

Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ
СООБЩЕНИЯ»

КАФЕДРА
«Теплотехника и теплосиловые установки»

В.И. Крылов, Д.В. Крылов

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2013

УДК 621.182

ББК 31.361

Крылов В.И., Крылов Д.В.

Котельные установки: Учебное пособие.

- С-Пб.: ПГУПС. 2013 г

Приведены назначения и классификация котельных установок. Рассмотрены принципы компоновки и конструирования основных элементов котельных установок.

Представлены методика и необходимые нормативно-справочные материалы для теплового расчета паровых и водогрейных котлов, сжигающих твердое, жидкое и газообразное топливо. Изложение материала основано на Нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов, с акцентом на максимально возможное использование соответствующих уравнений и формул и минимальным применением расчетных графиков и номограмм этого метода.

Пособие предназначено студентам специальности 140.104 «Промышленная теплоэнергетика» при изучении ими дисциплины «Парогенераторы и водогрейные котельные установки», а также может быть использовано студентами других теплотехнических специальностей.

ВВЕДЕНИЕ

Промышленные предприятия железнодорожного транспорта потребляют большое количество теплоты на технологические нужды, вентиляцию, отопление и горячее водоснабжение. Тепловая энергия в виде пара и горячей воды вырабатывается производственными и отопительными котельными, которые должны обеспечить бесперебойное и качественное теплоснабжение предприятий и потребителей теплоты. Повышение надежности и экономичности теплоснабжения в значительной мере зависит от качества работы котлоагрегатов и рационально спроектированной тепловой схемы котельной. В связи с этим большое значение приобретают вопросы теплового расчета котлоагрегатов и правильного выбора теплотехнического оборудования котельной.

Тепловой расчет парового или водогрейного котла может быть конструктивным или поверочным. Конструктивный расчет выполняется при разработке (проектировании) новых паровых или водогрейных котлов специализированными проектно-конструкторскими институтами или конструкторскими бюро котлостроительных заводов. Поверочный расчет котельных агрегатов выполняют при модернизации котельной установки или переходе с одного топлива на другое, а также после возможной реконструкции топочных устройств и поверхностей нагрева котлоагрегата для последующей оценки технических и экономических показателей его работы на заданном топливе при номинальной нагрузке.

Результатом поверочного теплового расчета — являются величины температур газов на выходе их из топки и далее по всему газовому тракту, а также температур и скоростей газов, пара, воды и воздуха в конвективных элементах котлоагрегата (пароперегреватель, водяной экономайзер, воздухоподогреватель и др.), размеры, которых указаны в заводских чертежах.

Проверочный тепловой расчет парового или водогрейного котла выполняют в соответствии с Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов [1].

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Котельная установка — это комплекс сооружений, агрегатов и устройств, предназначенных для выработки тепловой энергии (в виде пара и горячей воды) и подачи ее потребителю.

В процессе работы котельной установки в ее трубопроводах и каналах одновременно движутся различные энергоносители: топливо, воздух, вода и пар,

продукты сгорания (дымовые газы), а также зола и шлак в случае сжигания твердого топлива. Условно движение этих теплоносителей разделяют на соответствующие тракты: топливный, воздушный, пароводяной, газовый и шлакоудаление. На рис. 1.1 представлена принципиальная технологическая схема котельной установки с барабанным паровым котлом, работающим на твердом пылевидном топливе с гидравлической системой шлакоудаления.

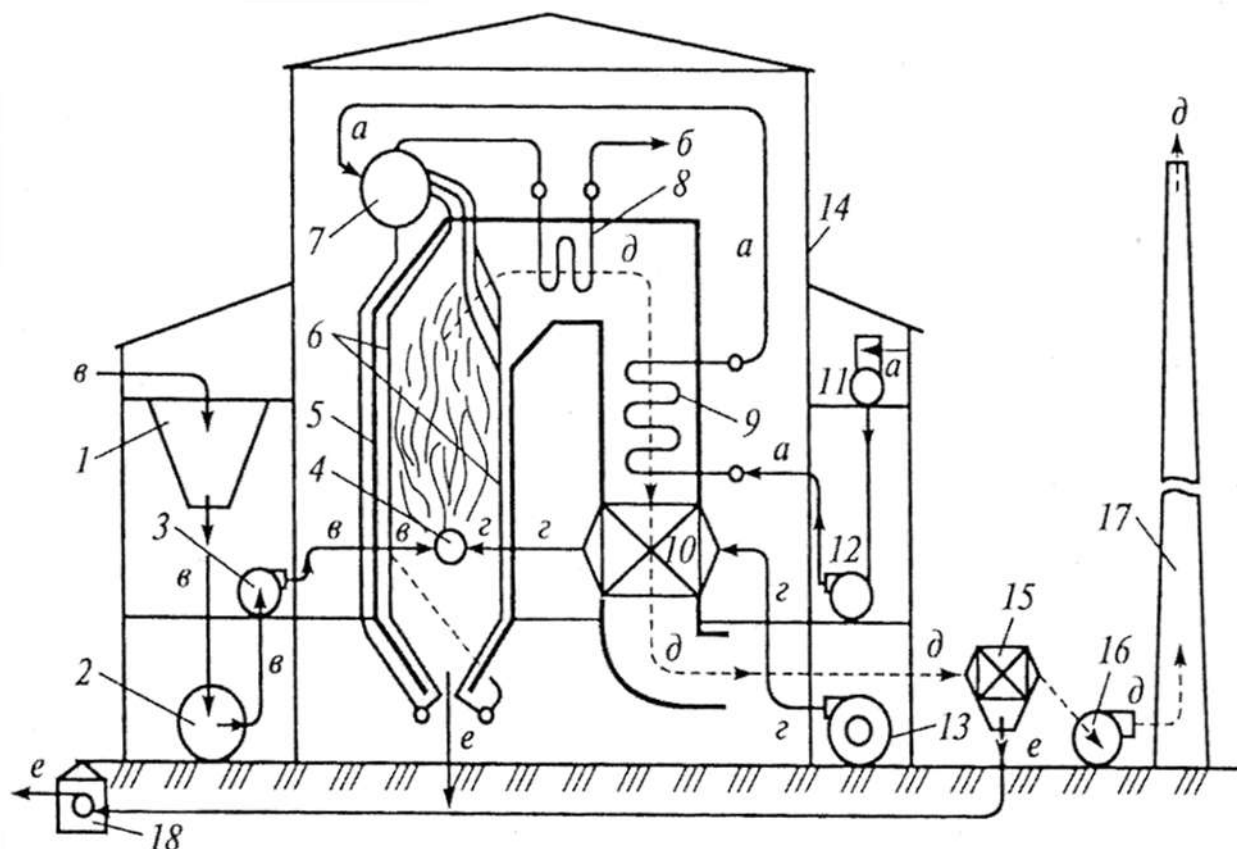


Рис.1.1 Технологическая схема котельной установки:

а - водяной тракт; б - перегретый пар; в - топливный тракт; г - воздушный тракт; д - тракт продуктов сгорания; е - шлаковый тракт; 1 - бункер топлива; 2 - размольная мельница; 3 - мельничный вентилятор; 4 - горелка; 5 - контур топки и газоходов; 6 - экраны топки; 7 - барабан; 8 - пароперегреватель; 9 - водяной экономайзер; 10 - воздухоподогреватель; 11 - деаэратор; 12 - питательный насос; 13 - дутьевой вентилятор; 14 - контур здания котельной; 15 - золоуловитель; 16 - дымосос; 17 - дымовая труба; 18 - насосная станция гидравлической системы шлакоудаления

Котельная установка состоит из:

- котельного агрегата, устройств подготовки и подачи топлива в топку;
- дутьевого вентилятора для подачи необходимого количества воздуха;
- оборудования для удаления золы и шлака (при сжигании твердого топлива);
- дымососа для отвода продуктов сгорания из котельного агрегата;

- устройств очистки дымовых газов; дымовой трубы и оборудования для очистки и подготовки питательной воды.

Котельные по назначению подразделяют на:

- *энергетические* — для выработки пара, преобразуемого в электроэнергию (они, как правило, входят в состав электростанции);

- *отопительные* — для обеспечения теплотой системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;

- *отопительно-производственные* — для обеспечения теплотой системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и для технологического теплоснабжения;

- *производственные* — для технологического теплоснабжения.

Отопительные котельные оснащают, как правило, водогрейными котлами, вырабатывающими горячую воду, производственные — паровыми котлами, вырабатывающими водяной пар, отопительно-производственные — как теми, так и другими.

По объектам теплоснабжения котельные можно разделить на центральные и автономные. *Центральная* котельная предназначена для нескольких зданий и сооружений, связанных с котельной наружными тепловыми сетями. *Автономная* (индивидуальная) котельная предназначена для теплоснабжения одного здания или сооружения. Котельные по размещению подразделяют на:

- отдельно стоящие, в том числе модульно-блочные;

- пристроенные к зданиям другого назначения;

- встроенные в здания другого назначения независимо от этажа размещения;

- крышные.

Последние располагают на покрытии здания непосредственно или на специально устроенном основании над покрытием.

Котельные по надежности отпуска теплоты потребителям относят:

а) к первой категории — котельные, являющиеся единственным источником теплоты системы теплоснабжения и обслуживающие потребителей первой категории, нарушение теплоснабжения которых связано с опасностью для жизни людей;

б) ко второй категории — остальные котельные.

Топливо, поступающее в котельную, подразделяют на основное и резервное (аварийное).

Резервное топливо, используют в кратковременные периоды аварийного отключения основного топлива.

Для котельных, отнесенных к первой категории, в качестве аварийного, как правило, предусматривают использование жидкого топлива, вид которого определяется органом, устанавливающим основной вид топлива.

При переводе котельных агрегатов с камерными топками для сжигания твердого топлива, на сжигание природного газа в качестве резервного, как правило, должно сохраняться твердое топливо, если технико-экономическими и экологическими расчетами не обоснован другой вид топлива. Основным оборудованием любой котельной являются паровой или водогрейный котел. Паровым или водогрейным котлом называют устройство, предназначенное для получения пара или горячей воды требуемых параметров за счет теплоты выделяемой при сгорании органического топлива или теплоты отходящих газов от других энергетических объектов. Последние называют котлами-утилизаторами.

1.1. Компоновка котельных агрегатов.

Компоновку котельных агрегатов средней и большой производительности выполняют чаще всего П-образной. При такой компоновке дымососы и вентиляторы надежно располагаются на фундаменте и вредные последствия их динамических воздействий исключаются. Несколько дешевле, в сравнении с башенной компоновкой обходится и сооружение металлического каркаса.

Компоновка котлоагрегатов малой производительности выполняется разнообразной. Обычно при проектировании агрегатов с паропроизводительностью менее 10 т/ч помимо обеспечения высокой экономичности и надежности, решается задача использования различных твердых топлив, сжигаемых преимущественно в слое, и возможности перехода с одного топлива на другое. Современные паровые котлы малой производительности - это вертикально-водотрубные котлы, как правило, двухбарабанные с экранированными топками и развитыми конвективными поверхностями нагрева. Наличие второго (нижнего) барабана позволяет сравнительно просто и надежно организовать процесс внутрикотловой обработки воды.

В зависимости от температуры газов на выходе из топки определяется количество теплоты передаваемое излучением и конвекцией, а следовательно, устанавливается и соотношение между радиационными и конвективными поверхностями нагрева при номинальной нагрузке. В агрегатах средней производительности перед пароперегревателем располагается конвективная парообразующая поверхность нагрева. В ряде конструкций располагается один лишь фестон. За пароперегревателем ставится кипящий или некипящий

экономайзер и далее при необходимости воздухоподогреватель. В агрегатах малой производительности при невысоких температурах перегретого пара перед пароперегревателем ставится весьма развитый пучок кипяtilьных труб, образующих поверхность нагрева первого газохода. Стремление получить возможно меньшие температуры уходящих газов без хвостовых поверхностей нагрева привело к постановке в некоторых котлах весьма развитой конвективной парообразующей поверхности нагрева и за пароперегревателем.

На компоновку котельного агрегата существенное влияние оказывает скорость движения газов по газовому тракту и температуры газов на выходе из топки и перед всеми последующими конвективными элементами, а также температура уходящих газов.

При малых скоростях газов наблюдаются отложения золы на трубах конвективных поверхностей нагрева. Поэтому нормативным методом расчета котельных агрегатов [1] рекомендуются минимальные, по условиям предотвращения золового заноса, скорости газов: 6,0 м/с - для поперечно-омываемых пучков и 8 м/с - для трубчатых воздухоподогревателей. Повышение скорости газов приводит не только к увеличению коэффициента теплообмена, но и к возрастанию аэродинамических сопротивлений в газоходах котла, что потребует установки более мощных дымососов. Кроме того, с увеличением скорости газов повышается абразивное действие летучей золы.

Температура газов на выходе из топки при сжигании твердых топлив определяется характеристиками золы. В целях предотвращения шлакования труб конвективных пучков эта температура должна быть несколько ниже температуры начала деформации золы.

При сжигании газообразных топлив и мазута температуру газов на выходе из топки выбирают, руководствуясь экономическими соображениями. Повышение этой температуры приводит к уменьшению относительно дорогой радиационной и к увеличению конвективной поверхностей нагрева. Выгодной в экономическом отношении температурой газов на выходе из топки является такая температура, при которой радиационные и конвективные поверхности нагрева агрегата являются минимальными. Минимальными при этом должны быть и расходы электроэнергии на преодоление сопротивлений в конвективных газоходах, а также расходы на увеличение каркаса агрегата. Важно чтобы выбранная температура обеспечила возможность полного сжигания топлива в пределах топочного пространства. Оптимальное значение этой температуры близко к рекомендованным температурам для твердых топлив и не превышает 1100...1150°C. Температура газов перед пароперегревателем берется в пределах от 800 до 1100°C. Нижний предел для температуры перегретого пара ниже 400°C.

Температура газов за пароперегревателем или, что одно и то же, при входе во второй газопровод (в экономайзер при отсутствии испарительной поверхности, нагрева за пароперегревателем) определяется в зависимости от принятой температуры газов перед пароперегревателем и от заданного тепловосприятия пароперегревателя.

С понижением температуры уходящих газов повышается КПД котельного агрегата, однако при этом увеличиваются поверхность нагрева и расход металла, растет и соответствующая составляющая себестоимости выработанного пара.

Состав заданного топлива также оказывает существенное влияние на компоновку и работу котельного агрегата. По агрегатному состоянию все виды органического топлива разделяют на твердое, жидкое и газообразное. В качестве жидкого топлива используют, как правило, топочный мазут марки М100, а основным видом газообразного топлива является природный газ. Большинство твердых топлив могут сжигаться как в слое, так и в пылевидном состоянии. В агрегатах с производительностью менее 12 т/ч экономически целесообразно слоевое сжигание твердых топлив. В котлах средней паропроизводительности в зависимости от свойств топлив используются оба способа их сжигания.

Сжигание твердого топлива с большой влажностью приводит к увеличению газообразных продуктов сгорания. Увеличение объема газов, в свою очередь, приводит к повышению температуры уходящих газов. Для снижения последней необходимо развить хвостовые поверхности нагрева, что экономически не всегда оправдано. Высокая влажность топлива предъявляет дополнительные требования к воздухоподогревателю. Воздух как сушильный агент должен подогреваться в этом случае до более высоких температур. В котельных агрегатах малой производительности ($D \leq 12$ т/ч) обычно устанавливают водяной экономайзер. Если заданное топливо требует подвода в топку подогретого воздуха, то ставят и воздухоподогреватель. В агрегатах средней и большой производительности, как правило, устанавливают экономайзеры и воздухоподогреватели.

В крупных городах наибольшее распространение получили газифицированные котельные, где основным топливом является природный газ, а в качестве резервного топлива используют топочный мазут или дизельное топливо.

Решая вопросы компоновки, необходимо иметь в виду, что проектируемый котельный агрегат должен обеспечить надежную работу в течение 30 лет, при этом его технико-экономические характеристики должны быть наилучшими. В частности, затраты на сооружение котельного агрегата и здания котельной должны быть минимальными. Также минимальными должны быть расходы топлива и электроэнергии на собственные нужды.

1.2. Парогенераторы серии -ДЕ-

Газомазутные вертикально-водотрубные паровые котлы серии ДЕ паропроизводительностью 4, 6.5, 10, 16 и 25 т/ч предназначены для выработки насыщенного или слабоперегретого пара, идущего на технологические нужды промышленных предприятий, в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Основными составными частями котла являются верхний и нижний барабаны, конвективный пучок, фронтальной, боковые и задний экраны, образующие топочную камеру.

Диаметр верхнего и нижнего барабанов – 1000 мм. Расстояние между барабанами – 2750 мм. Для доступа внутрь барабанов в переднем и заднем днищах имеются лазовые затворы. Изготавливаются барабаны из стали 16ГС. В водном пространстве верхнего барабана находятся питательная труба и труба для ввода фосфатов, в паровом объеме – сепарационные устройства. В нижнем барабане размещаются устройство для парового прогрева воды в барабане при растопке и патрубки для спуска воды, труба непрерывной продувки.

Для первичных сепарационных устройств первой ступени испарения используются установленные в верхнем барабане направляющие щиты и козырьки, обеспечивающие выдачу пароводяной смеси на уровень воды. В качестве вторичных сепарационных устройств первой ступени котла применяется дырчатый лист. Сепарационными устройствами второй ступени испарения являются продольные щиты, обеспечивающие движение пароводяной смеси сначала на торец, а затем вдоль барабана к поперечной перегородке, разделяющей отсеки. Отсеки ступенчатого испарения сообщаются между собой по пару через окно над поперечной перегородкой, а по воде – через подпиточную трубу, расположенную в водяном объеме. Отбойные щиты, направляющие козырьки, жалюзийные сепараторы и дырчатые листы выполняются съемными для возможности полного контроля и ремонта вальцовочных соединений труб с барабаном и самого барабана. Все сепарационные устройства крепятся к полухомутам, приваренным к барабану, с помощью шпилек и гаек. Разборка и сборка жалюзийных сепараторов и дырчатых листов выполняется поэлементно. Разборка отбойных щитов начинается с нижнего щита. Сборка сепарационных устройств осуществляется в обратной последовательности.

