

ГОУВПО
«Воронежский государственный технический
университет»

В.Г. Стогней Ю.Н. Агапов А.М. Наумов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Утверждено Редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2008

УДК 621.182:658.26.(075.8)

Стогней В.Г. Проектирование котельных установок промышленных предприятий: учеб. пособие / В.Г. Стогней, Ю.Н. Агапов, А.М. Наумов. Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. 146 с.

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

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 140100 «Теплоэнергетика», специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика», дисциплине «Котельные установки и парогенераторы».

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

Табл. 6. Ил. 16. Библиогр.: 7 назв.

Научный редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бараков

Рецензенты: кафедра электротехники, теплотехники и гидравлики Воронежской государственной лесотехнической академии (зав. кафедрой д-р тех. наук, проф. В.М. Попов); д-р техн. наук, проф. В.В. Шитов

© Стогней В.Г., Агапов
Ю.Н, Наумов А.М., 2008
© Оформление. ГОУ ВПО
«Воронежский
государственный
технический университет»,
2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Тепловые схемы котельных установок и их основное оборудование	4
1.1. Классификация котельных установок.....	5
1.2. Описание тепловых схем и их основных элементов.....	6
1.3. Расчет тепловых схем паровых котельных.....	14
1.4. Расчет тепловой схемы водогрейной котельной.....	21
2. Энергетическое топливо и организация процесса горения в котлоагрегатах.....	26
2.1. Характеристика топлива и выбор топочного устройства.....	27
2.2. Определение температур подаваемого воздуха и уходящих газов.....	29
2.3. Расчет процесса горения.....	33
2.4. Тепловой баланс и расход топлива.....	41
3. Тепловой расчет радиационных поверхностей нагрева.....	44
3.1. Расчет теплообмена в топке.....	45
3.1.1. Определение размеров топочной камеры.....	45
3.1.2. Определение степени черноты факела и топки.....	49
3.1.3. Определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки	51
3.2. Расчет теплообмена в фестоне.....	53
3.2.1. Определение поверхности теплообмена.....	53
3.2.2. Расчет теплового баланса.....	55
4. Расчет конвективных поверхностей.....	58
4.1. Расчет пароперегревателя.....	58
4.1.1. Поверочный тепловой расчет первой ступени пароперегревателя.....	60
4.1.2. Тепловой расчет второй ступени пароперегревателя	67
4.2. Расчет воздухоподогревателя и водяного экономайзера	72
4.2.1. Расчет тепловосприятия воздухоподогревателя.....	74
4.2.2. Расчет тепловосприятия водяного экономайзера....	76
4.2.3. Расчет теплообмена в воздухоподогревателе.....	78
4.2.4. Расчет теплообмена в водяном экономайзере.....	80
Заключение.....	83
Приложение 1. Номограммы и графики.....	84
Приложение 2. Пример оформления курсового проекта...	101
Библиографический список.....	145

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее распространенным оборудованием, используемым для выработки тепловой энергии в промышленности, являются паровые и водогрейные котельные агрегаты, поверочному тепловому расчету которых в основном и посвящено учебное пособие. Однако это не исключает использования изложенного материала и для конструктивного расчета, имеющего аналогичную методику и отличающегося лишь целями расчета. Целью конструктивного расчета является определение размеров поверхностей нагрева, обеспечивающих заданные параметры пара или горячей воды, а целью поверочного расчета – определение параметров, характеризующих тепловую работу элементов котлоагрегата известной конструкции при заданном виде топлива и режиме работы. На основании такого расчета устанавливают экономичность и степень надежности котельной установки, разрабатывают рекомендации для ее реконструкции, получают данные, необходимые для гидравлических, аэродинамических и прочностных расчетов.

Эффективность работы современной котельной зависит не только от котлоагрегатов, но и от всего комплекса теплоэнергетического оборудования, обеспечивающего получение пара или горячей воды. В связи с этим в пособии рассмотрены тепловые схемы паровых и водогрейных котельных и приведена методика их расчета, а также выбора типа котлов и их количества.

Задачей курсового проектирования является закрепление знаний, полученных при изучении курса «Котельные установки и парогенераторы».

Современные котельные установки являются одними из

наиболее современных энергетических устройств, поэтому навыки, полученные при их проектировании, могут быть использованы при разработке и создании перспективного энергосберегающего теплотехнического оборудования.

1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ИХ ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

На тепловых схемах котельных с помощью условных графических изображений указывается основное и вспомогательное оборудование, связанное между собой линиями трубопроводов, по которым перемещаются теплоносители – вода и пар. Тепловые схемы могут быть принципиальными, развернутыми и монтажными.

Принципиальные тепловые схемы включают главное оборудование котельных – котлы, подогреватели, деаэраторы, насосы и основные трубопроводы. На этих схемах также указываются расходы и параметры теплоносителей.

Развернутые тепловые схемы содержат все устанавливаемое оборудование, а также все трубопроводы с запорной и регулирующей арматурой. Рабочие тепловые схемы выполняются в аксонометрическом изображении с указанием отметок расположения, наклона, арматуры, креплений, размеров и т.д. Если объединение представляемых элементов в тепловых схемах из-за их большого числа затруднительно, то эти схемы разделяют на части по технологическому процессу.

При составлении тепловой схемы котельной следует стремиться к тому, чтобы были наименьшие энергетические потери, для чего подаваемую воду следует подогревать до заданной температуры редуцированным паром или высокотемпературной водой в пароводяных и водоводяных подогревателях. Расчет тепловой схемы котельной служит для определения общих тепловых нагрузок, распределения

их между водогрейной и паровой частями котельной, обоснования выбора основного и вспомогательного оборудования, определения тепловых и массовых потоков и исходных данных для технико-экономических расчетов.

Расчет тепловой схемы котельных выполняется для пяти характерных режимов работы системы теплоснабжения: максимально зимний режим, соответствующий расчетной температуре наружного воздуха; режим наиболее холодного месяца в году; среднезимний режим, соответствующий средней температуре наружного воздуха; режим, соответствующий точки излома температурного графика сетей; летний режим, характеризующий загрузку оборудования котельной в период, когда системы отопления не работают.

1.1. Классификация котельных установок

По назначению котельные промышленных предприятий составляют три основные группы: паровые, пароводогрейные и водогрейные.

Первые оборудуются паровыми котлами и в основном предназначаются для обеспечения паром технологических потребителей. Отпуск тепла системам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения производится в небольших количествах.

Котельные второй группы оборудуются паровыми и водогрейными котлами и предназначаются для отпуски тепла предприятиям как в виде пара, так и в виде воды с высокой температурой для отопительно-вентиляционных нужд предприятий и жилищно-коммунальных секторов. Выбор типа котлов, устанавливаемых в промышленной пароводогрейной

котельной, производится в зависимости от соотношения нагрузок по пару и горячей воде на основании технико-экономических расчетов и в соответствии с их номенклатурой. В промышленности используются газомазутные или пылеугольные котлы с рабочим давлением пара 1,4 МПа. В отдельных случаях соответственно требованиям потребителей пара или по условиям выбора котлов, выпускаемых промышленностью, могут устанавливаться котлы с давлением пара 2,4 или 4,0 МПа.[1]

Третья группа котельных оборудуется водогрейными котлами, которые, как правило, применяются в сочетании с паровыми и пароводогрейными котельными для покрытия тепловых нагрузок потребителей жилищно-коммунального сектора в системах теплоснабжения промышленных комплексов. Для обеспечения паром мазутного хозяйства водогрейные котельные в своем составе должны иметь вспомогательные паровые котлы небольшой паропроизводительности на давление 1,4 МПа. Их рекомендуется использовать и для других нужд котельной: деаэрации питательной воды, подогрева сырой и химически очищенной воды (ХОВ), отсоса газов пароструйными эжекторами из вакуумных деаэраторов. В случае подачи по трубопроводам разогретого мазута с нефтеперегонного завода вспомогательные паровые котлы не устанавливаются. В водогрейных котельных могут быть применены пароводогрейные газомазутные котлы, имеющие специальные паровые контуры и обеспечивающие котельную паром.

