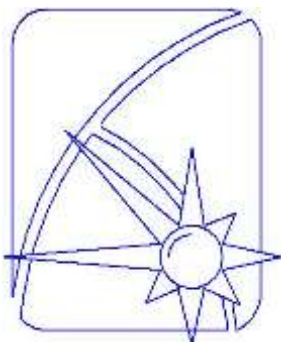


Ю.Н. Агапов В. И. Лукьяненко Д.Ю. Агапов

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
СРЕДНЕЙ И МАЛОЙ
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ**

Учебное пособие



Воронеж 2018

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО

«Воронежский государственный технический
университет»

Ю.Н. Агапов В.И. Лукьяненко Д.Ю. Агапов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
СРЕДНЕЙ И МАЛОЙ
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Утверждено учебно-методическим советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2018

УДК 621.18(075.3)

ББК31.361я7

А233

Агапов Ю.Н. Проектирование котельных установок средней и малой производительности: учеб. пособие / Ю.Н. Агапов, В.И. Лукьяненко Д.Ю. Агапов. Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», 2018. 96 с.

В учебном пособии рассмотрены вопросы проектирования котельных установок промышленных и коммунальных предприятий. Приведены необходимые для расчета зависимости и графики.

Издание соответствует требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика», профиль «Промышленная теплоэнергетика», дисциплине «Котельные установки и парогенераторы».

Пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения, изучающих указанную дисциплину, а также может использоваться при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Табл. 19. Ил. 9. Библиогр.: 5 назв.

Рецензенты: кафедра «Атомные станции» Международного института компьютерных технологий
канд.физ.-мат. наук, доцент А.В. Чаплыгин;
д-р техн. наук, проф. Н.В. Мозговой

© Агапов Ю.Н., Лукьяненко В.И.,
Агапов Д.Ю., 2018

© ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный технический
университет», 2018

ВВЕДЕНИЕ

В промышленности и коммунальном хозяйстве наиболее распространенным оборудованием для выработки тепловой энергии являются паровые и водогрейные котельные установки, состоящие из большого количества различных элементов и конструкций, связанных в единое целое общей технологической схемой производства пара и горячей воды. Пособие посвящено поверочному тепловому расчёту таких котлоагрегатов.

Пособие предназначено для закрепления знаний по теоретическому курсу «Котельные установки и парогенераторы», а так же курсового и дипломного проектирования. В приложениях приводятся основные справочные данные.

Задачей курсового проектирования является закрепление знаний, полученных при изучении курса «Котельные установки и парогенераторы». Современные котельные установки являются одними из наиболее современных энергетических устройств, поэтому навыки, полученные при их проектировании, могут быть использованы при разработке и создании перспективного энергосберегающего теплотехнического оборудования.

На основании задач, часто встречающихся при конструктивных и поверочных расчетах, а так же в процессе эксплуатации, устанавливаются экономичность и степень надежности котельных установок, разрабатываются рекомендации для их реконструкции, получают данные, необходимые для аэродинамических, гидравлических и прочностных расчетов.

1. КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

1.1 Основные параметры котлов

Промышленные котельные в настоящее время оснащены простыми и весьма экономичными в эксплуатации котельными агрегатами, позволяющими получать водяной пар, имеющий следующие параметры, приведённые в табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры и паропроизводительность стационарных паровых котлов (ГОСТ 3619-59)

| Давление пара, <i>Бар</i> | Температура перегрева, °С | Температура питательной воды, °С | Паропроизводительность, <i>т/час</i> |
|---------------------------|---------------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|
| 13, 14 | насыщенный | 50 | 2,5 |
| 13, 14 | насыщенный или перегретый до 250 | 50 | 4,0; 6,5; 10,0; 16 |
| 23, 25 | насыщенный или перегретый до 370, 415 | 100-145 | 4,0; 6,5; 10,0 |
| 39, 40 | 440 | 145 | 6,5; 10,0; 35,0 |

Ведущая роль в создании и разработке таких котлов принадлежит Центральному котлотурбинному институту (ЦКТИ) им. И. И. Ползунова. Коллективом ЦКТИ разработаны наиболее совершенные котлы малой производительности. Бийский котельный завод производил двухбарабанные вертикально-водотрубные котлы, ДКВР и ДЕ.

1.2. Вертикально-водотрубные котлы ДКВР

Этот тип котлов имеет повышенную интенсивность теплообмена в топочной камере и в конвективном пучке, которая получена за счет увеличения скорости движения продуктов сгорания (шаг труб кипятильного пучка по сравнению с котлами ДКВ уменьшен с 115 и 130 до 100 и *ПО мм*).

В отличие от котлов ДКВ в котлах ДКВР-4,0-13, ДКВР-6,5-13 и ДКВР-10,0-13 пароперегреватели противоточные с продольным омыванием трубок. Все эти усовершенствования позволили значительно сократить габариты котлов (табл. 4 и 6) и уменьшить их металлоемкость. В табл. 2 и 3 приведены марки и технические характеристики котлов ДКВР, которые и в настоящее время находятся в эксплуатации.

Паровые двухбарабанные, вертикально-водотрубные котлы типа ДКВр (рис. 1, 2) производительностью 2,5; 4; 6,5 и 10 т/ч с рабочим давлением 14, 24 и 39 бар предназначены для выработки насыщенного, слабоперегретого и перегретого технологического паров и пара, используемого в качестве источника теплоснабжения.

Котлы типа ДКВр имеют экранированную топочную камеру и развитый кипятильный пучок из гнутых труб.

Топочная камера разделена кирпичной стеной на собственно топку и камеру догорания (последняя позволяет повысить КПД котла за счет снижения химического недожога). Вход газов из топки в камеру догорания и выход газов из котла — асимметричные. Установкой одной шамотной перегородки, отделяющей камеру догорания от пучка, и одной чугунной перегородки, образующей два газохода в пучках, создается горизонтальный разворот тазов, при поперечном омывании труб.

Барабаны котлов ДКВр внутренним диаметром 1000 мм на давления 14 и 24 бар изготавливаются из стали 16ГС и имеют толщину стенки соответственно 13 и 20 мм. Барабаны свариваются из обечайек длиной 325; 1175; 1000; 1500 мм.

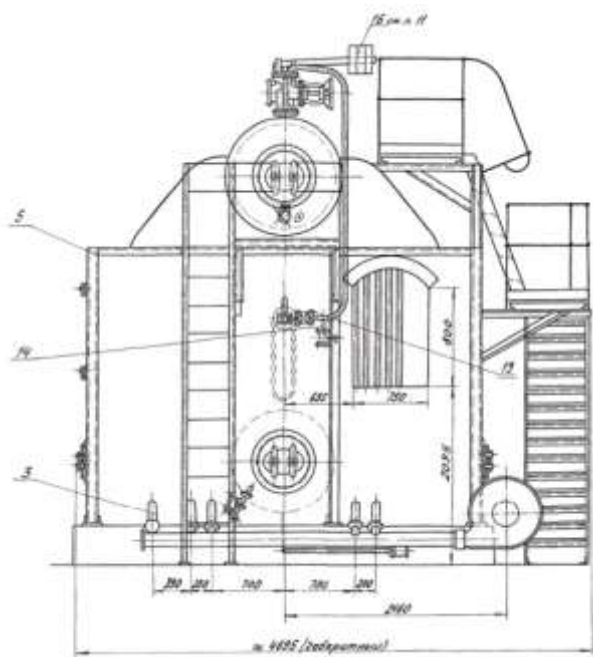
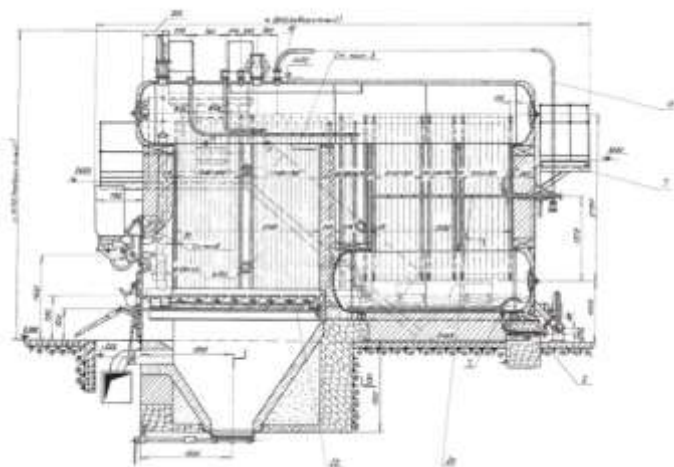


Рис. 1. Продольный разрез и компоновка котла ДКВр6,5-13-23 с топкой ПМЗ-РПК-2 2600/2440, [2]

Марки котлов типа ДКВР

| Марка котла | Давление пара, Бар | Температура перегрева, °С | Производительность, т/час |
|--------------------|--------------------|---------------------------|---------------------------|
| ДКВР-2,5-13* | 13 | — | 2,5 |
| ДКВР-4,0-13* | 13 | — | 4,0 |
| Д КВ Р-4,0-13-250* | 13 | 250 | 4,0 |
| ДКВ Р-4,0-23-370 | 23 | 370 | 4,0 |
| ДКВР-4,0-23-425 | 23 | 425 | 4,0 |
| ДКВР-6,5-13* | 13 | — | 6,5 |
| ДКВР-6,5-13-250* | 13 | 250 | 6,5 |
| ДКВР-6,5-23-370 | 23 | 370 | 6,5 |
| ДКВР-6,5-23-425 | 23 | 425 | 6,5 |
| ДКВР-6,5-39-440 | 39 | 440 | 6,5 |
| ДКВР-10,0-13* | 13 | — | 10,0 |
| ДКВР-10,0-13-250* | 13 | 250 | 10,0 |
| ДКВР-10,0-23-370 | 23 | 370 | 10,0 |
| ДКВР-10,0-23-425 | 23 | 425 | 10,0 |
| ДКВР-10,0-39-440 | 39 | 440 | 10,0 |
| ДКВР-20,0-13-250* | 13 | 250 | 20,0 |

**Характеристики паровых котлов ДКВР Бийского
котельного завода**

| Основ ные данные | Раз мер ност ь | ДКВ- 2,5-13 | ДКВ-4,0-13 | | ДКВ-6,5-13 | | ДКВ-10,0-13 | |
|-----------------------------------|-------------------------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| | | без паропе регрева теля | без паропе регрева теля | с паропе регрева телем | без паропе регрева теля | без паропе регрева теля | без паропе регрева теля | с паропе регрева телем |
| Паропроизводительность | <i>m³/ч</i> | 2,5 | 4 | 4 | 6,5 | 6,5 | 10 | 10 |
| Рабочее давление | <i>ати</i> | 13 | 13 | 13 | 13 | 13 | 13 | 13 |
| Температура перегрева пара | <i>°C</i> | — | — | 250 | — | 250 | — | 250 |
| Площадь нагрева котла | <i>м²</i> | 91,3 | 138,3 | 129 | 226 | 207,6 | 277 | 255,4 |
| Площадь нагрева пароперегревателя | „ | — | — | 8 | — | 12 | — | 16 |
| Радиационная поверхность нагрева | „ | 16,6 | 19,5 | 19,5 | 25,0 | 25,0 | 40,0 | 40,0 |

Продолжение табл.3

| | | | | | | | | |
|--|------------|-------|---------|-------|---------|-------|---------|-------|
| Поверхность нагрева кипятельного пучка | „ | 74,7 | 118,8 | 109,5 | 201,0 | 182,6 | 237,0 | 215,4 |
| Диаметр цилиндрической части барабанов | <i>мм</i> | 1032 | 1032 | 1032 | 1032 | 1032 | 1032 | 1032 |
| Длина верхнего барабана | „ | 3808 | 5008 | 5008 | 6315 | 6315 | 6510 | 6510 |
| Длина нижнего барабана | „ | 1200 | 1084 | 1804 | 2700 | 2700 | 3004 | 3004 |
| Диаметр труб кипятельного пучка | „ | 51/46 | 51/46 | 51/46 | 51/46 | 51/46 | 51/46, | 51/46 |
| Диаметр труб бокового экрана | „ | 51/46 | 51/46 | | 51/46 | | 1/46 | |
| Диаметр опускаемых труб | „ | | 140/131 | | 159,150 | | 159/150 | |
| Число труб бокового экрана | <i>шт.</i> | 23X2 | 30X2 | | 37X2 | | 28X2 | |
| Число труб фронтального экрана | „ | — | — | | — | | 20 | 20 |
| Число труб заднего экрана | „ | 20 | 20 | 20 | 22 | 22 | 20 | 20 |
| Число труб в кипятельном пучке по оси котла | „ | 10+1 | 16+1 | 16+1 | 23+1 | 23+1 | 27+1 | 27+1 |
| Число труб в кипятельном пучке по ширине котла | „ | 20 | 20 | 17 | 22 | 19 | 22 | 19 |
| Диаметр труб пароперегревателя | <i>мм</i> | — | — | 32/26 | — | 32/26 | — | 32/26 |
| Ширина котла в свету по осям экранных труб | „ | 2100 | 2100 | | 2730 | | 2730 | |
| Длина котла в свету | „ | 3300 | 4520 | | 5780 | | 6110 | |

| | | | | | | | | |
|---|---|------|------|-----|------|-----|------|-----|
| Ширина котла в обычной обмуровке | „ | 3200 | 3200 | | 3830 | | 3830 | |
| Длина котла в обычной обмуровке | „ | 4190 | 5410 | | 6670 | | 7000 | |
| Шаг труб кипятильного пучка по ходу газов | „ | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| То же в направлении, перпендикулярном оси барабана | „ | 110 | 110 | 110 | 110 | 110 | 110 | 110 |

Для осмотра барабанов и расположенных в них устройств, а также для чистки труб шарошками на днищах имеются овалы лазы размером 325 x 400 мм.

Экраны и кипяtilьные пучки котлов выполняются из стальных бесшовных труб диаметром 51 x 2,5 мм. Боковые экраны у всех котлов ДКВр имеют шаг 80 мм, шаг задних и фронтальных экранов равен 80—130 мм. Все экранные трубы имеют радиус изгиба 400 мм.

Для удаления отложений шлама и грязи в котлах имеются торцевые лючки на нижних камерах экранов. В нижних камерах экранов сделаны штуцеры для продувки. Для осмотра и очистки кипяtilьных труб в пучках котлов ДКВр 6,5 и ДКВр 10 имеются коридоры шириной 300 мм. Конвективные пароперегреватели всех котлов изготовляются из труб диаметром 32 x 3 мм и размещаются в первом газоходе с левой стороны котла.

У котлов на давление 14 бар и температуру перегретого пара 225° С перегреватели выполняются в виде одной вертикальной петли, а на давление 24 бар в виде нескольких петель.

С повышением производительности котла увеличивается количество параллельных змеевиков. При установке пароперегревателей часть кипяtilьных труб не устанавливается. В

котлах на давления 14 и 24 бар температура перегретого пара не регулируется. Все перегреватели котлов ДКВр недренируемые. Для продувки их на камерах имеются штуцеры.

Котлы ДКВр производительностью 2,5—10 т/ч имеют следующую циркуляционную схему: питательная вода поступает в верхний барабан по двум питательным линиям (у котлов типа ДКВр2,5 имеется только одна питательная линия). Верхний барабан соединен трубами пучка с нижним барабаном. Питание экранов производится необогреваемыми трубами из верхнего и нижнего барабанов.

Опускным звеном контуров котла служат # последние ряды конвективного пучка. Фронтной экран питается опускными трубами из верхнего барабана, задний экран — опускными трубами из нижнего барабана (для котла ДКВр 10 в высокой компоновке). Пароводяная смесь из экранов и подъемных труб пучка поступает в верхний барабан.

Котлы типа ДКВр производительностью 2,5; 4; 6,5 т/ч на давления 13 и 23 бар не имеют несущего каркаса. Вес верхнего барабана передается на опорную раму через трубы, камеры и нижний барабан. Для крепления обмуровки, площадок и лестниц служит обвязочный каркас. У котлов ДКВр10 в высокой компоновке имеется силовой каркас.

Котлы производительностью 2,5—6,5 т/ч выполняются в низкой компоновке и поставляются или в виде одного транспортабельного блока с облегченной обмуровкой и обшивкой, или в виде блока-котла, или «россыпью».

Для котлов паропроизводительностью от 2 до 6,5 т/ч при сжигании различных каменных и бурых углей, а также антрацитов марок АС и АМ применяются топки ПМЗ-РПК. Для котлов производительностью 10 т/ч при сжигании различных каменных и бурых углей рекомендуются топки ПМЗ-ЛЦР, в виде исключения при малозольном топливе допускается применение топок ПМЗ-РПК. В случаях сжигания сортированного антрацита могут применяться топки прямого хода ЧЦР.А

Для комплектации топочных устройств котлов ДКВр при сжигании газа и мазута рекомендуется применять горелки типов ГМГм и ГМГБ. Горелки ГМГм и ГМГБ располагаются в один ряд на переднем фронте котлов ДКВр2,5-ДКВр 10.

За котлами ДКВр производительностью от 2,5 до 10 т/ч на давления 14 и 24 бар устанавливаются чугунные экономайзеры. Экономайзеры снабжены обдувочными устройствами для периодической очистки поверхности нагрева.

Котельные агрегаты типа ДКВр разработаны Научно-производственным объединением по проектированию и исследованию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ) и Бийским котельным заводом.

1.3 Паровые котлы типа ДЕ

Котельные установки в зависимости от назначения разделяют на энергетические, производственные, отопительно-производственные и отопительные.

В зависимости от размещения промышленные и отопительные котельные разделяют на отдельно стоящие, пристроенные к зданиям другого назначения и встроенные в здания другого назначения. Для отдельно стоящих котельных и пристроенных к производственным зданиям промышленных предприятий общая мощность устанавливаемых котлов, а также мощность каждого котла и параметры пара не ограничиваются.

Производственные и отопительные котельные должны обеспечивать бесперебойное и качественное теплоснабжение предприятий и жилищно-коммунального сектора. Повышение надежности и экономичности теплоснабжения в значительной мере зависит от качества работы котлоагрегатов и рационально спроектированной тепловой схемы котельной.

При разработке новой конструкции газомазутных парогенераторов серии ДЕ особое внимание было обращено на увеличение степени заводской готовности парогенераторов в условиях крупносерийного производства, снижение металлоемкости конструкции парогенераторов, приближение эксплуатационных показателей парогенераторов к расчетным. Газомазутный вертикально-водотрубный паровой котел с естественной циркуляцией ДЕ-10-14ГМ предназначен для выработки насыщенного или слабоперегретого пара, используемого на технологические нужды промышленных предприятий, в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

В паровых котлах, предназначенных для сжигания газа и мазута, топочная камера располагается справа от поверхности нагрева конвективных пучков (при виде с фронта) и имеет глубину \wedge равную длине котла. Основными составными частями котла являются верхний и нижний барабаны, конвективный пучок, фронтальной и боковой экраны, образующие топочную камеру.

Топочная камера отделена от конвективного пучка газоплотной мембранной перегородкой. Трубы перегородки экранов топочной камеры имеют наружный диаметр 51 мм при толщине стенки 4 мм. К трубам приварены проставки толщиной 6 мм, что обеспечивает необходимую плотность топки и конвективного газохода. Диаметр верхнего и нижнего барабана котлоагрегата 1000 мм.

В каждом барабане в переднем и заднем днище установлены базовые затворы, что обеспечивает доступ в барабаны при ремонте. Продукты сгорания из топочной камеры через окно, расположенное с левой стороны, направляются в конвективную поверхность нагрева. Конвективная поверхность нагрева образована трубами, соединяющими верхний и нижний барабаны, и разделена продольной перегородкой на две части. Продукты сгорания в конвективном газоходе сначала направляются от задней стенки котла к фронтальной, а затем, повернув на 180° , идут в обратном направлении. Отвод продуктов сгорания производится со стороны задней стенки через окно размером 380 x 1557 мм. К этому окну присоединяется газоход, направляющий продукты сгорания в водяной экономайзер. В верхней части фронтальной стены установлено два предохранительных взрывных клапана: один – топочной камеры, другой – конвективного газохода. В топку проникнуть можно только через отверстия газомазутных горелок.

В котле предусмотрено ступенчатое 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 вынесены за пределы газохода. На котлах устанавливаются горелки типа ГМ. В качестве хвостовых поверхностей нагрева котлов применяются стальные или чугунные экономайзеры. Котлы оборудованы системами очистки поверхностей нагрева при работе на жидком топливе. Котлы имеют опорную раму, передающие все нагрузки на

фундамент. Свобода температурных перемещений элементов котлов обеспечивается неподвижным закреплением передней опоры, нижнего барабана и подвижным креплением за счет овальных отверстий для болтов, которыми крепится задняя опора к раме котла. Диапазон регулирования 20-100% от номинальной паропроизводительности. Допускается кратковременная работа с нагрузкой 110%. Поддержание температуры перегрева у котлов с пароперегревателями обеспечивается в диапазоне нагрузок 70-100%. Котлы ДЕ-10-14ГМ могут работать в диапазоне давлений 0,7-1,4 МПа.

В табл. 4 приведены основные характеристики котлоагрегата ДЕ-10-14ГМ, топливом которого служит мазут и природный газ.