Конвективный пучок отделен от топочной камеры газоплотной перегородкой, в задней части которой имеется окно для входа газов в пучок. Перегородка выполнена из плотно поставленных с шагом $S=55$ мм и сваренных между собой труб $\varnothing 51 \times 2,5$ мм. При входе в барабаны трубы разводятся в два

ряда. Места разводки уплотняются металлическими проставками и шамотобетоном. Конвективный пучок образован коридорно-расположенными вертикальными трубами $\varnothing 51 \times 2,5$ мм, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Шаг труб вдоль барабана – 90 мм, поперечный шаг – 110 мм. Для поддержания необходимого уровня скоростей газов в конвективном пучке устанавливаются продольные ступенчатые перегородки, а также изменяется ширина пучка.

Топочная камера котла размещается сбоку от конвективного пучка, оборудованного вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Ширина и высота топочной камеры одинаковы для всех котлов серии ДЕ и составляют соответственно - 1790 мм и 2400 мм. Глубина топочной камеры зависит от производительности котла и увеличивается с ее ростом.

Трубы перегородки правого бокового экрана, образующего также под и потолок топочной камеры, вводятся непосредственно в верхний и нижний барабаны. Концы труб заднего экрана привариваются к верхнему и нижнему коллекторам $\varnothing 159 \times 6$ мм. Трубы фронтального экрана привариваются к коллекторам $\varnothing 159 \times 6$ мм.

Трубы конвективного пучка и боковых экранов замкнуты непосредственно на барабаны. Контуры заднего и фронтального экранов котла соединяются с барабаном через промежуточные коллекторы: нижний раздающий (горизонтальный) и верхний – собирающий (наклонный).

Плотное экранирование боковых стен (шаг труб $S=55$ мм), потолка и пола топочной камеры позволяет на котле применить легкую изоляцию в два-три слоя изоляционных плит общей толщиной 100 мм, укладываемую на слой шамотобетона по сетке толщиной 15-20 мм. Обмуровка фронтальной и задней стен выполняется облегченной из шамотобетона и изоляционных плит общей толщиной 100 мм.

На котле предусмотрена непрерывная продувка из нижнего коллектора заднего экрана и из фронтального днища нижнего барабана. Для корректировки водно-химического режима котлов предусмотрен ввод фосфатов в линии между экономайзером и котлом. В качестве примера на рис. 1.2 приведена конструкция парогенератора ДЕ-16-1,4ГМ. Теплотехнические характеристики котлов серии ДЕ приведены в таблице 1 приложения.

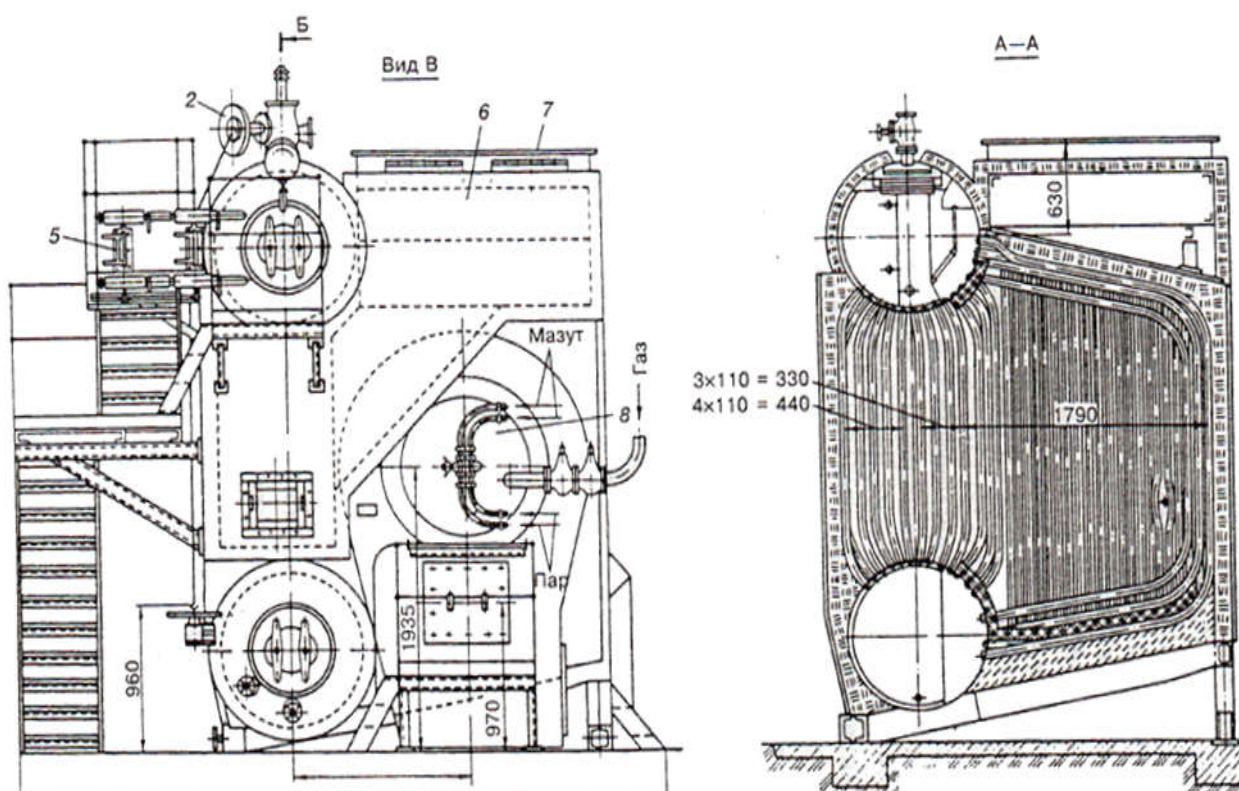
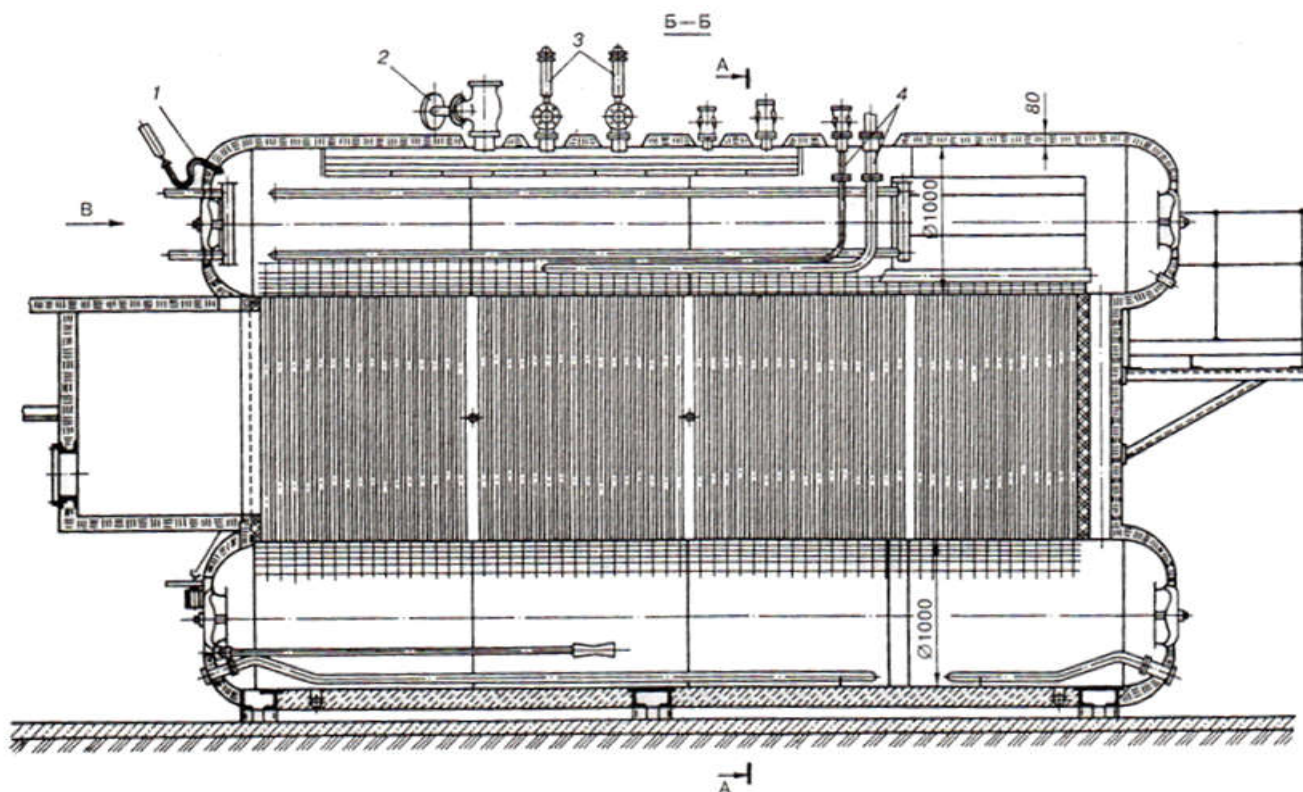


Рис. 1.2 Паровой котел ДЕ-16-1,4ГМ

1 - трубка манометра; 2 - привод паровой задвижки; 3 - предохранительный клапан котла; 4 - трубы для ввода питательной воды; 5 - водоуказательный прибор; 6 - газоход; 7 - фланец для отвода продуктов сгорания; 8 - газомазутная горелка

2. ТОПЛИВО. ВЫБОР ТОПОЧНОГО УСТРОЙСТВА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

2.1 Состав топлива и определение его теплоты сгорания.

Из таблиц нормативного метода [I] определяют:

- состав рабочей массы заданного твердого или жидкого топлива, %

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

где содержание C^p , H^p , $S_{\text{л}}^p$, O^p , N^p , A^p , W^p выражено в процентах на единицу массы;

- температуру начала размягчения золы для твердого топлива $t_{\text{зл}}$, °C;

- состав сухой массы газообразного топлива, %

$$\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_4\text{H}_{10} + \text{C}_5\text{H}_{12} + \text{N}_2 + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{O}_2 + \text{CO} + \text{H}_2 + \\ + \text{C}_2\text{H}_4 + \text{C}_3\text{H}_6 + \text{C}_4\text{H}_8 + \text{C}_6\text{H}_6 = 100,$$

где содержание CH_4 , C_2H_6 , ..., C_6H_6 выражено в процентах на единицу объема.

Низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}}^p$ рабочей массы твердого и жидкого топлива вычисляется по формуле Д. И. Менделеева, кДж/кг:

$$Q_{\text{н}}^p = 339C^p + 1030H^p + 109(S_{\text{л}}^p - O^p) - 25W^p \quad (2.1)$$

Низшая теплота сгорания сухого газообразного топлива $Q_{\text{н}}^c$ определяется по следующему уравнению (на 1 м³ газа при нормальных условиях), кДж/м³:

$$Q_{\text{н}}^c = 355\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 927\text{C}_3\text{H}_8 + 1185\text{C}_4\text{H}_{10} + 1459\text{C}_5\text{H}_{12} + 229\text{H}_2\text{S} + \\ + 128\text{CO} + 108\text{H}_2 + 610\text{C}_2\text{H}_4 + 860\text{C}_3\text{H}_6 + 1134\text{C}_4\text{H}_8 + 1406\text{C}_6\text{H}_6 \quad (2.2)$$

Тепловой расчет котлоагрегата следует проводить исходя из теплоты сгорания, подсчитанной по формулам (2.1) или (2.2) на основании расчетных характеристик топлив, представленных в таблицах 2 и 3 приложения.

2.2. Выбор способа сжигания топлива и топочного устройства

Тип топочного устройства предопределяет компоновку всего котлоагрегата. Поэтому при выборе способа сжигания топлива следует исходить из следующих положений.

Твердые ископаемые топлива сжигаются в слоевых топочных устройствах котлов с паропроизводительностью до $D = 10$ кг/с (36 т/ч). Большая паропроизводительность требует применения факельного способа сжигания. Газообразные и жидкие топлива сжигаются только факельным способом. Слойные топки с ручным обслуживанием допускается применять для котлов с паропроизводительностью не выше 0,3 кг/с (1 т/ч). Котлоагрегаты с

производительностью $D = 7 \dots 10$ кг/с могут иметь как слоевые так и факельные топочные устройства.

Для мощных и сверхмощных котлоагрегатов могут применяться циклонные (вихревые) камеры сгорания для всех видов топлива.

При выборе температуры воздуха, подаваемого в топку, можно ориентироваться на следующие данные: для сортированных антрацитов при сжигании их в слое рекомендуется температура $t_{\text{гв}} = 150 \dots 180^\circ\text{C}$; для каменных углей - не выше 200°C ; для камерных (факельных) топок при сжигании бурых и каменных углей с приведенной влажностью $W^{\text{п}} < 8$ $t_{\text{гв}} = 250 \dots 300^\circ\text{C}$, а при $W^{\text{п}} > 8$ $t_{\text{гв}} = 350 \dots 420^\circ\text{C}$; для природных газов и мазута $t_{\text{гв}} = 200 \dots 300^\circ\text{C}$. При подогреве воздуха свыше 300°C применяют двухступенчатую компоновку воздухоподогревателей с подогревом воздуха последовательно в двух ступенях.

В двухбарабанных котлах малой мощности и давления одновременная установка экономайзера и воздухоподогревателя не применяется. В таких котлоагрегатах обычно устанавливают чугунные водяные экономайзеры.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ГОРЕНИЯ И КОЛИЧЕСТВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА.

ПОСТРОЕНИЕ I-й ДИАГРАММЫ

3.1. Выбор коэффициента избытка воздуха в топке и величин присосов воздуха по газоходам котлоагрегата

Для выбранной камеры сгорания и заданного топлива принимается коэффициент избытка воздуха на выходе из камеры сгорания - α_T [1].

В общем случае можно рекомендовать следующий подход.

При сжигании бурых и каменных углей с содержанием летучих $V_{\text{г}} > 30\%$ в молотковых топках $\alpha_T = 1.25$. При сжигании сортированных антрацитов и каменных углей на цепной решетке $\alpha_T = 1.3$, при сжигании мазутов и газа $\alpha_T = 1.1$.

Присосы воздуха по газоходам выбирают в соответствии с конструкцией котлоагрегата и рекомендациями [1, табл. 16].

Присос воздуха принято выражать в долях теоретического количества воздуха, необходимого для горения:

$$\Delta\alpha = \Delta V_{\text{прис}} / V^o. \quad (3.1)$$

Коэффициент избытка воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры подсчитывают прибавлением к α_T соответствующих присосов воздуха:

$$\alpha_i = \alpha_T + \sum_1^i \Delta \alpha_i, \quad (3.2)$$

где i - номер поверхности нагрева после топки по ходу продуктов сгорания;
 α_T - коэффициент избытка воздуха на выходе из топки.

3.2. Определение объемов воздуха и продуктов сгорания при $\alpha=1$

Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания определяют в кубических метрах при нормальных условиях

На 1 кг твердого или жидкого топлива и на 1 м³ сухого газообразного топлива.

а) Твердое или жидкое топливо:

теоретический объем воздуха, м³/кг

$$V^0 = 0,088 (C^p + 0,375 S_{л}^p) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p ; \quad (3.3)$$

объем трехатомных газов, м³/кг

$$V_{RO_2} = 0,0186 (C^p + 0,375 S_{л}^p) ; \quad (3.4)$$

теоретический объем азота, м³/кг

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + 0,008 N^p ; \quad (3.5)$$

теоретический объем водяных паров, м³/кг

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V^0 . \quad (3.6)$$

б) Газообразное топливо:

теоретический объем воздуха, м³/м³

$$V^0 = 0,0476 [0,5 CO + 0,5 H_2 + 1,5 H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) C_m H_n - O_2] ; \quad (3.7)$$

теоретический объем азота, м³/м³

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + 0,01 N_2 ; \quad (3.8)$$

объем трехатомных газов, м³/м³

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) ; \quad (3.9)$$

теоретический объем водяных паров, м³/м³

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 (H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_r) + 0,0161 V^0 , \quad (3.10)$$

где $d_r = 10$ г/м³ - влагосодержание газообразного топлива.

Теоретический объем продуктов сгорания топлива представляет сумму объема трехатомных газов, теоретического объема азота и теоретического объема водяных паров, м³/кг (м³/м³)

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 . \quad (3.11)$$

Расчетные значения $V_r^0, V_{RO_2}, V_{N_2}^0$ и $V_{H_2O}^0$ можно сравнить со справочными данными приведенными для различных видов топлива в [1, табл. 11 и 12].

3.3. Определение действительных объемов воздуха и продуктов сгорания при $\alpha > 1$

Действительные объемы продуктов сгорания отличаются от теоретических на величину объемов воздуха и водяных паров, поступающих в котел с избытком воздуха в виде его присосов через неплотности газоходов. Так как присосы воздуха не содержат трехатомных газов CO_2 и SO_2 , то объем этих газов не зависит от коэффициента избытка воздуха и остается неизменным и равным теоретическому V_{RO_2} во всех газоходах котла.

Избыточные количества воздуха, азота и водяных паров для каждого газохода находят используя формулы, $м^3/кг (м^3/ м^3)$:

$$V_{изб} = (\alpha_{cp} - 1)V^0 ; \quad (3.12)$$

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + (\alpha_{cp} - 1)V^0 ; \quad (3.13)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V^0 , \quad (3.14)$$

где $\alpha_{cp} = 0.5(\alpha' + \alpha'')$ - средний коэффициент избытка воздуха в газоходе для каждой поверхности нагрева при принятых значениях коэффициентов избытка воздуха перед газоходом - α' и после него - α'' .

Суммарный объем дымовых газов при $\alpha > 1$ будет, $м^3/кг (м^3/ м^3)$

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} . \quad (3.15)$$

Используя формулы (3.13) и (3.14), уравнение (3.15) можно записать в виде, $м^3/кг (м^3/ м^3)$

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_{cp} - 1)V^0 + V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha_{cp} - 1)V^0 . \quad (3.16)$$

Произведем соответствующие преобразования и запишем уравнение (3.16) так, $м^3/кг (м^3/ м^3)$

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + 1,0161 (\alpha_{cp} - 1)V^0$$

или в более удобном для расчета виде, $м^3/кг (м^3/ м^3)$

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161 (\alpha_{cp} - 1)V^0 \quad (3.17)$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров, а также их суммарную объемную долю находят с помощью следующих формул:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma} ; \quad (3.18)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma} ; \quad (3.19)$$

$$r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O} . \quad (3.20)$$

При сжигании твердого топлива определяют концентрацию золовых частиц, г/м³

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{10 \cdot A^P \cdot a_{\text{УН}}}{V_{\Gamma}}, \quad (3.21)$$

где $a_{\text{УН}}$ - доля золы топлива в уносе с дымовыми газами [1,табл. 17,18, 19,21].