В настоящее время подготавливается выпуск таких комбинированных котлов на базе водогрейных котлов типа КВ-ГМ-50, КВ-ГМ-100 и КВ-ГМ-180.

По паропроизводительности котельным промышленных предприятий соответствуют паровые котлы мощностью 50 т/ч и выше. Однако в отдельных случаях могут быть использованы также паровые котлы низкого давления паропроизводительностью 10, 16, 25 и 35 т/ч. Отечественная промышленность в настоящее время выпускает котлы низкого давления (1,4 и 2,4 МПа) паропроизводительностью 35 и 50 т/ч на твердом топливе и 10, 16, 25,35 и 50 т/ч на мазуте или газе, а также среднего давления (4,0 МПа) с паропроизводительностью 50 и 75 т/ч.

1.2. Описание тепловых схем и их основных элементов

Наиболее распространенными на промышленных предприятиях являются смешанные пароводогрейные котельные (рис.1)[2].

Они состоят из блока паровых котлов (I) среднего давления (4,0 МПа), блока водогрейных котлов (IV) и предназначаются для работы на теплосеть с открытой схемой горячего водоснабжения. Кроме того, имеют блок использования тепла непрерывной продувки и дренажей (II), блок водопитательной установки (III) и блок подпитки теплосети (V).

Вырабатываемый пар в основном отпускается потребителям с давлением 1,4 МПа через РОУ 12 и частично с давлением пара 4,0 МПа при температуре 440 °С. На собственные нужды котельной, за исключением мазутного хозяйства, где используется пар с давлением 1,4 МПа, подается через РОУ 34 редуцированный пар с давлением 0,6 МПа.

Водопитательная установка котельной состоит из атмосферных барботажных деаэраторов 8, охладителей выпара деаэраторов 9, пароводяных подогревателей

ХОВ 10 и питательных насосов 11. Установка атмосферных двухступенчатых деаэраторов с барботажем обеспечивает получение деаэрированной питательной воды с температурой 104 °С. Для поддержания расчетного режима котлов I по воде предусмотрена непрерывная и периодическая продувка их. Тепло непрерывной продувки котлов используется в рабочем цикле котельной с помощью сепараторов 3 и охладителей продувочной воды 4, а тепло периодической продувки и дренажей с помощью расширителей 6 и 7. Отсепарированный пар из сепараторов отводится в деаэратор питательной воды, а отсепарированная продувочная вода охлаждается подаваемой водой в теплообменнике 4 до 50 °С, а затем сбрасывается в канализацию.

После подогрева в теплообменнике непрерывной продувки 4 подаваемая вода, перед поступлением на ее химочистку, догревается до 25-30 °С в пароводяном подогревателе 5. Все используемые в котельной пароводяные подогреватели обогреваются редуцированным паром 0,6 МПа, а пар, получаемый через конденсатоотводчики 36, поступает непосредственно в деаэраторы питательной воды. Производственный конденсат подается в промежуточные баки 13 и после контрольной проверки перекачивается насосом 14 в деаэраторы.

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к установке паровых котлов при давлении 4,0 МПа на линии питательных насосов II устанавливаются подогреватели высокого давления 15, обеспечивающие подогрев питательной воды до 145 °С. При установке паровых котлов низкого давления (1,4 МПа) подогреватели не монтируются. Водогрейные котлы 19 подогревают воду для отопительно-вентиляционных

потребителей промышленного комплекса соответственно заданному режиму работы теплосети (70-150 или 70-180 °С) весь отопительный сезон. Подогреватели сетевой воды 16 и 17 работают в зимний период при наличии пара или в случае остановки водогрейного котла. Необходимость в них определяется по балансу самого холодного месяца.

Для обеспечения различных нужд котельной имеются пароводяные подогреватели 18 и 26, калориферы дутьевого воздуха 2, подпиточные 25 и перегрузочные подпиточные 28 насосы, грязевики 29, дроссельные клапаны 35 и другое оборудование.

Для поддержания в автоматическом режиме допустимой температуры воды на входе 70 °С при сжигании газа или твердого топлива и 110 °С при сжигании высокосернистого мазута устанавливаются рециркуляционные насосы 20.

Соответственно условию работы котельной на теплосеть с открытым водоразбором узел подпитки теплосети рассчитан на подготовку больших количеств подпиточной воды. Для деаэрации подпиточной воды устанавливается вакуумный барботажный деаэратор ДСВ конструкции ЦКТИ. Отличительной особенностью узла подпитки является отсутствие подогревателей на линии ХОВ к подпиточному деаэратору. ХОВ для подпитки теплосетей, приготавливаемая в Na-катионовых или H-Na-катионовых установках, обладает разрушительными свойствами по отношению к металлу, особенно углеродистой стали. Подогреватели на линиях этой воды подвержены наибольшему коррозионному разрушению. Поэтому устранение их из схемы узла подпитки теплосети следует отнести к положительным характеристикам рассматриваемой схемы.

В системах горячего водоснабжения с открытым водоразбором подпитка теплосети должна производиться водой питьевого качества. Стоимость этой воды выше стоимости обычной технической воды.

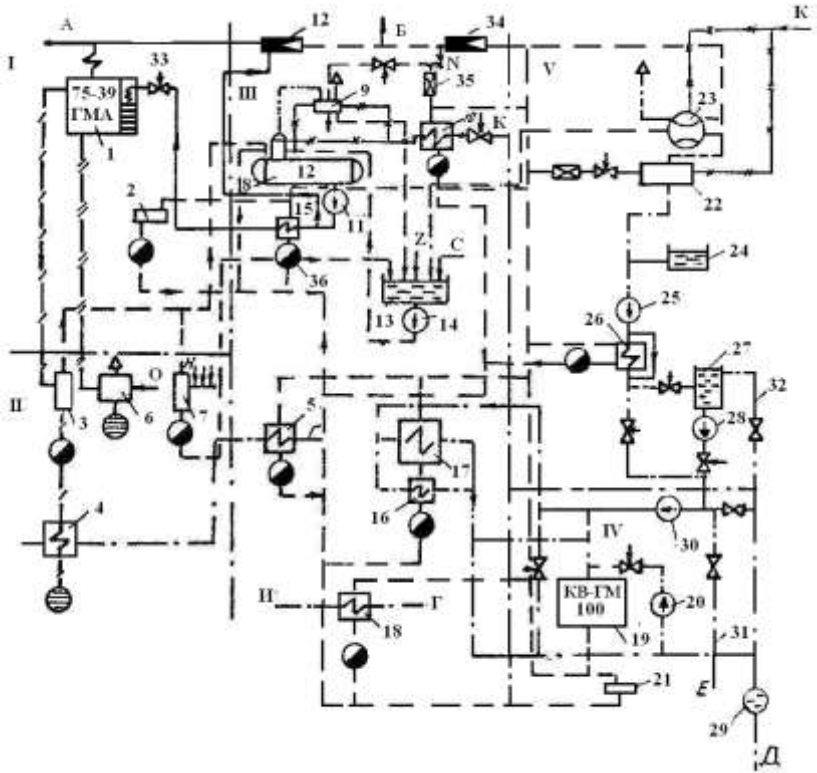


Рис. 1. Тепловая схема центральной котельной смешанного типа для открытой системы теплоснабжения:

А, Б – пар на производство; С – производственный конденсат из блока химочистки; В – сырая исходная вода; Г – сырая вода в блок химочистки; Д – вода из теплосети; Е – вода в теплосеть; И – сырая вода из подпитки теплосети; К – химически очищенная вода; N – пар на мазутное хозяйство; Z – конденсат мазутного

хозяйства из блока химочистки; О – расхолаживающая вода; Н – дренажи паропроводов

Поэтому в отдельных случаях котельные имеют отдельные водоподготовительные установки для приготовления подпитки в цикле котельной и для подпиточной воды теплосети. По глубине умягчения требования к подпиточной воде теплосети и к воде, добавляемой в котлы, также существенно различны[2]. Поэтому на схеме показывается ввод и подогрев воды для приготовления подпиточной воды теплосети, а также подвод ХОВ к подпиточному деаэратору.