Таблица 4

Технические характеристики котлоагрегата ДЕ-10-14ГМ

| № п/п | Наименование | Единица измерения | значение | |
|-------|--|-------------------|---------------|---------------|
| | | | газ | мазут |
| 1 | Паропроизводительность | т/час | 10 | 10 |
| 2 | Давление пара на выходе из котла | бар | 14 | 14 |
| 3 | Температура: - насыщенного пара - питательной воды | °С | 194 | 194 |
| | | °С | 100 | 100 |
| 4 | Тип горелок (число горелок, шт) | - | ГМ-7(1) | ГМ-7(1) |
| 5 | Номинальная тепловая мощность горелки | МВт (Гкал/час) | 5,24 (4,5) | 5,24 (4,5) |

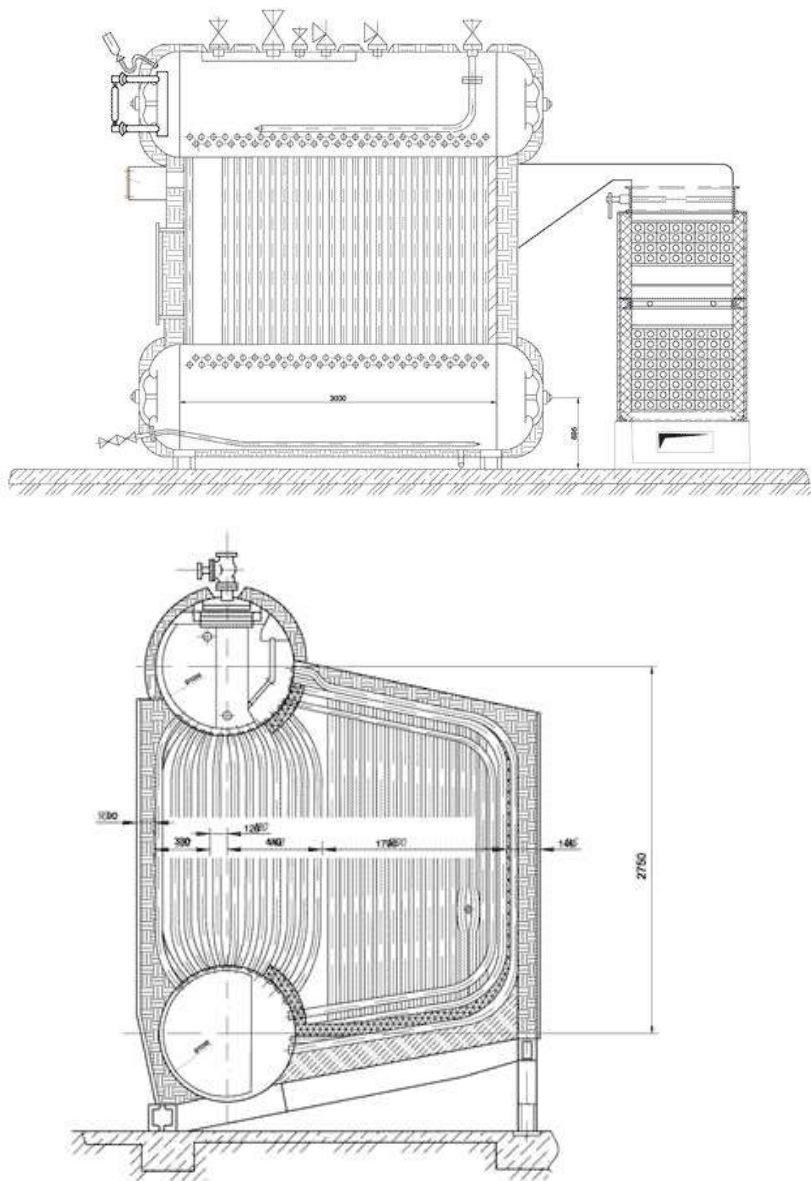


Рис. 2. Газомасляный котельный агрегат типа ДЕ-10-14ГМ

**Технические характеристики паровых котлов ДЕ-1, ДЕ-6,5,
ДЕ-10, ДЕ-16, ДЕ-25**

| Заводское обозначение | Вид Топл. | Паро-произв. | Давл. пара, МПа | t пара, °С | КПД, % газ/мазут | Размер Д/Ш/В |
|-----------------------|---------------|--------------|-----------------|------------|------------------|-----------------------|
| ДЕ-1,0-14Г | газ | 1 | 1,3(13) | 194 | 93 | 2690 2450 2645 |
| ДЕ-1-14 ГМ | газ, мазут | 1 | 1,3(13) | 194 | 93/88,6 | 3020 24500 2645 |
| ДЕ-4-14 ГМО | газ, мазут | 4 | 1,3(13) | 194 | 92,13/89,93 | 4195 3980 5050 |
| ДЕ-6,5-14 ГМО | газ, мазут | 6,5 | 1,3(13) | 194 | 92,23/89,83 | 4800 3980 5050 |
| ДЕ-10-14 ГМО | газ, мазут | 10 | 1,3(13) | 194 | 93,24/91,3 | 6530 3980 5050 |
| ДЕ-10-14- 225ГМО | газ, мазут | 10 | 1,3(13) | 225 | 91,92/90,89 | 6530 3980 5050 |
| ДЕ-10-24 ГМО | газ, мазут | 10 | 2,3(23) | 221 | 93,24/91,3 | 6573 3980 5050 |
| ДЕ-10-24- 250ГМО | газ, мазут | 10 | 2,3(23) | 250 | 91,92/90,89 | 6573 3980 5050 |
| ДЕ-16-14 ГМО | газ, мазут | 16 | 1,3(13) | 194 | 93/90,08 | 8655 5210 6050 |
| ДЕ-16-14- 225ГМО | газ, мазут | 16 | 1,3(13) | 225 | 91,2/89,86 | 8655 5205 6050 |
| ДЕ-16-24 ГМО | газ, мазут | 16 | 2,3(23) | 221 | 93/90,08 | 8655 5210 6050 |
| ДЕ-16-24- 250ГМО | газ, мазут | 16 | 2,3(23) | 250 | 91,2/89,86 | 8655 5205 6050 |

Окончание табл. 5

| | | | | | | |
|---------------------|---------------|----|---------|-----|-------------|-----------------------|
| ДЕ-25-14 ГМО | газ, мазут | 25 | 1,3(13) | 194 | 93,9/91,7 | 10195 5210 6095 |
| ДЕ-25-14- 225ГМО | газ, мазут | 25 | 1,3(13) | 225 | 92,02/90,89 | 10195 5315 6095 |
| ДЕ-25-24 ГМО | газ, мазут | 25 | 2,3(23) | 221 | 93,9/91,7 | 10195 5210 6095 |
| ДЕ-25-24- 250ГМО | газ, мазут | 25 | 2,3(23) | 250 | 92,02/90,89 | 10195 5315 6095 |
| ДЕ-25-15- 270ГМО | газ, мазут | 25 | 1,4(14) | 275 | 93,43/90,95 | 10195 5375 6120 |
| ДЕ-25-24- 380ГМО | газ, мазут | 25 | 2,3(23) | 380 | 91,33/89,92 | 10195 5210 6095 |

1.4. Топочные устройства

При проектировании котельного агрегата топочное устройство выбирается применительно к виду сжигаемого топлива. Вторым условием, определяющим выбор конкретного типа топки, является требование возможности механизации и автоматизации процесса горения. При оценке целесообразности выбора того или иного топочного устройства следует тщательно изучить экономическую сторону вопроса.

Беспровально-цепные решетки применяются для сжигания различного твердого топлива (сортированных антрацитов, слабоспекающихся малозольных углей и углей с зольностью до 25% , кускового торфа, кускового торфа с присадкой до 30% фрезерного, древесных отходов и др.). Содержание мелочи (0—6 мм) в топливе не должно превышать 50%.

Решетка БЦР состоит из стальной рамы, связанной перегородками; ходовой части (цепи, держатели и беспровальные колосники); переднего ведущего вала; редуктора типа ТР (топочный редуктор) с электродвигателем; заднего натяжного вала и шлакоснимателя либо шлакового подпора.

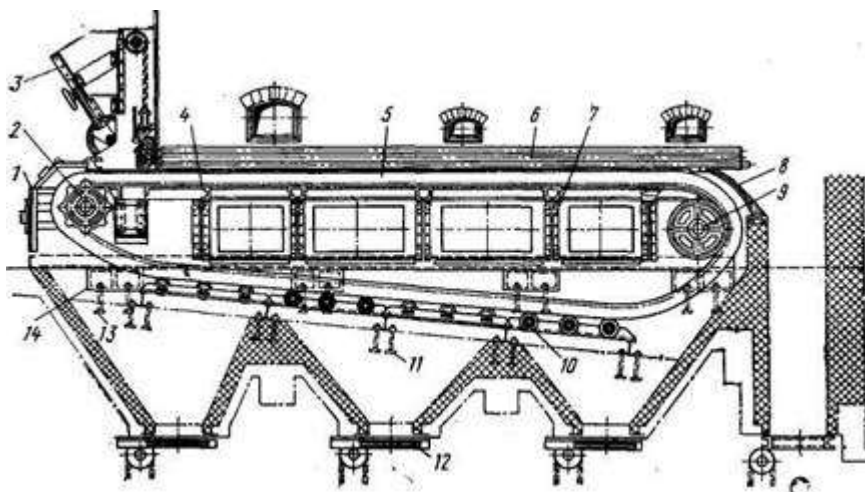


Рис. 3. Общий вид беспривальной цепной решетки БЦР-М

Рекомендуемые толщины слоя топлива (в зависимости от вида топлива) при сжигании на решетке БЦР приведены в табл. 6.

Таблица 6

Зависимость толщины слоя от вида топлива

| Вид топлива | Толщина слоя, <i>мм</i> | Плотность, <i>кг/м³</i> |
|--------------------------|----------------------------|---------------------------------------|
| Антрацит АС | 120—180 | 900—950 |
| Антрациты АРШ и АСШ | 150—200 | 850—900 |
| Подмосковный бурый уголь | 250—300 | 850—900 |
| Каменные угли | 150—200 | 800—950 |
| Кусковой торф | 700—1000 | 350—600 |
| Древесные отходы | 400—600 | 300—500 |

Полное выжигание топлива из шлаков обеспечивается за счет установки шлакоснимателей и шлаковых подпоров.

Шлакосниматель состоит из ряда чугунных горбылей, прикрепленных к неподвижной балке. Как правило, шлаковый подпор применяется при сжигании топлива с большим выходом летучих (кусовой торф, древесные отходы и т. п.). Для остальных видов топлива наиболее рациональной является установка шлакоснимателей скребкового типа. При сжигании антрацитов в топках, оборудованных БЦР, рекомендуется охлаждать колосниковое полотно мелкораспыленной водой, подаваемой через водяные форсунки. Для уменьшения шлаковых наростов на боковых стенках топки устанавливаются охлаждаемые водой панели прямоугольного сечения. При компоновке решетки БЦР с котлами ДКВР-6,5-13 и ДКВР-10,0-13 в качестве панелей используются коллекторы боковых экранов.

Цепная решетка приводится в движение от электродвигателя переменного или постоянного тока, соединенного через редуктор ТР с передним валом. Редуктор снабжен коробкой скоростей, позволяющей изменять скорость движения колосникового полотна от 1,8 до 27,8 м/час в зависимости от рода сжигаемого топлива и режима работы котлоагрегата. Задний вал решетки свободно вращается в охлаждаемых водой подшипниках. Подколосниковое пространство разделено на зоны, куда подводится необходимый для горения воздух. Размеры колосников для всех типоразмеров решеток БЦР стандартизированы. Живое сечение колосниковой решетки составляет около 6% к общей площади.

Таблица 7

Основные размеры решетки типа БЦР

| Ширина X длину, мм | Число цепей | Размеры решетки, мм | | | | | | |
|-----------------------|----------------|---------------------|------|------|------|------|-----|------|
| | | а | б | в | г | д | е | ж |
| 1560X5500 | 5 | 1560 | 5500 | 1255 | 1700 | 6805 | 655 | 1500 |
| 1930X5500 | 6 | 1930 | 5500 | 1255 | 1700 | 6805 | 655 | 1870 |
| 1930X6500 | 6 | 1930 | 6500 | 955 | 2300 | 7805 | 655 | 1870 |
| 2300X5500 | 7 | 2300 | 5500 | 1255 | 1700 | 6805 | 655 | 2240 |
| 2300X6500 | 7 | 2300 | 6500 | 955 | 2300 | 7805 | 655 | 2240 |
| 3040X6500 | 9 | | | | | | | |
| 3040X5500 | 9 | | | | | | | |

Типоразмеры механических и полумеханических топок.

| Тип топки | Габариты, мм | | Активная площадь зеркала горения, м ² | Вес нетто, т | Завод-изготовитель |
|--|--------------|-------|--|--------------|-------------------------|
| | ширина | длина | | | |
| Беспровальная цепная решетка (БЦР) для угля и торфа | 1560 | 5500 | 7,0 | 16,6 | Кусинский завод |
| | 1930 | 5500 | 8,5 | 19,0 | |
| | 2300 | 5500 | 10,5 | 21,8 | |
| | 3040 | 5500 | 14,0 | 28,2 | |
| | 1930 | 6500 | 10,5 | 20,8 | |
| | 2300 | 6500 | 13,0 | 24,3 | |
| | 3040 | 6500 | 17,0 | 31,1 | |
| Топка с пневмомеханическим забрасывателем ПМЗ (конструкция ЦКТИ) | 2200 | 1525 | 3,35 | — | Бийский котельный завод |
| | 2200 | 2135 | 4,7 | — | |
| | 2200 | 3050 | 6,71 | — | |
| | 2600 | 3050 | 7,93 | — | |
| | 2600 | 3660 | 9,5 | — | |
| | 3500 | 3350 | 11,73 | — | |

2. ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА**2.1. Цель и задачи поверочного расчёта**

Тепловой расчет по своему характеру может быть конструкторским и поверочным. При конструкторском расчете принимается заданным распределение температур по котлоагрегату. Используя принятые значения температур, определяют поверхности нагрева. При поверочном расчете по заданным поверхностям нагрева элементов котлоагрегата определяют распределение температур в нем.

Поверочный расчет позволяет оценить величины коэффициентов полезного действия топочного устройства и котлоагрегата; выявить расход топлива, размеры топочной камеры, а также температуры продуктов сгорания топлива по газходам. Чтобы сократить объем расчетных работ, температурой продуктов сгорания за пределами котельной задается (табл.9).

Таблица 9

Температура уходящих газов $\vartheta_{у.г}$ (водяной экономайзер отсутствует)

| Тип топки и род топлива | Тип котла | Значение $\vartheta_{у.г}$, °С (эксплуатационные данные) |
|--|---------------|--|
| 1 | 2 | 3 |
| Механические и полумеханические топки (с цепной решеткой, с забрасывателями ПМЗ, шурующей планкой и т.п.) Антрациты и каменные угли | ДКВР -2,5-13; | 280 |
| | ДКВР-4,0-13; | 300 |
| | ДКВР-6,5-13; | 350 |
| | ДКВР-10,0-13 | 400 |
| Бурые угли | ДКВР -2,5-13; | 280 |
| | ДКВР-4,0-13; | 300 |
| | ДКВР-6,5-13; | 330 |
| | ДКВР-10,0-13 | 370 |
| Камерные топки Фрезерный торф, древесные отходы | ДКВР -2,5-13; | 280 |
| | ДКВР-4,0-13; | 300 |
| | ДКВР-6,5-13; | 350 |
| | ДКВР-10,0-13 | 370 |
| Природный газ | ДКВР -2,5-13; | 280 |
| | ДКВР-1,0-13; | 310 |
| | ДКВР-6,5-13; | 350 |
| | ДКВР-10,0-13 | 400 |

Полученные результаты расчета дают возможность оценить экономичность работы котельной установки на заданном топливе, степень надежности ее работы по условию шлакообразования. Одновременно поверочный тепловой расчет является основой для оценки надежности работы котла, а также вспомогательных механизмов: дымососа, питательных насосов, дутьевых вентиляторов и др.

2.2. Исходные данные для выполнения расчёта

Прежде чем приступить к выполнению поверочного теплового расчета котлоагрегата, необходимо детально ознакомиться с проектным заданием, в котором должны содержаться следующие данные:

- а) тип котла, его номинальная паропроизводительность $D, \text{т/час}$;
- б) параметры пара: давление $p_0, \text{бар}$, температура перегрева пара $t_{\text{пе}}, \text{°C}$;
- в) температура питательной воды $t_{\text{п.в.}}, \text{°C}$ (при отсутствии водяного экономайзера ее принимают равной 50-70 °C);
- г) температура холодного воздуха $t_{\text{х.в.}}, \text{°C}$ (обычно ее принимают равной 20 °C);
- д) наименование и элементарный состав топлива, марка топлива (элементарный состав выбирается из табл. 10, 11.
- е) температура уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г.}}, \text{°C}$ (табл. 9).

Затем следует ознакомиться с конструкцией котла и основными характеристиками его поверхностей нагрева. Следует установить величину общей поверхности нагрева $H_k, \text{м}^2$; радиационной поверхности, расположенной в топочной камере $H_p, \text{м}^2$ и поверхности нагрева пароперегревателя $H_{\text{пе}}, \text{м}^2$. Только после этого можно сделать выбор топочного устройства.

Конструктивные данные котла (тип, система)

Общая поверхность нагрева $H_k, \text{м}^2$.

Радиационная поверхность нагрева топочной камеры $H_p, \text{м}^2$.

Поверхность нагрева пароперегревателя $H_{\text{пе}}, \text{м}^2$.

Число газоходов m .

Характер расположения трубок в газоходах.

Шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения продуктов сгорания $s_1, \text{мм}$.

Шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения газов $s_2, \text{мм}$.

Число трубок в пучке по ходу газов $n_1, \text{шт}$.

Число трубок в направлении, перпендикулярном к потоку продуктов сгорания $n_2, \text{шт}$.

Наружный диаметр кипятильных труб d_n , мм.

Наружный диаметр коллекторов экранов d_n , мм.

Наружный диаметр опускных труб d_n , мм.

Размеры газоходов $L_1 \times L_2$, м².

Таблица 10

Характеристика жидкого топлива

| Топливо | Состав горючей смеси, % | | | | Зольность сухого топлива, % | Влага рабочего топлива, % | Нижшая теплота сгорания, кДж/кг |
|-----------------------------|-------------------------|---------|---------|-----------------|-----------------------------|---------------------------|---------------------------------|
| | углерод | водород | сера | кислород и азот | | | |
| | | | | | | | |
| | A^r | W^p | Q_n^p | | | | |
| Соляровое масло | 86,5 | 2,8 | 0,3 | 0,4 | 0,02 | - | 42361 |
| Мазут малосерни- стый | | | | | | | |
| марок: | 86,5 | 12,5 | 0,5 | 0,5 | 0,1 | 1,0 | 41272 |
| 10 | 87,2 | 11,7 | 0,6 | 0,5 | 0,15 | 2,0 | 40434 |
| 20 | 87,5 | 11,2 | 0,7 | 0,7 | 0,2 | 3,0 | 39470 |
| 40 | 87,8 | 10,7 | 0,7 | 0,8 | 0,3 | 4,0 | 17556 |
| 80 | | | | | | | |
| Мазут сернистый | | | | | | | |
| марок: | 85,0 | 11,8 | 2,5 | 0,7 | 0,15 | 1,0 | 40308 |
| 10 | 85,0 | 11,5 | 3,0 | 0,5 | 0,3 | 2,0 | 39637 |
| 20 | 85,3 | 11,0 | 3,2 | 0,5 | 0,3 | 3,0 | 38883 |
| 40 | | | | | | | |

Характеристика природных горючих газов

| Наименование газа | Объемный состав сухого газа, % | | | | | | | | Теплота сгорания сухого газа низшая $Q_{н}^p$, кДж/м ³ |
|-------------------|--------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------|-----------------|----------------|--|
| | CH ₄ | C ₂ H ₆ | C ₃ H ₈ | C ₄ H ₁₀ | C ₅ H ₁₂ | H ₂ S | CO ₂ | N ₂ | |
| Бугурусланский | 76,7 | 4,5 | 1,7 | 0,8 | 0,6 | 1,0 | 0,2 | 14,5 | 33977 |
| Дашанский | 97,9 | 0,5 | 0,2 | 0,1 | 0,6 | следы | 0,1 | 1,2 | 35711 |
| Мелитопольский | 97,9 | - | 0,1 | 0,1 | . | . | 0,2 | 1,8 | 35158 |
| Шебединский | 89,9 | 3,1 | 0,9 | 0,4 | - | . | 0,3 | 5,2 | 35498 |
| Саратовский | 94,0 | 1,2 | 0,7 | 0,4 | 0,2 | . | 0,2 | 3,2 | 35866 |
| Курдомский | 92,2 | 0,8 | - | 0,1 | 0,6 | . | - | 6,9 | 33683 |
| Ставропольский | 98,0 | 0,4 | 0,2 | 0,3 | 0,6 | . | 0,3 | 9,3 | 35569 |
| Ухтинский | 88,0 | 1,9 | 0,2 | 0,3 | 0,6 | . | 0,3 | 9,3 | 33294 |

2.3. Расчёт топки и процесса горения

Цель расчета заключается в определении температуры продуктов сгорания ϑ''_T на выходе из топочной камеры и габаритов топки. Температура ϑ''_T определяется с помощью нормативного метода по степени экранирования топки ψ , нагрузке радиационной поверхности $\frac{BQ_T}{H_p}$ и теоретической температуре горения топлива ϑ_T . Последняя находится из $I-\vartheta$ -диаграммы. Расчет топки связан с вычислениями суммарного объема продуктов сгорания $\sum_{i=1}^{i=n} V_{Ti}$, часового расхода B и т.п.

2.3.1. Определение состава и теплоты сгорания топлива

Процент золы в рабочей массе топлива может быть найден из соотношения

$$A^p = A^c \frac{100 - W^p}{100} \% \quad (2.1)$$

где A^c – зольность топлива на сухую массу, % (табл.9).
Содержание углерода в рабочей массе топлива будет

$$C^p = C^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} \%, \quad (2.2)$$

Аналогично содержание водорода, азота, кислорода и серы в рабочей массе топлива:

$$H^p = H^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} \%, \quad (2.3)$$

$$O^p = O^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} \%, \quad (2.4)$$

$$N^p = N^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} \%, \quad (2.5)$$

$$S_{л}^p = S_{л}^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} \%. \quad (2.6)$$

В выражении (2.6) $S_{л}^r$ – горючая составляющая серы топлива

$$S_{л}^r = S_k + S_0.$$

Для того чтобы убедиться в достоверности сделанных вычислений, выполним проверку

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S_{л}^p + S_c^p + A^p + W^p = 100 \%, \quad (2.7)$$

где S_c^p – процент сульфитной серы в топливе.

В состав рабочей массы входит определенное количество влаги W^p . Кроме того, при окислении одной весовой части водорода образуется девять весовых частей воды. В процессе сгорания вся эта влага превращается в пар. Количество тепла, необходимого для превращения воды в пар, определяется из выражения

$$Q = \frac{2514(9H^p + W^p)}{100} \text{ кДж/кг},$$

где 2514 – среднее значение скрытой теплоты парообразования при своем парциальном давлении, кДж/кг;

H^p – рабочая масса водорода, %;

W^p – рабочая масса влаги топлива, %.

Поэтому низшая теплота сгорания топлива представляется как разность между полной теплотой сгорания Q_B^p и теплом, затраченным на испарение влаги:

$$Q_H^p = Q_B^p - \frac{2514(9H^p + W^p)}{100} \text{ кДж/кг.}$$

Обычно продукты сгорания уходят за пределы котельной установки с температурой ,превышающей температуру конденсации водяных паров. Поэтому при тепловых расчетах следует пользоваться значением низшей теплоты сгорания. Наиболее удовлетворительные результаты при расчетах дает формула с эмпирически подобранными коэффициентами

$$Q_H^p = 339,39C^p + 1025H^p - 108,94(O^p - S_L^p) - 25(9H^p + W^p) \text{ кДж/кг.} \quad (2.8)$$

Низшая теплота сгорания газообразного топлива может быть найдена из выражения

$$Q_H^p = 127,69CO + 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 638C_2H_4 + 873,62C_3H_6 + 1187C_4H_{10} \text{ кДж/м}^3. \quad (2.9)$$

Значение низшей теплоты сгорания газообразного топлива, вычисленное по формулам (2.8 и 2.9), нужно сравнить с табличным[1]. В дальнейших расчетах принимается величина Q_H^p , вычисленная по формулам (2.8 и 2.9).