Результаты расчета действительных объемов продуктов сгорания по газоходам котла рекомендуется свести в таблицу 3.1.

Таблица 3.1

Объемы воздуха и продуктов сгорания

Величины и расчетные формулы	Теоретические объемы м ³ /кг (м ³ / м ³): $V_{\text{RO}_2} =$; $V_{\text{N}_2}^0 =$; $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 =$; $V^0 =$.				
	газоходы				
	Топка, фестон	Пароперегреватель	Конвективные пучки	Экономайзер	Воздухоподогреватель
Коэффициент избытка воздуха за газоходом α''					
Средний коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{ср}} = 0.5(\alpha' + \alpha'')$					
Избыточное количество воздуха м³/кг (м³/ м³): $V_{\text{изб}} = (\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0$					
Объем водяных паров м³/кг (м³/ м³): $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0$					
Полный объем продуктов сгорания м³/кг (м³/ м³): $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0$					
Доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma}$					
Доля трехатомных газов $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma}$					
Суммарная объемная доля $r_{\Pi} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$					
Концентрация золы в продуктах сгорания $\mu_{\text{зл}} = 10 \cdot A^P \cdot a_{\text{УН}} / V_{\Gamma}$					

3.4. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания.

Построение I- ϑ -диаграммы

Энтальпия воздуха и продуктов сгорания рассчитывается на 1 кг твердого (жидкого) топлива или на 1 м³ газообразного топлива в кДж/кг (кДж/м³).

Энтальпия теоретического объема воздуха определяется из выражения

$$I_B^0 = V^0 (c\vartheta)_B . \quad (3.22)$$

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания рассчитывается по формуле

$$I_\Gamma^0 = V_{RO_2} (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0 (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\vartheta)_{H_2O} . \quad (3.23)$$

Энтальпия действительных объемов продуктов сгорания определяется по уравнению

$$I_\Gamma = I_\Gamma^0 + (\alpha_{cp} - 1) I_B^0 . \quad (3.24)$$

В формуле (3.24) произведение $(\alpha_{cp} - 1) I_B^0$ является энтальпией избыточного количества воздуха $I_{изб}$. При камерном сжигании многозольных топлив необходимо учитывать при температуре газов выше 500°C энтальпию летучей золы, определяемую по следующей зависимости:

$$I_{зл} = \frac{a_{зл} \cdot A^p}{100} (c\vartheta)_{зл} . \quad (3.25)$$

С учетом энтальпии золы, энтальпия действительных объемов продуктов сгорания равна

$$I_\Gamma = I_\Gamma^0 + (\alpha_{cp} - 1) I_B^0 + I_{зл} . \quad (3.26)$$

Значения энтальпий воздуха $(c\vartheta)_B$ продуктов сгорания $(c\vartheta)_{RO_2}, (c\vartheta)_{N_2}, (c\vartheta)_{H_2O}$ и золы $(c\vartheta)_{зл}$ при соответствующих температурах принимают по табл.3.2

Для принятой конструкции котлоагрегата и соответствующих значений коэффициентов избытка воздуха следует провести расчеты энтальпий продуктов сгорания в каждом элементе котла, задаваясь ориентировочными значениями температур для рассчитываемого газохода и результаты расчета следует поместить в табл. 3.3..

Таблица 3.2

Энтальпия 1 м^3 воздуха, газообразных продуктов сгорания (кДж/м³)
и 1кг золы (кДж/кг)

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(c\vartheta)_{\text{RO}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\vartheta)_B$	$(c\vartheta)_{\text{зл}}$
100	170	130	151	133	81
300	561	393	464	404	264
500	999	666	797	686	460
700	1466	949	1151	982	664
900	1957	1247	1529	1285	878
1100	2465	1550	1932	1600	1100
1300	2986	1856	2352	1919	1365
1500	3515	2171	2789	2247	1764
1700	4049	2490	3238	2574	2070
1900	4586	2814	3700	2906	2934
2100	5132	3137	4175	3242	----

Таблица 3.3

Энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Поверхность нагрева	α_{cp}	$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I^0_{\text{в}}$ кДж/кг (кДж/м ³)	$I^0_{\text{г}}$ кДж/кг (кДж/м ³)	$I_{\text{изб}}$ кДж/кг (кДж/м ³)	$I_{\text{г}}$ кДж/кг (кДж/м ³)
Топочная камера, Фестон		2100				
		1900				
		1700				
		1500				
		1300				
		1100				
		900				
Пароперегрева тель		1100				
		900				
		700				
		500				
Конвективные пучки		1100				
		900				
		700				
		500				
		300				
Водяной экономайзер		700				
		500				
		300				
		100				
Воздухоподогре ватель		500				
		300				
		100				

По результатам расчета строится I-*g*-диаграмма. Значения температур откладываются по оси абсцисс, а соответствующие им значения энтальпий продуктов сгорания для соответствующего коэффициента избытка воздуха откладываются по оси ординат. I-*g*- диаграмма строится на миллиметровой бумаге. Значения энтальпий при соответствующих коэффициентах избытка воздуха соединяются линиями.

4. ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОТЛОАГРЕГАТА

4.1. Тепловой баланс котлоагрегата

Составление теплового баланса котлоагрегата заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат количеством теплоты Q_P^P (располагаемая теплота) и суммой полезно используемой теплоты Q_1 и тепловых потерь Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 , кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad . \quad (4.1)$$

Это же уравнение, выраженное в процентах по отношению Q_P^P может быть представлено в таком виде, %

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad , \quad (4.2)$$

где q_2 – потери теплоты с уходящими газами;

q_3 и q_4 - потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания;

q_5 - потери теплоты от наружного охлаждения;

q_6 - потери с физической теплотой шлака.

Располагаемую теплоту Q_P^P определяют по формулам:

- для твердого или жидкого топлива, кДж/кг

$$Q_P^P = Q_n^P + Q_{в.вн} + Q_{физ} + Q_{\phi} \quad . \quad (4.3)$$

- для газообразного топлива, кДж/м³

$$Q_P^P = Q_n^c + Q_{в.вн} \quad . \quad (4.4)$$

В этих формулах:

Q_n^P - низшая теплота сгорания твердого или жидкого топлива, кДж/кг;

Q_n^c – низшая теплота сгорания сухой массы газа, кДж/м³;

$Q_{в.вн}$ - теплота, внесенная подогретым воздухом, если последний подогревается вне котлоагрегата, кДж/м³;

$Q_{физ}$ - физическая теплота, внесенная с подогретым топливом, кДж/кг;

Q_{ϕ} - теплота, вносимая в агрегат при паровом распылении жидкого топлива, кДж/кг.

В случае предварительного подогрева воздуха в калорифере теплоту, внесенную воздухом, находят с помощью уравнения, кДж/кг (кДж/м³):

$$Q_{в.вн} = \alpha' (I_{под.в}^0 - I_{х.в}^0) , \quad (4.5)$$

где α' - коэффициент избытка воздуха при входе в подогреватель;

$I_{под.в}^0$ - энтальпия теоретического объема воздуха при температуре подогрева;

$I_{х.в}^0 = 39,8V^0$ - энтальпия теоретического объема холодного воздуха при $t_{х.в.} = 30^\circ\text{C}$.

Физическую теплоту топлива учитывают обычно при сжигании мазута при его предварительном подогреве от постороннего источника теплоты (паровой подогрев мазута и т.п.) и определяют с помощью формулы, кДж/кг:

$$Q_{физ} = c_T t_T , \quad (4.6)$$

где t_T - температура топлива, $^\circ\text{C}$;

c_T - удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг $^\circ\text{C}$).

При сжигании мазутов, его обычно подогревают до температуры $t_T = 90 \dots 130^\circ\text{C}$. В этом случае теплоемкость мазута можно определить с помощью уравнения, кДж/(кг $^\circ\text{C}$):

$$c_T = 1.74 + 0,0025 t_T . \quad (4.7)$$

Теплоту, вносимую в агрегат через форсунку при паровом распылении жидкого топлива находят, кДж/кг:

$$Q_\phi = 0,35(i_\phi - 2514) . \quad (4.8)$$

где i_ϕ - энтальпия пара, расходуемого на распыление мазута, кДж/кг.

В современной практике редко применяют внешний подогрев воздуха и топлива, поэтому тепловой баланс котлоагрегата обычно выполняют по низшей теплоте сгорания топлива, т. е. $Q_P^p = Q_H^p$ или $Q_P^p = Q_H^c$.

Потеря теплоты с уходящими газами определяют по формуле, %:

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{хв}^0)(100 - q_4)}{Q_P^p} , \quad (4.9)$$

где I_{yx} - энтальпия уходящих газов, определенная с помощью $I - \vartheta$ диаграммы по значению температуры уходящих газов - ϑ_{yx} , кДж/кг(м³),

α_{yx} - коэффициент избытка воздуха на выходе из котлоагрегата.

Потери теплоты от химической q_3 и механической q_4 неполноты сгорания определяют по справочным данным расчетных характеристик топочных устройств [1,2].

При сжигании мазута и газа $q_4 = 0$.

Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла находят, используя данные табл. 4.1, а для водогрейного котла по данным табл. 4.2.

Таблица 4.1

Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла

Номинальная производительность котла, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты, q_5 , %	
	Собственно котел	Котел с хвостовыми поверхностями
0,55 (2)	3,4	3,8
1,11 (4)	3,1	2,9
1,67 (6)	1,6	2,4
2,22 (8)	1,2	2,0
2,78 (10)	-	1,7
4,16 (15)	-	1,5
5,55 (20)	-	1,3
8,33 (30)	-	1,2
11,11 (40)	-	1,0
16,66 (60)	-	0,9
22,22 (80)	-	0,8
27,77 (100)	-	0,7
55,55 (200)	-	0,6
83,33 (300)	-	0,5

Таблица 4.2

Потеря теплоты от наружного охлаждения водогрейного котла

Номинальная мощность котла, МВт	1	2	3	5	10	20	30	40	50	100
Потеря, q_5 , %	5	3	2	1,7	1,5	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5

Потерю физической теплоты шлаков q_6 вводят в расчет при слоевом и камерном сжигании твердых топлив. При камерном сжигании с сухим шлакоудалением q_6 учитывают только, когда $A^P \geq 0,0025 Q_H^P$. Потерю теплоты q_6 рассчитывают по формуле:

$$q_6 = \frac{a_{шл} (c\vartheta)_{шл} A^P}{Q_P^P}, \quad (4.10)$$

где $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ - доля золы топлива в шлаке;

$(c\vartheta)_{шл} = 570$ кДж/кг – удельная энтальпия шлаков при $\vartheta_{шл} = 600^\circ\text{C}$.

4.2. Определение КПД котлоагрегата и расхода топлива

Коэффициентом полезного действия (КПД) парового или водогрейного котла называют отношение полезной теплоты к располагаемой теплоте. Не вся полезная теплота, выработанная агрегатом, направляется к потребителю. Часть выработанной теплоты в виде пара и электрической энергии расходуется на собственные нужды. Под расходом на собственные нужды понимают расход всех видов энергии, затраченной на производство пара или горячей воды. Поэтому различают КПД агрегата брутто и нетто. Если КПД агрегата определяют по выработанной теплоте, то его называют брутто, а если по отпущенной теплоте - нетто.

При тепловом расчете парового или водогрейного котла тепловой баланс составляют для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива.

КПД парового или водогрейного котла находят по уравнению обратного баланса, %

$$\eta_{\kappa}^{\text{бp}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) . \quad (4.11)$$

Расход топлива, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$), подаваемого в камеру сгорания, определяют по формуле :

$$B = \frac{D(i_{\text{nn}} - i_{\text{нв}}) + D_{\text{np}}(i' - i_{\text{нв}})}{Q_p^p \cdot \eta_{\kappa}^{\text{бp}}} , \quad (4.12)$$

где D - паропроизводительность парогенератора, кг/с;

i_{nn} и i' - энтальпии перегретого пара и энтальпия воды при температуре кипения (определяются по таблицам 4 и 5 приложения), кДж/кг;

$i_{\text{нв}} \approx 4,19 \cdot t_{\text{нв}}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$t_{\text{нв}}$ - температура питательной воды, $^{\circ}\text{C}$;

$D_{\text{np}} = \frac{P_{\text{np}} \cdot D}{100}$ - расход продувочной воды, кг/с;

P_{np} - величина продувки, %;

$\eta_{\kappa}^{\text{бp}}$ - кпд котлоагрегата в долях единицы.

Если котел вырабатывает насыщенный пар, то в формуле (4.12) вместо i_{nn} , подставляют энтальпию насыщенного пара i_{nn} , кДж/кг

$$i_{\text{nn}} = i'' - (1 - x) r , \quad (4.13)$$

где i'' - энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг;

r - скрытая теплота парообразования, кДж/кг (выбирают по таблице 4 приложения в зависимости от давления в барабане котла P_6);

x - массовая степень сухости, в расчетах можно принять $x = 0,98$.

Сгоревшее топливо называют расчетным расходом топлива B_p , его количество будет меньше, чем действительный расход топлива на котел B , если есть механический недожиг – q_4 .

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты его сгорания (кг/с) определяют по формуле

$$B_p = B(1 - q_4/100) , \quad (4.14)$$

где B – действительный расход топлива, кг/с.

Так как для мазута и газа $q_4 = 0$, то $B_p = B$.

5. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ КОТЛОАГРЕГАТА

Топка представляет собой замкнутую камеру для сжигания топлива и одновременно теплообменный аппарат для передачи теплоты парообразующим поверхностям нагрева, которые расположены в ней.

Передача теплоты в топке осуществляется излучением. Телом, излучающим теплоту, является факел (пламя), а телами воспринимающими лучистую теплоту трубные экраны, расположенные по стенкам топки и продукты сгорания топлива. Если бы в топке отсутствовал теплообмен, т. е. имел бы место адиабатный процесс между факелом и трубными экранами, то вся теплота, выделяемая при горении, затрачивалась бы только на нагревание продуктов сгорания топлива.

В этом случае топочные газы имели бы максимально возможную температуру, называемую теоретической или адиабатной температурой горения – ϑ_a . Однако, под действием процессов теплообмена, существующих в действительности, температура газов по мере их движения в топке понижается и на выходе из топки принимает значение – ϑ_T'' . Основной задачей проверочного расчета топочной камеры котлоагрегата является определение температуры газов на выходе из топки – ϑ_T'' .

5.1 Основные размеры топочного устройства

При проверочном расчете топки по имеющимся чертежам или справочным данным [2] необходимо определить: объем топочной камеры, площади поверхностей стен и лучевоспринимающих поверхностей нагрева, степень экранирования топки, а также конструктивные характеристики труб экранов. Геометрическими границами объема камеры сгорания являются

плоскости, проходящие по осям экранных труб, по осям первого ряда фестона или котельного пучка.

Нижняя часть камерных топок ограничивается подом или плоскостью, проходящей через середину холодной воронки, а слоевые – колосниковой решеткой со слоем топлива. Толщину слоя топлива принимают: для каменных углей – 0.15...0.2 м; для бурых углей – 0.3 м; для древесной щепы – 0.5 м.

Полную площадь поверхности стен топki вычисляют по размерам поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры. С этой целью вычерчивают эскиз топki и все поверхности, входящие в объем топki, разбивают на элементарные геометрические фигуры. Полную площадь поверхности стен топki $F_{ст}$ определяют, $м^2$:

для камерных топок

$$F_{ст} = F_{пс} + F_{зс} + 2F_{бс} + F_{оф} + F_{хв} ; \quad (5.1)$$

для слоевых топок

$$F_{ст} = F_{пс} + F_{зс} + 2F_{бс} + F_{оф} + R . \quad (5.2)$$

В этих формулах:

$F_{пс}, F_{зс}, F_{бс}$ – площади передней, задней, и боковой поверхностей;

$F_{оф}$ – площадь окна фестона;

$F_{хв}$ – площадь поверхности холодной воронки;

R – площадь зеркала горения (активная поверхность горящего слоя топлива).

Объем топочной камеры определяют, $м^3$

$$V_T = F_{бс} b , \quad (5.3)$$

где b – ширина топочной камеры, равная расстоянию между осями крайних труб экранов, м.

Объем камеры сгорания и площадь зеркала горения можно определить по допустимым значениям энерговыделений объема камеры сгорания и зеркала горения.

Объем камеры сгорания, $м^3$

$$V_T = \frac{B_P \cdot Q_H^P}{q_v} . \quad (5.4)$$

Площадь зеркала горения, $м^2$

$$R = \frac{B_P \cdot Q_H^P}{q_R} . \quad (5.5)$$

В этих формулах:

B_P – расход топлива, кг/с ($м^3/с$);

Q_H^P – низшая теплота сгорания, кДж/кг (кДж/ $м^3$);

$q_v = Q/V_T$ – удельное энерговыделение объема топочной камеры, кВт/ $м^3$;

$q_R = Q/R$ – удельное энерговыделение зеркала горения слоевой топki, кВт/ $м^2$.

Значения q_v и q_R принимают по справочным данным [1,2] в зависимости от конструкции топки. По полученным значениям V_T и R можно выбрать типоразмер топочной камеры и колосниковой решетки, а также приближенно оценить полную площадь поверхности стен топки $F_{cm} = 6\sqrt[3]{V_T^2}$.

Высоту топки H_T , м, определяют как расстояние от середины холодной воронки или от пода топки до середины выходного окна.

Для камерных топок находят высоту расположения горелок h_T , м, которую определяют по справочной литературе или чертежам как расстояние от середины холодной воронки или от пода топки до оси горелок.

С помощью чертежей или по справочным данным [2] определяют конструктивные характеристики труб топочных экранов, м: диаметр труб – d_n ; шаги труб – S ; относительные шаги экранных труб – S/d_n ; расстояние от оси труб до стен топочной камеры – ℓ . При отсутствии данных, значение последней характеристики можно принять $\ell = 0.5 d_n$.