Устанавливаемые в узле подпитки баки-аккумуляторы 27 позволяют поддерживать нагрузку узла подпитки равномерной в течение всего рабочего времени и равной средней за сутки наибольшего водопотребления. При этом подпиточные деаэраторы, химводоочистка подпиточной воды и подпиточные насосы 25 выбираются по среднему расходу воды на горячее водоснабжение, а не по максимальному, что существенно сокращает затраты на установку этого оборудования. Баки-аккумуляторы должны быть надежно защищены от коррозии, особенно при заполнении их водой с температурой 40 °С.

На рис. 2 представлена тепловая схема паровой котельной, предназначенной в основном для централизованного пароснабжения промпредприятий. Теплота, отпускаемая потребителям в виде нагретой воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, составляет лишь небольшую часть общей тепловой нагрузки. Котельная комплектуется из следующих блоков: паровых котлов (I), продувки котлов(II), водопитательной установки(III), теплоснабжения потребителей и подпитки теплосети

(IV). Блоки I и III идентичны рассмотренным выше на рис 1. (элементы схемы 1-14 имеют одинаковые обозначения) и специальных пояснений не требуют.

Котельная предназначена для работы на открытые тепловые сети. Подогрев сетевой воды осуществляется в подогревателе 24, обогреваемом паром с давлением 0,6 МПа. Конденсат подогревателя охлаждается сетевой водой в охладителях конденсата 25 до температуры 90 °С и подается в деаэратор питательной воды 8. Подпитка теплосети осуществляется ХОВ из отдельного деаэратора 16. В котельных такого типа расход подпиточной воды относительно небольшой и деаэрация ее, как правило, осуществляется в барботажных деаэраторах атмосферного типа. За деаэраторами на линии деаэрированной подпиточной воды устанавливаются водоводяные теплообменники 19, в которых подпиточная вода охлаждается до 70 °С ХОВ. Это диктуется санитарными требованиями, согласно которым в летних условиях, когда нет отопительной нагрузки, температура подпиточной воды, подаваемой в теплосеть с открытым водоразбором, не должна быть выше 75 °С.

Атмосферные деаэраторы, работающие при давлении 0,12 МПа и $t_{\text{нас.}}=104$ °С, рассчитываются на подогрев деаэрируемой в самом деаэраторе от 10 до 40 °С. Поэтому ХОВ, подаваемая в подпиточный деаэратор, должна быть подогрета до 65-90 °С. Частично подогрев, как сказано выше, осуществляется в водоводяных теплообменниках 19, а затем в пароводяных подогревателях 18. Деаэрированная подпиточная вода после охлаждения в водоводяных теплообменниках подается подпиточными насосами в баки-аккумуляторы 21. Оборудование узла подпитки,

кроме подпиточных насосов, выбирается по среднесуточному расходу воды. Котельная также оборудуется редукционным клапаном 15, охладителем выпара 17, грязевиком 22, сетевыми насосами 23, подогревателями сетевой воды 24 и 25, регуляторами 26 и 28.

В паровых котельных подвод воды для восполнения потерь в цикле и в теплосети обычно производится из одного источника. При работе котельной на теплосети с открытым водоразбором должна подводиться вода из питьевого водопровода. Умягчение воды производится совместно или раздельно в зависимости от качества исходной воды. В случае работы котельной на закрытую теплосеть разрешается подпитку теплосети производить из деаэраторов питательной воды котлов.

Рассмотрим тепловую схему водогрейных котельных, для которых мазут является основным или резервным топливом (оборудуются водогрейными котлами и вспомогательными паровыми котлами низкого давления, рис. 3). Схема идентична рассмотренным выше схемам котельных смешанного типа (рис. 1), за исключением выхода пара на производственные нужды А, которого в схемах водогрейной котельной нет.

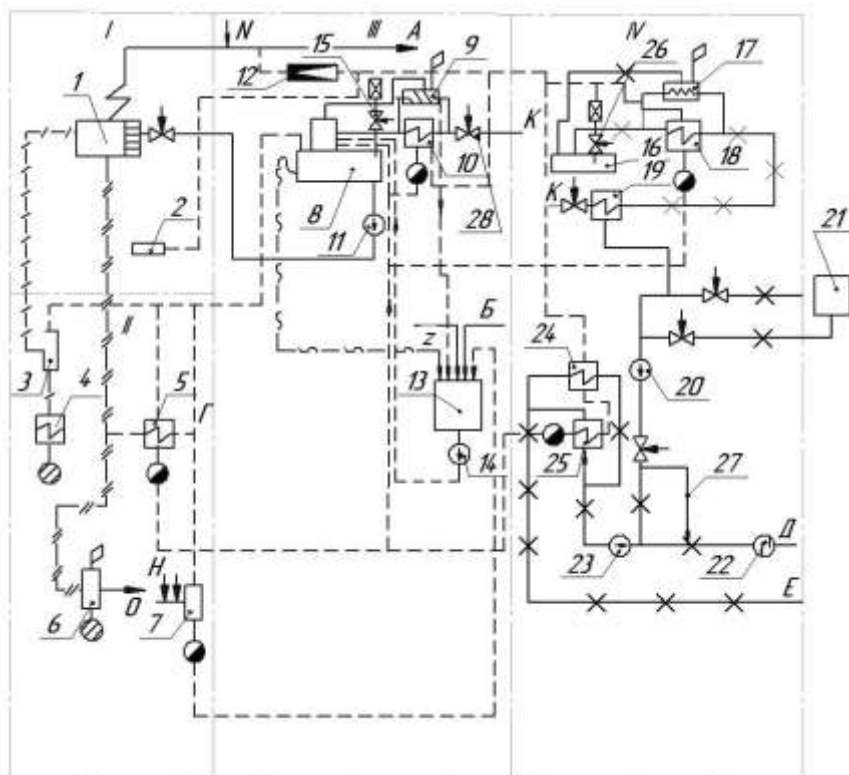


Рис. 2. Тепловая схема центральной паровой котельной:
 А – пар на производство; Б – производственный конденсат из блока химочистки; В – сырая исходная вода; Г – сырая вода в блок химочистки; Д – вода из теплосети; Е – вода в теплосеть; К – химочищенная вода; N – пар на мазутное хозяйство; Z – конденсат мазутного хозяйства из блока химочистки; О – расхлаждающая вода; Н – дренажи паропроводов

В неотапительный период, когда нагретая вода нужна только для горячего водоснабжения, водогрейные котлы могут не работать.

В этом случае воду подогревают паром в поверхностном подогревателе. Подогреватели сетевой воды нужны, чтобы выравнять режим работы вспомогательных паровых котлов, работающих на мазутное хозяйство с неравномерным потреблением пара. Вспомогательные паровые котлы значительно облегчают эксплуатацию котельной, т.к. создают благоприятные условия для ремонта водогрейных котлов и вспомогательного оборудования котельной. В отличие от котельных, имеющих вспомогательные паровые котлы, в водогрейных котельных часть котлов должна эксплуатироваться круглый год. Ремонт их производится поочередно в периоды с пониженной тепловой нагрузкой. Деаэрация подпиточной воды в таких котельных осуществляется в вакуумных деаэраторах 9 с эжекторным газоотсасывающим устройством, которое состоит из эжектора 10, бака-газоотделителя 11 и насоса 12.

