha_{\text{вп}}}{2})(I_{\text{г.в}}^{\circ} - I_{\text{вп}}^{\circ}), \quad (9.2)$$

где $\beta_{г.в}$ – отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому:

$$\beta_{г.в} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}, \quad (9.3)$$

в двух последних формулах $\Delta\alpha_T$, $\Delta\alpha_{вп}$ и $\Delta\alpha_{пл}$ – присосы воздуха в топку, воздухоподогреватель и систему пылеприготовления (определяются по табл. 3.2);

$I_{вп}^0$ и $I_{г.в}^0$ – энтальпия теоретического количества воздуха на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, определяется по I – θ диаграмме для соответствующих температур, принятых при составлении теплового баланса.

4. Из уравнения теплового баланса определяется энтальпия продуктов сгорания после воздухоподогревателя, кДж/кг, кДж/м³:

$$I_{вп}'' = I_{вп}' - \frac{Q_{вп}}{\phi} + \Delta\alpha_{вп} I_{в}^0. \quad (9.4)$$

Полученное значение $I_{вп}''$ сравнивается с предварительно принятой при составлении теплового баланса энтальпией уходящих газов. Если расхождение не превысит 0,5 % располагаемой теплоты топлива Q_p^p , то расчет выполнен правильно.

5. В зависимости от взаимного направления движения воздуха и продуктов сгорания определяется температурный напор в воздухоподогревателе. При прямотоке и противотоке температурный напор определяется по уравнению (7.3), а при последовательно-смешанном и перекрестном токе по уравнению (7.2). Поправочный коэффициент ψ при последовательно-смешанном токе определяется по номограмме на рис. 7.2, а параметры A , P и R , необходимые для пользования номограммой, по формулам (7.4–7.6). Поправочный коэффициент ψ для перекрестного тока определяется по номограмме, приведенной на рис. 9.1, в зависимости от числа перекрестов. Схемы перекрестного тока показаны на рис. 9.2. Для пользования номограммой вычисляются безразмерные параметры:

$$P = \frac{\tau_M}{\theta' - t'}; \quad (9.5)$$

$$R = \tau_6 / \tau_m, \quad (9.6)$$

где ϑ' и t' – температуры продуктов сгорания и воздуха на входе в поверхность нагрева, °C;

τ_6 – изменение температуры при прохождении поверхности нагрева той средой, у которой оно большее, °C;

τ_m – изменение температуры той среды, у которой оно меньшее, °C.

6. Определяется скорость продуктов сгорания в воздухоподогревателе, м/с:

$$w_r = \frac{B_p V_r (\vartheta + 273)}{F_{\text{вп}} \cdot 273}. \quad (9.7)$$

7. Определяется скорость воздуха в воздухоподогревателе, м/с:

$$w_b = \frac{B_p \beta_{\text{г.в}} V_b^o (t + 273)}{F \cdot 273}, \quad (9.8)$$

где V_b^o – теоретически необходимое количество воздуха, м³/кг или м³/м³;

t – среднеарифметическая температура воздуха на входе и выходе из пароперегревателя, °C;

F – площадь поперечного сечения для прохода воздуха, м².

8. Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке в соответствии с п. 7 раздела 6.

9. Определяется суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагрева, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \quad (9.9)$$

где α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, для трубчатых воздухоподогревателей первой ступени принимается $\alpha_l = 0$;

ξ – коэффициент использования поверхности нагрева; при сжигании АШ, фрезерного торфа, мазута и древесного топлива принимается равным 0,8, для всех остальных топлив – 0,85.