Лучевоспринимающую поверхность топочных экранов $H_{л}$ находят с помощью формулы, m^2 :

$$H_{л} = \sum F_i x_i = F_{пс} x_{пэ} + F_{зс} x_{зэ} + 2F_{бс} x_{бэ} + F_{оф} x_{оф}, \quad (5.6)$$

где F_i – площади стен, занятые экранами, m^2 ;

$x_{пэ}$, $x_{зэ}$, $x_{бэ}$, $x_{оф}$ – угловые коэффициенты переднего, заднего, боковых экранов и фестона.

Угловые коэффициенты экранов находят с помощью графиков [1] или определяют приближенно с помощью формулы:

$$x_i = 1 - 0,2(S/d_i - 1). \quad (5.7)$$

Для экранов выполненных из ошипованных и плавниковых труб, а также для первых рядов труб фестона и котельных пучков угловой коэффициент экрана при расчетах принимают равным единице ($x = 1$). При известных геометрических характеристиках топки приступают к ее поверочному тепловому расчету.

5.2. Расчет теплообмена в топочной камере

Поверочный расчет теплообмена в камере сгорания рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

1. Определяют степень экранирования топки

$$\chi = H_{л}/F_{ст}. \quad (5.8)$$

2. Принимают коэффициент загрязнения поверхностей нагрева ξ , который учитывает снижение тепловосприимчивости экранных поверхностей вследствие их загрязнения наружными отложениями или закрытия огнеупорной массой, при

этом следует исходить из следующих рекомендаций. Для открытых гладкотрубных и плавниковых экранов при сжигании: газообразного топлива $\xi=0,65\dots0,8$; мазута $\xi=0,5$; пыли каменных и бурых углей и фрезторфа $\xi=0,45$; всех видов твердого топлива в слое $\xi=0,6$. Для ошпированных труб, для труб покрытых огнеупорной массой в топках с твердым шлакоудалением при сжигании любого вида топлива $\xi=0,2$. Для труб закрытых огнеупорным кирпичем при сжигании любых видов топлива $\xi = 0,1$.

3. Определяют коэффициент тепловой эффективности экранов

$$\psi = x\xi . \quad (5.9)$$

где x – угловой коэффициент экрана.

Коэффициент ψ характеризует отношение количества лучистой теплоты, воспринимаемой экранами, к падающему на экраны тепловому потоку. Следовательно для неэкранированных участков стен $\psi = 0$.

4. Находят эффективную толщину излучающего слоя s , м

$$s = 3,6V_T/F_{CT} . \quad (5.10)$$

5. Определяют относительное положение максимума температуры топочных газов x_T

$$x_T = h_T/H_T , \quad (5.11)$$

где h_T – высота расположения горелок, м.

Для слоевых топок: при сжигании топлива в тонком слое $x_T = 0$; при сжигании твердого топлива в толстом слое $x_T = 0,14$. Для камерных топок при отсутствии длинных по h_T или H_T значение x_T можно принять $x_T = 0,3$.

6. Вычисляют параметр M , учитывающий распределение температуры по высоте топочной камеры и характеризующий влияние максимума температуры пламени на эффект суммарного теплообмена. Параметр M зависит от вида топлива, способа его сжигания и значения x_T :

- при сжигании мазута и газа

$$M=0,59-0,2 x_T ; \quad (5.12)$$

- при камерном сжигании высокореакционных топлив и при слоевом сжигании топлива

$$M=0,59-0,5 x_T ; \quad (5.13)$$

- при камерном сжигании малореакционных твердых топлив (АШ, ПА, Т), а также каменных углей с повышенной зольностью

$$M=0,56-0,5 x_T . \quad (5.14)$$

7. Принимают предварительное (в первом приближении) значение температуры продуктов сгорания на выходе из топки - ϑ_T'' , $^{\circ}\text{C}$. Для большинства твердых топлив, сжигаемых в слоевых топках, значение ϑ_T'' можно принять в

пределах $\vartheta_T'' = 1000 \dots 1500^\circ\text{C}$. Для камерных топок: при сжигании газа и мазута $\vartheta_T'' = 950 \dots 1000^\circ\text{C}$; при сжигании торфа и сланцев

$\vartheta_T'' = 900 \dots 950^\circ\text{C}$; при сжигании пыли каменных углей $\vartheta_T'' = t_{\text{зл}} - (50 \dots 100)^\circ\text{C}$, где $t_{\text{зл}}$ – температура размягчения золы, $^\circ\text{C}$.

8. Для принятой температуры ϑ_T'' определяют с помощью $I - \vartheta$ диаграммы энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки I_T'' , кДж/кг (кДж/м³).

9. Подсчитывают полезное тепловыделение в топке Q_T , кДж/кг (кДж/м³):

$$Q_T = Q_P^* \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} \right) + Q_{ГВ} + Q_{ХВ}, \quad (5.15)$$

где $Q_{ГВ} = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) I_{ГВ}^0$ – теплота, внесенная в топку с горячим воздухом;

$Q_{ХВ} = (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{ХВ}^0$ – теплота, внесенная в топку с холодным воздухом;

$\Delta\alpha_{пл}$ – присосы воздуха в системе пылеприготовления;

$I_{ГВ}^0$ – энтальпия горячего воздуха, принимаемая с помощью $I - \vartheta$ диаграммы по значению температуры горячего воздуха – $\vartheta_{ГВ}$.

Для котлоагрегатов, сжигающих мазут и газ и не имеющих воздухоподогревателей, формула (5.15), принимает вид, кДж/кг (кДж/м³):

$$Q_T = Q_P^* \left(\frac{100 - q_3}{100} \right) + \Delta\alpha_T I_{ХВ}^0. \quad (5.16)$$

10. Определяют с помощью $I - \vartheta$ диаграммы теоретическую (адиабатную) температуру горения ϑ_a'' , $^\circ\text{C}$, по значению Q_T равному энтальпии продуктов сгорания $Q_T = I_a$, кДж/кг (кДж/м³).

11. Находят значение средней суммарной теплоемкости продуктов сгорания $V_{ср}$, кДж/(кг⁰С) (кДж/(м³ ⁰С))

$$V_{ср} = \frac{I_a - I_T''}{T_a - T_T''}, \quad (5.17)$$

где T_a и T_T'' – адиабатная температура горения и температура продуктов сгорания на выходе из топки, К.

12. Определяют суммарное парциальное давление газов, МПа:

$$p_n = P \cdot r_n \quad (5.18)$$

где $P = 0,1 \text{ МПа}$ – давление в топке котла;

r_n – суммарная объема доля трехатомных газов и водяных паров, принимается по табл. 3.1.

13. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами k_Γ определяют с помощью специальной номограммы или по формуле, (мМПа)⁻¹:

$$k_\Gamma = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16\sqrt{p_n s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_T''}{1000} \right), \quad (5.19)$$

где r_{H_2O} - объемная доля водяных паров (см. табл. 3.1);

s – эффективная толщина излучающего слоя, м.

14. Коэффициент ослабления лучей несветящейся частью топочной среды $k_{нс}$ будет равен, (ММПа)⁻¹

$$k_{нс} = k_{\Gamma} r_n . \quad (5.20)$$

15. Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами находят по формуле, (ММПа)⁻¹

$$k_c = 0,3(2 - \alpha_T)(1,6 \frac{T''}{1000} - 0,5) \frac{C^P}{H^P} , \quad (5.21)$$

где C^P и H^P - содержание углерода и водорода в рабочей массе жидкого топлива.

При сжигании газового топлива отношение C^P / H^P определяют

$$C^P / H^P = \sum \frac{m}{n} C_m \cdot H_n , \quad (5.22)$$

где C_m, H_n - процентное содержание углеводородных соединений в газообразном топливе.

Для природного газа формулу (5.22) можно записать в виде:

$$C^P / H^P = 0,12(1/4CH_4 + 2/6C_2H_6 + 3/8C_3H_8 + 4/10C_4H_{10}) . \quad (5.23)$$

Углеводороды более тяжелые, чем C_4H_{10} , суммируют с C_4H_{10} .

При $\alpha_T \geq 2$ принимают $k_c = 0$.

16. Коэффициент ослабления лучей светящейся частью топочной среды, (ММПа)⁻¹:

$$k_{св} = k_{нс} + k_c . \quad (5.24)$$

При сжигании жидкого и газообразного топлива $k_{св}$ является коэффициентом ослабления лучей топочной средой, т. е. $k = k_{св}$.

17. При сжигании твердого топлива коэффициент ослабления лучей топочной средой зависит от коэффициентов ослабления лучей трехатомными газами, золовыми и коксовыми частицами и его определяют по формуле, (МПа)⁻¹:

$$k = k_{\Gamma} + r_n + k_{зл} + \mu_{зл} + k_{\kappa} , \quad (5.25)$$

где k_{κ} - коэффициент ослабления лучей частицами кокса;

$k_{зл}$ - коэффициент ослабления лучей частицами летучей золы;

$\mu_{зл}$ - средняя массовая концентрация золовых частиц (см. табл. 3.1)

Коэффициент ослабления лучей частицами кокса принимают: для топлив с малым выходом летучих при сжигании в камерных топках $k_{\kappa}=1$, а при сжигании в слоевых топках $k_{\kappa}=0,3$; для высоко реакционных топлив при сжигании в камерных топках $k_{\kappa}=0,5$, а в слоевых топках $k_{\kappa}=0,15$. Значение средней массовой концентрации золовых частиц $\mu_{зл}$ принимают из табл. 3.1.

Коэффициент ослабления лучей частицами летучей золы $k_{зл}$ определяют по графику [1] или с помощью формулы, $(\text{МПа})^{-1}$

$$k_{зл} = \frac{44}{\sqrt[3]{(T''_T)^2 d_{зл}^2}}, \quad (5.26)$$

где $d_{зл}$ - средний диаметр золовых частиц, мкм.

Значение $d_{зл}$ принимают в зависимости от вида размольного устройства топки и сжигаемого в ней топлива. Все виды топлива, размол которых происходит в шаровых барабанных мельницах, имеют диаметр золовых частиц $d_{зл} = 13$ мкм, а в среднеходовых молотковых мельницах $d_{зл} = 16$ мкм (кроме торфа). Для торфа $d_{зл} = 24$ мкм.

Для циклонных топок: при сжигании пыли $d_{зл} = 10$ мкм; при сжигании дробленки $d_{зл} = 20$ мкм. Все виды топлива, сжигаемые в слое, имеют $d_{зл} = 20$ мкм.

18. Определяют степень черноты факела a_ϕ .

а) При сжигании твердого топлива используют формулу

$$a_\phi = 1 - e^{-(kps)}, \quad (5.27)$$

где kps – показатель степени натурального логарифма, характеризующий суммарную оптическую толщину топочной среды.

Суммарная оптическая толщина топочной среды является произведением следующих величин: k – коэффициента ослабления лучей топочной среды $(\text{МПа})^{-1}$; давление в топке $p = 0,1$ МПа; s – эффективной толщины излучающего слоя, м. При известном значении kps можно определить с помощью специального графика степень черноты продуктов сгорания – a_ϕ [1].

б) Для жидкого и газообразного топлива степень черноты факела находят:

$$a_\phi = ma_{CB} + (1 - m)a_\Gamma, \quad (5.28)$$

где m – коэффициент усреднения, характеризующий долю топочного объема, заполненного светящейся частью факела;

a_{CB} , a_Γ – степень черноты светящейся части факела и несветящихся трехатомных газов газомазутного пламени.

Степень черноты a_ϕ , и a_Γ определяют по формулам

$$a_{CB} = 1 - e^{-(k_{CB}ps)}, \quad (5.29)$$

$$a_\Gamma = 1 - e^{-(k_{HC}ps)}, \quad (5.30)$$

Значение коэффициента m принимают в зависимости от вида сжигаемого топлива и удельной тепловой нагрузки топочного объема – q_v :

при $q_v \leq 400 \text{ кВт/м}^3$ $m=0.1$ для газа и $m=0.55$ для мазута;

при $q_v \geq 1000 \text{ кВт/м}^3$ $m=0,6$ для газа и $m=1.0$ для мазута.

При удельных нагрузках $400 \text{ кВт/м}^3 < q_v < 1000 \text{ кВт/м}^3$ коэффициент m определяют линейной интерполяцией.

19. Определяют степень черноты топки a_T :

для слоевых и факельно-слоевых топок

$$a_T = \frac{a_\phi + (1 - a_\phi)\rho}{1 - (1 - a_\phi)(1 - \rho)(1 - \psi)} ; \quad (5.31)$$

для камерных топок при сжигании жидкого топлива и газа

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi} , \quad (5.32)$$

где $\rho = R / F_{CT}$ - отношение площади зеркала горения топки к площади поверхности её стен; ψ - коэффициент эффективности экранов.

20. Определяют коэффициент сохранения теплоты φ , учитывающий долю потери теплоты от наружного охлаждения q_5 :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\kappa}^{\text{оп}} + q_5} , \quad (5.33)$$

21. Рассчитывают действительную температуру на выходе из топки ϑ_T'' , °C

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67\psi \cdot F_{CT} a_T \cdot T_a^3}{10^{11} \varphi B_\rho V c_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273 . \quad (5.34)$$

Полученное значение температуры сравнивают с температурой принятой ранее в первом приближении согласно пункта 7. Если разность между этими температурами не превышает ± 100 °C, то расчет можно считать законченным. В противном случае задают новое уточненное значение температуры, равное полученному в пункте 21, и весь расчет повторяют, начиная с пункта 7.

Если действительное значение ϑ_T'' удовлетворяет требованиям расчета, то переходят к выполнению следующего пункта.

22. По рассчитанной температуре ϑ_T'' с помощью $I - \vartheta$ диаграммы находят действительное значение энтальпии продуктов сгорания на выходе из топки I_T'' кДж/кг (кДж/м³). Полученное значение I_T'' используют для расчета количества теплоты, переданного излучением от продуктов сгорания поверхностям экранных труб $Q_{\text{л}}$ кДж/кг (кДж/м³):

$$Q_{\text{л}} = \varphi(Q_T - I_T'') . \quad (5.35)$$

23. Определяют удельные нагрузки лучевоспринимающих поверхностей топки, топочного объема и колосниковой решетки:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_\rho Q_{\text{л}}}{H_{\text{л}}} ; \quad (5.36)$$

$$q_V = \frac{B_p Q_H^p}{V_T} ; \quad (5.37)$$

$$q_R = \frac{B_p Q_H^p}{R} . \quad (5.38)$$

Полученные значения q_V и q_R должны находиться в пределах рекомендуемых табличных значений, приведенных в справочной литературе [1,2].

6. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛОАГРЕГАТА

6.1. Общие положения

Конвективными элементами котлоагрегата являются: котельный пучок, фестон, пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Преобладающим видом теплообмена в этих элементах является конвекция.

Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева имеет в основе совместное решение уравнений теплового баланса и теплопередачи для рассматриваемого элемента. Конечной целью расчета является определение температуры газов за конвективной поверхностью нагрева. Уравнение теплового баланса определяет какое количество теплоты Q^6 отдано продуктами сгорания рассчитываемой поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м³):

$$Q^6 = \varphi(I' - I'' + \Delta \alpha I^0) , \quad (6.1)$$

где φ - коэффициент сохранения теплоты;

I', I'' - энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе из рассматриваемого элемента, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta \alpha I^0$ - количество теплоты, вносимое в газопоток элемента присасываемым воздухом, кДж/кг (кДж/м³).

Уравнение теплопередачи характеризует количество теплоты Q^T воспринятое нагреваемым теплоносителем (водой, паром, воздухом), кДж/кг (кДж/м³):

$$Q^T = \kappa H \Delta t / B_p , \quad (6.2)$$

где κ – коэффициент теплопередачи, кВт/(м² °С);

H – расчетная поверхность нагрева, м²;

Δt – температурный напор, °С;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (м³/с).

Для определения коэффициента теплопередачи служит формула, кВт/(м² °С)

$$\kappa = \psi \alpha_1, \quad (6.3)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева;

α_1 - коэффициент теплообмена от газов к поверхности нагрева, кВт/(м² °С);

Величину коэффициента α_1 оценивают с помощью формулы, кВт/(м² °С)

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \quad (6.4)$$

где ξ - коэффициент использования конвективного пучка, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева, вследствие её загрязнения и неравномерного омывания газами;

α_k, α_l - коэффициенты теплообмена конвекцией и излучением, кВт/(м² °С).

Температурный напор Δt есть средняя по всей поверхности нагрева разность температур сред, участвующих в теплообмене. Для прямотока, противотока и других схем движения теплоносителей Δt определяют как среднелогарифмическую разность температур сред, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_M)}, \quad (6.5)$$

где Δt_{δ} и Δt_M большая и меньшая разности температур между средами участвующими в теплообмене, °С.

При условии $\Delta t_{\delta} / \Delta t_M \leq 1,7$, температурный напор можно определить с достаточной степенью точности как среднеарифметическую величину $\Delta t = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_M)$ °С.

При стационарном тепловом режиме работы котлоагрегата, количество теплоты, отданное греющими газами, равно количеству теплоты воспринятому нагреваемой рабочей средой, т. е. можно записать, кДж/кг (кДж/м³):

$$Q^{\delta} = Q^T. \quad (6.6)$$

Уравнение (6.6) является основой для проверки правильности выполненного расчета. Правильность расчета оценивают по величине расхождений тепловосприятий, %

$$\Delta Q = 100(Q^{\delta} - Q^T) / Q^{\delta}. \quad (6.7)$$

Расхождение ΔQ не должно превышать 2% для испарительных пучков и 5% для фестона.

В противном случае производят дополнительный уточняющий расчет конвективной поверхности нагрева

Расчет конвективных поверхностей нагрева элементов котельного агрегата рекомендуется выполнять в следующей последовательности: фестон, котельный пучок труб (если имеется), пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель. При расчете экономайзера производится увязка всего

теплового расчета. Это связано с тем, что для воздухоподогревателя температуры воздуха на входе и выходе известны. Известна и температура газов на выходе из воздухоподогревателя ϑ_{yx} . Неизвестны лишь температура продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель и поверхности его нагрева, которые и определяют в результате расчета.