На рис. 3 представлена схема котельной, предназначенной для работы на сети с открытым водоразбором. Подогрев сырой воды перед химоводоочисткой и химочищенной воды осуществляется горячей водой, подогреваемой в водогрейных котлах I. Котельная состоит из блока водогрейных котлов (I), блока общего оборудования (II) и блока подпитки теплосети (III).

Подогреватели 4 и 5 включены в контур рециркуляции водогрейных котлов, которая обеспечивается насосом 2. Узел подпитки теплосети – обычный для схем котельных с открытым водоразбором. Оборудование узла подпитки, кроме перегрузочного подпиточного насоса и баков-аккумуляторов, выбирается по средней нагрузке за сутки наибольшего водопотребления. В случае работы

котельной на закрытую теплосеть узел подпитки теплосети упрощается, так как баки-аккумуляторы 15 и перегрузочные подпиточные насосы 14 не устанавливаются. Оборудование узла подпитки (газоотсасывающее устройство, насос 13 и емкость 16) выбирается по максимальному расходу подпиточной воды, определяемому утечками теплосети. Подача сырой и сетевой воды обеспечивается насосами 6 и 7; воздух, идущий на горение, подогревается в калориферах 3. Для обеспечения заданной нагрузки имеется регулятор расхода и уровня 17. Очистка сетевой воды от загрязнений производится в грязевике 8.

Распределение оборудования по блокам, показанное на схемах является условным и в конкретной ситуации может быть другим.

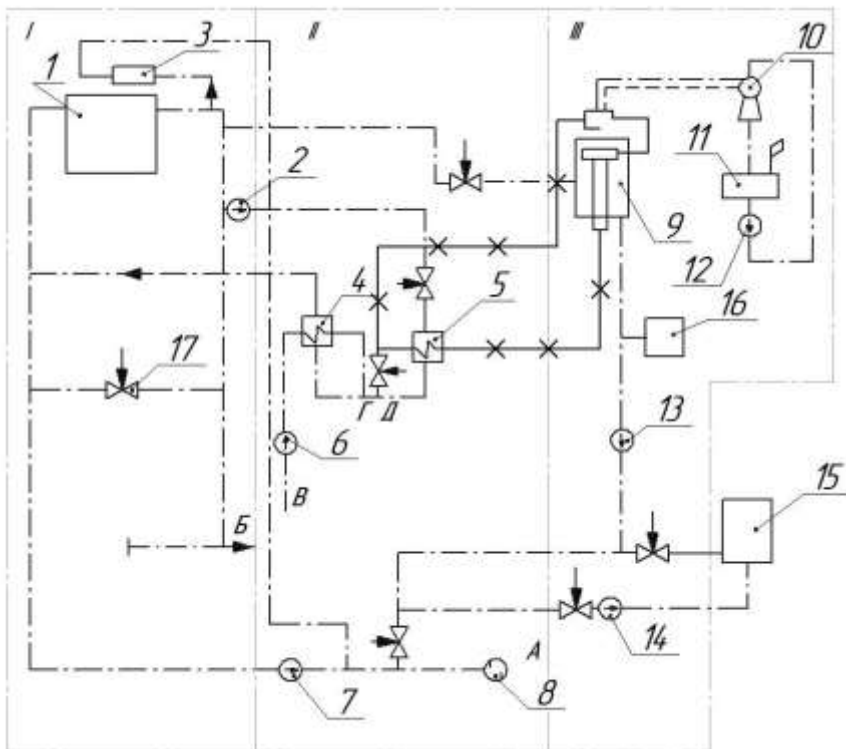


Рис. 3. Тепловая схема водогрейной котельной, предназначенной для работы на теплосеть с открытым водоразбором:
 А – из теплосети; Б – в теплосеть; В – сырая вода; Г – в блок ХВО; Д – из блока ХВО

1.3. Расчет тепловых схем паровых котельных

Как отмечалось ранее, расчет тепловых схем котельных позволяет произвести выбор основного и вспомогательного оборудования. В качестве примера рассмотрим расчет тепловой схемы производственной котельной (рис. 4).

При известном расходе пара на объекты D_T , кг/с, промышленного предприятия находят количество теряемого конденсата через его возвращаемую долю μ :

$$G_K = (1 - \mu) D_T \quad (1.1)$$

Расход пара на собственные нужды котельной распределяется на подогрев сырой D_{CB} и химически очищенной $D_{ХОВ}$ воды, деаэратора D_ϕ , на подогрев мазута D_{MX} , обдувку и потери $D_{ПОТ}$. Количество пара на подогрев воды до и после химводоочистки, а также на деаэратор рекомендуется принимать равным 5-10 % расхода пара на производство:

$$D_{CB} + D_{ХОВ} + D_\phi + D_{ПОТ} = 0,05 - 0,1 D_T \quad (1.2)$$

Расход пара на подогрев мазута и потери внутри котельной также предварительно принимают равными 2-5 % расхода пара на производство:

$$D_{MX} + D_{ПОТ} = 0,02 - 0,05 D_T \quad (1.3)$$

Количество пара, расходуемого в системе мазутного хозяйства при предварительных расчетах, рекомендуется принимать для давления 0,6-1,2 МПа и $t = 220-250$ °С следующее: на разогрев, слив и зачистку железнодорожной цистерны емкостью 60 т 85-120 кг/т; на сливные лотки (на 10 м двухпутной эстакады) 0,1 т/ч; для приемной емкости на 200 м³-0,8 т/ч, на 400 м³-1,2 т/ч; на разогрев мазута в подогревателях 0,43-0,46 т/ч. В небольших котельных суммарный расход пара на нужды мазутного хозяйства принимается равным 3 % от величины D_T . Зная значение составляющих расхода, определяют суммарное количество пара, которое необходимо вырабатывать в котельной:

$$D_K = D_T + D_{CB} + D_\delta + D_{MX} + D_{ПОТ} = (1,07 - 1,13)D_T$$

(1.4)

Определив количество вырабатываемого пара, необходимо выбрать тип и число котлов с учетом требований СНиП П-35-76. Количество и единичную производительность котлов, устанавливаемых в котельной, следует выбирать по полученной производительности котельной, проверяя режим работы для летнего периода года. При этом, в случае выхода из строя наибольшего по производительности котла, в котельной первой категории оставшиеся должны обеспечивать отпуск теплоты потребителям на технологическое теплоснабжение и на системы вентиляции в количестве, определенном минимально допустимой для данных потребителей нагрузкой; на отопление и горячее водоснабжение - в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца. В случае выхода из строя одного котла, независимо от категории котельной, количество теплоты, отпускаемой потребителям второй категории, не нормируется.