2.3.2. Определение объёмов воздуха и продуктов сгорания топлива

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг твердого (жидкого) топлива

$$V_0 = 0,089C^p + 0,266H^p - 0,033O^p \text{ м}^3/\text{кг} . \quad (2.10)$$

То же для 1 м³ газообразного топлива

$$V_0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.11)$$

Однако при работе топочной камеры в нее вводится большое количество воздуха, чем теоретически необходимо. В связи с этим возникает понятие действительного количества воздуха.

Действительное количество воздуха V'_0 может быть подсчитано по формуле

$$V'_0 = \alpha_T V_0 \text{ м}^3/\text{кг} (\text{м}^3/\text{м}^3), \quad (2.12)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха в топочной камере.

Величина коэффициента избытка воздуха α_T зависит от рода сжигаемого топлива, конструкции топки, состояния гарнитуры и обмуровки котла, а также условий эксплуатации (табл. 12)

Таблица 12

Основные параметры топочных устройств

| Тип топки и род топлива | Видимое теплонапряжение зеркала горения q_s , Ккал/м ² * час | Видимое теплонапряжение топочного объема q_v , Ккал/м ² * час | Коэффициент избытка воздуха в топке α_T | Потеря от химической неполноты сгорания q_3 , % | Потеря от механической неполноты сгорания q_4 , % | Доля золы топлива в уносе |
|----------------------------------|---|--|--|---|---|---------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Топки цепной решеткой | | | | | | |
| Антрациты АС | 1000*10 ³ | 350*10 ³ | 1,30 | 0 | 7,0 | 0,25 |
| Антрациты АРШ | 930*10 ³ | 350*10 ³ | 1,30 | 0 | 12,0 | 0,3 |
| Каменные угли (слабоспекающиеся) | 1160*10 ³ | 290*10 ³ | 1,30 | 1,0 | 5,0 | 0,2 |
| Каменные угли (неспекающиеся) | 1000*10 ³ | 290*10 ³ | 1,30 | 1,0 | 6,0 | 0,2 |
| Бурые угли (типа челябин.) | 1000*10 ³ | 290*10 ³ | 1,30 | 1,0 | 5,0 | 0,2 |

| | | | | | | |
|--|------------------------|------------------|----------|-----|-------|------|
| Топки с шурующей планкой | | | | | | |
| Каменные угли (слабоспекающиеся) | $1000 \cdot 10^3$ | $290 \cdot 10^3$ | 1,35 | 2,0 | 7,0 | 0,2 |
| Бурые угли (типа челябинских) | $1000 \cdot 10^3$ | $290 \cdot 10^3$ | 1,35 | 1,0 | 6,0 | 0,2 |
| Бурые угли (типа подмосковных) | $930 \cdot 10^3$ | $290 \cdot 10^3$ | 1,35 | 2,0 | 8,0 | 0,2 |
| Камерные топки для сжигания жидкого и газообразного топлива | | | | | | |
| Мазут, природный газ (топочное устройство экранированы) | | $290 \cdot 10^3$ | 1,1-1,15 | 1,5 | - | - |
| Доменный газ | | $290 \cdot 10^3$ | 1,15 | 3,0 | - | - |
| Полумеханические шахтные топки | | | | | | |
| Кусковой торф | $1000-1400 \cdot 10^3$ | $350 \cdot 10^3$ | 1,30 | 2-3 | 2-4 | 0,25 |
| Древесные отходы | $1300-1700 \cdot 10^3$ | $400 \cdot 10^3$ | 1,25 | 2-3 | 0,5-2 | 0,25 |

Объем продуктов сгорания определяется в m^3 (продукты сгорания рассматриваются при нормальных условиях: $t_0=0^\circ C$ и $p=760$ мм рт. ст.) на 1 кг топлива. Для нахождения его численной величины необходимо знать элементарный состав топлива на рабочую массу, теоретически необходимый объем окислителя (воздуха), а также коэффициент избытка воздуха в топочной камере и каждом из газоходов.

Коэффициент избытка воздуха в i -газоходе котлоагрегата может быть подсчитан следующим образом:

$$\alpha_{k.y_i} = \alpha_T + \Delta\alpha m_i, \quad (2.13)$$

где $\Delta\alpha$ – коэффициент присоса воздуха в каждом из газоходов. В расчетах принимаем $\Delta\alpha = 0,05$;

m_i – число порядкового номера i -газохода котельной установки.

Общее число газоходов обозначается через m .

Продукты полного сгорания представляют собой смесь следующих компонентов:

- 1) углекислого газа CO_2 ;
- 2) сернистого ангидрида SO_2 ;
- 3) азота N_2 ;
- 4) кислорода O_2 ;
- 5) водяного пара H_2O .

Обозначим объем компонентов полученных при сжигании 1 кг (m^3)топлива, через V $m^3/кг$ (m^3/m^3). Условно считается, что объемы сернистого ангидрида и углекислоты не зависят от коэффициента избытка воздуха в топке и любом из газоходов. В соответствии с этим

$$V_{CO_2} = 1,866 \frac{C^p}{100} m^3/кг, \quad (2.14)$$

$$V_{SO_2} = \frac{2}{2,86} S_l^p m^3/кг. \quad (2.15)$$

Общее количество сухих трехатомных газов при сжигании 1 кг топлива

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 1,866 \frac{C^p + 0,375S_l^p}{100} m^3/кг. \quad (2.16)$$

Для случая сжигания газообразного топлива объем сухих трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n] m^3/кг; \quad (2.17)$$

Объем азота, кислорода и водяных паров при сжигании 1 кг твердого (жидкого) топлива определяется из соотношений:

а) в топочной камере

$$V_{N_2} = 0,79\alpha_T V_0 + 0,008N^p \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.18)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha_T - 1)V_0 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.18')$$

$$V_{H_2O} = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,001\alpha_T V_0 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.18'')$$

б) в i -газоходе котла

$$V_{N_2} = 0,79\alpha_{k.y_i} V_0 + 0,008N^p \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.19)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha_{k.y_i} - 1)V_0 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.19')$$

$$V_{H_2O} = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,001\alpha_{k.y_i} V_0 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.19'')$$

Общее количество двухатомных газов находим, пользуясь формулами (2.18) и (2.19)

а) в топочной камере

$$V_{R_2} = V_{N_2} + V_{O_2} = (\alpha_T - 0,21)V_0 + 0,008N^p \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.20)$$

б) в i -газоходе котла

$$V_{R_2} = (\alpha_{k.y_i} - 0,21)V_0 + 0,008N^p \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.21)$$

При сжигании 1 м^3 газообразного топлива объем двухатомных газов:

а) в топочной камере

$$V_{R_2} = (\alpha_T - 0,21)V_0 + \frac{N_2}{100} \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (2.22)$$

б) в i -газоходе котла

$$V_{R_2} = (\alpha_{k.y_i} - 0,21)V_0 + \frac{N_2}{100} \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.23)$$

Объем водяных паров в топке и в i -газоходе котла:

а) в топочной камере

$$V_{H_2O} = \left[H_2S + H_2 + \sum_2^n C_m H_n + 0,0124d \right] + 0,0161\alpha_T V_0, \quad \text{м}^3/\text{м}^3, \quad (2.24)$$

где d - влагосодержание газообразного топлива, $\text{г}/\text{м}^3$ (природные газы, транспортируемые на далекие расстояния, имеют влагосодержание, соответствующее $t_{\text{х.в.}} = 10^\circ\text{C}$, т.е. равное $10,1 \text{ г}/\text{м}^3$),

б) в i -газоходе котла

$$V_{H_2O} = \left[H_2S + H_2 + \sum_2^n C_m H_n + 0,0124d \right] + 0,0161\alpha_{k,y_i} V_0 \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (2.25)$$

Полный объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг (1 м^3) топлива:

а) в топочной камере

$$\sum V_T = V_{RO_2} + V_{R_2} + V_{H_2O} \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.26)$$

б) в i -газоходе котла

$$\sum V_T = V_{RO_2} + V_{R_2} + V_{H_2O} \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.27)$$

Для определения коэффициентов теплопередачи в газоходах котлоагрегата нужно знать величины парциальных давлений продуктов сгорания p_{RO_2} и p_{H_2O} . Значения этих величин в i -газоходе котла определяются из выражений:

$$p_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{\sum V}, \quad (2.28)$$

$$p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{\sum V}. \quad (2.29)$$

Результаты расчетов, связанных с определением объемов продуктов сгорания и парциальных давлений, заносятся в таблицу 13. Результаты сводим в таблицу.

Таблица 13

Объем и парциальные давления продуктов сгорания

| Наименование величин | Размерность | Значения коэффициента избытка воздуха | | | |
|--|-------------|---------------------------------------|--|--|--|
| | | В топочной камере α_T | в конце I газохода $\alpha_{к.у_I}$ | в конце II газохода $\alpha_{к.у_{II}}$ | в конце III газохода $\alpha_{к.у_{III}}$ |
| Объем трехатомных газов | $м^3/кг$ | | | | |
| Объем двухатомных газов | $м^3/кг$ | | | | |
| Объем водяных паров | $м^3/кг$ | | | | |
| Полный объем продуктов сгорания | $м^3/кг$ | | | | |
| Парциальное давление трехатомных газов | | | | | |
| Парциальное давление водяных паров | | | | | |

2.3.3. Определение теоретической температуры горения топлива и температуры продуктов сгорания на выходе из топки

Определение теоретической температуры горения топлива выполняется путем построения $I-\vartheta$ -диаграммы (рис. 4).

Величина I находится из уравнения, представленного в виде

$$I = (V_{CO_2} \cdot c'_{p_{CO_2}} + V_{SO_2} \cdot c'_{p_{SO_2}} + V_{N_2} \cdot c'_{p_{N_2}} + V_{O_2} \cdot c'_{p_{O_2}} + V_{H_2O} \cdot c'_{p_{H_2O}})^t \text{ кДж}/м^3, \quad (2.30)$$

где $c'_{pCO_2}; c'_{pSO_2}; c'_{pN_2}; c'_{pO_2}; c'_{pH_2O}$ - объемные изобарные теплоемкости трехатомных, двухатомных газов и водяных паров $кДж/м^3 \cdot ^\circ C$. Значения $c'_{pCO_2}; c'_{pSO_2}; c'_{pN_2}; c'_{pO_2}; c'_{pH_2O}$ берутся из табл. 15 по заданной температуре продуктов сгорания топлива[2].

Для нахождения температуры ϑ_T подсчитываем энтальпию продуктов сгорания в топочной камере для температур 1000 - 2200 $^\circ C$ (определение величины энтальпии следует производить через каждые 100 $^\circ C$). По найденным значениям I и соответствующим значениям температур $I - \vartheta$ - координатах строим линию АБ (рис.4). Построение следует производить в определенном масштабе. Для данного топочного устройства и состава продуктов сгорания линия АБ займет единственное положение. Поэтому, если подсчитать количество теплоты, внесенной в топочную камеру, то теоретическая температура ϑ_T сгорания топлива может быть найдена из графика (рис.4) путем простого геометрического построения.

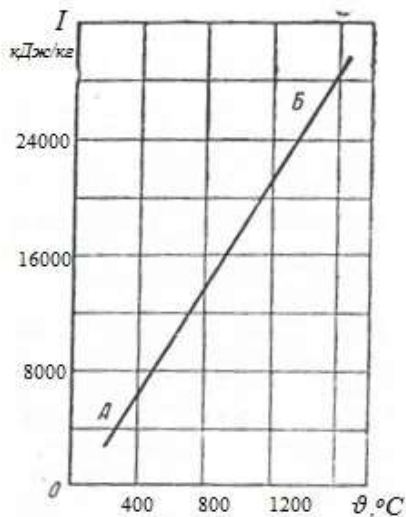


Рис. 4. Общий вид $I - \vartheta$ - диаграммы продуктов сгорания топлива

Количество теплоты, внесенной в топочную камеру, состоит из тепла, полученного при сгорании 1 кг(м³) топлива $Q_H^p \cdot \eta_T$ и поступающего с воздухом $Q_{х.в.}$, и может быть выражено

$$Q_T = Q_H^p \cdot \eta_T + Q_{х.в.}, \quad (2.31)$$

где Q_H^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³),

η_T – коэффициент полезного действия топочного устройства,

$Q_{х.в.}$ – теплота холодного воздуха подаваемого в топочное устройство в качестве окислителя, кДж/кг (кДж/м³).

Таблица 14

Средняя объемная изобарная теплоемкость газов, ккал/м³°С

| $t, ^\circ\text{C}$ | O ₂ | N ₂ | CO ₂ | H ₂ O | SO ₂ | Воздух |
|---------------------|----------------|----------------|-----------------|------------------|-----------------|--------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 0 | 0,3116 | 0,3088 | 0,3805 | 0,3569 | 0,4149 | 0,3093 |
| 100 | 0,3145 | 0,3096 | 0,4092 | 0,3596 | 0,4380 | 0,3106 |
| 200 | 0,3190 | 0,3106 | 0,4290 | 0,3635 | 0,4510 | 0,3123 |
| 300 | 0,3240 | 0,3122 | 0,4469 | 0,3684 | 0,4680 | 0,3147 |
| 400 | 0,3291 | 0,3146 | 0,4628 | 0,3739 | 0,4820 | 0,3175 |
| 500 | 0,3339 | 0,3173 | 0,4769 | 0,3796 | 0,4950 | 0,3207 |
| 600 | 0,3385 | 0,3203 | 0,4895 | 0,3856 | 0,5050 | 0,3241 |
| 700 | 0,3426 | 0,3235 | 0,5008 | 0,3920 | 0,5140 | 0,3275 |
| 800 | 0,3464 | 0,3266 | 0,5110 | 0,3985 | 0,5220 | 0,3307 |
| 900 | 0,3498 | 0,3297 | 0,5204 | 0,4050 | 0,5290 | 0,3338 |
| 1000 | 0,3529 | 0,3325 | 0,5288 | 0,4115 | 0,5350 | 0,3367 |
| 1100 | 0,3548 | 0,3351 | 0,5363 | 0,4180 | 0,5400 | 0,3396 |
| 1200 | 0,3584 | 0,3350 | 0,5433 | 0,4244 | 0,5440 | 0,3422 |
| 1300 | 0,3608 | 0,3406 | 0,5495 | 0,4306 | При | 0,3448 |
| 1400 | 0,3631 | 0,3430 | 0,5553 | 0,4367 | температур | 0,3472 |
| 1500 | 0,3653 | 0,3453 | 0,5606 | 0,4425 | выше | 0,3494 |
| 1600 | 0,3673 | 0,3473 | 0,5655 | 0,4482 | 1200°С | 0,3515 |
| 1700 | 0,3693 | 0,3493 | 0,5701 | 0,4537 | происход. | 0,3534 |
| 1800 | 0,3712 | 0,3511 | 0,5744 | 0,4590 | разложен. | 0,3552 |
| 1900 | 0,3730 | 0,3529 | 0,5783 | 0,4640 | сернистого | 0,3570 |
| 2000 | 0,3747 | 0,3545 | 0,5820 | 0,4689 | ангидрида | 0,3586 |
| 2100 | 0,3764 | 0,3560 | 0,5855 | 0,4730 | | 0,3602 |
| 2200 | 0,3781 | 0,3574 | 0,5887 | 0,4780 | | 0,3616 |
| 2300 | 0,3796 | 0,3588 | 0,5919 | 0,4822 | | 0,3631 |

Величина $Q_{x.в.}$ подсчитывается из выражения

$$Q_{x.в.} = V'_0 c'_{p_{возд}} t_{x.в.}, \quad (2.32)$$

где $c'_{p_{возд}}$ - объемная изобарная теплоемкость воздуха при температуре $t_{x.в.}$, $кДж/м^3 \cdot ^\circ C$;

$t_{x.в.}$ - температура холодного воздуха, $^\circ C$ (для котельной установки без воздухоподогревателя $t_{x.в.} = 20^\circ C$).

Следует отметить, что в промышленных и коммунальных котельных воздухоподогреватель, как правило, не ставится.

Результаты расчета необходимо сравнить с теоретической температурой горения различного топлива (табл. 15)

Таблица 15

**Значения теоретической температуры горения
для различного топлива**

| Топливо | Теоретическая температура горения $\vartheta_T, ^\circ C$ |
|--|---|
| Древесина воздушно-сухая | 1650 |
| Торф воздушно-сухой | 1713 |
| Подмосковный бурый уголь | 1818 |
| Донецкий уголь марки Д | 2105 |
| Донецкий уголь марки Г | 2162 |
| Донецкий уголь марки антрацит | 2184 |
| Челябинский уголь | 2025 |
| Кузнецкий уголь (Ленинские копи) | 2090 |
| Кизеловский уголь | 2121 |
| Мазут | 2168 |
| Генераторный газ (газ битумных топлив) | 1750 |
| Природный газ | 2020 |
| Генераторный газ смешанный (из тощих топлив) | 1670 |
| Газ подземной газификации углей | 1265 |
| Доменный газ | 1470 |
| Коксовый газ (из каменных углей) | 2090 |
| Водяной газ | 2210 |

Действительная температура продуктов сгорания топлива ϑ''_T , покидающих топочную камеру, в связи с наличием в ней радиационных поверхностей нагрева (экранов) будет значительно ниже теоретической ϑ_T .

Степень экранирования топочной камеры ψ определяется из соотношения

$$\psi = \frac{H_p(1-\xi')}{F_{CT}}, \quad (2.33)$$

где H_p – радиационная поверхность нагрева топочной камеры, m^2 (ее величина может быть взята из табл. 3);

ξ' – коэффициент, учитывающий обратную теплоотдачу экранной (радиационной) поверхности нагрева (для низких параметров пара $t_n \leq 200^\circ C$, $\xi' = 0$);

F_{CT} – поверхность стен топочной камеры, m^2 .

Поверхность стен топочной камеры подсчитывается по формуле

$$F_{CT} = 6^a \sqrt{V_T^2} \text{ м}^2, \quad (2.34)$$

где V_T – объем топочной камеры, m^3 .

В выражении (2.33) объем топки определяется конструктивно .

Расход топлива B , $кг/с$ ($m^3/с$) и Q_T определяются соответственно по формулам (2.43) и (2.30).

Величину ϑ''_T , найденную на основании расчета ,нужно сравнить с соответствующим значением , взятым из табл. 16. В табл. 16 приведены допустимые значения температур продуктов сгорания на выходе из топочной камеры.

Величина температуры ϑ''_T может быть найдена по номограмме [1] (рис.4) в соответствии со значениями теоретической температуры горения, степени экранирования топочной камеры ψ и тепловой нагрузки радиационной поверхности $\frac{Q_T B}{H_p}$.

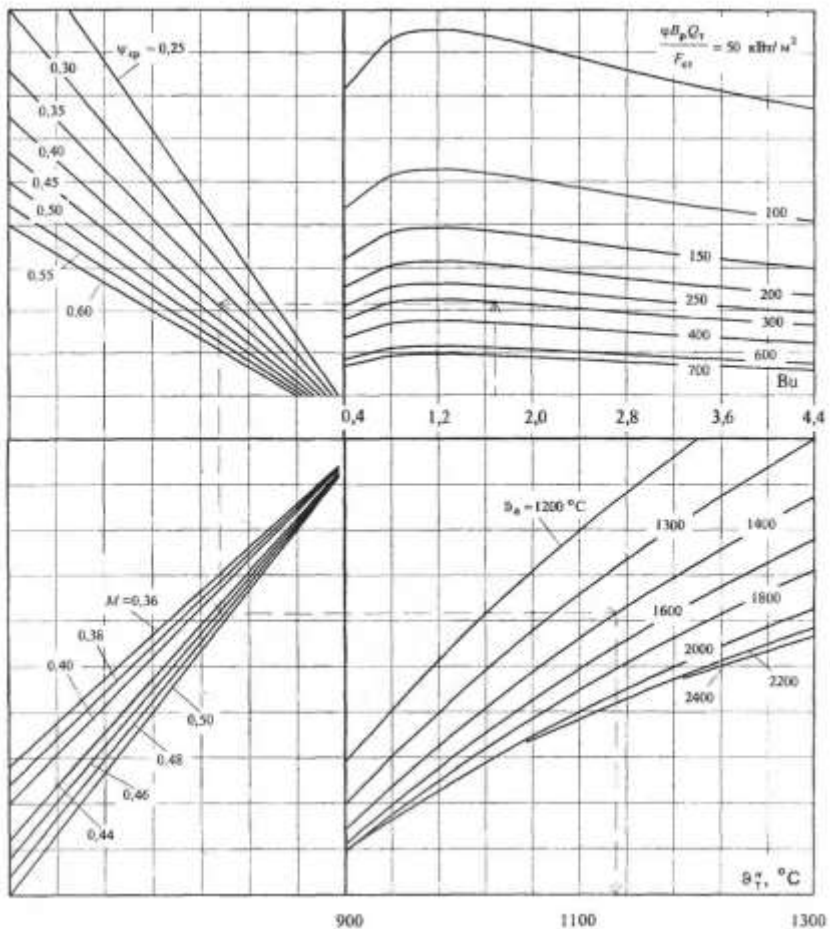


Рис. 5. Номограмма для определения действительной температуры продуктов сгорания топлива ϑ_T на выходе из топочной камеры

**Допустимые значения температур продуктов сгорания
на выходе из топочной камеры ϑ''_T**

| Топливо | Температура продуктов сгорания, °С | Топливо | Температура продуктов сгорания, °С |
|----------------------|--|----------------------|--|
| Антрацитовый штыб | 1150 | Кизеловский | 1050 |
| <i>Каменные угли</i> | | Черемховский | 1050 |
| Аралчевский | 110 | <i>Бурые угли</i> | |
| Донецкий | 1050 | Богословский | 1100 |
| тощий | | Подмосковный | 1050 |
| Воркутинский | 1050 | Челябинский | 1050 |
| Карагандинский | 1100 | <i>Фрезерный</i> | 1000 |
| Кемеровский | 1050 | <i>торф</i> | |
| | | <i>Природный газ</i> | 1150 |

Для топлив, не приведенных в табл. 15, температура продуктов сгорания на выходе из топочного устройства может быть принята равной температуре начала деформации золы, но не выше 1150 °С.