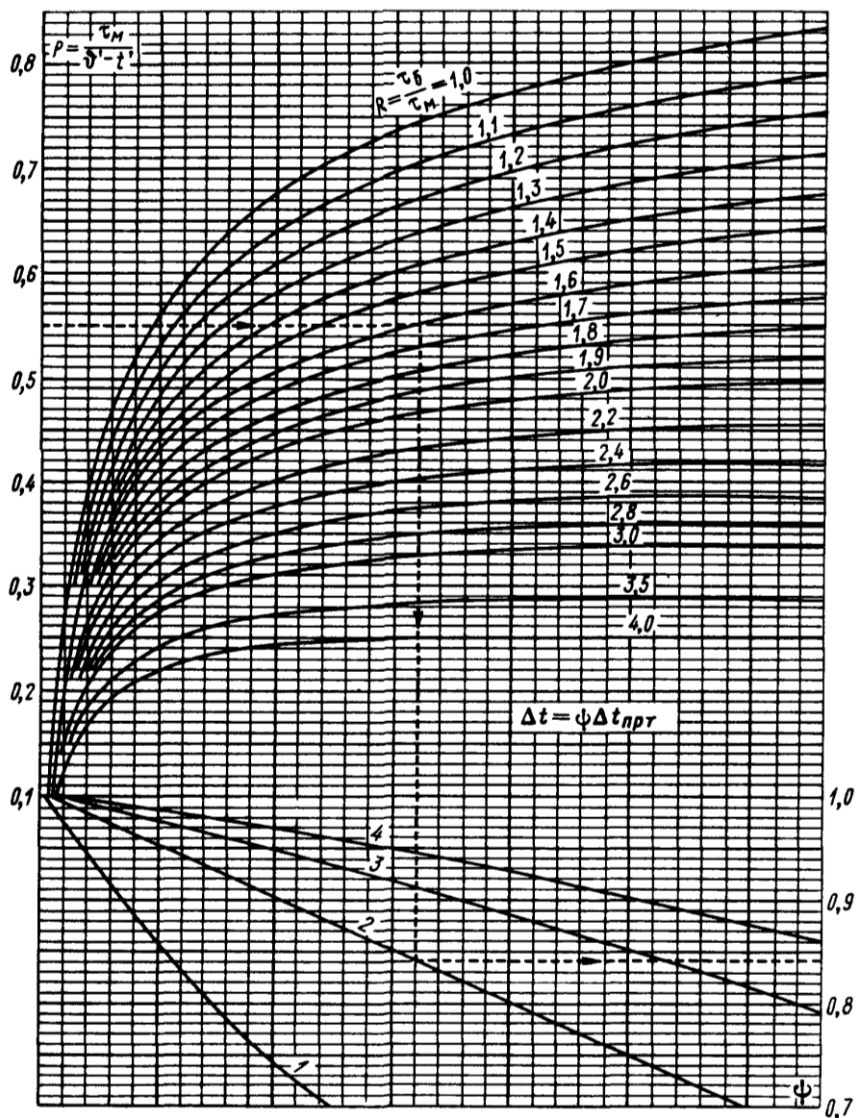


Рис. 9.1. Номограмма для определения температурного напора при перекрестном токе:
 1 – однократный перекрест; 2 – двукратный;
 3 – трехкратный; 4 – четырехкратный

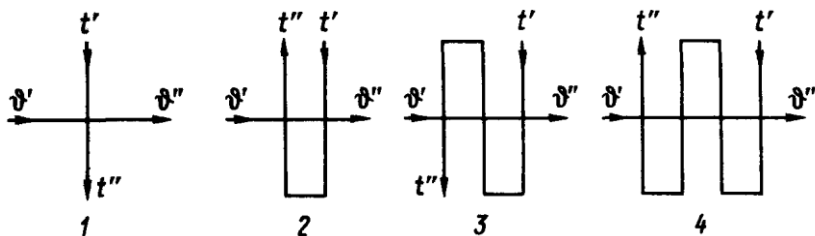


Рис. 9.2. Схемы перекрестного тока с разным числом перекрестов, указанных цифрами в соответствии с рис. 9.1

10. Определяется коэффициент теплоотдачи от стенки поверхности нагрева к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При поперечном омывании коридорных и шахматных пучков:

$$\alpha_2 = \alpha_n c_z c_s c_\phi, \quad (9.10)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи по номограмме; при поперечном омывании коридорных пучков определяется по номограмме на рис. 6.1, при поперечном омывании шахматных пучков по номограмме на рис. 6.2;

c_z , c_s и c_ϕ – поправки, определяемые при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков по рис. 6.1 и 6.2. Для определения поправок необходимо вычислить:

– среднюю температуру воздуха:

$$t = \frac{t'_B + t''_B}{2}, \quad (9.11)$$

– относительные шаги $\sigma_1 = s_1/d$ и $\sigma_2 = s_2/d$.