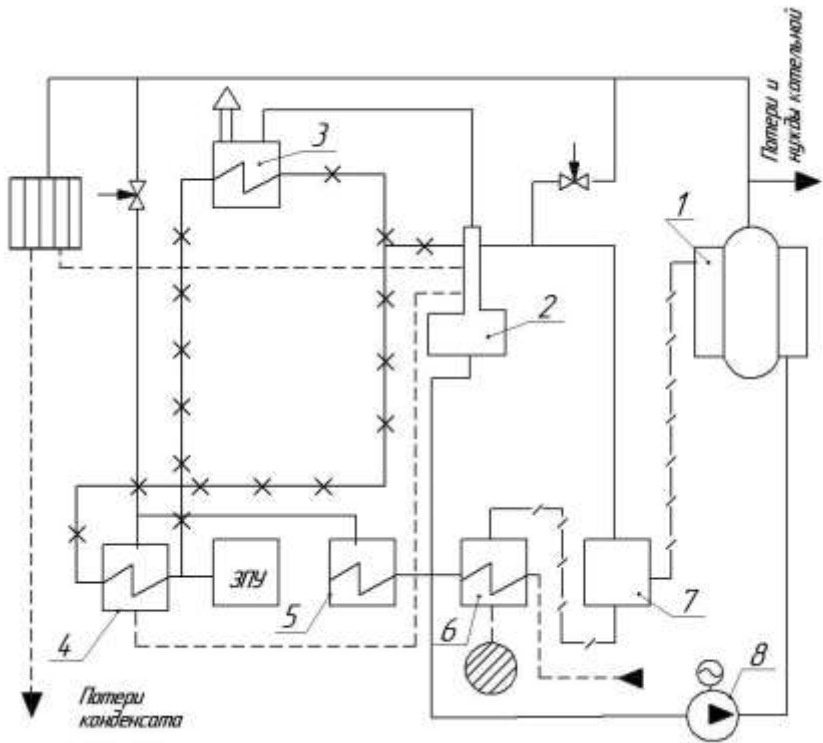


Рис. 4. Принципиальная тепловая схема производственной паровой котельной: 1 – котел паровой; 2 – деаэратор; 3 – охладитель пара; 4 – подогреватель химически очищенной воды; 5 – подогреватель сырой воды; 6 – охладитель продувочной воды; 7 – сепаратор непрерывной продувки; 8 – питательный насос

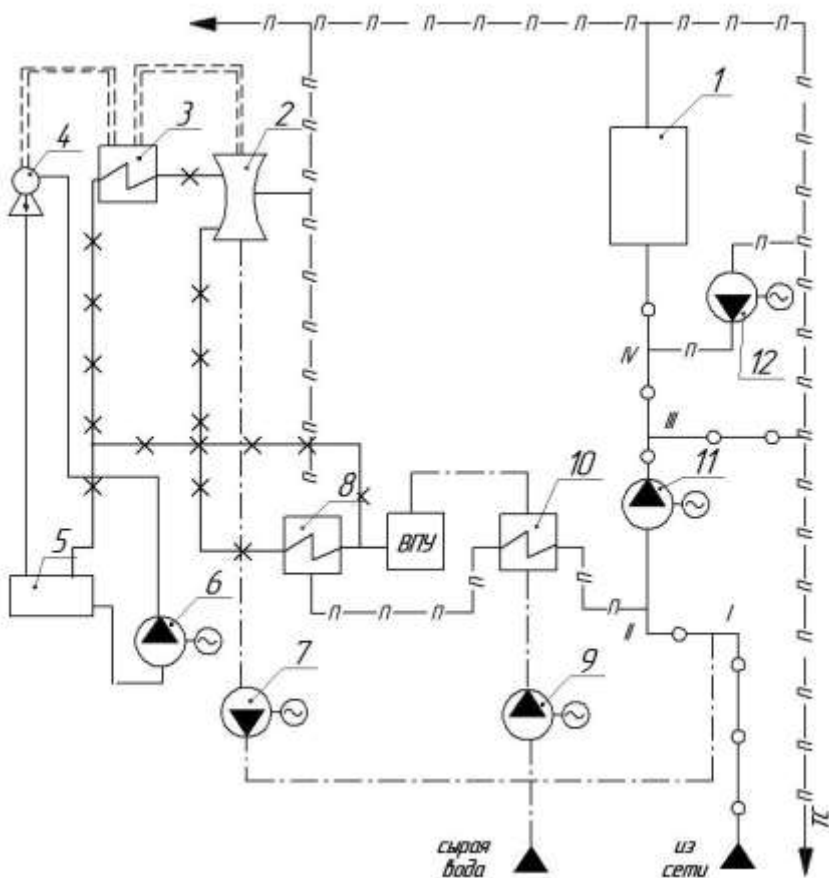


Рис. 5. Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами: 1 – котел водогрейный; 2 – деаэратор вакуумный; 3 – охладитель выпара; 4 – эжектор; 5 – бак рабочей воды эжектора; 6 – насос рабочей воды; 7 – насос подпиточный; 8 – подогреватель химически очищенной воды; 9 – насос сырой воды; 10 – подогреватель сырой воды; 11 – насос сетевой; 12 – насос рециркуляционный

В котельных должна предусматриваться установка не менее двух котлов, за исключением производственных котельных второй категории, в которых допускается установка одного котла. При выборе котлов следует учитывать рекомендации строительных норм и правил об однотипности котлов. Оптимальное число котлов в новых котельных следует считать равным трем.

Единичную производительность котлов $D_{ед}$ определяют, не считая резервного котла, из условия соблюдения соотношений

$$D_K / D_{ед} = n \approx 3, \quad (1.5)$$

$$D_{ед} \cdot n \geq D_K \quad (1.6)$$

Узел продувки рассчитывается с использованием величины продувки p_{np} из условия подготовки вода или приняв ее величину от 2 до 10 % номинальной производительности. При этом количество удаляемой при продувке воды определяется следующим образом:

$$D_p = D_{ед} \cdot n \cdot \frac{p_p}{10} \quad (1.7)$$

Если $G_{np} \geq 0,5$ т/ч, то необходимо осуществлять непрерывную продувку, а при $G_{np} > 1$ т/ч иметь расширитель и теплообменник для использования теплоты, уносимой водой продувки. Эту теплоту утилизируют, отделяя пар и направляя его в деаэратор, а остаток воды – на подогрев сырой воды. Количество пара, получаемое из расширителя определяют из уравнения :

$$D_{np} = \frac{G_{np}(t_{np} - t'_{np})}{\chi(t_n - t'_{np})} \quad (1.8)$$

где i'_{np} - энтальпия воды при давлении в барабане котла, Дж/кг; i''_{np} - энтальпия вода при давлении в расширителе, кДж/кг;

i'_n - энтальпия пара при давлении в расширителе, кДж/кг;

x – влажность пара, выходящего из расширителя, равная 0,98.

Зная количество воды, удаляемой при продувке, и пара, получаемого в расширителе, определяем количество воды, поступающей в теплообменник:

$$G_{np} = G_{np} - D_{nf}. \quad (1.9)$$

Общая производительность котельной и количество воды, удаляемой с продувкой, определяем по формуле

$$G_d = D_K + G_{np} + G_{проу} \quad (1.10)$$

Из деаэратора вместе с газами удаляется пар из поступившей воды $D_{ВПД}$, количество которого составляет 2-5 кг на 1 т деаэрированной воды. Теплота выпара обычно используется для подогрева химически очищенной воды, поступающей в деаэратор. Конденсат выпара целесообразно возвращать в рабочий цикл котельной. Поэтому максимальная производительность установки химводоподготовки, с учетом потерь конденсата G_2 , определяется по формуле

$$G_{ВПУ} = G_{ТК} + G'_{np} + G_{М.Х} + D_{ВПД}. \quad (1.11)$$

Безусловно, количество сырой воды, поступающей в химводоочистку из водопровода или от другого источника водоснабжения, будет больше $G_{ВПУ}$, так как в самой химводоочистке имеются затраты воды на взрыхление, регенерацию, отмывку фильтров и другие цели от 10 до 25 % ее общей производительности. Поэтому количество воды, поступающей в теплообменник,

$$G_{C.B} = (1,1-1,15) G_{ВПУ}. \quad (1.12)$$

При рекомендуемых температурах исходной воды (зимой $t_{c.в} = 5^\circ\text{C}$, летом $t_{c.в} = 15^\circ\text{C}$) в зависимости от выбранного способа ее обработки и температуры воды перед химводоочисткой определяется расход пара на подогреватель:

$$D_{CB} = \frac{G_{ВПУ} (t_{ВПУ} - t_{к})}{(i_n - i_k) \eta_{нод}}, \quad (1.13)$$

где $t_{ВПУ}$ - температура воды перед водоподготовкой, $^\circ\text{C}$; i_n - энтальпия греющего пара, кДж/кг; i_k - энтальпия уходящего конденсата, кДж/кг; $\eta_{нод}$ - коэффициент, учитывающий потерю теплоте теплообменником в окружающую среду, равный 0,98.