2.4. Определение энтальпии продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата

Энтальпия продуктов сгорания в i -газоходе котельного агрегата определится из выражения

$$I = V_{RO_2}(c'_p\vartheta)_{RO_2} + V_{R_2}(c'_p\vartheta)_{R_2} + V_{H_2O}(c'_p\vartheta)_{H_2O}, \text{ кДж/кг} \quad (2.35)$$

Величины $(c'_p\vartheta)_{RO_2}$, $(c'_p\vartheta)_{R_2}$, $(c'_p\vartheta)_{H_2O}$ берутся из табл. 17.

Энтальпия газов и воздуха ($c'_p\vartheta$), ккал/м³

| Температура, °C | ($c'_p\vartheta$) возд. | ($c'_p\vartheta$) _{RO₂} | ($c'_p\vartheta$) _{R₂} | ($c'_p\vartheta$) _{H₂O} |
|--------------------|------------------------------|---|--|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 30 | 9,5 | - | - | - |
| 100 | 31,6 | 40,6 | 31,0 | 36,0 |
| 150 | 47,0 | 63,6 | 46,5 | 54,0 |
| 200 | 63,6 | 85,4 | 52,1 | 72,7 |
| 300 | 96,2 | 133,5 | 93,6 | 110,5 |
| 400 | 129,4 | 184,4 | 125,8 | 149,6 |
| 500 | 163,4 | 238,0 | 158,6 | 189,8 |
| 600 | 198,2 | 292,0 | 192,0 | 231,0 |
| 700 | 234,0 | 349,0 | 226,0 | 274,0 |
| 800 | 270,0 | 407,0 | 261,0 | 319,0 |
| 900 | 306,0 | 466,0 | 297,0 | 364,0 |
| 1000 | 343,0 | 526,0 | 332,0 | 412,0 |
| 1100 | 381,0 | 587,0 | 369,0 | 460,0 |
| 1200 | 419,0 | 649,0 | 405,0 | 509,0 |
| 1300 | 457,0 | 711,0 | 443,0 | 560,0 |
| 1400 | 496,0 | 774,0 | 480,0 | 611,0 |
| 1500 | 535,0 | 837,0 | 217,0 | 664,0 |
| 1700 | 613,0 | 964,0 | 593,0 | 771,0 |
| 1900 | 692,0 | 1092,0 | 670,0 | 881,0 |
| 2100 | 772,0 | 1222,0 | 747,0 | 994,0 |
| 2300 | 853,0 | 1350,0 | 828,0 | 1109,0 |
| 2500 | 934,0 | 1481,0 | 902,0 | 1226,0 |

Выбор значения температуры продуктов сгорания по газоходам следует предварительно согласовать с консультантом по проекту.

Определив энтальпию продуктов сгорания в каждом из газоходов и топочной камере, необходимо построить $I-\vartheta$ - диаграмму (рис.6).

Графики, представленные на рис.6, позволят в дальнейшем производить расчеты тепловосприятия поверхностей нагрева, расположенных в газоходах котельной установки.

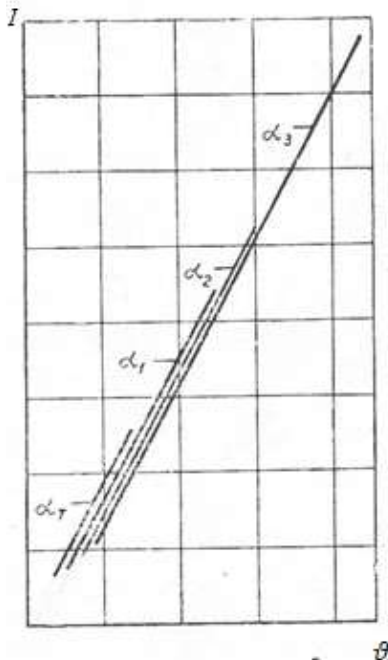


Рис. 6. I - θ -диаграмма.

2.5. Тепловой баланс котлоагрегата

Тепловой баланс устанавливает связь между теплом, внесенным в топку, и различными видами потерь. Тепловой баланс котельного агрегата составляется на 1 кг(m^3) рабочего топлива. Количество теплоты, внесенной в топочную камеру, включает в себя:

- 1) низшую теплоту сгорания топлива;
- 2) физическое тепло топлива (в данном случае, в расчетах его величиной пренебрегаем);
- 3) тепло, внесенное в топку с воздухом.

Из общего количества тепла, внесенного в топку, большая часть q_1 воспринимается поверхностями нагрева котлоагрегата (полезно использованное тепло). Другая часть представляет собой потери. К

ним относятся: потери тепла с уходящими из котельной установки продуктами сгорания топлива q_2 ; от химической неполноты горения q_3 ; от механической неполноты горения топлива q_4 и потери тепла за счет охлаждения котельного агрегата в окружающую среду q_5 .

Величины q даны в процентах от Q_H^p . Обычно принято составлять баланс тепла котельной установки применительно к теплотворной способности сжигаемого топлива. Тогда в приходных статьях остается лишь теплотворная способность топлива Q_H^p . Приход же тепла с воздухом, подаваемым в топочную камеру в качестве окислителя, вычитается из величины энтальпии отходящих из котельной установки продуктов сгорания. Потери от механической и химической неполноты горения, а также потери за счет охлаждения топочного устройства выделяются в общую потерю тепла в топочном устройстве. Таким образом, обычный вид теплового баланса котельного агрегата представляется в следующей форме:

$$Q_H^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (2.36)$$

Формула (2-35) может быть переписана в развернутом виде

$$Q_H^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{5T} + 0,5Q_5, \text{ кДж /кг (кДж / м}^3\text{)}. \quad (2.37)$$

Определим величину потерь тепла, входящих в выражение (2.36). Потери тепла с уходящими газами

$$Q_2 = \frac{\sum V_i c_p' t_{\text{ух.г.}} - Q_{\text{х.в}}}{Q_H^p} = \frac{(V_{RO_2} c_p'_{RO_2} + V_{R_2} c_p'_{R_2} + V_{H_2O} c_p'_{H_2O}) t_{\text{ух.г.}} - Q_{\text{х.в}}}{Q_H^p} 100, \%. \quad (2.38)$$

Величину $Q_{\text{х.в}}$ находим из уравнения (2.32).

Потеря тепла от химической неполноты горения Q_3 обусловлена наличием в уходящих газах продуктов неполного горения ($\text{CO} \cdot \text{CH}_4$ и H_2). При расчетах величина q_3 может быть принята из табл. 12.

Потери от механической неполноты горения Q_4 представляют собою потери с несгоревшей частью топлива, находящегося в шлаках, провале и безвозвратном уносе в газоходы котла. Величина

этих потерь (табл.12) зависит в основном от качества топлива (выхода летучих, размеров кусков сырого топлива), способа его сжигания и типа топочного устройства.

Потери с физическим теплом шлаков q_6 нужно учитывать при слоевом сжигании многозольного топлива, когда процент выхода золы в шлак составляет не менее 75 % и температура шлака равна 600-800 °С. В этом случае расчет ведется по формуле

$$Q_6 = p \frac{A^p}{1-z} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} \cdot \frac{1}{Q_H}, \quad \% \quad (2.39)$$

где p -доля золы, выходящей в шлак;

z - содержание горючих в шлаке;

$c_{\text{шл}}$ - теплоемкость шлака ($c_{\text{шл}} = 1,05 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°С}$);

$t_{\text{шл}}$ – температура шлака, °С

Потери за счет охлаждения топочной камеры q_{5T} обычно представляют собой величину, равную примерно 0,5 от полных потерь за счет охлаждения котлоагрегата в окружающую среду (от q_5). Величина потерь q_5 находится из графиков (рис.7).

Таким образом, суммарные потери тепла топкой составят

$$\sum q_T = q_3 + q_4 + q_5, \quad \% \quad (2.40)$$

Для определения величины коэффициента полезного действия пользуемся формулой (2.40)

$$\eta_T = \sum q_T, \quad \% \quad (2.41)$$

Выяснив значение тепловых потерь в котельном агрегате, определяем его коэффициент полезного действия

$$\eta_{к.у} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5), \quad \% \quad (2.42)$$

или

$$\eta_{к.у} = \frac{D(i_{п}-i_{п.в})+D_{пр}(i'-i_{п.в})}{BQ_{H}^p}, \quad (2.43)$$

где D – номинальная паропроизводительность котла, кг/с;
 $i_{п}$ – энтальпия пара, поступающего к потребителю, кДж/кг;
 $D_{пр}$ – расход продувки, кг/с;
 i' – энтальпия насыщенной воды, кДж/кг.
 Расход топлива (2.43) равен

$$B = \frac{D(i_{п}-i_{п.в})+D_{пр}(i'-i_{п.в})}{\eta_{к.у} Q_{H}^p}, \quad \text{кг/с(м}^3\text{/с)}. \quad (2.44)$$

Полученные расчетные величины B и Q_{H}^p используем при определении размеров топочного устройства.

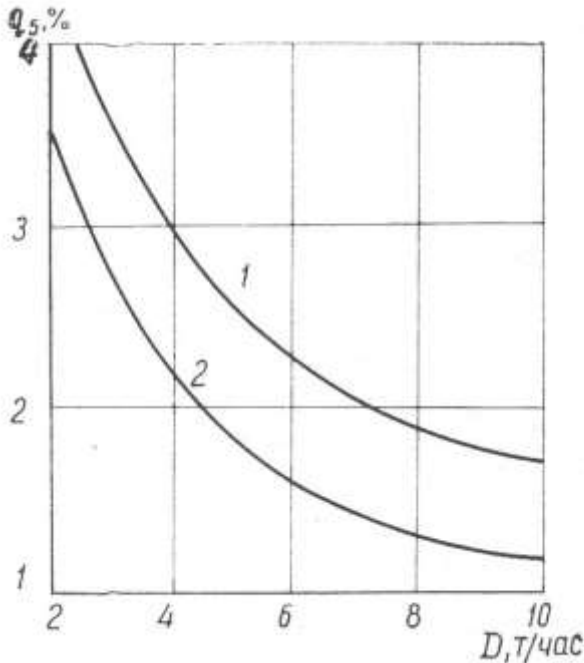


Рис. 7. График для определения величины потерь q_5 :
 1- котел с водяным экономайзером;
 2- котел без водяного экономайзера

2.6. Определение площади зеркала горения и объёма топки

При проектировании топочных устройств со слоевым сжиганием топлива расчету подлежат площадь зеркала горения и объем топочной камеры. При проектировании камерных топок рассчитывается лишь объем топочной камеры.

Площадь зеркала горения слоевой топки может быть найдена из выражения

$$R = \frac{BQ_{\text{H}}^p}{q_s} \text{ м}^2, \quad (2.45)$$

где q_s – видимое теплонапряжение зеркала горения, $\text{кВт}/\text{м}^2$ (табл.12).

Выбор типоразмера колосниковой решетки производится, исходя из величины площади зеркала горения R и размеров топочного устройства.

Объем топочной камеры находим из выражения

$$V_T = \frac{BQ_{\text{H}}^p}{q_v} \text{ м}^3, \quad (2.46)$$

где q_v – теплонапряжение топочного объема, $\text{кВт}/\text{м}^3$ (табл.12).

2.7. Тепловой расчёт конвективных поверхностей нагрева котла

Расчет поверхностей нагрева, воспринимающих тепло путем непосредственного соприкосновения с продуктами сгорания топлива и излучения трехатомных газов в межтрубном пространстве, ведется по общеизвестной формуле

$$H = \frac{Q_i}{k\Delta t_{\text{cp}}} \text{ м}^2, \quad (2.47)$$

где Q_i – количество тепла, переданного продуктами сгорания поверхности нагрева, Bm ,

k – расчетный коэффициент теплопередачи, $Bm/m^2 K$;

Δt_{cp} – средний температурный напор между газами, обтекающими поверхность нагрева, и обогреваемой средой, $^{\circ}C$ (для конвективной поверхности нагрева кипяtilьных трубок обогреваемой средой является пароводяная смесь);

H – поверхность нагрева, m^2 .

Выражение (3.1) применяется для расчета всех элементов котлоагрегата, воспринимающих тепло конвекцией и излучением трехатомных газов. В частности, с помощью этого уравнения рассчитываются кипяtilьные пучки, расположенные в газоходах котельной установки, пароперегреватели и т.п.

Теплота, полученная элементом котла, подсчитывается по формуле

$$Q = B[\sum Vc'_p \vartheta_i - Vc'_p t_{i+1} + \Delta\alpha_i V_0 c'_{p_{x.в}} [t_{x.в} - Q_5]], \text{ кВм}, \quad (2.48)$$

где t_i и $\sum Vc'_p$ – соответственно средняя температура и теплоемкость продуктов сгорания при входе к поверхности нагрева, $^{\circ}C$; $\text{кДж/кг}^{\circ}C$;

ϑ_{i+1} и $\sum Vc'_p$ – то же на выходе из поверхности нагрева, $^{\circ}C$; $\text{кДж/кг}^{\circ}C$;

$\Delta\alpha_T V_0 c'_{p_{x.в}} t_{x.в}$ – теплота, внесенная с присосом воздуха в газоходе котлоагрегата, кДж/кг ;

$t_{x.в}$ – температура воздуха в котельной, $^{\circ}C$ ($t_{x.0} = 20^{\circ}C$);

$\Delta\alpha_T$ – коэффициент присоса воздуха в газоходе;

Q_5 – потери тепла на охлаждение газохода, кДж/кг .

Температура продуктов сгорания на выходе из газохода определяется по формулам (2.47) и (2.48)

$$\vartheta_{i+1} = \frac{(\sum Vc'_p t_i + \Delta\alpha_T V_0 c'_{p_{x.в}} t_{x.в} - Q_5) - \frac{kH\Delta t_{cp}}{B}}{\sum Vc'_p}, \quad ^{\circ}C. \quad (2.49)$$

Средний температурный напор Δt_{cp}

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,31 \log \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad ^{\circ}C. \quad (2.50)$$

где Δt_6 – разность температур в том сечении, где величина Δt имеет наибольшее значение, $^{\circ}\text{C}$;

Δt_m – разность температур теплоносителей в сечении, имеющем наименьшее значение Δt , $^{\circ}\text{C}$.

Сечения рассматриваются в начале и конце поверхности нагрева.

Расчетный коэффициент теплопередачи определяется из формулы

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ } \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.51)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы поверхности нагрева, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ (коэффициент α_1 включает в себя как конвективную, так и лучистую составляющие теплообмена между газом и стенкой трубы, т.е. $\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_{\text{л}}$, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{C}$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубы к обогреваемой среде, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{C}$;

$\delta, \delta_1, \delta_2$ – соответственно размеры слоя сажи, металла трубы и накипи, м ;

$\lambda, \lambda_1, \lambda_2$ – коэффициенты теплопроводности сажи, материала трубы и накипи, $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$.

В конечном итоге расчетный коэффициент теплопередачи для любой поверхности нагрева определяется из выражения

$$k_p = \xi k \text{ } \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.52)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление загрязнения поверхности нагрева;

k – теоретический коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Пренебрегая величинами $\frac{\delta_1}{\lambda_1}, \frac{\delta}{\lambda}, \frac{\delta_2}{\lambda_2}$, получим упрощенную расчетную формулу для коэффициента теплопередачи

$$k_p = \xi \frac{(\alpha_k + \alpha_l)\alpha_2}{\alpha_k + \alpha_l + \alpha_2}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.53)$$

При выполнении расчета конвективной поверхности нагрева, расположенной в первом газоходе, следует придерживаться предлагаемой последовательности.

1. Зная температуру газов на выходе из топочного устройства и предварительно оценив температуру продуктов сгорания на выходе из первого газохода (весь интервал от t_0 до $t_{\text{yx.г}}$ разбиваем условно на равные доли по числу газоходов котлоагрегата), находим среднюю температуру топочных газов в первом газоходе.

2. Определяем средние скорости продуктов сгорания в участках с продольным и поперечным обтеканием.

3. По графикам [1] находим конвективные коэффициенты теплоотдачи (для участков, омываемых продольным и поперечным потоками), которые затем усредняем по поверхности нагрева.

4. С помощью [1] определяем коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов.

5. Находим суммарный теоретический коэффициент теплопередачи, как сумму величин α_k и α_l .

6. Определяем расчетный коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания топлива к обогреваемой среде (пароводяной смеси).

7. Определяем среднелогарифмическую разность Δt_{cp} между температурой газов и пароводяной смесью в трубках.

8. Пользуясь составленным ранее графиком и формулой

$$\vartheta_1 = \frac{\sum V c_p' \vartheta''_{\text{T}} - Q_5 - \frac{k_p H \Delta t_{\text{cp}}}{B}}{\sum V c_p'} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.54)$$

Находим температуру продуктов сгорания на входе во второй газоход (либо пароперегреватель).

9. По разности $\sum V c_p' \vartheta''_{\text{T}} - \sum V c_p' \vartheta_1 - Q_5$ определяем количество тепла, сообщенного конвективному пучку в первом газоходе котлоагрегата.

При расчете конвективной поверхности нагрева, расположенной в первом газоходе котлоагрегата, уравнение для

определения расчетного коэффициента теплопередачи принимает вид

$$k_p = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.55)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией определяется в соответствии со значениями $\vartheta_{\text{ср}}$, $\vartheta_{\text{ст}}$, $\omega_{\text{ср}}$. Величина среднелогарифмической температуры продуктов сгорания топлива в первом газоходе $\vartheta_{\text{ср}}$ находится из выражения

$$t_{\text{ср}} = \frac{\vartheta''_{\text{T}} + \vartheta_1}{2} \text{ } ^\circ\text{С}, \quad (2.56)$$

где ϑ''_{T} – температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры, $^\circ\text{С}$;
 ϑ_1 – температура продуктов сгорания на выходе из первого газохода, $^\circ\text{С}$.

Температура стенки $t_{\text{ст}}$ трубок конвективного пучка при расчете принимается равной температуре насыщения t_s , $t_{\text{ст}} \cong t_s$, где t_s – температура насыщения воды при давлении p_0 , $^\circ\text{С}$.

Для нахождения значения конвективного коэффициента теплоотдачи наряду с величинами $t_{\text{ср}}$ и $t_{\text{ст}}$ нужно знать величину $\omega_{\text{ср}}$. Методика определения средней скорости продуктов сгорания $\omega_{\text{ср}}$ топлива в i - газоходе котла приведена в следующем разделе.

Среднее живое сечение газохода может быть подсчитано, как среднеарифметическое величин Ω_1 и Ω_2 :

$$\Omega_{\text{ср}} = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2} \text{ м}^2. \quad (2.57)$$

В случае смешанного омывания поверхности нагрева потоком газов при определении величины конвективного коэффициента теплоотдачи используется выражение

$$\alpha_k = \frac{\alpha_{\text{прод}} H_1 + \alpha_{\text{поп}} H_2}{H_1 + H_2}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.58)$$

где H_1 и H_2 – поверхности нагрева, расположенные соответственно в продольном и поперечном потоках, m^2 .

Определение величины коэффициента теплоотдачи излучением трехатомных газов производится в соответствии с [1] по значениям ϑ_{cp} ; p_{RO_2} ; p_{H_2O} ; $t_{ст}$ и величине толщины излучающего слоя продуктов сгорания s , которая принимается равной

$$S = \frac{s_1 + s_2}{2} - \frac{d_n}{2}, \text{ м}, \quad (2.59)$$

где s_1 и s_2 – шаг трубок в ряду и в глубину пучка, m ,
 d_n – наружный диаметр кипятельных труб, расположенных в первом газоходе котла, m .

Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания равен

$$\alpha_L = \alpha_{RO_2} + \alpha_{H_2O}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.60)$$

Суммарный теоретический коэффициент теплоотдачи может быть подсчитан из уравнения (3.9):

$$k_T = \alpha_L + \alpha_K, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.61)$$

Для вычисления расчетного коэффициента теплоотдачи находится значение коэффициента использования газохода ξ .

И, наконец, температура продуктов сгорания на выходе из первого газохода

$$\vartheta''_1 = \frac{(\sum V c'_p t_0 - Q_5)_{B-KH} \Delta t_{cp}}{B \sum V c'_p}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.62)$$

В случае совпадения температуры ϑ''_1 с ранее принятой, расчет первого газохода на этом заканчивается. Разница между ними не должна превышать 5%. Если конструкция котлоагрегата не предусматривается установку пароперегревателя, то в этом случае переходят к выполнению поверочного теплового расчета второго и третьего газоходов. Если пароперегреватель установлен, необходимо произвести его расчет.

2.8. Расчёт пароперегревателя

Расчет пароперегревателя ведется в следующей последовательности (поверхность нагрева задана).

1. Предварительно задавая ожидаемой температурой перегретого пара, определяем количество теплоты, воспринятой пароперегревателем, с учетом тепловосприятия параллельно включенной поверхности нагрева котла. Величиной t_{cp} задаемся.

2. Пользуясь графиком зависимости $I = f(\vartheta)$ и общей формулой

$$\vartheta''_{пп} = \frac{\sum V c'_p \vartheta_1 + \Delta \alpha_T V_0 c'_{p_{x.B}} t_{x.B} - \frac{D}{H} (i_{пе} - i_{п.в})}{\sum V c'_p}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.63)$$

определяем температуру газа за пароперегревателем.

3. Находим среднюю температуру продуктов сгорания в области пароперегревателя.

4. Определяем температуру стенки труб пароперегревателя.

5. Находим скорости продуктов сгорания топлива в участках пароперегревателя с поперечным и продольным обтеканием.

6. Определяем величины коэффициентов теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке трубки [1] (для участков, омываемых поперечным и продольным потоками), которые затем усредняются по поверхности нагрева.

7. Находим коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов.

8. Вычисляем среднюю скорость пара в трубках пароперегревателя и по этой скорости [1] находим коэффициент теплоотдачи от трубки к пару.

9. Подсчитываем суммарный теоретический коэффициент теплопередачи по формуле

$$k_T = \xi \frac{(\alpha_k + \alpha_l) \alpha_2}{\alpha_k + \alpha_l + \alpha_2}, \text{ Вт/м}^2\text{К}. \quad (2.64)$$

10. Определяем расчетный коэффициент теплопередачи.

11. Вычисляем средний логарифмический температурный напор.

12. Определяем количество теплоты, воспринятой пароперегревателем

$$Q_{\text{пе}} = \frac{H_{\text{пе}} k \Delta t_{\text{ср}}}{B}, \text{ кДж/кг} \quad (2.65)$$

В случае совпадения величины $q_{\text{пе}}$ с величиной, подсчитанной по предварительно заданной температуре перегретого пара, расчет считается законченным и полученная температура продуктов сгорания за пароперегревателем $\vartheta''_{\text{пп}}$ – окончательной. В противном случае расчет повторяется при измененной величине $\vartheta''_{\text{пп}}$.