6.2. Расчет фестона

Фестон является испарительной поверхностью нагрева, образованной трубами заднего экрана разведенными в шахматном порядке в два, три или четыре ряда по ходу газов. Присосы воздуха в газоходе фестона отсутствуют поэтому $\Delta\alpha_\phi = 0$. Совместное решение уравнений (6.1) и (6.2) для фестона осуществляют методом последовательных приближений. Расчет выполняют в следующей последовательности.

1. По чертежам или техническому описанию котлоагрегата определяют: наружный диаметр и длину труб фестона d_ϕ и ℓ_ϕ , м; относительные поперечный и продольные шаги труб $\sigma_1 = S_1 / d_\phi$ и $\sigma_2 = S_2 / d_\phi$; число труб в ряду – Z_1 ; число рядов труб по ходу газов – Z_2 ; n – общее число труб фестона, расположенных в газоходе; полную поверхность нагрева фестона $H_\phi = \pi d_\phi \ell_\phi n$, м².

2. Определяют площадь живого сечения фестона для прохода газов, м².

$$F_\phi = a \cdot b - Z_1 \cdot d_\phi \cdot \ell_\phi, \quad (6.8)$$

где a и b – размеры газохода в расчетном сечении, м.

3. Задают предварительные значения температуры газов за фестоном ϑ_ϕ'' , °С. В качестве первого приближения можно принять значение, °С.

$$\vartheta_\phi'' = \vartheta_\phi' - (20 \dots 60), \quad (6.9)$$

где ϑ_ϕ' – температура газов перед фестоном, равная температуре газов на выходе из топки, т. е. $\vartheta_\phi' = \vartheta_T''$, °С.

4. По принятому значению температуры ϑ_ϕ'' , определяют с помощью $I - \vartheta$ диаграммы энтальпию продуктов сгорания за фестоном I_ϕ'' кДж/кг (кДж/м³).

5. Вычисляют по уравнению (6.1) теплоту отданную продуктами сгорания, кДж/кг (кДж/м³).

$$Q_\phi^o = \varphi(I_\phi' - I_\phi''), \quad (6.10)$$

где $I_\phi' = I_T''$ – энтальпия газов перед фестоном, кДж/кг (кДж/м³).

6. Находят среднюю расчетную температуру газового потока в конвективном газоходе фестона, °С.

$$\vartheta_{\phi} = 0,5(\vartheta'_{\phi} + \vartheta''_{\phi}) . \quad (6.11)$$

7. Определяют температурный напор между продуктами сгорания и нагреваемой средой, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t_{\phi} = \vartheta_{\phi} - t_k , \quad (6.12)$$

где t_k – температура нагреваемой среды, $^{\circ}\text{C}$.

Для парового котла значение t_k принимают равным температуре кипения воды при давлении в котле, а для водогрейного котла равной полусумме температур на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, $^{\circ}\text{C}$. Значение t_k находят по таблицам из справочной литературы [1,8].

8. Подсчитывают среднюю скорость продуктов сгорания в поверхности нагрева фестона, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} (\vartheta_{cp} + 273)}{F_{\phi} \cdot 273} , \quad (6.13)$$

где V_{Γ} – объем продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\phi} = \alpha_{\Gamma}$, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$).

9. Определяют коэффициент теплообмена конвекцией α_{κ} для поперечно-омываемого шахматного пучка, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C})$:

$$\alpha_{\kappa} = C_s \cdot C_z \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\phi}} \left(\frac{\omega_{\Gamma} \cdot d_{\phi}}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} , \quad (6.14)$$

где λ_{Γ} - коэффициент теплопроводности газов, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C})$;

ν_{Γ} - коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

ω_{Γ} - скорость газа в пучке фестона, м/с;

Pr - число Прандтля;

C_s и C_z - поправки на компоновку пучка труб фестона и на число рядов труб по ходу газов.

Значения λ_{Γ} , ν_{Γ} и Pr берут из таблицы 6 приложения при средней температуре газов в газоходе - ϑ_{cp} , $^{\circ}\text{C}$.

Поправка C_s является функцией коэффициента φ_{δ} , учитывающего соотношение относительного поперечного шага σ_1 к среднему относительному диагональному шагу труб σ'_2 в пучке фестона

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25\sigma_1^2 + \sigma_2^2} . \quad (6.15)$$

При известных значениях σ_1 и σ'_2 находят коэффициент φ_{δ}

$$\varphi_{\delta} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} , \quad (6.16)$$

а затем определяют величину поправки C_s используя следующие формулы:

$$C_s = 0,34 \varphi_\delta^{0,1} \quad \text{при } 0,1 < \varphi_\delta \leq 1,7 ; \quad (6.17)$$

$$C_s = 0,275 \varphi_\delta^{0,5} \quad \text{для } \sigma_1 < 3 \quad \text{при } 1,7 < \varphi_\delta \leq 4,5 ; \quad (6.18)$$

$$C_s = 0,34 \varphi_\delta^{0,1} \quad \text{для } \sigma_1 \geq 3 \quad \text{при } 1,7 < \varphi_\delta \leq 4,5 ; \quad (6.19)$$

Поправку на число рядов труб по ходу газов C_z определяют с помощью формул:

$$C_z = 3,12 \cdot Z_2^{0,05} - 2,5 \quad \text{при } Z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 < 3 ; \quad (6.20)$$

$$C_z = 4 \cdot Z_2^{0,02} - 3,2 \quad \text{при } Z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 ; \quad (6.21)$$

$$C_z = 1 \quad \text{при } Z_2 \geq 10. \quad (6.22)$$

10. Определяют коэффициент теплообмена излучением α_n , кВт/(м²°С)

$$\alpha_n = 5,7 \cdot 10^{-11} \frac{a_3 + 1}{2} a T_{cp}^3 \frac{1 - (T_3 / T_{cp})^n}{1 - T_3 / T_{cp}}, \quad (6.23)$$

где a_3 – степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей, в расчетах можно принять $a_3 = 0,8$;

a – степень черноты потока газов при средней температуре газов в пучке фестона;

n – показатель степени, принимаемый $n=4$ для твердых топлив и $n=3,6$ для газообразного и жидкого топлива;

$T_{cp} = \vartheta_{cp} + 273$ – абсолютная средняя температура газов в пучке фестона, К;

$T_3 = t_{cm} + 273$ – абсолютная температура загрязненных наружных поверхностных труб фестона, К.

Температуру наружных поверхностей стенок труб $t_{ст}$ принимают: при сжигании газа $t_{ст} = t_k + 25$, °С, а при сжигании твердых и жидких топлив $t_{ст} = t_k + (60 \dots 80)$, °С.

Степень черноты потока газов находят с помощью формулы

$$a = 1 - e^{-(kps)}, \quad (6.24)$$

где kps – суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Значение величин, входящих в степенной показатель kps , определяют: давление в газоходах потока $p = 0,1$ МПа;

эффективную толщину излучающего слоя s , м

$$s = 0,9 d_\phi \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d_\phi^2} - 1 \right); \quad (6.25)$$

коэффициент ослабления лучей газовой средой k , (МПа)⁻¹:

- для незапыленного потока

$$k = k_r * r_n; \quad (6.26)$$

- для запыленного потока при сжигании пылевидного твердого топлива

$$k = (k_r r_n + k_{3л} \mu_{3л}). \quad (6.27)$$

В этих формулах:

k_r – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, (определяют по формуле 5.19);

$k_{зл}$ – коэффициент ослабления лучей золовыми частицами (определяют по формуле 5.26);

r_n – суммарная доля трехатомных газов r_{RO_2} и водяных паров r_{H_2O} (определяют по табл. 3.1);

$\mu_{зл}$ – массовая концентрация золовых частиц (определяют по табл. 3.1).

Определив коэффициенты α_k и α_l находят коэффициент теплообмена от газов к стенкам труб фестона α_1 .

11. Коэффициент теплообмена α_1 вычисляют по формуле, кВт/(м²°С)

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l). \quad (6.28)$$

Коэффициент ξ принимают: $\xi=1$ – для поперечноомываемых пучков и гладкотрубных экономайзеров; $\xi = 0,9 \dots 0,95$ – для конвективных пучков с движением газов в горизонтальной плоскости (котлы ДЕ, ДК и ДКВР); $\xi = 0,95$ – для смешанноомываемых пучков.

12. Определяют коэффициент теплопередачи в фестоне, кВт/(м²°С)

$$\kappa = \psi \cdot \alpha_1. \quad (6.29)$$

Коэффициент тепловой эффективности ψ выбирают в зависимости от вида сжигаемого топлива: $\psi = 0,65$ – каменные и бурые угли; $\psi = 0,6$ – торф, мазут, древесное топливо; $\psi = 0,5$ – сланцы; $\psi = 0,85$ – природный газ.

13. Рассчитывают средний логарифмический температурный напор, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_\delta / \Delta t_M)}, \quad (6.30)$$

где $\Delta t_\delta = g'_\phi - t_k$, °С; $\Delta t_M = g''_\phi - t_k$, °С.

14. Определяют тепловосприятие фестона Q_ϕ^T по уравнению теплопередачи, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_\phi^T = \kappa \cdot H \Delta t / B_p. \quad (6.31)$$

15. Находят расхождение расчетных тепловосприятий, %

$$\Delta Q = \frac{Q_\phi^\delta - Q_\phi^T}{Q_\phi^\delta} 100. \quad (6.32)$$

Если $\Delta Q \leq 5\%$, то расчет считают законченным, если нет, расчет повторяют, начиная с пункта 4. При втором расчетном приближении, температуру газов за фестоном g''_ϕ следует принять в зависимости от величины Q_ϕ^T : если $Q_\phi^T > Q_\phi^\delta$, то g''_ϕ уменьшают, если $Q_\phi^T < Q_\phi^\delta$, то g''_ϕ увеличивают по

отношению к ранее принятому в пункте 4 значению температуры ϑ_{ϕ}'' . При этом целесообразно принять значение ϑ_{ϕ}'' во втором приближении, отличающимся от первого не более чем на 50...60 °С. В этом случае коэффициент теплопередачи можно не пересчитывать.

Поверочный расчет фестона может быть выполнен путем графической интерполяции, минуя попытки последовательных приближений. Для этого следует задаться тремя значениями температур газов в области фестона. Если, например, ожидаемая температура за фестоном $t_{\phi} \approx 1050^{\circ}\text{C}$, то можно принять следующие три значения температур: 1100, 1050, 1000 °С. Для принятых температур определяют соответственно три значения Q_{ϕ}^T и Q_{ϕ}^{δ} по уравнениям (6.1) и (6.2). Затем, выбрав масштабы теплоты и температур, строят в системе Q_{ϕ} и ϑ_{ϕ} кривые зависимостей $Q_{\phi}^{\delta} = f(\vartheta)$ и $Q_{\phi}^T = \varphi(\vartheta)$. Точка пересечения этих кривых, удовлетворяющих условию $Q_{\phi}^T = Q_{\phi}^{\delta}$, и позволит определить искомую температуру ϑ_{ϕ}'' . Такой метод графической интерполяции практичен и удобен. Им можно пользоваться для расчета и других конвективных элементов котлоагрегата.

6.3. Расчет испарительного пучка

В котлах малой мощности на выходе из камеры сгорания (камеры догорания) устанавливают пучки испарительных труб. Расчет испарительного пучка осуществляют по тем же уравнениям и в той же последовательности, как и расчет фестона, учитывая при этом конструктивные особенности и компоновку труб пучка. При выполнении пунктов 1 и 2, следует учитывать, что трубы в первом пучке обычно расположены коридорно. При малых поверхностях нагрева пучка (порядка трёх рядов труб) допускается шахматное расположение труб. При отсутствии данных шаги труб принимают: $S_1 = (2,0 \dots 2,5)d_n$; $S_2 = (2,5 \dots 3,0)d_n$. Число рядов труб в глубину по ходу газов может быть достаточно большим $Z_2 \geq 10$.

В пункте 3 принимают предварительное значение температуры газов за пучком $\vartheta_{\kappa\pi}''$, °С. В расчетах первого приближения $\vartheta_{\kappa\pi}''$ можно допустить, что снижение температуры газов в каждом ряду пучка происходит примерно на 10...20 °С по отношению к температуре на входе в пучек $\vartheta_{\kappa\pi}'$. Значение последней определяют из расчета фестона $\vartheta_{\kappa\pi}' = \vartheta_{\phi}'''$, а при отсутствии фестона $\vartheta_{\kappa\pi}' = \vartheta_T'''$. По принятому значению $\vartheta_{\kappa\pi}''$, в пункте 4 находят величину $I_{\kappa\pi}''$.

Определяют теплоту, отданную продуктами сгорания Q_{ϕ}^{δ} , используя следующие формулы, кДж/кг (кДж/м³):

- при производительности $D > 50$ т/ч

$$Q_{\kappa n}^{\delta} = \varphi(I'_{\kappa n} - I''_{\kappa n}); \quad (6.33)$$

- при производительности $D \leq 50$ т/ч

$$Q_{\kappa n}^{\delta} = \varphi(I'_{\kappa n} - I''_{\kappa n} + \Delta\alpha I_{x\phi}^0), \quad (6.34)$$

где $\Delta\alpha$ - присос воздуха на участке газохода, где расположен испарительный пучек; $I_{x\phi}^0 = 39,8V^0$ - энтальпия холодного воздуха, кДж/кг (кДж/м³).

Пункты 6, 7 и 8 выполняют аналогично как и для фестона. Формулы пункта 9 остаются неизменными, если расположение труб в испарительном пучке – шахматное. В случае, если расположение труб коридорное, то в пункт 9 для расчета коэффициента теплообмена конвекцией вводят другие расчетные формулы, кВт/(м²°C):

$$\alpha_{\kappa} = 0,2 \cdot C_s \cdot C_z \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_H} \left(\frac{\omega_{\Gamma} \cdot d_H}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (6.35)$$

где C_z – поправка на число рядов труб, пересекаемых газами;

C_s – поправка на геометрическую компоновку пучка.

Поправку C_z находят, используя формулы:

$$C_z = 0,91 + 0,0125(Z_2 - 2) \quad \text{при } Z_2 < 10; \quad (6.36)$$

$$C_z = 1 \quad \text{при } Z_2 \geq 10. \quad (6.37)$$

Поправку C_s определяют в зависимости от относительных поперечного $\sigma_1 = S_1 / d_n$ и продольного $\sigma_2 = S_2 / d_n$ шагов по формуле

$$C_s = [1 + (2\sigma_1 - 3)(1 - \sigma_2 / 2)^3]^{-2}. \quad (6.38)$$

При $\sigma_2 \geq 2$, а также при $\sigma_1 \leq 1,5$ принимают $C_s = 1$. При $\sigma_2 < 2$ и $\sigma_1 > 3$ в формулу (6.38) подставляют значение $\sigma_1 = 3$.

Значения $\lambda_{\Gamma}, \nu_{\Gamma}$ и Pr в формуле (6.35) выбирают по таблицам [1] в зависимости от средней температуры газов ϑ_{cp} в испарительном пучке.

Для испарительного пучка пункты 10, 11, 12, 13 и 14 выполняют аналогично как и для фестона. Находят, согласно пункта 15, расхождение расчетных тепловосприятий, %

$$\Delta Q = \frac{Q_{\kappa n}^{\delta} - Q_{\kappa n}^T}{Q_{\kappa n}^{\delta}} 100 \leq \pm 2\%. \quad (6.39)$$

Если условие (6.39) не выполняется, то расчет повторяют, принимая второе приближение температуры газов за испарительным пучком.

6.4. Расчет пароперегревателя

Современные промышленные котлоагрегаты снабжаются типовыми пароперегревателями, конструкции которых обычно предусматривают возможность изменения поверхности нагрева в зависимости от характеристики сжигаемого топлива. Задачей расчета является определение температуры продуктов сгорания после пароперегревателя и выявления способности заданной поверхности нагрева получить необходимую температуру перегрева пара. В зависимости от конструктивных характеристик пароперегревателя, его расположения в газовом тракте котла, наличия пароохладителя и схемы его включения, пароперегреватель рассчитывают либо как целую поверхность нагрева, либо отдельно по ступеням.

Паровые котлы низкого и среднего давления (ДКВР, КЕ, ДЕ) с температурой перегретого пара $t_{mn} < 400^{\circ}\text{C}$ имеют одноступенчатые пароперегреватели без регуляторов перегрева пара. Котлоагрегаты с $t_{mn} > 400^{\circ}\text{C}$ обычно имеют сложные схемы включения пароперегревателя с поверхностными или впрыскивающими пароохладителями, которые могут быть установлены на входе и выходе из пароперегревателя, или « в рассечку ». Расчет последней конструкции пароперегревателя выполняют обычно отдельно по ступеням, т. е. до пароохладителя и после него. Выяснив способ расчета пароперегревателя, необходимо составить его расчетную схему, на которой следует показать расположение поверхности нагрева, коллекторы, тип и место установки пароохладителя и давление пара на границах расчетных участков.

В случае расчета пароперегревателя (по ступеням) давление пара на границе между ступенями оценивают приближенно как среднее давление во входном и выходном коллекторах пароперегревателя. Пароперегреватель разбивают на участки, отличающиеся друг от друга по следующим геометрическим характеристикам: диаметру труб и их расположению (шахматное или коридорное); поперечному или продольному шагу ($S_1; S_2$); числу включенных параллельно по пару труб – m ; живому сечению для прхода пара – f_n .

В соответствии с вышеизложенным расчет пароперегревателя выполняют в следующей последовательности.

1. По чертежам или по описаниям пароперегревателя и котлоагрегата определяют: наружный и внутренний диаметры труб d_n и $d_{вн}$; поперечный и продольный шаги S_1 и S_2 ; относительные поперечный и продольный шаги $\sigma_1 = S_1 / d_n$ и $\sigma_2 = S_2 / d_n$; среднюю длину одного змеевика ℓ , равную длине одного прямого участка трубы и колена; количество труб в ряду (поперек газотока) – Z_1 ; количество рядов труб в коллекторе – Z_2 ; полную поверхность нагрева – H_n ;

ширину a' и высоту b' газохода на входе в пароперегреватель; размеры газохода на выходе из пароперегревателя a'' и b'' .