Расчет теплообменников, утилизирующих теплоту воды от продувки после расширителя и подогревающих очищенную воду, выполняется так же. Температура после охлаждения продувочной воды, сбрасываемой в дренаж при значении энтальпии 147 кДж/кг, определяется как

$$t'_{C.B} = \frac{G_{np} (i_{np} - 147) \eta_{нод}}{G_{ВПУ} C_B}. \quad (1.14)$$

Температура воды после водоподготовительной установка с учетом снижения температуры воды в процессе ее обработки $\Delta t = 2 - 3^\circ\text{C}$ определяется как разность

$$t'_{ВПУ} = t_{ВПУ} - \Delta t, \quad (1.15)$$

Аналогично определяется и температура химически очищенной воды после охладителя выпара.

При расчете тепловой схемы котельной с паровыми котлами необходимо составлять материальный и тепловой балансы:

$$D_d + D_{CB} + (D_T - G_{TK}) + G_{ВПУ} = D_{ВПП} + G_d, \quad (1.16)$$

$$D_{\delta}i_{\Pi} + D_{С.В.}i_k + (D_T - G_{TK})i_k + G_{ВПУ}i'_{Д} = D_{ВПП}i_{ВПП} + G_{\delta}i''_{Д}, \quad (1.17)$$

откуда и определяется производительность деаэратора:

$$D_{\delta} = \frac{D_{ВПП}i_{ВПП} + G_{\delta}i''_{Д} - G_{ВПУ}i'_{Д} - D_{С.В.}i_k - (D_T - G_{TK})i_k}{i_{\Pi} - i_k},$$

(1.18)

где $i_{ВПП}$ - энтальпия выпара, кДж/кг; $i''_{Д}$ - энтальпия воды, выходящей из деаэратора, кДж/кг; $i'_{Д}$ - энтальпия воды, входящей в деаэратор после подогревателя ХОВ.

Суммируя расход пара на подогреватели сырой и химически очищенной воды с расходом пара на деаэратор $D_{Д}$, получим величину, которая должна быть равна полученной ранее из выражения (1.9). Если она отличается не более чем на 3-5 %, то расчет правильный; в противном случае его необходимо повторить.

При подогреве воды, подаваемой на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, паром в сетевых подогревателях они могут быть подключены прямо к паропроводам или через редукционно-охладительную установку. Первый вариант используется при прохождении воды из тепловой сети через подогреватель, расположенный над паровым котлом более чем на 1,5 м от горизонтальной оси верхнего барабана. Пар из барабана поступает в подогреватель, отдает теплоту, конденсируется, и полученный конденсат стекает в нижний барабан котла. В основном на практике используются схемы по второму варианту, когда подогреватель сетевой воды включается на более низкое давление, так же, как и остальные потребители теплоты в котельной. Расход пара при этом определяется из выражения

$$D_{GB} = \frac{Q_{OB} + Q_{GB}}{(i_n - i_k) \eta_o}, \quad (1.19)$$

где Q_{OB} - расход теплоты на отопление и вентиляцию, кВт; Q_{GB} - расход теплоты на горячее водоснабжение, кВт,

Конденсат из подогревателей сетевой воды не загрязнен и находится под давлением, большим, чем в деаэраторе, поэтому его обычно прямо направляют в деаэраторы.

Количество умягченной воды, выходящей из химводоочистки в деаэратор, может быть найдено с помощью выражения (1.11). При расчете деаэратора количество конденсата из сетевых подогревателей и вносимой им теплоты следует учесть в уравнениях материального и теплового балансов, поскольку количество конденсата и его энтальпия влияют на расход пара, требующегося для деаэратора.

1.4. Расчет тепловой схемы водогрейной котельной

При расчете тепловой схемы с водогрейными котлами необходимо определить расход воды через котел и соответствие полученного расхода рекомендуемому заводом-изготовителем. Это соответствие необходимо в связи с тем, что надежное охлаждение поверхностей нагрева водогрейных котлов имеет место лишь при специально выбираемых гидродинамических режимах. Так как в тепловых сетях осуществляется качественное регулирование, при котором расход воды постоянен, а изменяется лишь ее температура, то необходимо определить расход вода через котлы при летнем режиме, когда расход вода минимален.

На рис.5 представлена тепловая схема котельной с водогрейными котлами. Количество воды, которое

необходимо нагреть в котлах для нужд отопления и вентиляции, составляет

$$G_{\text{ТВ}} = \frac{Q_{\text{В}}}{i_{\text{ТС}}'' - i_{\text{ТС}}'}, \quad (1.20)$$

где $i_{\text{ТС}}''$ и $i_{\text{ТС}}'$ - энтальпия воды до и после котельной установки кДж/кг; $\eta_{\text{ТС}}$ - коэффициент, учитывающий потери теплоты в тепловых сетях; $t_{\text{ТС}}'$ и $t_{\text{ТС}}''$ - температура воды до и после котельной установки, °С; $C_{\text{в}}$ - теплоемкость воды, кДж/(кг.К).

Температура воды для горячего водоснабжения за теплообменниками при их последовательном включении для максимального зимнего и среднего наиболее холодного месяца находится из выражении, °С,

$$t_{\text{Т}}'' = \frac{G_{\text{ТВ}}(i_{\text{ТВ}} - i_{\text{ОВ}}) + G_{\text{ОВ}}(i_{\text{ТВ}} - i_{\text{ОВ}})}{G_{\text{ТВ}} + G_{\text{ОВ}}}, \quad (1.21)$$

где $t_{\text{Т}}''$ - температура воды за системой отопления и вентиляции, °С; $t_{\text{ОВ}}''$ - температура воды в обратной линии тепловых сетей, °С; $G_{\text{ТВ}}$ - расход воды потребителями горячего водоснабжения, кг/с; $i_{\text{ТВ}}$ и $i_{\text{ОВ}}$ - энтальпия горячей (251,4 кДж/кг) и холодной (зимой 21 кДж/кг, летом 62,85 кДж/кг) воды.

Расход воды потребителями горячего водоснабжения определяется из выражения

$$G_{\text{ТВ}} = \frac{Q_{\text{В}}}{i_{\text{ТВ}} - i_{\text{СВ}}}, \quad (1.22)$$

Количество воды, идущей в теплообменники горячего водоснабжения из подающей магистрали тепловых сетей в случае параллельного включения теплообменников и систем отопления и вентиляции;

$$G_{ГВ} = \frac{Q_{ГВ}}{(t_{ГС} - t'_{Г}) \eta_o} \quad (1.23)$$

Расход воды в подающей магистрали тепловых сетей
 $G = G_{ОВ} + G_{ГВ}$. (1.24)

Потери воды в закрытой системе теплоснабжения составляют 0,5 % объема воды в тепловых сетях и в системе потребителей или 1,5-2,0 % часового расхода:
 $\Delta G = (0,015 - 0,02)G$. (1.25)

Для подогрева мазута, используемого в котельных, требуется следующее количество теплоты и воды:

$$Q_{МХ} = B C_M \frac{t_M - t'_M}{\eta_o \cdot 10^3}, \quad (1.26)$$

$$G_{МХ} = \frac{Q_{МХ}}{(t'_{ГС} - t'_2)}, \quad (1.27)$$

где B - расход мазута, кг/с; C_M - теплоемкость мазута, кДж/(кг.К) t'_M и t''_M - температура мазута до и после подогревателей, °С; i'_2 - энтальпия воды после подогревателей мазута, кДж/кг.