Произведем расчет пароперегревателя. Количество тепла, которое необходимо сообщить пароперегревателю на 1 кг (м^3) топлива,

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D}{B} (i_{\text{пе}} - i') \text{ кДж/кг} (\text{кДж/м}^3), \quad (2.66)$$

i' - энтальпия сухого насыщенного пара, поступающего в пароперегреватель, кДж/кг.

Температура продуктов сгорания за пароперегревателем подсчитывается из выражения

$$\vartheta''_{\text{пп}} = \frac{\sum V c'_p \vartheta + \Delta \alpha_T V_0 c'_{p_{\text{х.в}}} t_{\text{х.в}} - Q_{5\text{пп}} - Q_{\text{пе}}}{\sum V c'_p}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.67)$$

где $Q_{5\text{пп}}$ – потеря теплоты за счет охлаждения газохода, в котором размещен пароперегреватель, кДж/кг.

Вычисляем среднюю температуру продуктов сгорания в области пароперегревателя

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{пп}} + \vartheta''_{\text{пп}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.68)$$

Температура стенки трубки пароперегревателя равна

$$t_{\text{ст}} \cong \frac{t_{\text{пе}} + t_s}{2} + 25, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.69)$$

где $t_{\text{пе}}$ и t_s – температура перегретого и насыщенного водяного пара, $^{\circ}\text{C}$.

Определив значения величин α_k , α_{RO_2} , $\alpha_{\text{H}_2\text{O}}[1]$, запишем выражение для суммарного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания топлива к стенке трубки

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l, \quad \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.70)$$

где α_l – коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

$$\alpha_l = \alpha_{\text{RO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (2.71)$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$k_p = \xi k = \xi \frac{(\alpha_k + \alpha_l) \alpha_2}{\alpha_k + \alpha_l + \alpha_2}, \quad \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.72)$$

Определяем величину скорости пара в трубках пароперегревателя

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D v_{\text{ср}}}{n \cdot 0,785 d_{\text{вн}}^2} \text{ м/с}, \quad (2.73)$$

где D – паропроизводительность котлоагрегата, кг/с ;

n – число параллельно включенных труб;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок пароперегревателя, м .

Величина $v_{\text{ср}}$ равна

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_s + v_{\text{пе}}}{2}, \quad \text{м}^3/\text{кг} \quad (2.74)$$

где v_s и $v_{\text{пе}}$ – соответственно удельные объемы сухого насыщенного и перегретого пара, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Среднелогарифмический температурный напор в пароперегревателе в случае противотока

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(\vartheta_1 - t_{\text{пе}}) - (\vartheta_{\text{п}} - t_s)}{\ln \frac{\vartheta_1 - t_{\text{пе}}}{\vartheta_{\text{п}} - t_s}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.75)$$

Для случая прямотока выражение (2.75) принимает вид

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(\vartheta_1 - t_s) - (\vartheta_{\text{п}} - t_{\text{пе}})}{\ln \frac{\vartheta_1 - t_s}{\vartheta_{\text{п}} - t_{\text{пе}}}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.76)$$

После нахождения $\Delta t_{\text{ср}}$ определяем поверхность нагрева пароперегревателя

$$H_{\text{пе}} = \frac{D(i_{\text{пе}} - i')}{k\Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2. \quad (2.77)$$

Если величина $H_{\text{пе}}$ задана, расчет пароперегревателя ведется следующим образом. Определяем количество теплоты $Q_{\text{пе}}$, которое передается в пароперегревателе (расчет ведется на 1 кг, м³ топлива. Затем определяем температуру продуктов сгорания за пароперегревателем

$$\vartheta''_{\text{пп}} = \frac{\sum V c'_p \vartheta_1 + \Delta \alpha_{\text{п}} V_0 c'_{p_{\text{х.в}}} t_{\text{х.в}} - q_{\text{пе}}}{\sum V c'_p}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.78)$$

После этого способом, изложенным выше, вычисляем расчетный коэффициент теплопередачи и среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$. По формуле

$$Q_{\text{пе}} = \frac{H_{\text{пе}} k \Delta t_{\text{ср}}}{B} \quad (2.79)$$

Определяем количество тепла на 1 кг топлива. В случае совпадения $Q_{\text{пе}}$ с величиной $Q_{\text{пе}}$, найденной по формуле (2.66), расчет считается законченным. Разница в значениях этих величин не должна превышать 5%.

2.9. Расчёт водяного экономайзера

Расчет водяного экономайзера сводится к определению его поверхности нагрева и проверке температуры продуктов сгорания за водяным экономайзером. Количество теплоты, воспринятой водяным экономайзером, подсчитывается из соотношения

$$q_{\text{ЭК}} = I_{3,\text{п}} - I_{3,\text{э}}, \quad \text{кДж/кг} \quad (2.80)$$

где $I_{3,\text{п}}$ – энтальпия продуктов сгорания за пароперегревателем (за конвективным пучком) кДж/кг,

$I_{3,\text{э}}$ – энтальпия продуктов сгорания при температуре $\vartheta_{\text{ух.г}}$, кДж/кг.

После того, как будет вычислено значение $q_{\text{ЭК}}$, следует определить температуру воды на выходе из экономайзера. Для этого находим энтальпию воды за водяным экономайзером

$$i''_{\text{п.в}} = q_{\text{ЭК}} \frac{B}{D} + i_{\text{п.в}} \quad (2.81)$$

где $i''_{\text{п.в}}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера, кДж/кг.

В соответствии со значением $i''_{\text{п.в}}$ по таблицам воды и водяных паров [1, 2] получим значение $t''_{\text{п.в}}$.

Средняя температура питательной воды в экономайзере

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{п.в}} + t''_{\text{п.в}}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.82)$$

Формула для определения средней скорости продуктов сгорания имеет вид

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\sum V_{\text{ср}} B (273 + \vartheta_{\text{ср}})}{F_{\text{ср}} \cdot 273} \text{ м/с}. \quad (2.83)$$

Расчетный коэффициент теплопередачи находится из выражения

$$k_p = \xi(\alpha_k + \alpha_l) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (2.84)$$

где $\xi = 0,8-0,85$.

Для противоточного ребристого экономайзера формула для определения среднего температурного напора имеет вид ($\vartheta_{зз} = \vartheta_{уг}$)

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(\vartheta_{зп} - t''_{\text{п.в}}) - (\vartheta_{зз} - t_{\text{п.в}})}{\ln \frac{\vartheta_{зп} - t''_{\text{п.в}}}{\vartheta_{зз} - t_{\text{п.в}}}}, \quad ^\circ\text{С}, \quad (2.85)$$

Поверхность нагрева водяного экономайзера подсчитывается по формуле

$$H_{\text{ЭК}} = \frac{q_{\text{ЭК}} B}{k_p \Delta t_{\text{ср}}}, \quad \text{м}^2 \quad (2.86)$$

После нахождения $H_{\text{ЭК}}$ по $t_{\text{ср}}$, k_p , $\Delta t_{\text{ср}}$ следует произвести проверку температуру продуктов сгорания за экономайзером.

На этом тепловой поверочный расчет котлоагрегата заканчивается.

3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОВОГО ТРАКТА КОТЛОАГРЕГАТА

Сопротивления, вызванные движением вязкой жидкости по газоходам котлоагрегата, классифицируются на сопротивления по длине (вязкостное трение в самой жидкости и о стенки каналов) и местные сопротивления. Местные сопротивления связаны с изменением направления движения потока, резким сужением и т. п. Иными словами, эти сопротивления обусловлены местным перераспределением скоростного поля движущихся продуктов сгорания.

При выполнении аэродинамического расчета приходится сталкиваться с понятием средней скорости движения продуктов сгорания топлива. Рассмотрим методику определения этой величины. Примем, что снижение температуры движущегося потока газов в каждом из газоходов котла одинаковое. Тогда

$$\delta t_i = \frac{\vartheta_0 - \vartheta_{\text{yг}}}{m} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.1)$$

где δt_i - снижение температуры продуктов сгорания в одном газоходе, $^\circ\text{C}$;

ϑ_0 - температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры, $^\circ\text{C}$;

m – число газоходов котла.

Температура продуктов сгорания в начале второго газохода (3-1) будет равна*

$$\vartheta_{II} = \vartheta_0 - \frac{\vartheta_0 - \vartheta_{\text{yг}}}{m} = \vartheta_0 - \delta t_i \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.1')$$

То же в начале i -газохода котла*

$$\vartheta_i = \vartheta_{i-1} - \delta t_i \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.2)$$

Полученное выражение (3.2) может быть использовано при определении среднего секундного объема продуктов сгорания в i -газоходе котла. Формула для определения этой величины имеет вид

$$V_{i \text{ ср}} = \sum V_i \text{B} \frac{273 + \frac{\vartheta_i + \vartheta_{i+1}}{2}}{273} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.3)$$

* Значение температур ϑ_{II} и ϑ_i берутся на основании данных поверочного теплового расчета соответствующих газоходов. Если тепловой расчет газоходов не выполняется, то температуры ϑ_{II} и ϑ_i определяем по формулам (3.1') и (3.2).

Зная живое сечение рассматриваемого газохода Ω , можно записать выражение для определения средней скорости движения продуктов сгорания

$$\omega_i \text{ ср} = \frac{V_{i \text{ ср}}}{\Omega} \text{ м/с}. \quad (3.4)$$

Определив среднюю скорость движения продуктов сгорания, можно приступить к выполнению аэродинамического расчета.

Запишем общую формулу для определения величины суммарного сопротивления газового тракта

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{т}} + \sum h_{l_{\text{к.г}}} + \sum h_{m_{\text{к.г}}} + h_{l_{\text{б}}} + \sum h_{m_{\text{б}}} + h_{\text{ш}} + h_{l_{\text{д.тр}}} + \sum h_{m_{\text{д.тр}}}, \text{Па} \quad (3.5)$$

где $h_{\text{т}}$ – сопротивление топочной камеры, Па (принимается равным 1—2 Па .);

$\sum h_{l_{\text{к.г}}}$ – суммарное сопротивление трения газоходов котла, Па .

$$\sum h_{l_{\text{к.г}}} = h_{l_{I \text{ к.г}}} + h_{l_{II \text{ к.г}}} + h_{l_{III \text{ к.г}}} + \dots + h_{l_{i \text{ к.г}}}; \quad (3.5')$$

$\sum h_{m_{\text{к.г}}}$ – суммарное сопротивление котельных газоходов, вызванное перераспределением скоростного поля потока газов, Па ;

$$\sum h_{m_{\text{к.г}}} = h_{m_{I \text{ к.г}}} + h_{m_{II \text{ к.г}}} + h_{m_{III \text{ к.г}}} + \dots + h_{m_{i \text{ к.г}}}; \quad (3.5'')$$

$h_{l_{\text{б}}}$ – сопротивление трения борова, Па ;

$\sum h_{m_{\text{б}}}$ – суммарное местное сопротивление борова, возникающее при значительном расширении или сужении канала и т. п., Па ;

$h_{\text{ш}}$ – сопротивление, вызванное наличием в борове шибера (заслонки), $\text{мм вод. ст. (кг/м}^2\text{)}$;

$h_{l_{\text{д.тр}}}$ – сопротивление трения дымовой трубы, Па ;

$\sum h_{m_{\text{д.тр}}}$ – суммарное местное сопротивление дымовой трубы, Па .

В выражении (3.5) не учтена самотяга газоходов котла. Такое допущение при расчете котлоагрегата малой производительности является вполне оправданным. Индексом «м» отмечены местные сопротивления, а индексом «l» — сопротивления по длине.

Определим значения величин уравнения (3.5).

Численное значение величины $h_{\text{т}}$ оценивается в 10—20 Па .

Величина $h_{l_{\text{к.г}}}$ для i -газохода котла подсчитывается по формуле

$$h_{l_{\text{к.г}}} = \lambda_0 \frac{l}{d_3} \left(\frac{\omega_{i \text{ ср}}^2}{2} \rho_{\text{ср}} \right) \text{Па}, \quad (3.6)$$

где λ_0 – коэффициент трения;

l – длина t-газохода котла, м;

d_3 – эквивалентный диаметр газохода (по ходу газов), м;

ρ_{cp} – удельный вес продуктов сгорания при средней температуре в i-газоходе ($\rho_d^0 = 1,34 \text{ кг/м}^3$).

При ламинарном движении ($Re < 2 \cdot 10^3$) коэффициент трения не зависит от шероховатостей стенок канала и определяется по формуле [1]

$$\lambda_0 = \frac{64}{Re}. \quad (3.7)$$

При значениях $\frac{k}{d_3} = 0,00008 \div 0,0125$ и $Re > 4 \cdot 10^3$ коэффициент λ_0 достаточно точно описывается приближенной формулой

$$\lambda_0 = 0,1 \left(1,46 \frac{k}{d_3} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}. \quad (3.7')$$

Средние значения абсолютной шероховатости k для различных поверхностей приведены в табл. 18.

Таблица 18

Значения абсолютной шероховатости

| Тип поверхности | $k \cdot 10^3, \text{ м}$ |
|--|---------------------------|
| Газо- и воздухопроводы из листовой стали с учетом сварных стыков | 0,4 |
| Стальные трубы магистральных газопроводов | 0,12 |
| Чугунные трубы и плиты | 0,8 |
| Сильно заржавленные стальные трубы | 0,7 |
| Кирпичная кладка на цементном растворе | 0,8-6,0 |
| Бетонированные каналы | 0,8-9,0 |

Если $\frac{k}{d_3} < \frac{30}{Re^{0,875}}$ [2], то канал следует считать "гладким" и коэффициент определять по формулам для гладких труб.

При любых значениях Re численная величина λ_0 определяется по формуле [3]

$$\lambda_0 = \frac{0,303}{(\log Re - 0,9)^2}. \quad (3.7'')$$

При $Re = 4 \cdot 10^3 \div 100 \cdot 10^3$ может применяться более простая формула

$$\lambda_0 = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (3.7''')$$

где Re — критерий Рейнольдса. Значение этого критерия может быть найдено из выражения

$$Re = \frac{\omega_i \text{ ср } d_3}{\nu}. \quad (3.8)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости продуктов сгорания (табл. 19) по значению температуры стенки газохода, $\text{м}^2/\text{с}$.

Таблица 19

Коэффициенты кинематической вязкости воздуха и дымовых газов среднего состава при 760 мм рт. ст.

| Температура, °С | Воздух | Дымовые газы |
|-----------------|---|---|
| | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$ |
| 0 | 13,3 | 12,2 |
| 100 | 23,0 | 21,5 |
| 200 | 34,8 | 32,8 |
| 300 | 48,2 | 45,8 |
| 400 | 63,0 | 60,4 |
| 500 | 79,3 | 76,3 |
| 600 | 96,8 | 93,6 |
| 700 | 115,0 | 112,0 |
| 800 | 135,0 | 132,0 |

| | | |
|------|-------|-------|
| 900 | 155,0 | 152,0 |
| 1000 | 178,0 | 174,0 |
| 1100 | 199,0 | 197,0 |
| 1200 | 223,0 | 221,0 |

Величина эквивалентного диаметра газохода d_3 , входящая в выражение (3.6), находится из соотношения

$$d_3 = \frac{4\Omega}{\Pi} \text{ м}, \quad (3.9)$$

где Ω и Π — соответственно живое сечение и периметр i -газохода.

Эквивалентный диаметр газохода прямоугольного сечения с расположенным внутри пучком труб, омываемых продольным потоком газов, определяется по формуле

$$d_3 = \frac{4(ab - z\frac{\pi}{4}d_n^2)}{2(a+b) + z\pi d_n} \text{ м}, \quad (3.9')$$

где a и b — размеры сторон угольного сечения, $м$;

z — полное количество труб в газоходе;

d_n — наружный диаметр труб, $м$.

Для случая поперечного обтекания продуктами сгорания коридорного пучка труб, живое сечение газохода находим из выражения

$$\Omega = \sum f_i + 2f = (s_1 - d_n)(n' - 1)L_1 + (2l' - d_n)L_1 \text{ м}^2, \quad (3.10)$$

где s_1 и s_2 — шаг труб по ширине и глубине газохода, $м$,

d_n — наружный диаметр труб пучка, $м$,

n' — число труб в пучке по ширине газохода,

L_1 — высота газохода, $м$,

l' — определяется конструктивно, $м$.

Величина $\sum h_{i_{к.г}}$ находится суммированием значений $h_{i_{к.г}}$ по числу газоходов. Определяем величину $\sum h_{м.к.г}$.

$$\sum h_{m_{к.г}} = \sum h_{i_{МТР}} + \sum h_{i_{М}}, \quad Па, \quad (3.11)$$

где $h_{i_{МТР}}$ — местное сопротивление i -газохода, $Па$;

$\sum h_{i_{М}}$ — суммарное местное сопротивление в i -газоходе, $Па$.

При поперечном омывании потоком газов коридорного пучка труб первое слагаемое, входящее в выражение (3.11), может быть подсчитано по формуле .

$$h_{i_{М.тр.}} = \zeta_0 n \frac{\rho \omega_{i_{ср}}^2}{2} Па. \quad (3.12)$$

Величина ζ_0 определяется по следующим формулам:
при $s_1 \leq s_2$

$$\zeta_0 = 1,52 \left(\frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} \varphi^{-0,2} Re^{-0,2}, \quad (3.12')$$

при $s_1 > s_2$

$$\zeta_0 = 0,32 \left(\frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} (\varphi - 0,9)^{-0,68} Re^{-\frac{0,2}{\varphi^2}}, \quad (3.12'')$$

где n — количество рядов труб по глубине пучка,

s_1 и s_2 — шаги труб по ширине и глубине пучка,

s_1 и s_2 — шаги труб по ширине и глубине пучка,

$$\Psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}.$$

Коэффициент сопротивления шахматного пучка

$$\begin{aligned} \zeta &= \zeta_0 (n + 1), \\ \zeta_0 &= C_s Re^{-0,27}, \end{aligned} \quad (3.13)$$

где C_s — коэффициент формы шахматного пучка, зависящий от отношений $\frac{s_1}{d}$ и $\Psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$;

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} s_1^2 + s_2^2} — \text{диагональный шаг труб.}$$

При $0,14 \leq \Psi < 1,7$ для пучков с $\frac{s_1}{d} < 2,0$

$$C_s = 3,2 + (4,6 - 2,7\Psi)(2,0 - \frac{s_1}{d}). \quad (3.13')$$

Для пучков $\frac{s_1}{d} \geq 2,0$

$$C_s = 3,2.$$

При $1,7 \leq \Psi \leq 5,2$ ("стесненные" пучки)

$$C_s = 0,44(\varphi + 1)^2. \quad (3.13'')$$

Подсчитав для каждого газохода численное значение потерь $h_{i_{м.тр.}}$, находим суммарное сопротивление конвективного пучка $\sum h_{i_{м.тр.}}$.

Величина $\sum h_{i_{м.тр.}}$, входящая в выражение (3.11), может быть представлена в следующем виде:

$$\sum h_{i_{м}} = \sum h_{i_{вх}} + \sum h_{i_{пов}} + \sum h_{i_{вых}}, \quad Па, \quad (3.14)$$

где $h_{i_{вх}}$ — местное сопротивление при резком изменении сечения на

входе в i -газоход, $Па$;

$h_{i_{пов}}$ — местное сопротивление, вызванное изменением направления движения потока продуктов сгорания в i -газоходе, $Па$;

$h_{i_{вых}}$ — местное сопротивление на выходе продуктов сгорания из второго газохода, $Па$.

Численные значения $h_{i_{вх}}$, $h_{i_{пов}}$ и $h_{i_{вых}}$ подсчитываются из общеизвестного выражения [2]

$$h_{i_{м}} = \xi \frac{\rho_{ср} w_{i_{ср}}^2}{2} Па. \quad (3.15)$$

Коэффициент местного сопротивления ξ , необходимый для определения значений $h_{i_{вх}}$ и $h_{i_{вых}}$, находим из графиков (рис. 8), коэффициент ξ поворота.

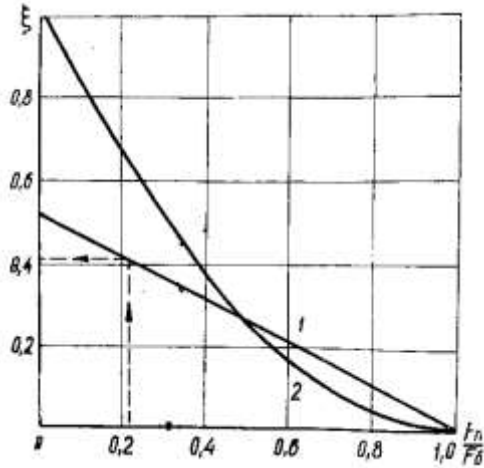


Рис. 8. График для определения значений коэффициентов:
1- кривая для $h_{\text{вх}}$, 2 – кривая для $h_{\text{вых}}$

После определения $\sum h_{i_{\text{м.тр.}}}$, $\sum h_{i_{\text{вх}}}$, $\sum h_{i_{\text{пов}}}$ и $\sum h_{i_{\text{вых}}}$ подсчитываем величину суммарного местного сопротивления газохода $\sum h_{\text{м.к.г}}$ котельного агрегата. Как уже было отмечено, это сопротивление вызвано местным перераспределением скоростного поля движущихся продуктов сгорания.

Сопротивление трения бора h_{l_6} может быть определено по формуле

$$h_{l_6} = \lambda_0 \frac{l}{d_3} * \frac{\rho_{t_{\text{уг}}} w^2 t_{\text{уг}}}{2} \text{ Па}, \quad (3.16)$$

где l —длина бора, m ;

$w_{t_{\text{уг}}}$ и $\rho_{t_{\text{уг}}}$ берутся при температуре, равной $t_{\text{уг}}$. Коэффициент трения λ_0 , входящий в выражение (3.16), находим из графика (рис. 9). Местные сопротивления бора котельной установки, вызванные резким изменением направления движения продуктов сгорания, изменением его живого сечения, определяем по формуле (3.15). Величины w и ρ определяются при температуре уходящих газов.

При подсчете численной величины потерь $h_{ш}$, вызванных установкой в борове шибер (заслонки), также используем формулу (3.15). Причем коэффициент местного сопротивления ξ (3.15) определяем из [2]. Свободное и полное сечения шибер (заслонки) принимаем конструктивно.