Если некоторые технические характеристики пароперегревателя отсутствуют то можно воспользоваться следующими рекомендациями: выбрать трубы с диаметром $d_n = 28 \dots 42$ мм и толщиной стенки 3...6 мм; поперечный шаг труб принять в диапазоне $S_1 = (2 \dots 2,5) d_n$, а число труб в ряду определить по формуле

$$Z_1 = \frac{a - 2a_\delta}{S_1} + 1, \quad (6.40)$$

где a – ширина газохода, равная ширине топки, м;

$a_\delta = 0,02 \dots 0,04$ м – расстояние от оси крайней трубы до стенки газохода.

2. Предварительно определяют:

- число параллельно включенных труб для прохода пара

$$m = \frac{D \cdot V_n}{f \cdot \omega_n}, \quad (6.41)$$

где D – паропроизводительность котлоагрегата, кг/с;

$V_n = 0.5(V_n' + V_n'')$ - средний удельный объем пара, м³/кг;

$f = \pi d_{\text{вн}}^2 / 4$ - площадь внутреннего сечения трубы, м²;

ω_n - скорость пара, м/с ($\omega_n = 10 \dots 15$ м/с при $P \leq 3$ МПа и $\omega_n = 15 \dots 30$ м/с при $P > 3$ МПа);

- площадь живого сечения по пару, м²

$$f_n = \pi d_{\text{вн}}^2 \cdot m / 4. \quad (6.42)$$

3. По температуре и давлению пара в барабане котла P_6 определяют энтальпию пара i' , на входе в пароперегреватель, кДж/кг.

4. По известным давлению P_{nn} и температуре перегретого пара t_{nn} определяют энтальпию i'' , на выходе из пароперегревателя, кДж/кг.

5. Находят количество теплоты, которое необходимо затратить на перегрев пара от температуры насыщения до температуры перегретого пара - t_{nn} .

$$Q_{nn} = \frac{D}{B_p} (i'' - i'), \quad (6.43)$$

где i', i'' - энтальпии пара на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг.

При наличии пароохладителя перепад энтальпий следует принимать с учетом его тепловосприятости. При установке поверхностного пароохладителя на стороне насыщенного пара, если его тепловосприятие задано величиной увлажнения пара перед перегревателем x , начальную энтальпию пара подсчитывают по формуле, кДж/кг

$$i' = i_{nn} - r(1 - x), \quad (6.44)$$

где r - теплота парообразования при давлении в барабане котла.

Если тепловосприятие пароохладителя задано количеством теплоты, отдаваемым 1 кг пара охлаждающей воде Δi_{no} , начальную энтальпию подсчитывают по формуле, кДж/кг

$$i' = (i_{nn} - \Delta i_{no}), \quad (6.45)$$

где $\Delta i_{no} = 60 \dots 80$ кДж/кг – тепловосприятие пароохладителя.

6. Составляют уравнение теплового баланса для пароперегревателя

$$Q_{nn}^{\delta} = \varphi [I'_{nn} - I''_{nn} + \Delta \alpha_{nn} V^0 (ct)_{xg}] , \quad (6.46)$$

где I'_{nn} - энтальпия газов перед пароперегревателем, равная энтальпии газов за фестоном или котельным пучком, кДж/кг (кДж/м³);

φ - коэффициент сохранения теплоты;

$\Delta \alpha_{nn}$ - присосы воздуха в газоходе пароперегревателя.

7. Из уравнения (6.46) находят энтальпию газов за пароперегревателем, кДж/кг (кДж/м³)

$$I''_{nn} = I'_{nn} + \Delta \alpha_{nn} V^0 (ct)_{xg} - \frac{Q_{nn}^{\delta}}{\varphi} . \quad (6.47)$$

8. По найденному значению I''_{nn} с помощью $I - g$ диаграммы находят температуру газов за пароперегревателем g''_{nn} , °С.

9. Определяют среднюю температуру газов в зоне расположения пароперегревателя, °С

$$g_{cp} = 0,5(g'_{nn} + g''_{nn}) . \quad (6.48)$$

10. Рассчитывают живое сечение для прохода газов на входе и выходе из пароперегревателя, м²

$$F' = a'b' - \ell' Z_1 d_n ; \quad (6.49)$$

$$F'' = a''b'' - \ell'' Z_1 d_n ; \quad (6.50)$$

где ℓ' и ℓ'' - длина змеевика на входе и выходе из пароперегревателя, м.

11. Определяют среднюю площадь живого сечения в газоходе пароперегревателя, м²

$$F_{cp} = \frac{2F' \cdot F''}{F' + F''} . \quad (6.51)$$

Если газоход, где размещен пароперегреватель, имеет постоянное, неменяющееся по ходу газов, сечение, то для определения площади живого сечения используют лишь одну из формул вида (6.49) или (6.50).

12. Находят среднюю скорость газов в пароперегревателе (или ступени), м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} (273 + \vartheta_{cp})}{273 \cdot F_{cp}}, \quad (6.52)$$

где V_{Γ} - объем продуктов сгорания в газоходе пароперегревателя, м³/кг (м³/м³) (определяют по табл. 3.1)

Значение ω_{Γ} должно находиться в пределах $\omega = 8 \dots 12$ м/с.

13. Определяют коэффициент теплообмена конвекцией α_{κ} , кВт/(м² °С), от газов к поверхности труб пароперегревателя. В случае шахматного расположения труб α_{κ} определяют с помощью формул (6.14) ... (6.22). Если расположение труб в пароперегревателе коридорное, то для расчета α_{κ} используют формулы (6.35) ... (6.38).

14. Определяют коэффициент теплообмена излучением α_{λ} , кВт/(м² °С), от нагретых газов к трубам пароперегревателя. Для расчета α_{λ} используют формулы (6.23) ... (6.27).

15. Находят полный коэффициент теплообмена от газов к стенкам труб пароперегревателя α_1 , кВт/(м² °С), используя для этой цели формулу (6.28).

16. Определяют среднюю температуру пара в пароперегревателе, °С

$$t_{cp} = 0,5(t' + t''). \quad (6.53)$$

По найденному значению t_{cp} и давлению пара, находят удельный объем пара V_n , используя соответствующие таблицы из справочной литературы [1,8].

17. При известном значении V_n находят скорость пара в трубах пароперегревателя, м/с

$$\omega_n = D \cdot V_n / f_n, \quad (6.54)$$

где f_n - площадь живого сечения по пару, м².

Полученное по формуле (6.54) значение ω_n сравнивают с рекомендованными скоростями пара (см. зависимость 6.41). В случае расхождения значений принимают конструктивные меры: при завышенных скоростях пара увеличивают диаметр труб $d_{вн}$ или число параллельно включенных змеевиков – m ; при уменьшенных значениях ω_n выбирают меньший диаметр труб $d_{вн}$ или уменьшают количество параллельно включенных змеевиков в пароперегревателе – $m = Z_1 \cdot Z_2$.

18. Определяют коэффициент теплообмена от стенки труб к пару α_2 , кВт/(м² °С)

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda_n}{d_{вн}} \left(\frac{\omega_n d_{вн}}{V_n} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (6.55)$$

где λ_n кВт/(м² °С), ν м²/с, Pr определяют по таблицам пара при средней температуре пара t_{cp} .

19. Находят значение коэффициента теплопередачи, кВт/(м² °С)

$$\kappa = \psi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (6.56)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева.

Значение ψ можно принять из формулы (6.29).

20. Определяют разности температур между газом и паром в пароперегревателе, °С

Для противоточной схемы включения:

- на входе газов в пароперегреватель

$$\Delta t = g' - t'', \quad (6.57)$$

- на выходе газов из пароперегревателя

$$\Delta t = g'' - t', \quad (6.58)$$

Для прямоточной схемы включения:

- на входе газов в пароперегреватель

$$\Delta t = g' - t', \quad (6.59)$$

- на выходе газов из пароперегревателя

$$\Delta t = g'' - t'', \quad (6.60)$$

Из двух величин, определенных по уравнениям (6.57)...(6.60), большее значение принимают за Δt_{δ} , а меньшее за Δt_m .

21. Температурный напор для противоточной или прямоточной схемы включения пароперегревателя находят по известной формуле, °С

$$\Delta t_n = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)}. \quad (6.61)$$

Если пароперегреватель включен по последовательно- смешанной схеме, то температурный напор определенный по формуле (6.61) подлежит корректировке

$$\Delta t_n = \psi \Delta t_{nром}, \quad (6.62)$$

где $t_{нром}$ - температурный напор для противоточной схемы пароперегревателя;

ψ - коэффициент пересчета от противоточной схемы к последовательно- смешанному включению (определяют по номограмме 29 [1 с. 271]).

Для пользования номограммой вычисляют следующие безразмерные параметры:

$$A = H_{нром} / H_n; \quad (6.63)$$

$$P = \frac{t'' - t'}{g' - t'}; \quad (6.64)$$

$$P = \frac{g' - g''}{t'' - t'}, \quad (6.65)$$

где $H_n, H_{\text{прям}}$ - полная поверхность нагрева пароперегревателя и поверхность нагрева, где осуществляется прямоток, м^2 .

22. Определяют количество теплоты, воспринятое пароперегревателем, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{nn}^T = \kappa H_n \cdot \Delta t_n / B_p. \quad (6.66)$$

23. Находят расхождение расчетных тепловосприятий, %

$$\Delta Q = \frac{Q_{nn}^\delta - Q_{nn}^T}{Q_{nn}^\delta} 100 \leq \pm 2 \dots 3\%. \quad (6.67)$$

Если расхождение между Q_{nn}^δ и Q_{nn}^T составляет не более $\pm 3\%$, то расчет пароперегревателя считают законченным. В противном случае следует уточнить необходимую площадь поверхности нагрева всего пароперегревателя

$$H_n = \frac{B_p \cdot Q_n^\delta}{\kappa \Delta t_n}, \quad (6.68)$$

а затем осуществить «увязку» основных конструктивных характеристик пароперегревателя с его тепловым расчетом.

24. При выполнении условия (6.67) уточняют:

- развернутую длину одной трубы змеевика ℓ , м

$$\ell = \frac{H_n}{m \pi d_{cp}}, \quad (6.69)$$

где $d_{cp} = 0,5(d_n + d_{вн})$ - средний диаметр трубы, м;

$m = Z_1 \cdot Z_2$ - число параллельно включенных по пару труб;

$Z_2 = 1$ - при однорядном расположении труб в коллекторе;

$Z_2 = 2$ - при двухрядном расположении труб в коллекторе;

- количество петель (изгибов) в пароперегревателе

$$n = \frac{\ell}{2b}, \quad (6.70)$$

где b - высота газохода пароперегревателя, обычно $b \leq 2$ м.

- глубину пакета труб пароперегревателя по ходу газов, м

$$h_{\text{пак}} = (2n - 1)S_2. \quad (6.71)$$

Если число петель n выражается не целым числом, то уменьшают высоту газохода, либо уточняют развернутую длину змеевика ℓ .

6.5. Расчет водяного экономайзера

В промышленных паровых котлах, работающих при давлении пара до 2,4 МПа, чаще применяют чугунные водяные экономайзеры некипящего типа, при больших давлениях стальные экономайзеры некипящего и кипящего типов, в последних до 30% воды может превращаться в насыщенный пар. Стальной экономайзер содержит ряд параллельных, согнутых в виде змеевиков, труб, объединенных коллекторами. Расположение труб в стальных экономайзерах, как правило, шахматное.

Чугунные экономайзеры применяют в основном в котлах малой и средней мощности, питаемых недеаэрированной водой, а также при сжигании сернистых топлив, т. к. чугун более устойчив к коррозии. В чугунных экономайзерах вода не доводится до кипения во избежание гидравлических ударов, связанных парообразованием и недопустимых для хрупкого чугуна. Поэтому в этих экономайзерах нагрев воды осуществляется на 20 – 40 °С ниже температуры кипения воды при заданном давлении в барабане котла.

В котлоагрегатах паропроизводительностью более 25 т/ч с пылеугольными топками после водяного экономайзера обычно установлен воздухоподогреватель.

Тепловой расчет водяного экономайзера рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. Определяют теплоту воспринятую экономайзером от продуктов сгорания, кДж/кг (кДж/м³)

- если экономайзер является последним элементом по ходу газов, то можно воспользоваться уравнением

$$Q_{\text{эк}}^{\text{б}} = \varphi(I'_{\text{эк}} - I''_{\text{эк}} + \Delta\alpha_{\text{эк}} I_{\text{хв}}^0), \quad (6.72)$$

где $I''_{\text{эк}} = I_{\text{ух.г}}$ находят по $I - \vartheta$ диаграмме при температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г}}$ °С.

- если после экономайзера установлен воздухоподогреватель, то можно записать уравнение вида

$$Q_{\text{эк}}^{\text{б}} = Q_p^p \eta_k \frac{100}{100 - q_4} - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{кп}} + Q_{\text{мп}}), \quad (6.73)$$

где η_k - КПД брутто котла в долях единицы;

$Q_{\text{л}}, Q_{\text{ф}}, Q_{\text{кп}}, Q_{\text{мп}}$ - теплота, воспринятая соответственно топкой, фестомом, испарительным конвективным пучком и пароперегревателем, кДж/кг (кДж/м³).

Значения последних величин принимают по результатам предыдущих расчетов.

2. Определяют энтальпию воды после водяного экономайзера $i''_{\text{эк}}$, используя уравнение теплового баланса $Q_{\text{эк}}^{\text{б}} = Q_{\text{эк}}^{\text{т}}$, кДж/кг

$$Q_{\text{эк}}^T = \frac{D + D_{\text{пр}}}{B_p} (i_{\text{эк}}'' - i_{\text{эк}}') ; \quad (6.74)$$

$$i_{\text{эк}}'' = i_{\text{эк}}' + \frac{B_p \cdot Q_{\text{эк}}^T}{D + D_{\text{пр}}} , \quad (6.75)$$

где $i_{\text{эк}}' = i_{\text{пв}}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг;

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

По энтальпии воды после экономайзера $i_{\text{эк}}''$ определяют тип экономайзера. С этой целью по таблицам воды и водяного пара (таблица 4 приложения) находят температуру воды после экономайзера - $t_{\text{эк}}''$. Если полученная температура окажется на 20...40⁰С ниже температуры кипения воды при давлении в барабане котла, то для котлов с давлением до 2,4 МПа к установке принимают чугунный экономайзер. При несоблюдении указанных условий к установке принимают стальной экономайзер.

3. Из уравнения теплового баланса (6.72) находят энтальпию газов за экономайзером, кДж/кг (кДж/м³)

$$I_{\text{эк}}'' = (I_{\text{эк}}' + \Delta\alpha_{\text{эк}} I_{\text{хв}}^0) - \frac{Q_{\text{эк}}^{\delta}}{\varphi} , \quad (6.76)$$

где $I_{\text{эк}}'$ - энтальпия газов перед экономайзером, определенная из расчета предшествующей экономайзеру поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м³).

4. По значению $I_{\text{эк}}''$ определяют с помощью $I - \vartheta$ диаграммы температуру газов за экономайзером $\vartheta_{\text{эк}}''$, ⁰С.

Примечание: пункты 3 и 4 выполняют, если после экономайзера есть воздухоподогреватель, т. е. когда экономайзер не является последней конвективной поверхностью в газоходе котла.

5. Определяют среднелогарифмический температурный напор, используя уравнения противоточной схемы, ⁰С:

- разность температур на входе газов в экономайзер, ⁰С

$$\Delta t = \vartheta_{\text{эк}}' - t_{\text{эк}}'' ; \quad (6.77)$$

- разность температур на выходе газов из экономайзера, ⁰С

$$\Delta t = \vartheta_{\text{эк}}'' - t_{\text{эк}}' ; \quad (6.78)$$

где $t_{\text{эк}}' = t_{\text{пв}}$ - температура воды на входе в экономайзер, равная температуре питательной воды, ⁰С.

Большую из величин Δt принимают за Δt_{δ} , меньшую за Δt_M и подставляют в уравнение, ⁰С

$$\Delta t_{\vartheta} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_M)} , \quad (6.79)$$

Если экономайзер кипящего типа, то предварительно оценивают массовое паросодержание $x > 0$ по следующему уравнению, %

$$x = \frac{i''_{\text{эк}} - i'}{r} 100, \quad (6.80)$$

где i' - энтальпия кипящей воды при давлении в барабане котла, кДж/кг;
 r - теплота парообразования, кДж/кг.

Если $x > 0$, но не более 30%, то в выражение (6.77) вместо $t''_{\text{эк}}$ подставляют условную температуру, °С

$$t_{\text{усл}} = t_s + \frac{\Delta i}{2 \cdot 4.19}, \quad (6.81)$$

где t_s - температура кипения воды на выходе из кипящего экономайзера, °С;
 $\Delta i = i''_{\text{эк}} - i'$ - количество теплоты, затраченное на парообразование 1 кг воды в экономайзере кипящего типа, кДж/кг.

6. Выбирают конструктивные характеристики принятого к установке экономайзера. В современных котлоагрегатах для изготовления стальных экономайзеров применяют трубы с наружным диаметром $d_n = 28 \dots 38$ мм и толщиной стенок $\delta = 2,5 \dots 3,5$ мм, располагая их, как правило, в шахматном порядке с относительными шагами: $\sigma_1 = S_1 / d_n = 2,0 \dots 3,5$ и $\sigma_2 = S_2 / d_n = 1,3 \dots 2,0$. При холодной гибке труб, шаг между их осями в направлении газового потока должен быть не менее $S_2 = 2d_n$. Расстояние от оси крайних труб экономайзера до стенок газохода может составлять $b' = 20 \dots 60$ мм.

Технические характеристики чугунных ребристых экономайзеров конструкции ВТИ и ЦККБ можно найти в справочной литературе [1, номограмма 20 или в табл. 1 приложения].

Значение ω_g для экономайзеров некипящего типа принимают в пределах $\omega_g = 0,4 \dots 0,7$ м/с, но не менее 0,3 м/с, а для экономайзеров кипящего типа $\omega_g = 1,2 \dots 1,5$ м/с, но не менее 1 м/с.

7. Определяют площадь живого сечения, м^2 , для прохода продуктов сгорания в экономайзере:

- при установке стального экономайзера

$$F_{\text{эк}} = ab - Z_1 \ell d_n, \quad (6.82)$$

где a и b - ширина и глубина газохода, м^2 ;

ℓ - длина змеевика, можно принять $\ell \cong a$, м,

Z_1 - количество параллельно включенных труб в одном ряду.