Кроме названных, в самой котельной имеются безвозвратные расходы воды в уплотнениях и на охлаждение приборов на котлах. Они вместе с расходом воды на собственные нужды химводоочистки могут составлять до 25-30 % количества подпиточной воды тепловых сетей ΔG , и их учитывают коэффициентом $K_{мс} = 0,02-0,025$ или увеличением расхода сырой воды. Таким образом, учитывая, что $K_{сн} = 0,04-0,005$, количество подготавливаемой воды при химводоочистке составит

$$G_{ВПУ} = \Delta G_{ГС} + \Delta G_{ТС} = K_{ЕС} \cdot \Delta G + K_{СН} \cdot \Delta G + G_{МХ}. \quad (1.28)$$

Так как при открытой системе горячего водоснабжения количество воды, идущей на подпитку, может достигать 20 % общего расхода воды в тепловых сетях то и количество воды, подготавливаемой на химводоочистке, возрастает по сравнению с закрытой. Количество теплоты, требуемой для подогрева сырой воды перед химводоочисткой определяется из выражения

$$G_{\text{п}} = \frac{G_{\text{св}}(i_{\text{св}}'' - i_{\text{св}}')}{\eta_{\text{под}}(t_{\text{св}}'' - t_{\text{св}}')} \quad (1.29)$$

где $i_{\text{св}}''$ и $i_{\text{св}}'$ - конечная и начальная энтальпия, кДж/кг; $t_{\text{св}}''$ и $t_{\text{св}}'$ конечная и начальная температура подогреваемой воды, °С; $\eta_{\text{под}}$ – КПД теплообменника, равный 0,98.

Такой подогрев можно осуществить горячей водой, вышедшей из котла. При этом разность температур греющей и нагреваемой среды будет большой, а расход греющей среды малым, что неэкономично. Поэтому сырую воду чаще греют теплоносителем с меньшей температурой, например, водой, уже отдавшей часть теплоты в подогревателе химически очищенной воды или в контактных смесительных теплообменниках с активной насадкой, устанавливаемых в трактах дымовых газов котлов. Количество горячей воды, необходимое для подогрева сырой воды,

$$G_{\text{г}} = \frac{G_{\text{св}}(i_{\text{св}}'' - i_{\text{св}}')}{(i_{\text{г}}' - i_{\text{г}}'')} \quad (1.30)$$

где $i_{\text{г}}'$ и $t_{\text{г}}'$ - энтальпия и температура воды перед теплообменником, кДж/кг и °С; $i_{\text{г}}''$ и $t_{\text{г}}''$ - то же за теплообменником сырой воды, кДж/кг и °С.

ХОВ водоподготовительной установки поступает в подогреватель 8, где ее энтальпия повышается до

величины, требующейся до вскипания в вакуумном деаэраторе 2, т.е. примерно до 273-294 кДж/кг. Подогрев воды в рассматриваемой нами схеме осуществляется в подогревателе горячей водой, отбираемой из котлов и частично в охладителе выпара 3. Целесообразнее сначала подогреть ХОВ подпиточной водой, прошедшей деаэратор, а затем нагревать водой из котлов.

Возможны и другие схемы, приводящие к уменьшению поверхности нагрева теплообменников или сокращению расхода воды в котельной установке.

Расчет тепловых схем котельной при любом числе и способе включения теплообменников производится, исходя из количества теплоты, необходимой для подогрева ХОВ до энтальпии, соответствующей давлению в деаэраторе:

$$Q_{\text{ХОВ}} = \frac{G_{\text{ХОВ}} \cdot \Delta i_{\text{ХОВ}}}{\eta_{\text{ХОВ}}}, \quad (1.31)$$

где i_d - энтальпия воды в деаэраторе, кДж/кг; Δi - снижение энтальпии химически очищенной воды, кДж/кг.

В охладителе выпара 3 подпиточная вода нагревается примерно на два градуса, поэтому величиной Δi без ущерба для точности расчета, можно пренебречь.

Горячая вода из котлов, пройдя подогреватель 8, поступает в подогреватель сырой воды 10.

Основной величиной, определяющей количество горячей воды за котлоагрегатом, является расход воды на рециркуляцию, который находится из выражения баланса тепла и расходов воды:

$$G_{\text{ХОВ}} = \frac{Q_{\text{ХОВ}}}{i_{\text{ХОВ}} - i_{\text{ХОВ}}},$$

откуда

$$G_{rec} = \frac{Q_{rec}}{i'_k - i_k} \quad (1.32)$$

В связи с тем, что неизвестны две величины - расход воды на рециркуляцию G_{rec} ; энтальпия воды перед котлом i'_k , последней задаются, исходя из обеспечения температуры воды на входе в котел не ниже 70°C при его работе на природном газе и $90-110^\circ\text{C}$ - на сернистом мазуте. В основном расход воды на рециркуляцию и ее энтальпия определяется режимом работы тепловых сетей. При минимальных температурах наружного воздуха и параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения температура воды в обратной линии тепловых сетей составляет 70°C . При остальных режимах и последовательном включении теплообменников температура вода ниже и, начиная с конца отопительного сезона, составляет около 43°C . Поэтому расход воды на рециркуляцию переменный и увеличивается с повышением температуры наружного воздуха, а количество воды, идущей на подпитку закрытой системы теплоснабжения, невелико, расход воды тоже незначителен, температура мала. Это позволяет при определении расхода воды на рециркуляцию в предварительных расчетах пренебречь величиной $G_1 \cdot i'_2$.

Суммарное количество теплоты, которое необходимо получить в котлах составляет

$$\Sigma Q = Q_{OB} + Q_{ГВ} + Q_{СВ} + Q_{ХОВ} + Q_{МХ} + Q_{Пот}, \quad (1.33)$$

а полный расчетный расход воды через них

$$\Sigma G = \frac{\Sigma Q}{i'_k - i_k} \quad (1.34)$$

При выборе числа котлоагрегатов n расход воды через один котел

$$G_{\text{до}} = \sum G/n \quad (1.35)$$

Все это позволяет произвести определение единичной теплопроизводительности водогрейного котла с учетом требований их числа и расхода воды через каждый агрегат в соответствии с указаниями СНиП-35-76. После этого сопоставляется расход воды через агрегат $\sum G/n$ с расходом, установленным заводом-изготовителем. Если $\sum G/n \leq G_{\text{до}}$ завода-изготовителя, расчет можно считать законченным. После этого проверяется, какое число водогрейных котлов должно работать при среднем зимнем и летнем режимах, а в некоторых случаях и при среднем режиме в наиболее холодный месяц года.

2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ В КОТЛОАГРЕГАТАХ

Рациональная организация процесса горения в котельных агрегатах определяется видом и свойствами используемого топлива, способом его сжигания, типом топочного устройства, а также температурами сжигаемого топлива и воздуха.

2.1. Характеристика топлива и выбор топочного устройства

Расчетные характеристики основных видов энергетических топлив, используемых в котельных установках, даны в Нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов, табл. VIII-XVI [4]. Они представляют собой средние значения, характеризующие топлива, значительно различающиеся по

своему составу и качеству. Кроме того, приводятся максимальные значения влажности W_{max}^p , зольности A_{max}^c , содержания серы S_{max} . В тех случаях, когда характеристики используемого топлива отличаются от средних, они пересчитываются по известным формулам пересчета [4].