При расчете сопротивления трения дымовой трубы следует иметь в виду, что ее высотой задаемся, исходя из санитарных правил и существующих норм [4]. Рекомендуется (предварительно) принимать минимально допустимую высоту трубы L . Сопротивление трения трубы $h_{д.тр}$ находим из выражения (3.6). Для кирпичных труб коэффициент трения λ_0 выбирается по d , из графика (рис. 9).

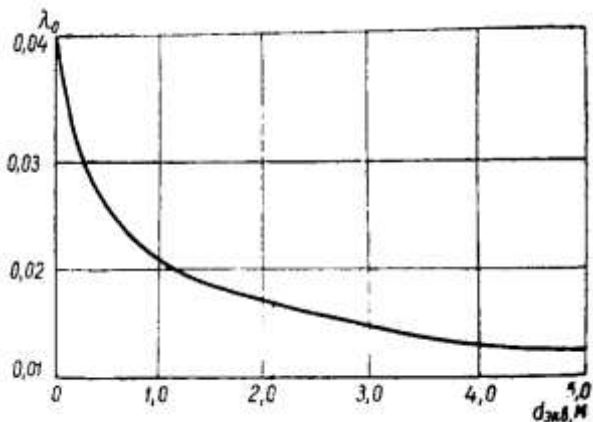


Рис. 9. График для определения значений коэффициента λ_0

Для полной оценки величины суммарного сопротивления газового тракта остается найти $\sum h_{м.д.тр}$, входящее в выражение (3.5). Величина $\sum h_{м.д.тр}$ складывается из местных сопротивлений на входе и выходе ($h_{i_{вх}}$ и $h_{i_{вых}}$) продуктов сгорания из дымовой трубы. Эти сопротивления подсчитываем по формуле (3.15). Коэффициент местного сопротивления ξ находим из графиков (рис. 8).

Таким образом, на основании проделанного расчета суммарного сопротивления газового тракта можно

ориентировочно произвести выбор высоты трубы, обеспечивающей работу котельной установки на естественной тяге (побудителем тяги является дымовая труба). После этого приступаем к аэродинамическому расчету дымовой трубы, который сводится к определению сопротивлений и ее самотяги. Однако для обеспечения нормальной работы газового тракта ограничиться установкой только дымовой трубы, как правило, не удается. В качестве дополнительного побудителя движения продуктов сгорания применяется дымосос, который устанавливается до дымовой трубы. При камерном сжигании топлива с высоким выходом летучих и газообразного топлива установка дымососа является обязательной. Однако это не снижает требований, предъявляемых существующими санитарными нормами к дымовой трубе промышленной котельной.

3.1. Расчет дымовой трубы

Расчет дымовой трубы заключается в определении ее самотяги и геометрических размеров (в основном диаметра устья).

Самотяга принятой к установке дымовой трубы, высотой которой L мы задались, может быть подсчитана по формуле

$$s_{\text{тр}} = \left(\frac{\gamma_L^0}{273 + \vartheta_L^{\text{н}}} - \frac{\gamma_{\text{д}}^0}{273 + \vartheta_{\text{тр}}^{\text{ср}}} \right) \frac{b'}{760} \text{ Па}, \quad (3.17)$$

где $s_{\text{тр}}$ — самотяга дымовой трубы, Па,

γ_L^0 — удельный вес воздуха при нормальных условиях, кг/м³ ($\gamma_L^0 = 1,27$);

$\gamma_{\text{д}}^0$ — удельный вес продуктов сгорания при нормальных условиях, кг/м³ ($\gamma_{\text{д}}^0 = 1,34$);

$\vartheta_{\text{тр}}^{\text{ср}}$ — средняя температура газов в дымовой трубе, °С;

$\vartheta_L^{\text{н}}$ — среднедневная температура летних месяцев (максимальная), °С;

b' — среднегодовое барометрическое давление, мм рт. ст.

Для определения величины $\vartheta_{\text{тр}}^{\text{ср}}$ необходимо знать температуру продуктов сгорания на входе и выходе из дымовой трубы. Температура на входе может быть принята равной температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{уг}}$. Температуру же газов на выходе из трубы $t'_{\text{ух.г}}$ определим из уравнения

$$\vartheta'_{\text{уг}} = \vartheta_{\text{уг}} - L\Delta\vartheta_{\text{тр}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.18)$$

где $\Delta\vartheta_{\text{тр}}$ — снижение температуры продуктов сгорания в трубе на одном m ее длины, $^\circ\text{C}$.

Приближенно может быть определено из выражения

$$\Delta\vartheta_{\text{тр}} = \frac{A}{\sqrt{D}} \text{ } ^\circ\text{C}/m, \quad (3.19)$$

где D — суммарная максимально длительная производительность всех котлоагрегатов, установленных в котельной и подключенных к рассчитываемой трубе, $m/\text{час}$.

Величина A составляет:

для железных нефутерованных труб — 20;

для небольших кирпичных труб при средней толщине их стенки 0,4—0,5 m —0,4;

для больших кирпичных труб при средней толщине стенки более 0,5 m —0,2.

Диаметр устья дымовой трубы определяется по формуле

$$d_{\text{у}} = \sqrt{\frac{4\Sigma V_{\text{у}}}{3600\pi w_{\text{у}}}} m, \quad (3.20)$$

где $\Sigma V_{\text{у}}$ — суммарный часовой расход продуктов сгорания в устье трубы (определяется при температуре $\vartheta_{\text{уг}}$), $m^3/\text{час}$;

$w_{\text{у}}$ — скорость газов в устье трубы, $m/\text{сек}$ (при естественной тяге $w_{\text{у}} = 4$ —10 $m/\text{с}$, при искусственной тяге $w_{\text{у}} = 10$ —20 $m/\text{с}$).

На этом аэродинамический расчет газового тракта заканчивается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебное пособие содержит теоретические и практические сведения для изучения дисциплины «Котельные установки и парогенераторы», а также может быть использовано для выполнения курсовых и дипломных проектов студентами специальности «Промышленная теплоэнергетика».

Последовательное изложение материала, включающего сведения об энергетическом топливе и организации процесса горения в котлоагрегатах, тепловой расчёт радиационных и конвективных поверхностей нагрева, должно способствовать глубокому усвоению студентами данной дисциплины.

Номограммы и графики, приведенные в приложениях, существенно облегчают курсовое и дипломное проектирование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тепловой расчет котлов(нормативный метод). СПб., 1998. – 258 с.
2. Сидельковский Л.Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л.Н. Сидельковский В.Н.Юренев. М.:Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.
3. Стогней В.Г. Проектирование котельных установок промышленных предприятий: учеб. пособие / В.Г. Стогней, Ю. Н. Агапов, А. М. Наумов. Воронеж: ВГТУ, 2008. – 146 с.
4. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. М.: Энергия, 1973. – 358 с.
5. Агапов Ю. Н. котельные установки и парогенераторы: учеб. пособие / Ю.Н. Агапов, В.Г. Стогней, А.М. Наумов. Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2010. – 96 с.

НОМОГРАММЫ И ГРАФИКИ

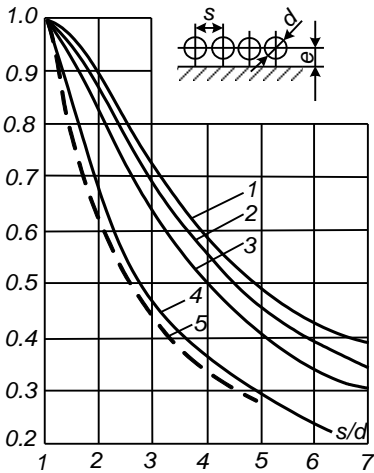
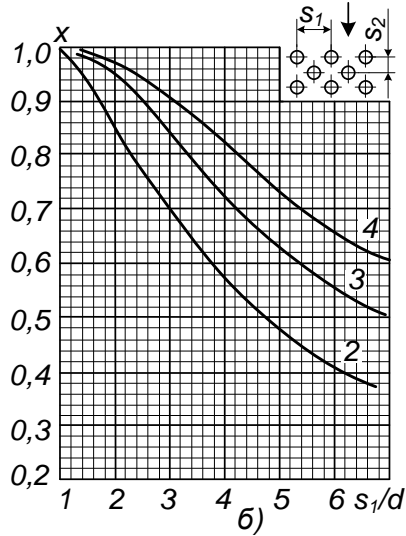
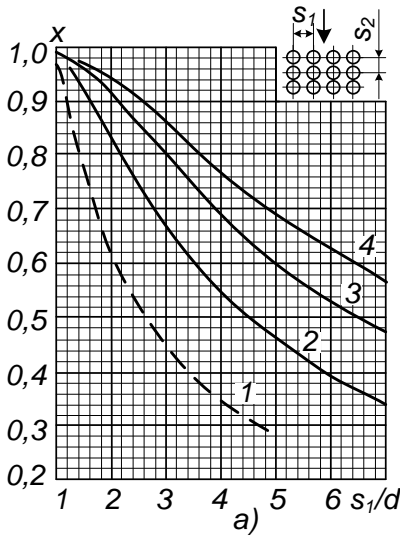


Рис. П1.1. Угловой коэффициент для ширм и трубных пучков:

a – коридорное расположение труб в пучке; *b* – шахматное; 1 – для ширм; 2 – для двухрядного по ходу газов пучка; 3 – для трехрядного; 4 – для четырехрядного (номограмма I НТР)

Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана (номограмма I НТР):

- 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 $e \geq 0,5d$

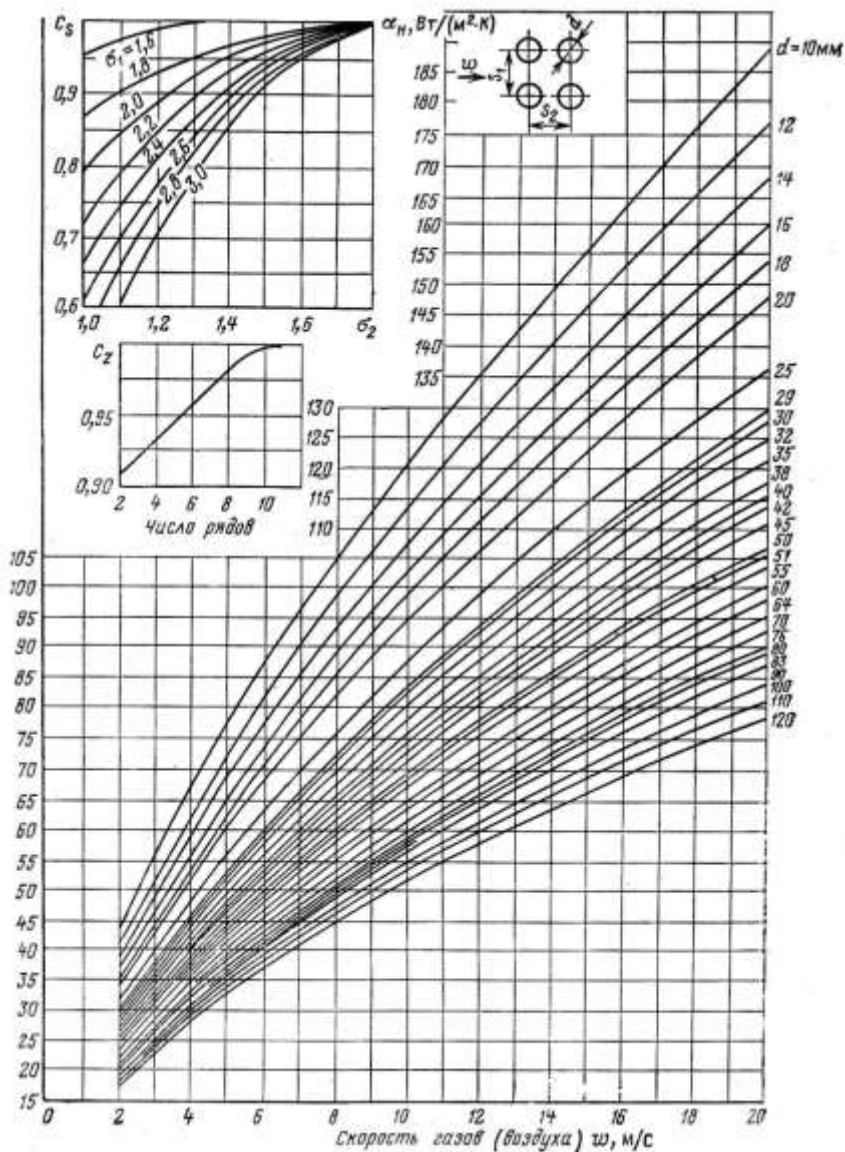


Рис. П1.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для коридорных пучков при поперечном омывании (номограмма XII НТП) (начало)

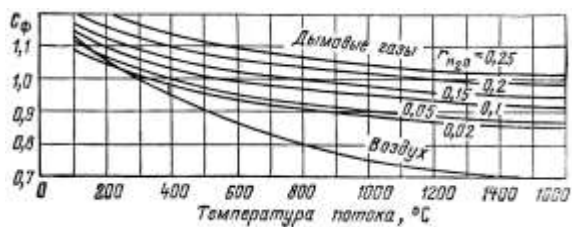


Рис. П1.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для коридорных пучков при поперечном омывании (номограмма XII НТР) (продолжение)

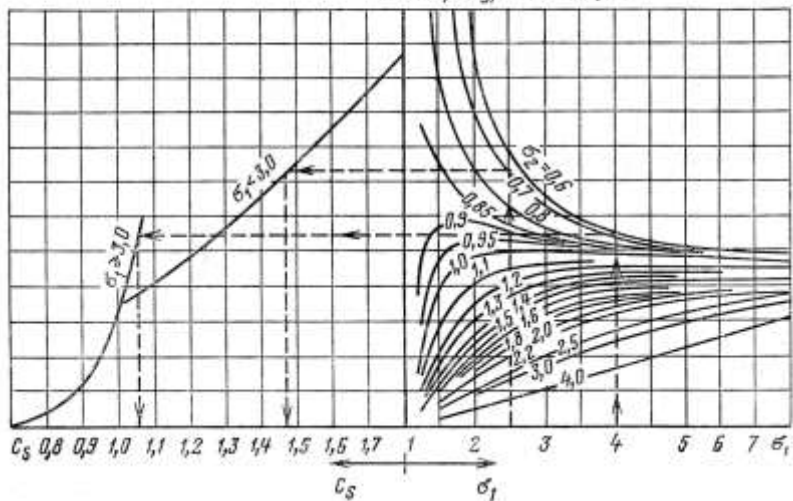
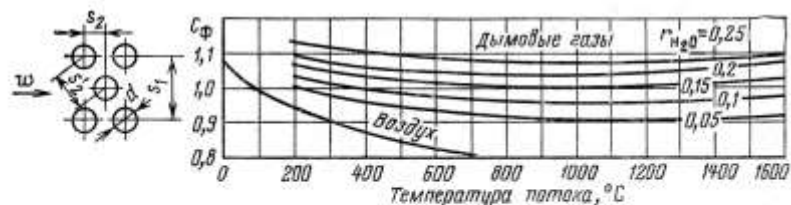


Рис. П1.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (номограмма XIII НТР) (начало)

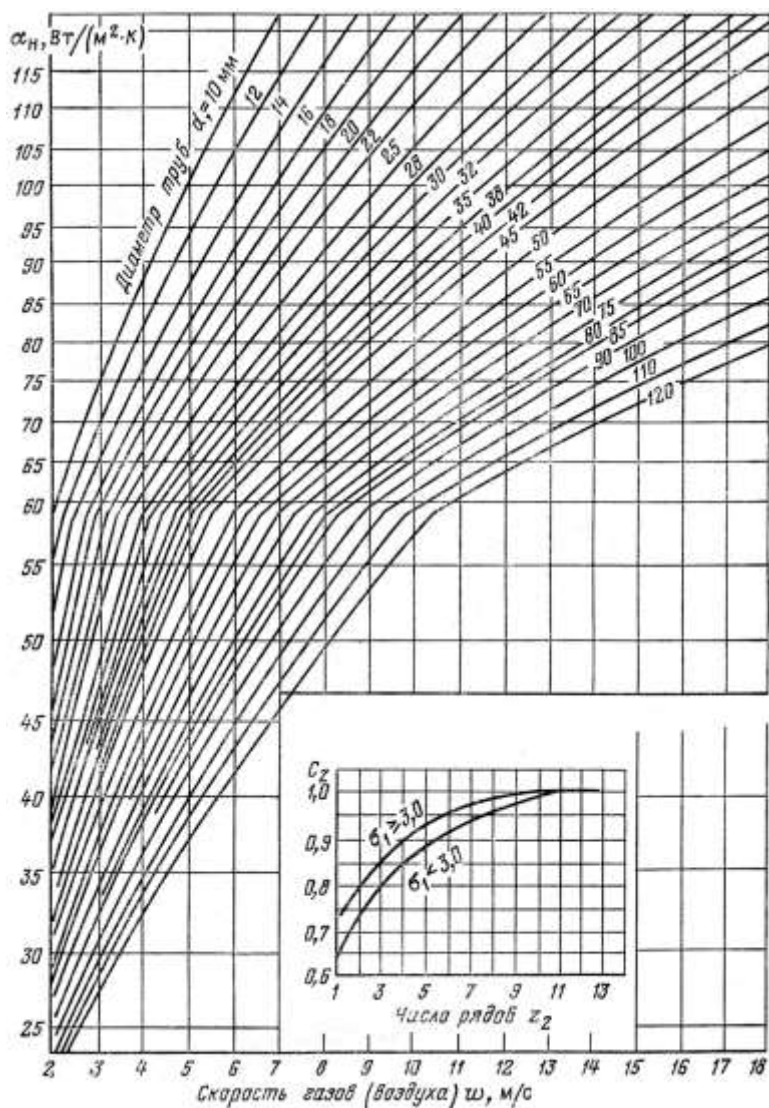


Рис. П1.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (номограмма XIII НТР) (продолжение)

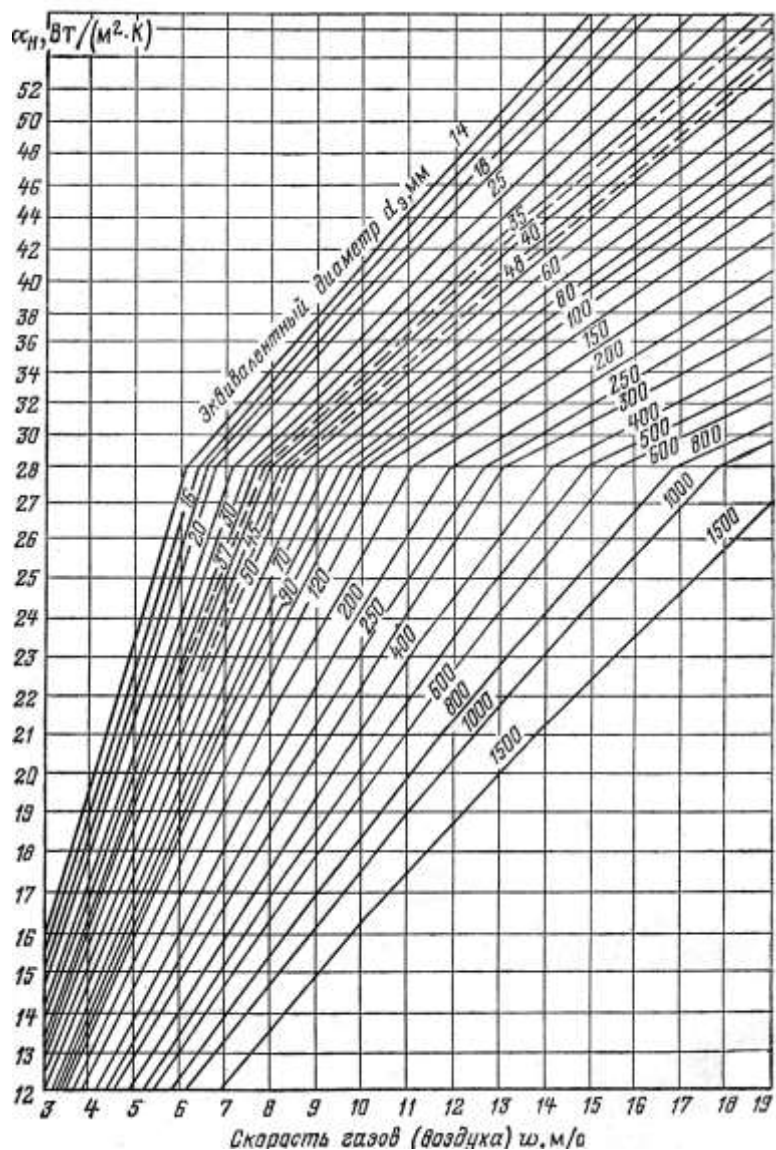


Рис. П1.4. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания (номограмма XIV НТР) (начало)

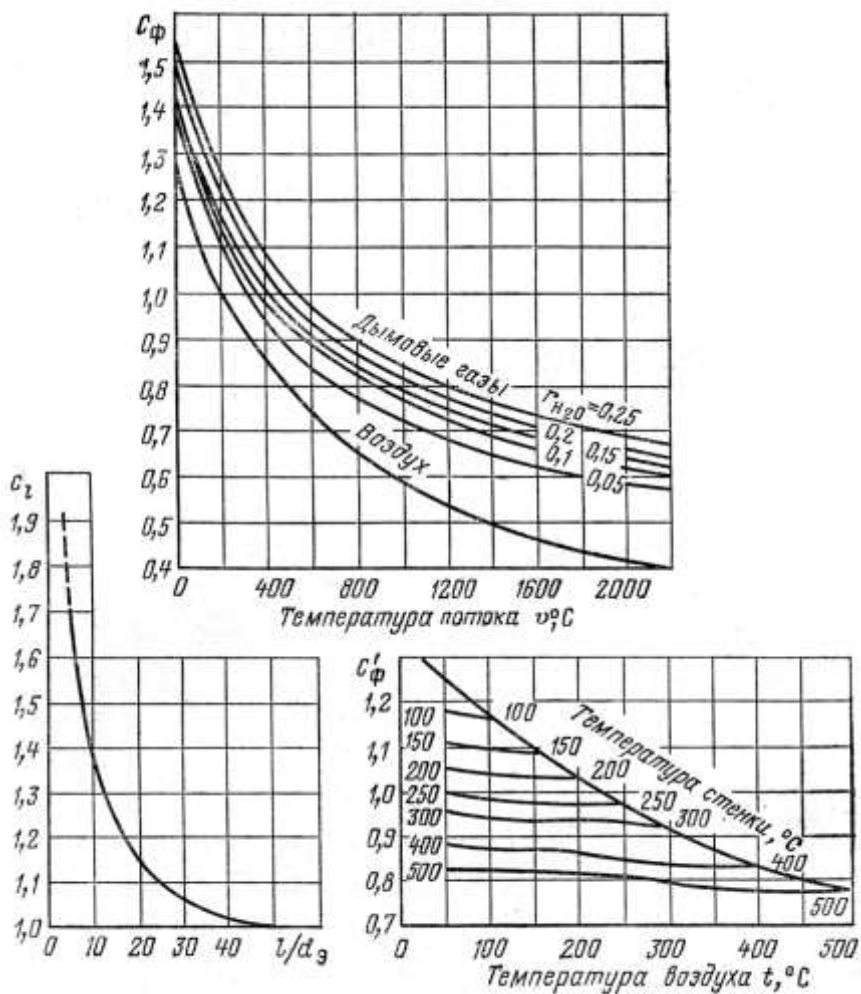


Рис. П1.4. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания (номограмма XIV НТП) (продолжение)