- при установке чугунного экономайзера

$$F_{\text{эк}} = \frac{B_p V_r (g_{\text{ср}} + 273)}{\omega_r \cdot 273}, \quad (6.83)$$

где V_{Γ} - объем газа в пучке экономайзера, м³/кг (м³/м³);

$\vartheta_{cp} = 0,5(\vartheta'_{\text{эк}} + \vartheta''_{\text{эк}})$ - средняя температура газов в пучке, °С;

$\omega_{\Gamma} = 6 \dots 12$ м/с - скорость газов в пучке экономайзера, м/с.

8. Находят количество труб в одном ряду экономайзера:

- при установке стального экономайзера

$$Z_1 = \frac{(D + D_{np})V_{cp}}{Z_2 \omega_{\text{в}} f_{mp}}, \quad (6.84)$$

где $V_{cp} = 0,5(V' + V'')$ - средний удельный объем воды в экономайзере, м³/кг;

Z_2 - число рядов труб, выходящих из коллектора, обычно $Z_2 = 2$;

$f_{mp} = 0,25\pi d_{\text{вн}}^2$ - площадь сечения трубы для прохода воды, м²;

$\omega_{\text{в}}$ - скорость воды в трубах экономайзера, м/с.

- при установке чугунного экономайзера

$$Z_1 = \frac{F_{\text{эк}}}{F_{mp}}, \quad (6.85)$$

где F_{mp} - площадь живого сечения для прохода газов одной трубы, м².

Число труб в ряду Z_1 для чугунных экономайзеров должно быть не менее 3 и не более 10.

Полученное значение Z_1 округляют до целого числа и уточняют скорость газов ω_{Γ} с помощью формулы, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta_{cp} + 273)}{F_{\text{эк}} \cdot 273}, \quad (6.86)$$

где $F_{\text{эк}}$ - площадь живого сечения определенная для целого числа труб в одном ряду экономайзера.

9. Определяют коэффициент теплопередачи водяного экономайзера, кВт/(м²°С):

Для чугунных экономайзеров коэффициент теплопередачи определяют с помощью номограммы 7 приложения.

Для стальных экономайзеров используют формулу

$$\kappa = \psi \alpha_1, \quad (6.87)$$

где $\alpha_1 = \xi(\alpha_{\kappa} + \alpha_{\text{л}})$ - коэффициент теплообмена от газов к стенке труб экономайзера, кВт/(м²°С);

ψ - коэффициент тепловой эффективности, определенный согласно формуле (6.29);

$\xi = 0,95 \dots 1$ - коэффициент использования пучка экономайзера.

Значение коэффициента теплообмена конвекцией α_k определяют с помощью формулы (6.14) при шахматном расположении труб и формулы (6.35) при коридорном расположении труб. Коэффициент теплообмена излучением $\alpha_{\text{л}}$ находят, используя формулу (6.23). При расчете коэффициента теплопередачи экономайзера, температуру стенок его труб принимают, $^{\circ}\text{C}$:

- при $\vartheta''_{\text{эк}} \geq 400^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{cm}} = 0.5(t'_{\text{эк}} + t''_{\text{эк}}) + (40 \dots 60) ; \quad (6.88)$$

- при $\vartheta''_{\text{эк}} < 400^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{cm}} = 0.5(t'_{\text{эк}} + t''_{\text{эк}}) + 25 ; \quad (6.89)$$

10. Рассчитывают площадь поверхности нагрева водяного экономайзера, м^2 .

$$H_{\text{эк}} = \frac{B_p \cdot Q^T_{\text{эк}}}{\kappa \Delta t_{\text{э}}} . \quad (6.90)$$

11. По полученному значению $H_{\text{эк}}$ принимают окончательные конструктивные характеристики экономайзера:

- для чугунного экономайзера определяют общее число труб n и число рядов m с помощью формул

$$n = H_{\text{эк}} / H_{\text{mp}} ; \quad (6.91)$$

$$m = n / Z_1 , \quad (6.92)$$

где H_{mp} - площадь поверхности нагрева с газовой стороны одной трубы, м^2 .

- для стального экономайзера определяют длину змеевика $\ell_{\text{эк}}$, число петель в пакете $Z_{\text{пет}}$, и полную высоту пакета экономайзера $h_{\text{эк}}$, используя следующие формулы, м

$$\ell_{\text{эк}} = H_{\text{эк}} / (Z_1 Z_2 \pi d_n) ; \quad (6.93)$$

$$Z_{\text{пет}} = \ell_{\text{эк}} / 2b ; \quad (6.94)$$

$$h_{\text{эк}} = Z_{\text{пет}} S_{\text{пет}} , \quad (6.95)$$

где $S_{\text{пет}} = 2S_2$ - шаг петли экономайзера, м.

Если расчетная высота пакета экономайзера $h_{\text{эк}}$ более 1,5 м, то экономайзер необходимо компоновать в два пакета с промежутками 0,6...0,8 м между ними. Когда компоновка экономайзера осуществляется в «рассечку» с воздухоподогревателем, то расстояние между пакетами экономайзера и воздухоподогревателем принимают равным 0,8...1,0 м.

12. Выполняют проверку, определяя действительную скорость воды в стальном экономайзере $\omega_{\text{в}}$, м/с

$$\omega_6 = \frac{(D + D_{np})V_{cp}}{f_{эк}}, \quad (6.96)$$

где $f_{эк} = 0.25\pi d_{вн}^2 Z_1 Z_2$ - площадь живого сечения экономайзера для прохода воды, м².

Если скорость воды выходит за пределы указанных выше значений, то производят соответствующие изменения в конструкции экономайзера, связанные с уменьшением или увеличением размеров газохода, диаметров и числа труб, шагов S_1 и S_2 с целью приближения расчетных значений к нормативным.

6.5. Расчет воздухоподогревателя

Температуру подогрева воздуха выбирают в зависимости от способа сжигания и вида топлива. При сжигании каменных углей и антрацитов в слоевых топках температура подогрева воздуха $t_{гв}$ не должна превышать 200⁰С, а для бурых углей находится в пределах $t_{гв} = 150...250^0$ С. При камерном сжигании топлива рекомендуются следующие температуры подогрева воздуха: для каменных углей $t_{гв} = 300...350^0$ С, бурых углей и торфа 350...400⁰С, природного газа и мазута 200...300⁰С.

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель зависит от вида сжигаемого топлива. Для твердых малосернистых топлив, малосернистых мазутов и природного газа температура воздуха на входе в подогреватель может быть $t_{хв} = 30^0$ С. Сжигание высокосернистых твердых топлив и мазутов может сопровождаться коррозией металла в холодных ступенях воздухоподогревателя. Для исключения коррозии температура воздуха на входе в подогреватель должна быть не ниже $t'_{хв} = 80...110^0$ С, т. е. несколько больше, чем температура конденсации влаги, содержащейся в топливе. Для предварительного подогрева воздуха до $t'_{хв} = 80...110^0$ С перед воздухоподогревателем устанавливают калориферы, направляя в них пар вырабатываемый котлом, или используют рециркуляцию воздуха. В паровых и водогрейных котлах в основном используют трубчатые воздухоподогреватели, расчет которых выполняют, как правило, в следующей последовательности.

1. По чертежам или описанию конструкции определяют основные геометрические характеристики воздухоподогревателя: наружный d_n и внутренний $d_{вн}$ диаметры труб; относительные поперечный $\sigma_1 = S_1 / d_n = 1,5...1,6$ и продольный $\sigma_2 = S_2 / d_n = 1,05...1,1$ шаги труб; поверхность нагрева воздухоподогревателя $H_{вп}$; площадь живого сечения для прохода газов F_g и прохода воздуха F_a . Если площади живых сечений отсутствуют в описании конструкции

воздухоподогревателя, то задаются скоростями движения теплоносителей: для газов $\omega_{\Gamma} = 9 \dots 13$ м/с, для воздуха $\omega_B = 4,5 \dots 6$ м/с.

2. Определяют тепловосприятие воздухоподогревателя с воздушной стороны

$$Q_{\text{вн}}^T = (\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{\text{пу}} + 0,5\Delta\alpha_{\text{вн}})(I_{\text{зв}}^0 - I_{\text{хв}}^0), \quad (6.97)$$

где $I_{\text{хв}}^0 = V^0(ct)_{\text{хв}}$ и $I_{\text{зв}}^0 = V^0(ct)_{\text{зв}}$ - энтальпия теоретического объема воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя, кДж/кг (кДж/м³)

3. Записывают уравнение теплового баланса с газовой стороны, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_{\text{вн}}^{\delta} = \varphi[I'_{\text{вн}} - I''_{\text{вн}} + \Delta\alpha_{\text{вн}}V^0(ct)_{\text{вн}}], \quad (6.98)$$

где $t_{\text{вн}} = 0,5(t''_{\text{вн}} + t'_{\text{вн}})$ - средняя температура воздуха в воздухоподогревателе: $t''_{\text{вн}} = t_{\text{зв}}$, $t'_{\text{вн}} = t_{\text{хв}}$ или в случае рециркуляции $t'_{\text{вн}} = t'_{\text{хв}}$, °С.

Из уравнения (6.98) определяют энтальпию газов за воздухоподогревателем $I''_{\text{вн}}$, кДж/кг (кДж/м³)

$$I''_{\text{вн}} = I'_{\text{вн}} - Q_{\text{вн}}^{\delta} / \varphi + \Delta\alpha_{\text{вн}}V^0(ct)_{\text{вн}}, \quad (6.99)$$

Полученное значение $I''_{\text{вн}}$ сравнивают с предварительно принятым значением $I_{\text{yx.z}}$, которое было определено по $I - \vartheta$ диаграмме на основе заданного значения $\vartheta_{\text{yx.z}} = \vartheta''_{\text{вн}}$. Если расхождение не превышает 0,5 % располагаемой теплоты Q_p^p , то расчет выполнен правильно.

4. Определяют температурный напор в воздухоподогревателе, °С

$$\Delta t_{\text{вн}} = \psi \Delta t_{\text{ном}}, \quad (6.100)$$

где ψ - поправочный коэффициент, учитывающий особенности перекрестной схемы, определяемый с помощью номограммы 31 [1]. Для пользования номограммой вычисляют безразмерные параметры:

$$P = \frac{\tau_{\text{м}}}{\vartheta'_{\text{вн}} - t'_{\text{вн}}}; R = \tau_{\delta} / \tau_{\text{м}}, \quad (6.101)$$

где $\vartheta'_{\text{вн}}$ и $t'_{\text{вн}}$ - начальная температура газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С;

τ_{δ} - полный перепад температур в той среде, для который он больше, °С;

$\tau_{\text{м}}$ - полный перепад температур в той среде, для который он меньше, °С;

Для двухходового воздухоподогревателя можно принять $\psi = 0,8 \dots 0,9$.

Температурный напор для противоточной схемы

$$\Delta t_{\text{ном}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (6.102)$$

где значения Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ определяют из выражений, °С:

$$\Delta t = g'_{\text{en}} - t''_{\text{en}} ; \Delta t = g''_{\text{en}} - t'_{\text{en}} . \quad (6.103)$$

5. Определяют коэффициент теплообмена от продуктов сгорания к поверхности нагрева, кВт/(м²°C)

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_{\kappa} + \alpha_{\lambda}) , \quad (6.104)$$

где $\alpha_{\lambda} = 0$ - для трубчатых воздухоподогревателей;

ξ - коэффициент использования, учитывающий неравномерное омывание поверхности нагрева продуктами сгорания ($\xi=0,8$ – при сжигании мазута и торфа; $\xi=0,85$ – для других видов топлива).

α_{κ} - коэффициент теплообмена конвекцией, определяемый по формуле (6.55) при средней температуре газов в воздухоподогревателе $g_{\text{en}} = 0,5(g'_{\text{en}} + g''_{\text{en}})$ °C.

6. Определяют коэффициент теплообмена от стенок труб к воздуху α_2 , кВт/(м² °C). Расчет коэффициента α_2 производят с помощью формулы (6.14), учитывающей особенности теплообмена в поперечно-омываемых шахматных пучках труб, при средней температуре воздуха в воздухоподогревателе либо его ступени t_{en} .

7. Находят значение коэффициента теплопередачи воздухоподогревателя, кВт/(м²°C)

$$\kappa = \xi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} . \quad (6.105)$$

8. Определяют полную поверхность нагрева воздухоподогревателя, м²

$$H_{\text{en}} = \frac{Q_{\text{en}}^T B_p}{\kappa \Delta t_{\text{en}}} . \quad (6.106)$$

9. Производят расчет необходимого живого сечения для прохода газов в трубах воздухоподогревателя, м²

$$F_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (273 + g_{\text{en}})}{\omega_{\Gamma} 273} , \quad (6.107)$$

где V_{Γ} - объем газов проходящих через воздухоподогреватель, м³/кг (м³/м³);

ω_{Γ} - принятая ранее скорость газов, м/с.

10. Определяют живое сечение для прохода воздуха, м²

$$F_B = \frac{B_p V^0 (\alpha_T - \Delta \alpha_T - \Delta \alpha_{\text{ПВ}})(t_{\text{en}} + 273)}{\omega_B 273} , \quad (6.108)$$

где ω_B - предварительно принятая скорость воздуха, м/с.

В случае рециркуляции воздуха проходное сечение определяют по формуле, м²

$$F_B^P = F_B (1 - x_p) , \quad (6.109)$$

где x_p - коэффициент рециркуляции, определяемый как

$$x_p = (t'_{XB} - t_{XB}) / (t_{ГВ} - t'_{XB}) . \quad (6.110)$$

здесь t'_{XB} - температура воздуха на входе в воздухоподогреватель с учетом рециркуляции, °С; $t_{XB} = 30$ °С - температура холодного воздуха без учета рециркуляции, °С.

11. Общее число параллельных труб для прохода газов находят с помощью формулы

$$Z_{ВП} = \frac{4F_{Г}}{\pi d_{ВН}^2} , \quad (6.111)$$

где $d_{ВН}$ - внутренний диаметр труб, м.

12. При известном поперечном шаге труб S_1 находят число труб в одном ряду

$$Z_1 = \frac{a - 2a'}{S_1} + 1 , \quad (6.112)$$

где a - ширина газохода воздухоподогревателя, обычно принимая равной ширине топки, м; a' - расстояние от осей крайних труб до боковой обшивки газохода, принимают $a' = 0,04 \dots 0,05$ м.

13. Определяют число рядов труб в воздухоподогревателе

$$Z_2 = Z_{ВП} / Z_1 . \quad (6.113)$$

14. Определяют глубину воздухоподогревателя, м

$$b = S_2 (Z_2 - 1) . \quad (6.114)$$

15. По общему числу труб определяют их высоту, м

$$h_{ВП} = H_{ВП} / (Z_{ВП} \pi d_{cp}) , \quad (6.115)$$

где $d_{cp} = 0,5(d_H + d_{ВН})$ - средний диаметр труб, м.

16. Рассчитывают высоту проходного сечения по воздуху для одного хода воздухоподогревателя, м

$$h'_{ВП} = F_B / (a - Z_1 d_H) . \quad (6.116)$$

17. Находят число ходов по воздуху

$$m = h_{ВП} / h'_{ВП} , \quad (6.117)$$

где m – целое число ($m=1 \dots 4$).

18. Если m получается дробным, то следует округлить его значение до ближайшего целого числа и уточнить проходное сечение по воздуху, уменьшая или увеличивая ширину газохода a или изменяя скорость воздуха ω_B .

После уточнения скорости воздуха, производят повторный расчет воздухоподогревателя с определением значений α_2 , κ , $H_{ВП}$ и $h'_{ВП}$. Затем уточняют число рядов труб – Z_2 , пересекаемых воздухом, и определяют глубину воздухоподогревателя – b .

В заключении теплового расчета котлоагрегата определяют сходимость теплового баланса

$$\Delta Q = Q_p^p \eta_k - (Q_{\lambda} + Q_{\phi} + Q_{nn} + Q_{эк} + Q_{вн}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) . \quad (6.118)$$

Расчет считается законченным и правильным при условии

$$100 \Delta Q / Q_p^p \leq 0.5\% . \quad (6.119)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.
2. Справочник по котельным установкам малой производительности /Под ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
3. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства. Отраслевой каталог 15-83. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1983. – 226 с.
4. Компоновка и тепловой расчет парового котла: Учебное пособие для вузов / Ю.М. Липов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.
5. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование: Учеб. пособие. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. - 280 с.
6. Конструкция и расчет котлов и котельных установок / Двойнишников В.А. и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.
7. Тепловой расчет промышленных парогенераторов: Учеб. пособие для вузов / Под ред. В.И. Частухина. Киев: Вища школа, 1980. – 184 с.
8. Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник – М.: Издательство МЭИ. 1999. – 168 с.