11. Определяется коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (9.12)$$

12. При конструктивном расчете из уравнения теплопередачи определяется площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя, м^2 :

$$H_{\text{вп}} = \frac{10^3 Q_{\text{вп}} B_p}{K \Delta t}. \quad (9.13)$$

При поверочном расчете, когда известна поверхность нагрева воздухоподогревателя, из уравнения теплопередачи определяется тепловосприятие воздухоподогревателя:

$$Q_{\text{вп}} = \frac{KH_{\text{вп}} \Delta t}{10^3 B_p}. \quad (9.14)$$

По значению $Q_{\text{вп}}$ определяется энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг или кДж/м³:

$$I_{\text{г.в}}^0 = \frac{Q_{\text{вп}}}{\beta + \Delta\alpha_{\text{вп}}/2} + I_{\text{вп}}^0. \quad (9.15)$$

По величине $I_{\text{г.в}}^0$ по I - ϑ диаграмме определяется температура горячего воздуха после воздухоподогревателя $t_{\text{г.в}}''$. Если температура горячего воздуха отличается от принятой при составлении теплового баланса не более чем на ± 40 °С, то расчет считается окончанным. В противном случае расчет парогенератора следует повторить, задавшись новой температурой горячего воздуха, близкой к полученной.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Парогенераторные установки промышленных предприятий. / Л. И. Сидельковский [и др.] – М. : Энергия, 1978. – 336 с.
2. Хзмалян, Ю. М. Теория горения и топочные устройства. / Ю. М. Хзмалян, Я. А. Каган. – М. : Энергия, 1976. – 488 с.
3. Теплотехнический справочник : в 2 т. / сост. : В. В. Галактионов [и др.]: под общ. ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. – М. : Энергия, 1975. – Т. 1. – 743 с.
4. Роддатис, К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности. / К. Ф. Роддатис, Я. Б. Соколовский. – М. : Энергия, 1975. – 432 с.
5. Александров, В. Г. Паровые котлы средней и малой мощности. / В. Г. Александров. – Л. : Энергия, 1972. – 197 с.
6. Либерман, Н. Б. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. / Н. Б. Либерман, М. Т. Нянковская. – М. : Энергия, 1979. – 294 с.
7. Аэродинамический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). / под ред. С. И. Мочана. – 3-е изд. – Л. : Энергия, 1977. – 256 с.
8. Эстеркин, Р. И. Промышленные котельные установки. / Р. И. Эстеркин. – Л. : Энергоатомиздат, 1985. – 400 с.
9. Эстеркин, Р. И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. / Р. И. Эстеркин. – Л. : Энергоатомиздат, 1989. – 280 с.
10. Тепловой расчет котлов: нормативный метод. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб, 1998. – 257 с.
11. Тепловые и атомные электростанции: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. – М. : МЭИ, 2007. – 648 с.
12. Липов, Ю. М. Тепловой расчет паровых котлов : учебное пособие для вузов. / Ю. М. Липов. – Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 164 с.

Учебное издание

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Пособие

для студентов специальности

7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»

профилизаций «Промышленная теплоэнергетика»,

«Теплоэнергетические установки и системы теплоснабжения»

С о с т а в и т е л и:

МИГУЦКИЙ Игорь Евгеньевич

ИОКОВА Ирина Леонидовна

КОРОЛЕВА Вероника Сергеевна и др.

Редактор *А. С. Козловская*

Компьютерная верстка *А. В. Степанкиной*

Подписано в печать 25.02.2025. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 5,23. Уч.-изд. л. 2,92. Тираж 100. Заказ 492.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.