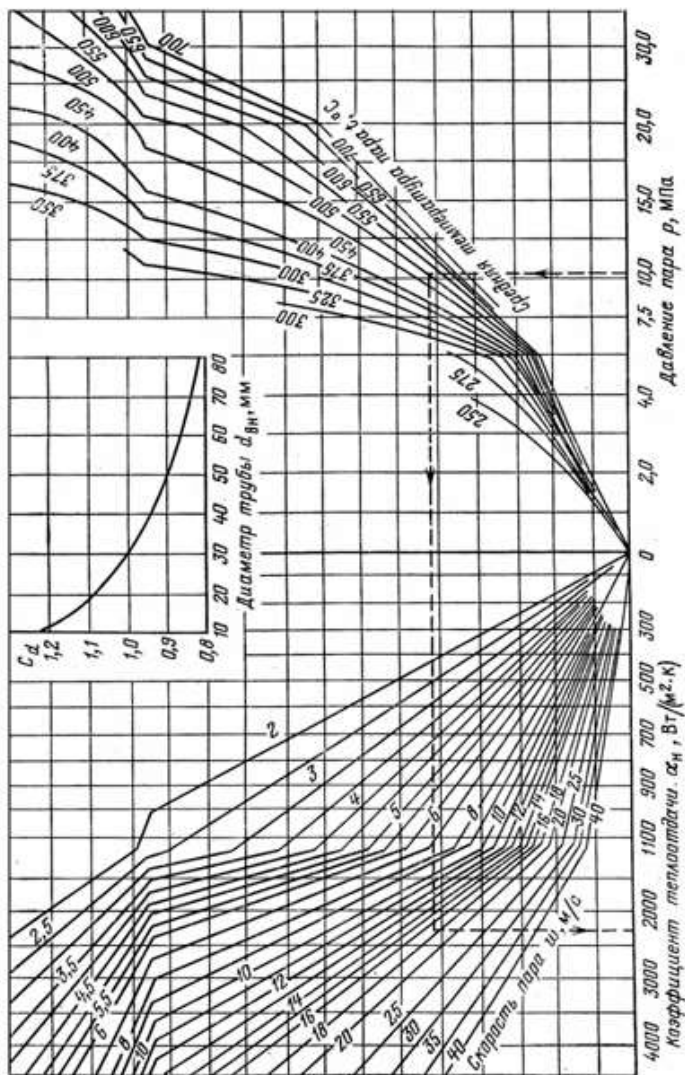


Рис. 5. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара (Номограмма XV НТР)

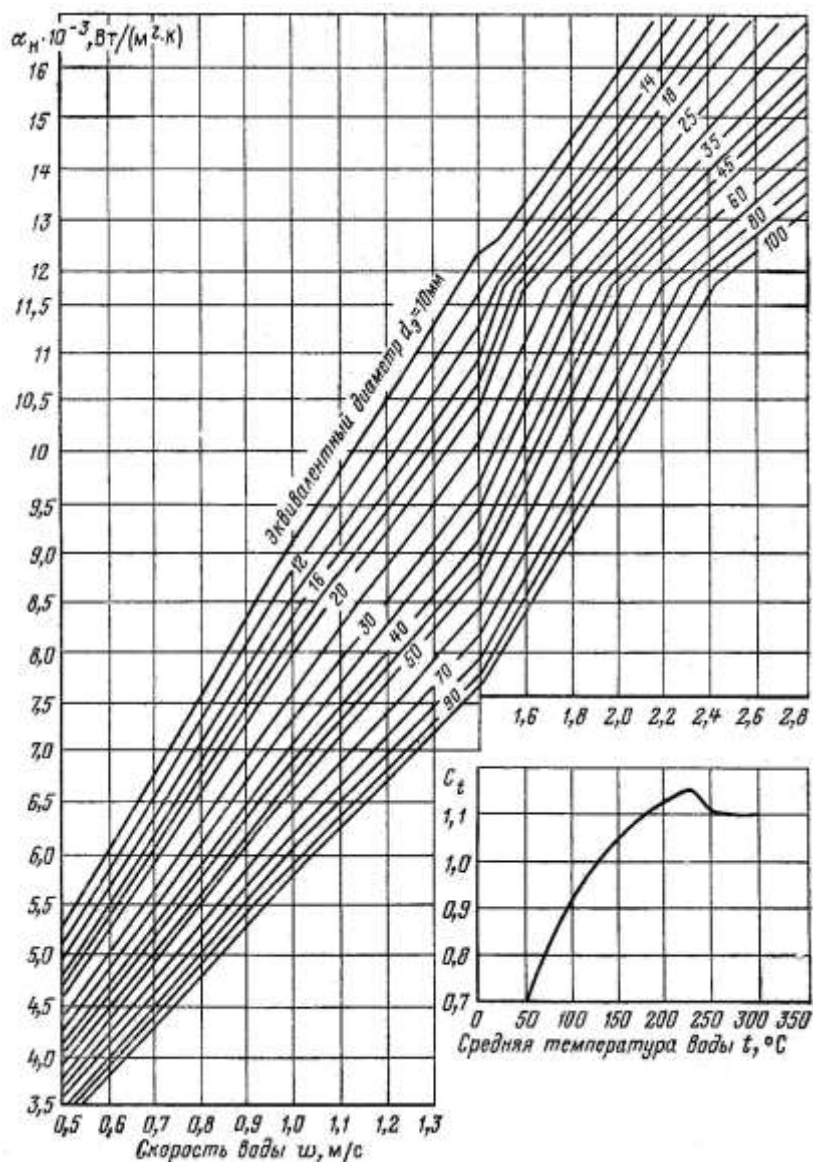


Рис. П1.6. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для некипящей жидкости (номограмма XVI НТР)

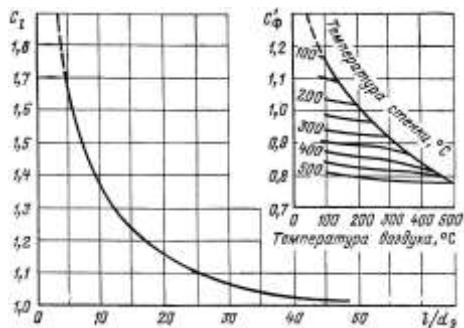
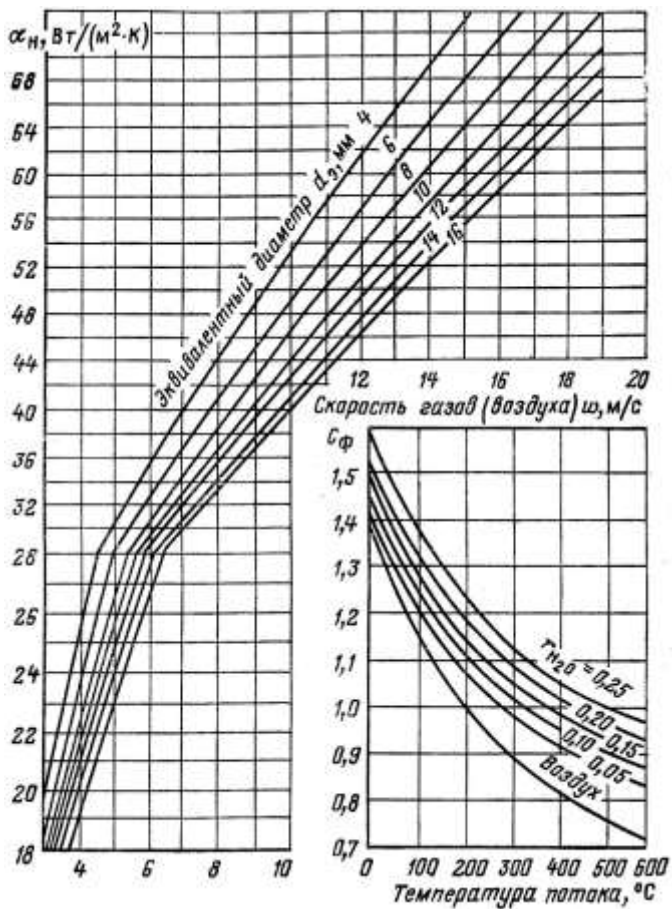


Рис. П1.7. Коэффициент теплоотдачи для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей (номограмма XVIII)

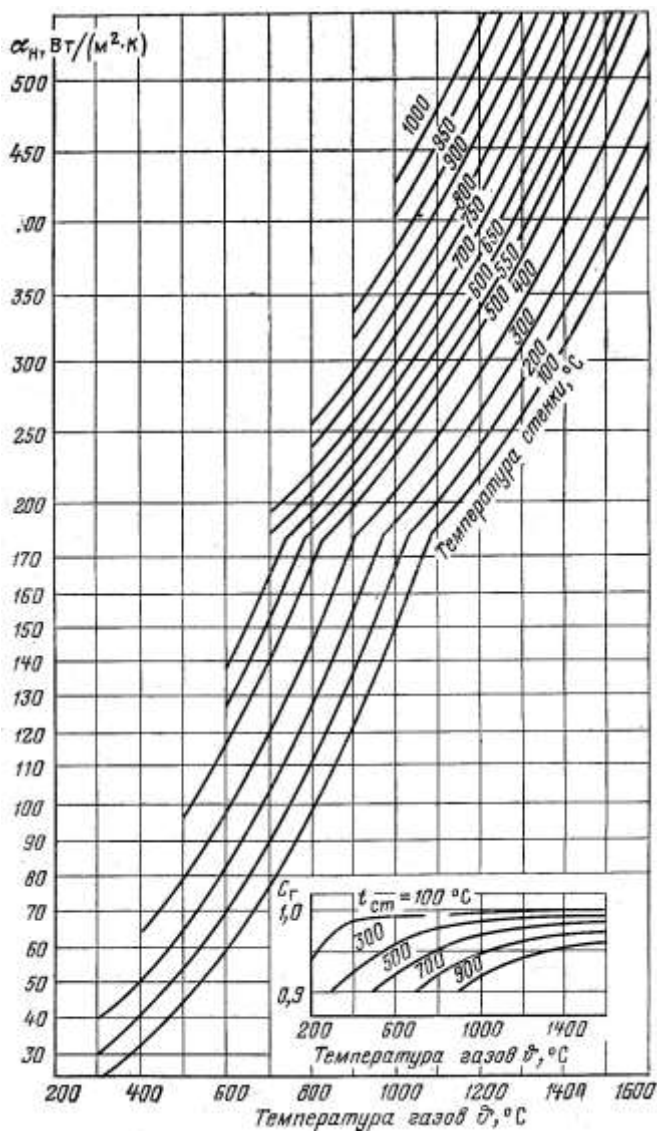


Рис. П1.8. Коэффициент теплоотдачи излучением
(номограмма XIX НТР)

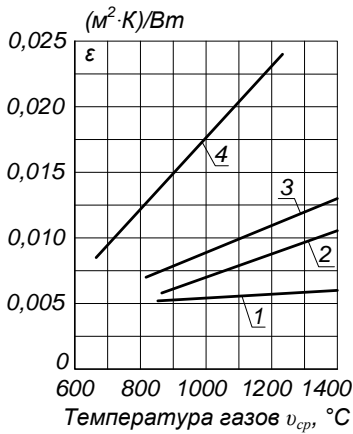


Рис. П1.9. Коэффициент загрязнения ширмовых пароперегревателей:
 1 – нешлакующие угли типа экибастузских;
 2 – умеренно шлакующие угли при наличии очистки;
 3 – то же при отсутствии очистки и сильно шлакующие типа канско-ачинских;
 4 – сланцы северо-западных месторождений при наличии очистки.

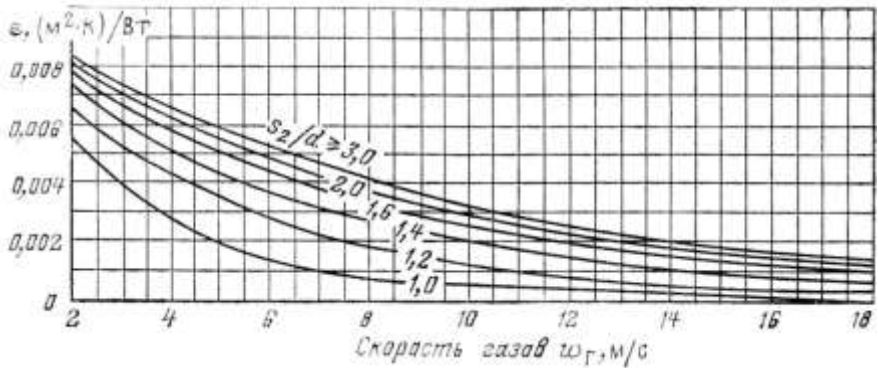


Рис. П1.10. Коэффициент загрязнения шахматных гладкотрубных пучков при сжигании твердых топлив.

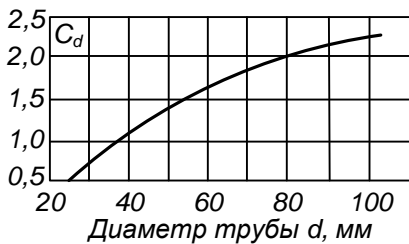


Рис. П1. 11. Коэффициент использования ширмовых пароперегревателей (начало)

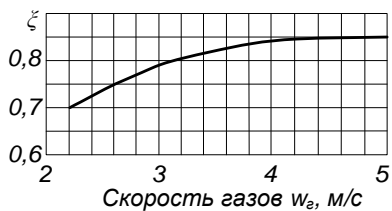


Рис. П1. 11. Коэффициент использования ширмовых пароперегревателей (продолжение)

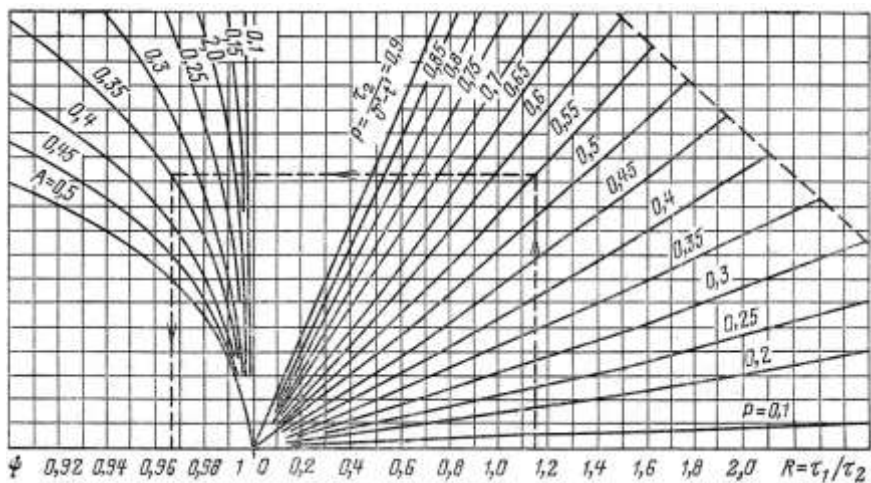
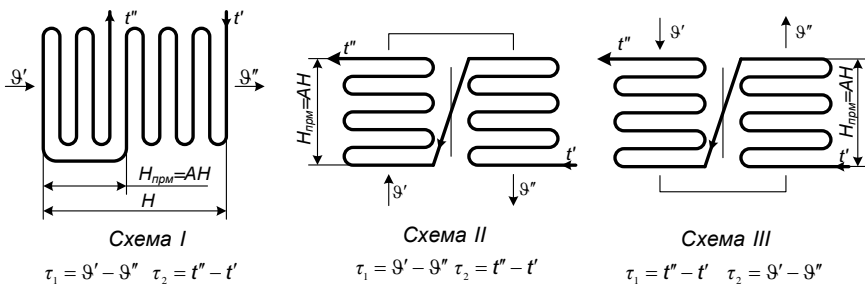


Рис. П1.12. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при последовательно-смешанном токе (номограмма XXIX НТР)

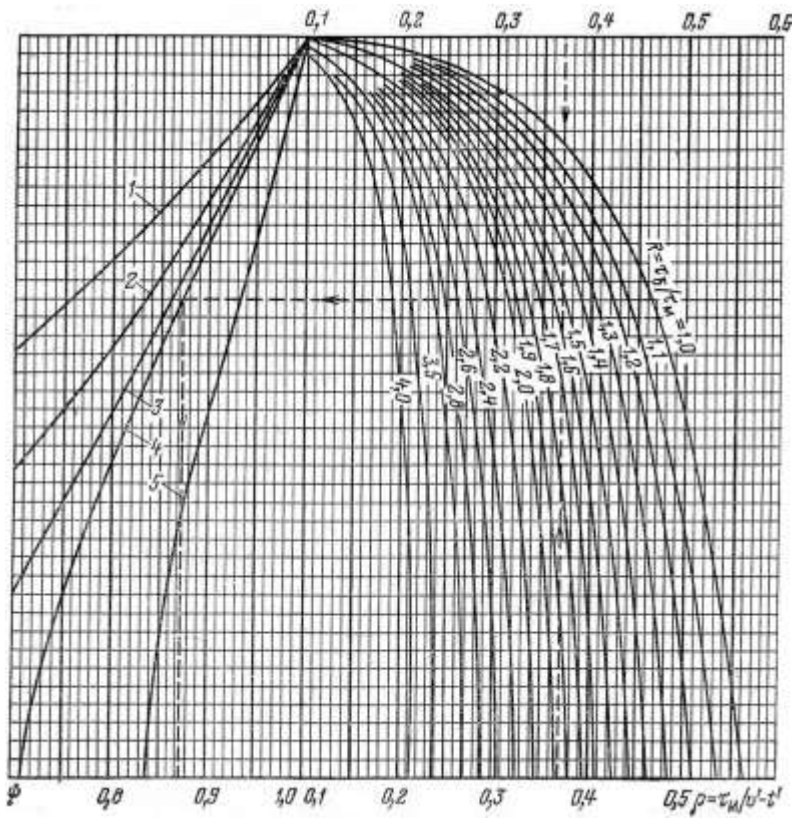
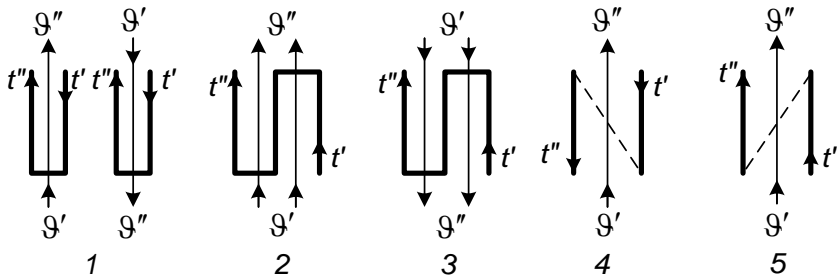


Рис. П1.13. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при параллельно-смешанном токе (номограмма XXX НТР)

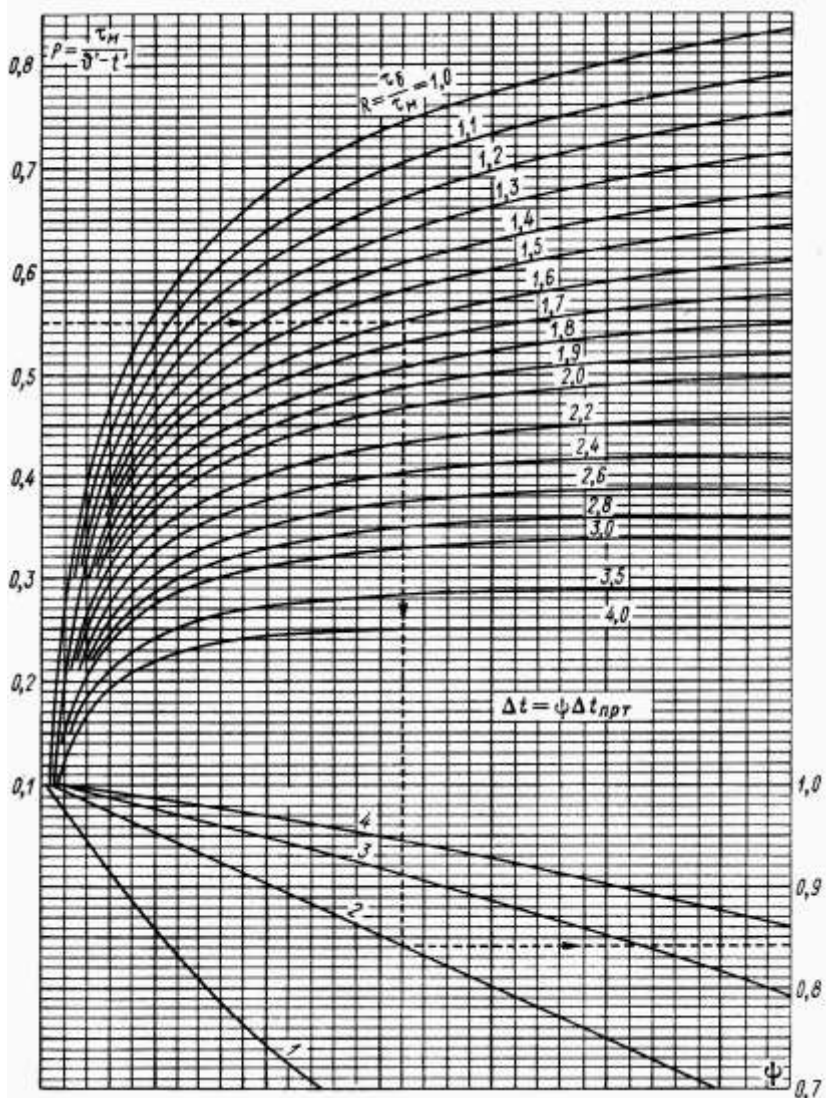


Рис. П1.14. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при перекрестном токе: 1 – однократный перекрест; 2 – двукратный перекрест; 3 – трехкратный перекрест; 4 – четырехкратный перекрест (номограмма XXXI НТР) (начало)