Приложение

Таблица 1

Теплотехнические характеристики котлов ДЕ4 ... 25 -1,4 ГМ

Наименование величин	ДЕ 4	ДЕ 6,5	ДЕ 10	ДЕ 16	ДЕ 25
Паропроизводительность D , т/ч	4	6,5	10	16	25
Рабочее давление P , МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура насыщенно- го пара t_n , °С	194	194	194	194	194
Величина продувки p , %	5	5	5	5	5
Объем топки V_T , м ³	8,01	11,2	17,14	22,5	29
Лучистая поверхность нагрева H_L , м ²	22,0	28,0	40,0	48,0	60,5
Полная поверхность стен топки F_T , м ²	23,8	29,97	41,47	51,84	64,22
Диаметр и шаг экранных труб d/S , мм	51/55	51/55	51/55	51/55	51/55
Расположение труб ко- тельного пучка	коридор	коридор	коридор	коридор	коридор
Поверхность нагрева пучка H_{kp} , м ²	48,5	67,0	116,0	156,0	212,0
Сечение для прохода га- зов F_{kp} , м ²	0,33	0,342	0,402	0,714	0,845
Диаметр труб пучка d_{kp} , мм	51X2,5	51X2,5	51X2,5	51X2,5	51X2,5
Поперечный шаг труб котельного пучка S_1 , мм	110	110	110	110	110
Продольный шаг труб котельного пучка S_2 , мм	90	90	90	90	90
Тип чугунного экономай- зера конструкции ВТИ	ЭП2-94	ЭП2-142	ЭП2-236	ЭП2-330	ЭП2-808
Длина труб экономайзера l_2 , м	2,0	2,0	2,0	2,0	3,0
Площадь оребрения од- ной трубы $F_{тр}$, м ²	2,95	2,95	2,95	2,95	4,49
Сечение для прохода га- зов в оребренной части трубы $f_{тр}$, м ²	0,12	0,12	0,12	0,12	0,21
Температура уходящих газов после экономайзера $v_{ух.г.}$, °С					
при работе на мазуте	192	199	170	195	170
топливо природный газ	154	160	140	160	140
Габариты котла, мм					
длина	4280	5048	6478	9235	11500
ширина	4300	4300	4300	5030	5770
высота	5050	5050	5050	4720	4720

Таблица 2

Расчетные характеристики жидких топлив

№	Марка топлива	Класс	Рабочая масса топлива,состав,%								Низшая теплота сгорания				Предельные значения,%		
			W _t ^r	A ^r	S _p ^r	S _o ^r	C ^r	H ^r	N ^r	O ^r	средняя		минимальная		W _t ^r	A ^r	S ^r
											Q _i ^r , МДж/кг	Q _i ^r , ккал/кг	Q _i ^r , МДж/кг	Q _i ^r , ккал/кг			
1	Мазут 40, 100	Низкосернистый	0.15	0.03	0.39	87.33	11.90	0.20 ¹⁾	41.68	9955	40.82	9749	1.0	0.14	0.5		
2	Мазут 40, 100	Малосернистый	0.20	0.03	0.85	86.58	12.04	0.30 ¹⁾	40.53	9680	39.21	9365	1.0	0.14	1.0		
3	Мазут 40, 100	Сернистый	0.49	0.05	1.80	85.71	11.45	0.50 ¹⁾	39.57	9451	38.29	9145	1.0	0.14	2.0		
4	Мазут 40, 100	Высокосернистый	1.00	0.06	2.55	85.04	10.64	0.71 ¹⁾	39.06	9329	37.57	8973	1.0	0.14	3.5		

1) для расчетов принимать как кислород

Таблица 3

Расчетные характеристики газообразных топлив

№	Газопровод	Состав газа по объему, %												Низшая теплота сгорания		Плотность при 0°C и 101.3кПа
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₆	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	C ₆ H ₁₄	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ S	H ₂	Q _i ^d , МДж/кг	Q _i ^d , ккал/кг	ρ, кг/м ³
1	Уренгой-Надам-Пунга-Ухта	98.72	0.12	0.01	<0.01	-	-	-	0.14	1.00	-	-	-	35.50	8479	0.724
2	Уренгой-Ужгород	98.90	0.12	0.01	0.01	-	-	-	<0.06	0.90	-	-	-	35.59	8500	0.724
3	Уренгой-Новопсков	98.90	0.13	0.01	<0.01	-	-	-	0.08	0.87	-	-	-	35.59	8500	0.723
4	Уренгой-Сургут-Челябинск	98.24	0.29	0.20	0.09	0.04	-	-	0.14	1.00	-	-	-	35.80	8550	0.729
5	Надам-Пунга-НТура-Свердловск-Челябинск	98.67	0.16	0.08	0.01	-	-	-	0.08	1.00	-	-	-	35.59	8500	0.725
6	Н.Новгород-Иваново-Череповец	98.99	0.25	0.04	0.02	-	-	-	0.10	0.60	-	-	-	3175	8539	0.725
7	Бухара-Урал	94.24	3.00	0.89	0.39	0.17	0.13	-	0.28	0.90	-	-	-	37.56	8971	0.771
8	Средняя Азия-Центр	94.08	2.80	0.73	0.30	0.07	0.02	-	1.00	1.00	-	-	-	36.76	8780	0.771
9	Саратов-Москва	90.29	2.80	1.10	0.75	0.34	0.20	-	0.32	4.20	-	-	-	37.01	8840	0.807
10	Мосгасгаз (кольцо)	96.57	1.40	0.49	0.18	0.07	0.03	-	0.15	1.20	-	-	-	36.30	8670	0.747
11	Оренбург-Александров Гай	86.43	3.90	1.72	0.87	0.30	0.07	-	0.01	6.70	-	-	-	36.80	8790	0.828

Таблица 4

Термодинамические свойства воды на линии насыщения и сухого насыщенного пара

P, МПа	t, °C	v, м³/кг	v, м³/кг	i, кДж/кг	i, кДж/кг	r, кДж/кг
0,1	99,6	0,00104	1,6900	417,5	2675,7	2258,2
0,2	120,23	0,00106	0,8800	504,7	2706,9	2202,2
0,3	133,54	0,00107	0,6060	561,4	2725,5	2164,1
0,4	143,6	0,00108	0,4620	604,7	2738,5	2133,8
0,5	151,8	0,00109	0,3748	640,1	2748,5	2108,4
0,6	158,8	0,00110	0,3155	670,4	2756,4	2086,0
0,7	164,9	0,00111	0,2727	697,1	2762,9	2065,8
0,8	170,4	0,00111	0,2403	720,9	2768,4	2047,5
0,9	175,4	0,00112	0,2148	742,6	2773,0	2030,4
1,0	179,8	0,00113	0,1943	762,6	2777,0	2014,4
1,1	184,1	0,00113	0,1774	781,1	2780,4	1999,3
1,2	187,9	0,00114	0,1632	798,4	2783,4	1985,0
1,3	191,6	0,00114	0,1511	814,7	2786,0	1971,3
1,4	195,0	0,00114	0,1407	830,1	2788,4	1958,3
1,5	198,3	0,00115	0,1316	844,7	2790,4	1945,7
1,6	201,37	0,00116	0,1236	858,6	2792,2	1933,6
1,7	204,3	0,00116	0,1166	871,8	2793,8	1922,0
1,8	207,1	0,00117	0,1103	884,6	2795,1	1910,5
1,9	209,8	0,00117	0,1046	896,8	2796,4	1899,6
2,0	212,4	0,00117	0,0995	908,6	2797,4	1888,8
2,1	214,8	0,00118	0,0948	919,9	2798,3	1878,4
2,2	217,2	0,00118	0,0906	930,9	2799,1	1868,2
2,3	219,5	0,00119	0,0867	941,6	2799,8	1858,2
2,4	221,8	0,00119	0,0832	951,9	2800,4	1848,5
2,5	223,9	0,00120	0,0799	962,0	2800,8	1838,8
2,6	226,0	0,00120	0,0768	971,7	2801,2	1829,5
2,7	228,0	0,00120	0,0740	981,2	2801,5	1820,3
2,8	230,0	0,00121	0,0714	990,5	2801,7	1811,2
2,9	231,9	0,00121	0,0689	999,5	2801,8	1802,3
3,0	233,8	0,00121	0,0666	1008,4	2801,9	1793,5
3,1	235,6	0,00122	0,0644	1017,0	2801,9	1784,9
3,2	237,4	0,00122	0,0624	1025,5	2801,8	1776,3
3,3	239,2	0,00123	0,0605	1033,7	2801,7	1768,0
3,4	240,8	0,00123	0,0587	1041,8	2801,5	1759,7
3,5	242,5	0,00123	0,0570	1049,8	2801,3	1751,5
3,6	244,2	0,00123	0,0554	1057,6	2801,0	1743,4
3,7	245,7	0,00124	0,0538	1065,3	2800,7	1735,4
3,8	247,3	0,00124	0,0524	1072,8	2800,3	1727,5
3,9	248,8	0,00124	0,0510	1080,2	2799,9	1719,7
4,0	250,3	0,00125	0,0497	1087,5	2799,4	1711,9
4,1	251,8	0,01125	0,0484	1094,6	2798,9	1704,3
4,2	253,2	0,00125	0,0472	1101,7	2798,4	1696,7
4,3	254,6	0,00126	0,0461	1108,6	2797,8	1689,2
4,4	256,0	0,00126	0,0451	1115,5	2797,2	1681,7
4,5	257,4	0,00127	0,0440	1122,2	2796,5	1674,3
4,6	258,76	0,00127	0,0430	1128,9	2795,9	1667,0
4,7	260,1	0,00127	0,0420	1135,4	2795,2	1659,8
4,8	261,4	0,00128	0,0411	1141,9	2794,4	1652,5
4,9	262,6	0,00128	0,0402	1148,3	2793,6	1645,3
5,0	263,9	0,00128	0,0394	1154,6	2792,8	1638,2

Таблица 5

Удельные объемы и энтальпии перегретого пара для различных давлений

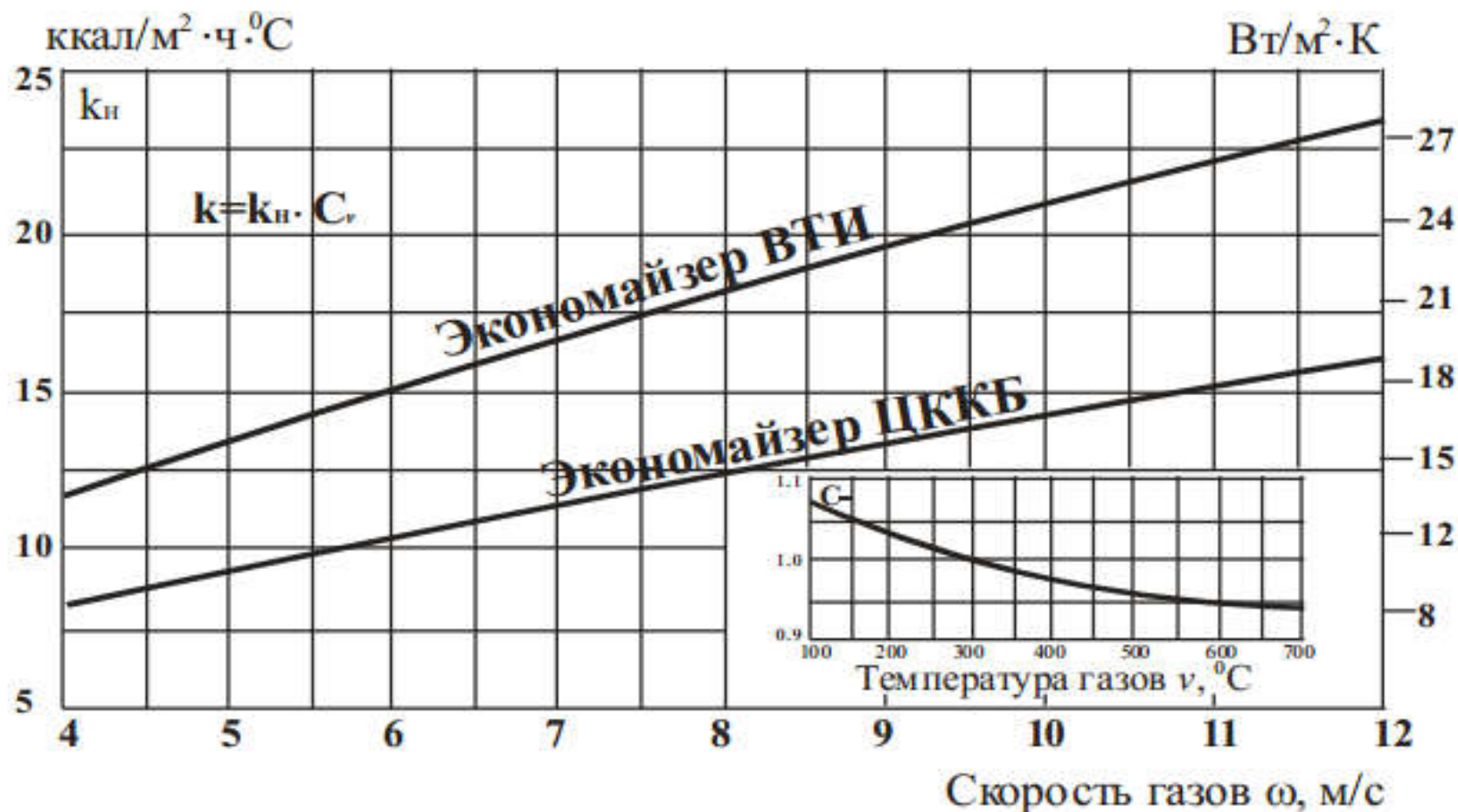
t, °C	1,2 МПа		1,4 МПа		1,6 МПа		1,8 МПа		2,0 МПа		2,2 МПа	
	v , м³/кг	i , кДж/кг	v , м³/кг	i , кДж/кг	v , м³/кг	i , кДж/кг	v , м³/кг	i , кДж/кг	v , м³/кг	i , кДж/кг	v , м³/кг	i , кДж/кг
220	0,179	2865	0,152	2855	0,131	2844						
230	0,183	2889	0,156	2880	0,135	2870						
240	0,188	2912	0,160	2904	0,138	2895						
250	0,192	2935	0,164	2928	0,142	2919	0,125	2911	0,112	2903	0,100	2894
260	0,197	2958	0,167	2951	0,145	2943	0,128	2934	0,114	2928	0,103	2920
270	0,201	2980	0,171	2974	0,148	2967	0,131	2960	0,117	2953	0,106	2945
280	0,205	3002	0,175	2996	0,152	2990	0,134	2983	0,120	2977	0,108	2970
290	0,210	3024	0,179	3019	0,155	3013	0,137	3007	0,123	3001	0,111	2994
300	0,214	3046	0,182	3041	0,159	3035	0,140	3030	0,126	3024	0,113	3018
310							0,143	3052	0,128	3047	0,116	3042
320							0,146	3075	0,131	3070	0,118	3065
330							0,149	3097	0,133	3092	0,121	3088
340							0,152	3119	0,136	3115	0,123	3110
350							0,155	3141	0,137	3137	0,126	3133
360							0,157	3164	0,141	3160	0,128	3156
370							0,160	3186	0,144	3182	0,130	3178
380							0,163	3208	0,146	3204	0,133	3200
390							0,166	3230	0,149	3226	0,135	3223
400							0,168	3251	0,151	3248	0,137	3245
	3,0 МПа		3,2 МПа		3,4 МПа		4,0 МПа		4,2 МПа		4,4 МПа	
270	0,0751	2914	0,0697	2906	0,0650	2897						
280	0,0772	2942	0,0718	2934	0,0670	2927						
290	0,0792	2968	0,0737	2962	0,0690	2955						
300	0,0812	2994	0,0756	2986	0,0707	2982	0,0589	2962	0,0557	2955	0,0527	2946
310	0,0831	3019	0,0775	3014	0,0725	3008	0,0605	2990	0,0572	2983	0,0542	2977
320	0,0850	3044	0,0793	3039	0,0742	3033	0,0610	3016	0,0587	3010	0,0557	3005
330	0,0869	3068	0,0810	3063	0,0759	3058	0,0635	3042	0,0601	3037	0,0571	3032
340	0,0887	3092	0,0828	3087	0,0776	3083	0,0650	3068	0,0616	3063	0,0585	3058
350	0,0905	3116	0,0845	3111	0,0792	3107	0,0665	3093	0,0630	3088	0,0597	3084
360	0,0923	3139	0,0862	3135	0,0808	3131	0,0679	3118	0,0644	3114	0,0612	3109
370	0,0941	3163	0,0879	3159	0,0824	3155	0,0693	3143	0,0657	3139	0,0625	3134
380	0,0959	3186	0,0896	3182	0,0840	3178	0,0707	3167	0,0671	3163	0,0638	3159
390	0,0976	3209	0,0912	3205	0,0856	3202	0,0720	3191	0,0684	3187	0,0651	3184
400	0,0993	3232	0,0929	3228	0,0871	3225	0,0734	3215	0,0699	3211	0,0663	3208
410	0,1010	3254	0,0945	3251	0,0887	3240	0,0747	3238	0,0710	3235	0,0675	3231
420	0,1030	3277	0,0961	3274	0,0902	3271	0,0761	3261	0,0722	3258	0,0688	3255
430	0,1050	3299	0,0977	3297	0,0917	3294	0,0774	3285	0,0735	3282	0,0700	3279
440	0,1060	3329	0,0993	3319	0,0932	3316	0,0787	3308	0,0748	3305	0,0712	3302
450	0,1080	3344	0,1009	3342	0,0947	3339	0,0799	3331	0,0760	3328	0,0724	3325
460							0,0813	3354	0,0733	3351	0,0736	3348
470							0,0826	3377	0,0785	3374	0,0748	3372
480							0,0839	3399	0,0797	3397	0,0760	3395
490							0,0851	3422	0,0809	3420	0,0771	3418
500							0,0864	3445	0,0821	3443	0,0783	3441

Таблица 6

Физические характеристики воздуха и дымовых газов

t, °C	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Pr	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Pr
0	13.6	2.42	0.70	11.9	2.27	0.74
100	23.5	3.18	0.69	20.8	3.12	0.70
200	35.3	3.89	0.69	31.6	4.00	0.67
300	48.9	4.47	0.69	43.9	4.82	0.65
400	63.8	5.03	0.70	57.8	5.68	0.64
500	73.2	5.60	0.70	73.0	6.54	0.62
600	98.0	6.14	0.71	89.4	7.40	0.61
700	116.0	6.65	0.71	107.0	8.25	0.60
800	136.0	7.12	0.72	126.0	9.13	0.59
900	157.0	7.59	0.72	146.0	9.99	0.58
1000	179.0	8.03	0.72	167.0	10.87	0.58
1100	202.0	8.44	0.72	188.0	11.72	0.57
1200	226.0	8.85	0.73	211.0	12.53	0.56
1300	247.0	9.24	0.73	234.0	13.46	0.55
1400	277.0	9.63	0.73	258.0	14.38	0.54
1500	300.0	10.00	0.73	282.0	15.31	0.53
1600	331.0	10.36	0.74	307.0	16.24	0.52
1700	355.0	10.72	0.74	333.0	17.28	0.51
1800	390.0	11.08	0.74	361.0	18.10	0.50
1900	415.0	11.43	0.74	389.0	18.91	0.49
2000	445.0	11.83	0.74	419.0	19.84	0.49
2100	478.0	12.06	0.75	450.0	20.65	0.48
2200	511.0	12.41	0.75	482.0	21.58	0.47

Определение коэффициента теплопередачи чугунных экономайзеров



Примечания: 1. Кривая для экономайзера ВТИ при сжигании твердых топлив построена с учетом систематической обдувки. Без обдувки коэффициент теплопередачи снижается на 20 %. 2. При сжигании мазута коэффициент теплопередачи обоих экономайзеров уменьшается на 25 %.