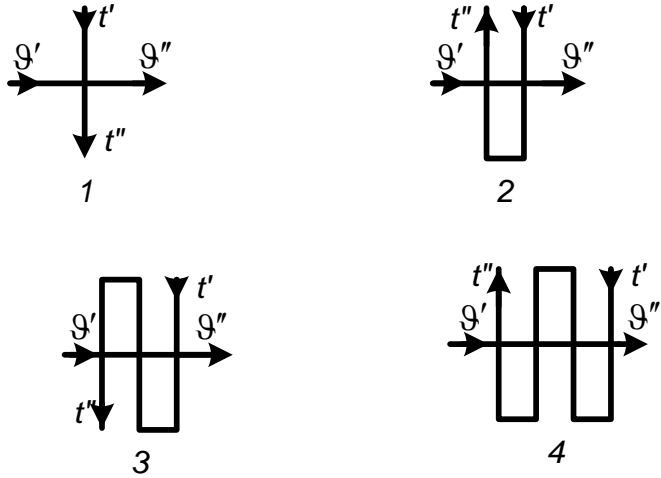


Рис. П1. 14. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при перекрестном токе: 1 – однократный перекрест; 2 – двукратный перекрест; 3 – трехкратный перекрест; 4 – четырехкратный перекрест (номограмма ХХХI НТР) (продолжение)

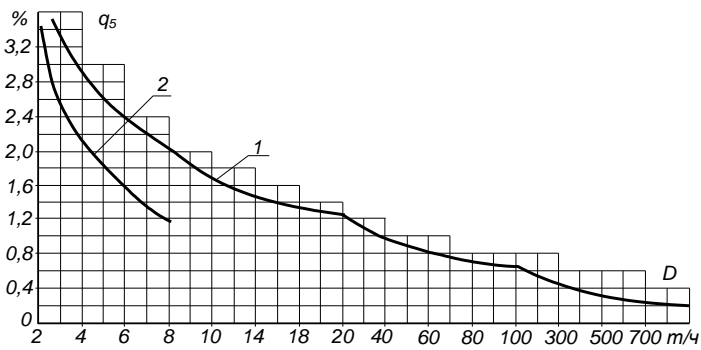


Рис. П1.15. Потери теплоты от наружного охлаждения (рисунок 5.1 НТР):
 1 – котельный агрегат (с хвостовыми поверхностями);
 2 – собственно котел (без хвостовых поверхностей)
 (Хвостовые поверхности – это экономайзер и воздухоподогреватель)

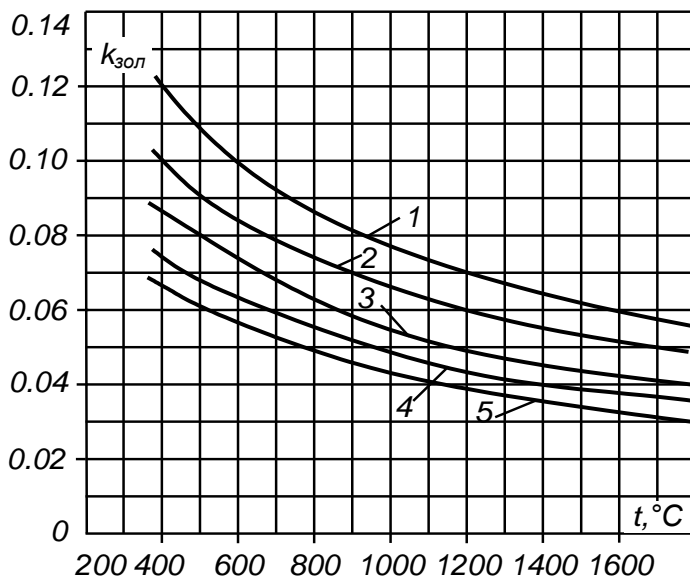


Рис. П1. 16. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами:

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 (номограмма IV)

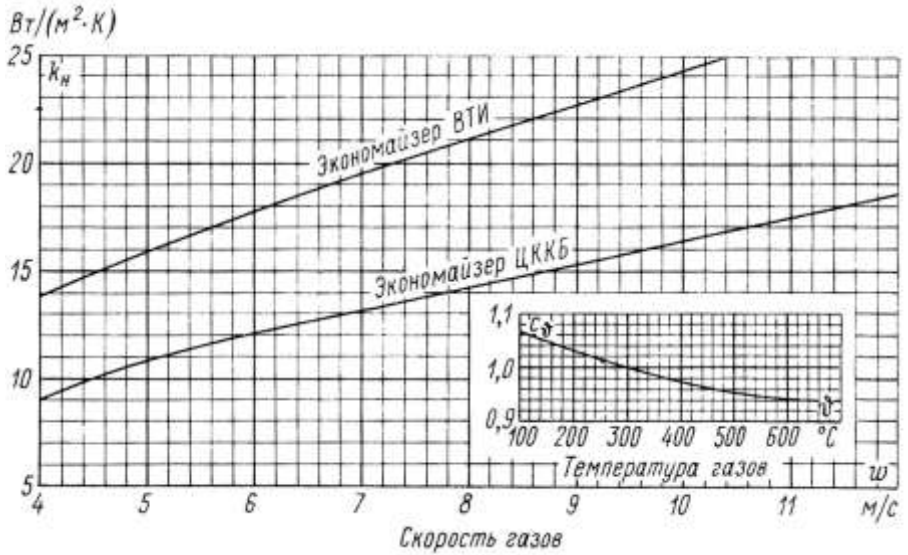


Рис. П1.17. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров (номограмма XX)

ПРИЛОЖЕНИЕ 2.

Таблицы
Средние изобарные теплоемкости газов
при атмосферном давлении

| t, °N | CO ₂ | H ₂ | O ₂ | H ₂ O | C. B | B |
|-------|-------------------------|----------------|----------------|------------------|--------|--------|
| | кДж/(м ³ ·К) | | | | | |
| 0 | 1.6010 | 1.2955 | 1.3069 | 1.4954 | 1.2981 | 1.3198 |
| 100 | 1.7016 | 1.2968 | 1.3186 | 1.5063 | 1.3014 | 1.3253 |
| 200 | 1.7887 | 1.3006 | 1.3362 | 1.5235 | 1.3081 | 1.3328 |
| 300 | 1.8641 | 1.3077 | 1.3571 | 1.5436 | 1.3182 | 1.3433 |
| 400 | 1.9312 | 1.3173 | 1.3785 | 1.5666 | 1.3299 | 1.3555 |
| 500 | 1.9902 | 1.3286 | 1.3990 | 1.5909 | 1.3437 | 1.3693 |
| 600 | 2.0426 | 1.3412 | 1.4179 | 1.6161 | 1.3576 | 1.3840 |
| 700 | 2.0900 | 1.3546 | 1.4355 | 1.6425 | 1.3718 | 1.3986 |
| 800 | 2.1327 | 1.3680 | 1.4510 | 1.6693 | 1.3852 | 1.4124 |
| 900 | 2.1708 | 1.3806 | 1.4657 | 1.6969 | 1.3986 | 1.4259 |
| 1000 | 2.2052 | 1.3928 | 1.4786 | 1.7242 | 1.4108 | 1.4384 |
| 1100 | 2.2366 | 1.4045 | 1.4904 | 1.7514 | 1.4225 | 1.4594 |
| 1200 | 2.2655 | 1.4154 | 1.5017 | 1.7782 | 1.4338 | 1.4623 |
| 1300 | 2.2915 | 1.4263 | 1.5117 | 1.8042 | 1.4443 | 1.4736 |
| 1400 | 2.3154 | 1.4359 | 1.5214 | 1.8293 | 1.4539 | 1.4841 |
| 1500 | 2.3372 | 1.4451 | 1.5306 | 1.8541 | 1.4631 | 1.4937 |
| 1600 | 2.3573 | 1.4539 | 1.5390 | 1.8775 | 1.4719 | 1.5029 |
| 1700 | 2.3761 | 1.4623 | 1.5474 | 1.9010 | 1.4799 | 1.5113 |
| 1800 | 2.3933 | 1.4698 | 1.5553 | 1.9228 | 1.4879 | 1.5189 |
| 1900 | 2.4092 | 1.4770 | 1.5629 | 1.9437 | 1.4950 | 1.5268 |
| 2000 | 2.4239 | 1.4837 | 1.5704 | 1.9643 | 1.5021 | 1.5340 |
| 2100 | 2.4377 | 1.4904 | 1.5771 | 1.9840 | 1.5084 | 1.5411 |
| 2200 | 2.4503 | 1.4962 | 1.5842 | 2.0024 | 1.5147 | 1.5474 |
| 2300 | 2.4620 | 1.5021 | 1.5909 | 2.0204 | 1.5205 | 1.5536 |

Удельные объемы и энтальпии сухого насыщенного пара
и воды на кривой насыщения

| P, МПа | t, °C | $\rho' \cdot 10^3$, $\frac{м^3}{кг}$ | ρ'' , $\frac{м^3}{кг}$ | i' , кДж/кг | i'' , кДж/кг | r, кДж/кг |
|--------|--------|--|--------------------------------|------------------|-------------------|--------------|
| 0.1 | 99.09 | 1.04 | 1.905 | 415.20 | 2674.53 | 2259.20 |
| 0.2 | 119.62 | 1.04 | 1.726 | 502.08 | 2705.93 | 2203.93 |
| 0.4 | 142.92 | 1.06 | 0.902 | 601.64 | 2737.33 | 2135.69 |
| 0.6 | 158.08 | 1.08 | 0.471 | 666.96 | 2755.33 | 2088.38 |
| 0.8 | 169.61 | 1.11 | 0.245 | 717.20 | 2767.47 | 2050.28 |
| 1.0 | 179.04 | 1.13 | 0.198 | 758.65 | 2776.27 | 2017.62 |
| 1.2 | 187.08 | 1.14 | 0.166 | 794.65 | 2782.55 | 1987.89 |
| 1.4 | 194.13 | 1.15 | 0.143 | 826.06 | 2787.57 | 1961.52 |
| 1.6 | 200.43 | 1.16 | 0.126 | 854.11 | 2791.76 | 1937.65 |
| 1.8 | 206.14 | 1.17 | 0.112 | 880.07 | 2794.69 | 1914.62 |
| 2.0 | 211.38 | 1.17 | 0.101 | 903.93 | 2796.78 | 1892.85 |
| 2.5 | 222.90 | 1.19 | 0.081 | 957.10 | 2800.55 | 1843.45 |
| 3.0 | 232.76 | 1.21 | 0.068 | 1003.16 | 2801.81 | 1798.65 |
| 3.5 | 241.42 | 1.23 | 0.058 | 1044.61 | 2801.39 | 1756.78 |
| 4.0 | 249.18 | 1.25 | 0.051 | 1081.87 | 2799.71 | 1717.84 |
| 4.5 | 256.23 | 1.27 | 0.045 | 1116.20 | 2797.20 | 1681.00 |
| 5.0 | 262.70 | 1.28 | 0.040 | 1148.44 | 2793.43 | 1644.99 |
| 6.0 | 274.29 | 1.31 | 0.033 | 1207.47 | 2784.64 | 1577.17 |
| 7.0 | 284.48 | 1.35 | 0.028 | 1260.65 | 2773.34 | 1512.69 |
| 8.0 | 293.62 | 1.38 | 0.024 | 1310.05 | 2759.94 | 1449.89 |
| 9.0 | 301.92 | 1.41 | 0.021 | 1356.10 | 2744.87 | 1388.76 |
| 10.0 | 309.53 | 1.45 | 0.018 | 1400.07 | 2728.12 | 1328.05 |
| 11.0 | 316.58 | 1.48 | 0.016 | 1442.35 | 2709.70 | 1267.34 |
| 12.0 | 323.15 | 1.51 | 0.015 | 1482.96 | 2689.60 | 1206.64 |

Удельные объемы и энтальпии воды

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\rho \cdot 10^3, \text{ М}^3/\text{кг}$ | $i, \text{ кДж/кг}$ | $\rho \cdot 10^3, \text{ М}^3/\text{кг}$ | $i, \text{ кДж/кг}$ | $\rho \cdot 10^3, \text{ М}^3/\text{кг}$ | $i, \text{ кДж/кг}$ | $\rho \cdot 10^3, \text{ М}^3/\text{кг}$ | $i, \text{ кДж/кг}$ | $\rho \cdot 10^3, \text{ М}^3/\text{кг}$ | $i, \text{ кДж/кг}$ |
|---------------------|--|---------------------|--|---------------------|--|---------------------|--|---------------------|--|---------------------|
| | P = 0.1 МПа | | P = 0.2 МПа | | P = 0.4 МПа | | P = 0.6 МПа | | P = 0.8 МПа | |
| 0 | 1.00 | 0 | 1.00 | 0 | 1.00 | 0.4 | 1.00 | 0.4 | 1.00 | 0.8 |
| 10 | 1.00 | 42.3 | 1.00 | 42.3 | 1.00 | 42.3 | 1.00 | 42.7 | 1.00 | 42.7 |
| 30 | 1.00 | 125.6 | 1.00 | 126 | 1.00 | 126 | 1.00 | 126 | 1.00 | 126.4 |
| 50 | 1.01 | 209.3 | 1.01 | 209.3 | 1.01 | 209.8 | 1.01 | 209.8 | 1.01 | 209.8 |
| 70 | 1.02 | 293.1 | 1.02 | 293.1 | 1.02 | 293.1 | 1.02 | 293.5 | 1.02 | 293.5 |
| 90 | 1.04 | 376.8 | 1.04 | 377.2 | 1.04 | 377.2 | 1.04 | 377.2 | 1.04 | 377.6 |
| 110 | | | 1.05 | 461.4 | 1.05 | 461.4 | 1.05 | 461.8 | 1.05 | 461.8 |
| 130 | | | | | 1.07 | 546.4 | 1.07 | 546.4 | 1.07 | 546.8 |
| | P = 1.0 МПа | | P = 1.5 МПа | | P = 2.0 МПа | | P = 3.0 МПа | | P = 4.0 МПа | |
| 0 | 1.00 | 0.8 | 1.00 | 1.3 | 1.00 | 2.1 | 1.00 | 2.9 | 1.00 | 3.8 |
| 10 | 0.91 | 43.1 | 1.00 | 43.5 | 1.00 | 44.0 | 1.00 | 44.8 | 1.00 | 45.6 |
| 50 | 1.01 | 210.2 | 1.01 | 210.6 | 1.01 | 211.0 | 1.01 | 211.9 | 1.01 | 212.7 |
| 90 | 1.04 | 377.6 | 1.04 | 378.1 | 1.04 | 378.5 | 1.03 | 379.3 | 1.03 | 379.7 |
| 130 | 1.07 | 547.2 | 1.07 | 547.2 | 1.07 | 547.6 | 1.07 | 548.1 | 1.07 | 548.9 |
| 170 | 1.11 | 719.3 | 1.11 | 719.7 | 1.11 | 719.7 | 1.11 | 720.1 | 1.11 | 721.0 |
| 210 | | | | | 1.17 | 897.6 | 1.17 | 898.1 | 1.17 | 898.5 |
| 240 | | | | | | | | | 1.23 | 10375 |
| | P = 5.0 МПа | | P = 7.0 МПа | | P = 9.0 МПа | | P = 10 МПа | | P = 11 МПа | |
| 0 | 1.00 | 5.0 | 1.00 | 7.1 | 1.00 | 8.8 | 1.00 | 10.0 | 1.00 | 10.9 |
| 10 | 1.00 | 46.9 | 1.00 | 48.6 | 1.00 | 50.7 | 1.00 | 51.5 | 1.00 | 52.3 |

| | | | | | | | | | | |
|---------|------|-----------|------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|
| 50 | 1.01 | 213. 5 | 1.01 | 215.2 | 1.01 | 216.9 | 1.01 | 217.7 | 1.01 | 214.4 |
| 10 0 | 1.04 | 422. 9 | 1.04 | 424.1 | 1.04 | 425.4 | 1.04 | 426.2 | 1.04 | 427.1 |
| 15 0 | 1.09 | 634. 7 | 1.09 | 636.0 | 1.09 | 637.2 | 1.08 | 638.1 | 1.08 | 638.5 |
| 20 0 | 1.15 | 853. 7 | 1.15 | 854.5 | 1.15 | 855.4 | 1.15 | 855.8 | 1.15 | 856.2 |
| 25 0 | 1.25 | 1085.6 | 1.25 | 1085.6 | 1.25 | 1086.1 | 1.25 | 1086.1 | 1.25 | 1086.1 |
| 30 0 | | | | | 1.40 | 13452 | 1.40 | 13440 | 1.40 | 13427 |

Удельные объемы и энтальпии перегретого пара
при докритическом давлении

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\rho \cdot 10^3,$ | | $i,$ | | $\rho \cdot 10^3,$ | | $i,$ | | $\rho \cdot 10^3,$ | | $i,$ | | $\rho \cdot 10^3,$ | | $i,$ | | $\rho \cdot 10^3,$ | | $i,$ | |
|---------------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|
| | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг | $\text{м}^3/\text{кг}$ | кДж/кг |
| | P=0.1 МПа | | P=0.2 МПа | | P=0.4 МПа | | P=0.6 МПа | | P=0.8 МПа | | | | | | | | | | | |
| 100 | 1.73 | 276.6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 120 | 1.83 | 2716.8 | 0.90 | 2706.8 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 140 | 1.93 | 2758.6 | 0.95 | 2748.6 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 160 | 2.02 | 2796.4 | 1.00 | 2789.7 | 0.49 | 2775.8 | 0.32 | 2759.8 | | | | | | | | | | | | |
| 180 | 2.12 | 2835.7 | 1.05 | 2830.3 | 0.52 | 2819.0 | 0.34 | 2806.4 | 0.25 | 2793.0 | | | | | | | | | | |
| 200 | 2.22 | 2875.1 | 1.10 | 2870.5 | 0.55 | 2860.8 | 0.36 | 2850.8 | 0.27 | 2839.9 | | | | | | | | | | |
| 250 | 2.45 | 2974.3 | 1.22 | 2971.0 | 0.61 | 2964.3 | 0.40 | 2957.6 | 0.30 | 2950.9 | | | | | | | | | | |
| 300 | 2.69 | 3073.9 | 1.34 | 3071.9 | 0.67 | 3059.6 | 0.44 | 3061.8 | 0.33 | 3056.8 | | | | | | | | | | |
| 350 | 2.93 | 3175.3 | 1.46 | 3173.6 | 0.73 | 3169.8 | 0.48 | 3166.1 | 0.36 | 3161.9 | | | | | | | | | | |
| 400 | 3.16 | 3277.8 | 1.58 | 3276.6 | 0.79 | 3273.7 | 0.52 | 3270.3 | 0.39 | 3267.4 | | | | | | | | | | |
| 450 | 3.40 | 3382.7 | 1.70 | 3380.8 | 0.84 | 3378.3 | 0.56 | 3375.8 | 0.42 | 3373.3 | | | | | | | | | | |
| | P=1.0 МПа | | P=1.5 МПа | | P=2.0 МПа | | P=3.0 МПа | | P=4.0 МПа | | | | | | | | | | | |
| 180 | 0.20 | 2778.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 200 | 0.21 | 2828.6 | 0.14 | 2797.2 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 250 | 0.24 | 2943.3 | 0.16 | 2924.5 | 0.11 | 2904.0 | 0.072 | 2858.3 | 0.051 | 2805.1 | | | | | | | | | | |
| 300 | 0.26 | 3051.8 | 0.17 | 3038.8 | 0.13 | 3025.0 | 0.083 | 2999.0 | 0.060 | 2964.3 | | | | | | | | | | |
| 350 | 0.29 | 3158.1 | 0.19 | 3148.1 | 0.14 | 3138.0 | 0.092 | 3119.2 | 0.068 | 3094.9 | | | | | | | | | | |
| 400 | 0.31 | 3264.4 | 0.21 | 3256.5 | 0.15 | 3248.5 | 0.101 | 3234.3 | 0.075 | 3215.9 | | | | | | | | | | |
| 450 | 0.34 | 3370.8 | 0.22 | 3364.5 | 0.17 | 3358.2 | 0.110 | 3346.5 | 0.082 | 3331.9 | | | | | | | | | | |
| 500 | 0.36 | 3478.4 | 0.24 | 3473.4 | 0.18 | 3467.9 | 0.119 | 3458.3 | 0.088 | 3446.2 | | | | | | | | | | |
| 550 | 0.39 | 3587.3 | 0.26 | 3582.6 | 0.19 | 3578.5 | 0.127 | 3570.1 | 0.095 | 3560.0 | | | | | | | | | | |

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| 1. Котельные агрегаты промышленных и коммунальных котельных..... | 4 |
| 1.1. Основные параметры котлов..... | 4 |
| 1.2. Вертикально-водотрубные котлы ДКВР..... | 5 |
| 1.3. Паровые котлы ДЕ..... | 12 |
| 1.4. Топочные устройства..... | 17 |
| 2. Поверочный тепловой расчет котельного агрегата..... | 20 |
| 2.1. Цель и задачи поверочного расчета..... | 20 |
| 2.2. Исходные данные для выполнения расчета..... | 22 |
| 2.3. Расчёт топки и процесса горения..... | 24 |
| 2.3.1. Определение состава и теплоты сгорания топлива..... | 24 |
| 2.3.2. Определение объёмов воздуха и продуктов сгорания топлива..... | 26 |
| 2.3.3. Определение теоретической температуры горения топлива и температуры продуктов сгорания на выходе из топки..... | 38 |
| 2.4. Определение энтальпии продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата..... | 38 |
| 2.5. Тепловой баланс котлоагрегата..... | 40 |
| 2.6. Определение площади зеркала горения и объема топки..... | 44 |
| 2.7. Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева котла..... | 44 |
| 2.8. Расчет пароперегревателя..... | 50 |
| 2.9. Расчет водяного экономайзера..... | 54 |
| 3. Аэродинамический расчет газового тракта котлоагрегата..... | 55 |
| 3.1 Расчёт дымовой трубы..... | 65 |
| Заключение..... | 67 |
| Библиографический список..... | 68 |
| Приложение 1 Номограммы и графики | 69 |
| Приложение 2. Таблицы..... | 86 |

Учебное издание

Агапов Юрий Николаевич
Лукьяненко Владимир Ильич
Агапов Дмитрий Юрьевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК СРЕДНЕЙ
И МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

В авторской редакции

Компьютерный набор Д.Ю. Агапова

Подписано в печать 15.06.2018.

Формат 60×84/16. Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л. 6,0. Уч.-изд. л. 4,8. Тираж 350 экз.

Заказ № _____

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический
университет»

394026 Воронеж, Московский просп., 14

Участок оперативной полиграфии издательства ВГТУ

394026 Воронеж, Московский просп., 14