Тепловые расчеты котлоагрегатов выполняются с использованием низшей теплоты сгорания рабочей массы, которая для твердого и жидкого топлив может быть определена по формуле Менделеева

$$Q_n^p = 8090 C^p + 34450 H^p + 10800 O^p - 845 S^p - 242 W^p, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1)$$

где $C^p, H^p, O^p, S_n^p, W^p$ - массовое содержание углерода, водорода, кислорода, летучей серы и влаги, %;

для газообразного топлива

$$Q_n^p = 10900 H_2 + 33900 CO + 22200 H_2S + 10100 CH_4 + 17100 C_2H_4 + 10100 C_2H_2 + 8500 C_2H_6 + 10100 C_2H_4 + 10100 C_2H_2 + 8500 C_2H_6, \text{ кДж/м}^3, \quad (2.2)$$

где $H_2, CO, H_2S, CH_4, C_2H_4, C_2H_2, C_2H_6$ - объемное содержание газов, входящих в состав газообразного топлива, %.

При содержании в топливе непредельных углеродов неизвестного состава они принимаются состоящими из этилена.

Для сравнения тепловой ценности различных видов топлива пользуются понятием условного топлива, теплота сгорания которого равна 29300 кДж/кг.

Перерасчет расхода натурального топлива (B) на условное производится по соотношению $B_y =$

$$B Q_n^p / 29300.$$

Выбор способа сжигания и типа топочного устройства определяется видом топлива, его реакционными

свойствами и физико-химическими свойствами золы, а также производительностью и конструкцией котлоагрегата. Топочное устройство должно обеспечивать экономичность работы котлоагрегата в необходимых пределах регулирования нагрузки, безшлаковую работу поверхностей нагрева, отсутствие газовой коррозии экранных труб, минимальное содержание окислов азота сернистых соединений в уходящих газах. Топочные устройства в соответствии с принятым методом сжигания подразделяются на камерные и слоевые. Основные положения, которые следует учитывать при выборе способа сжигания, а следовательно, и топочного устройства, следующие: жидкое и газообразное топлива сжигаются в камерных топках котлоагрегатов любой производительности; твердое топливо сжигается камерным способом в котлоагрегатах производительностью более 25 т/ч. При меньшей производительности рекомендуется слоевое сжигание. Область применения топочных устройств при слоевом и камерном сжигании приведена в работе [4]. Топочные устройства котлоагрегата котельных установок проверяют на основные режимы работы с целью проверки соответствия их расчетных характеристик и температуры газов на выходе из топки нормативным значениям. К этим характеристикам относятся мощность, форсировка и удельная нагрузка топочного объема. Тепловая мощность топочного устройства - это количество тепла, выделяемого в нем в единицу времени:

$$Q = BQ_n^p, \text{ кВт} \quad (2.3)$$

Под форсировкой топочного устройства подразумевают удельную нагрузку сечения топки. При слоевом сжигании твердого топлива за характерное сечение топки принимается площадь, горящего слоя, и

форсировку топки характеризует удельная нагрузка зеркала горения - количество тепла, выделяемого при сжигании топлива на одном квадратном метре активной части колосниковой решетки в единицу времени:

$$q_k = Q / R = BQ_n^p / R, \quad (2.4)$$

где R - площадь активной части колосниковой решетки, m^2 .

При факельном и вихревом сжигании топлива форсировку топки характеризуют удельной нагрузкой наиболее характерного для нее поперечного сечения:

$$q = Q / F_{поп} = B_i Q_i, \quad (2.5)$$

Удельная нагрузка топочного объема - это количество тепла, выделяемого при сжигании топлива в $1 m^3$ объема топки V_T за единицу времени:

$$q = Q / V_T = B_i Q_i. \quad (2.6)$$

Выбор топочных устройств производится в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. XVII-XXI [4]. В результате обобщения испытаний топочных устройств при сжигании различных топлив выявлены допустимые значения удельных нагрузок зеркала горения, сечения топочной камеры и топочного объема. Эксплуатация топки с удельными нагрузками выше допустимых, как правило, приводит к снижению экономичности ее работы. Так, например, сжигание твердого топлива при повышенных удельных нагрузках зеркала горения приводит к увеличению потерь тепла от механической неполноты горения со шлаком и уносом.

2.2. Определение температур подаваемого воздуха и уходящих газов

Для повышения температуры горения используемого топлива в котлоагрегатах наряду с другими способами

необходимо повышать температуру подаваемого в топку воздуха. Температура подогрева воздуха $t_{r.63}$ зависит от вида топлива и характеристики топочного устройства. Если высокий подогрев воздуха не требуется по условиям сушки или сжигания топлива, целесообразно устанавливать одноступенчатый воздухоподогреватель. В этом случае оптимальная температура воздуха определяется в зависимости от температуры питательной воды $t_{нв}$ и уходящих газов v_{yx} по формуле

$$t_{r.63} = t_{нв} + 40 + 0,7(v_{yx} - 120). \quad (2.7)$$

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя по этой формуле определяется оптимальная температура воздуха за первой ступенью. Температуру подогрева воздуха при камерном сжигании для котлоагрегатов производительностью выше 75 т/ч следует принимать согласно табл.1.

Таблица 1

Характеристика топки	Сорт топлива	Температура воздуха, °С
Топки с твердым шлакоудалением при замкнутой схеме пылеприготовления	Каменные угли	300-350
	Бурые угли, фрезерный торф	350-400
	Сланцы	250-300
Топки с жидким шлакоудалением при сушке топлива воздухом и подаче пыли горячим воздухом	АШ, ПА, бурые угли	380-400
	Каменные угли и донецкий тощий	350-400
Топки с твердым шлакоудалением, при сушке топлива в	Бурые угли	300-400

замкнутой системе пылеприготовления То же при жидком шлакоудалении	Бурые угли	350-400
Топки с твердым шлакоудалением, при сушке топлива в замкнутой системе пылеприготовления	Для всех топлив	300-400
Камерные топки	Мазут и природный газ Доменный газ	250-300 250-300

Необходимо учитывать, что при слоевом сжигании топлива во избежание перегрева металлических частей топочных устройств температура подаваемого горячего воздуха не должна превышать 260 °С.

Так как на основе сопоставления различных вариантов не всегда удастся выбрать наивыгоднейшую температуру уходящих газов, то приходится задаваться ее значениями на основе существующих рекомендаций. Температура уходящих газов котельной установки зависит от вида сжигаемого топлива, температуры питательной воды $t_{пв}$, расчетной стоимости топлива C_m , его приведенной влажности

$$W_{пр} = 1 - W / Q_{ст}, \text{ кг/МДж.}$$

На основании технико-экономических расчетов, по условию эффективного использования тепла и металла конвективной поверхности нагрева получены рекомендации. Для котлоагрегатов с конвективными поверхностями нагрева минимальную температуру уходящих газов рекомендуется принимать при сжигании:

углей с приведенной влажностью $W_{np}^p \leq 0,007$ кг/МДж
и природного газа 120-130 °С;

углей с приведенной влажностью $W_{np}^p = 0,01+0,05$
кг/МДж

140-150 °С;

мазута 150-160 °С;

торфа и древесных отходов 170-190 °С.

Однако необходимо иметь в виду, что во избежание низкотемпературной коррозии при температурах металла, меньших температуры точки росы, приходится выбирать повышение температуры уходящих газов по сравнению с экономически выгодной или принимать специальные меры по защите воздухоподогревателя.

Избежать коррозии поверхности нагрева

воздухоподогревателя без применения специальных мер защиты возможно в том случае, если температура его металлической стенки будет примерно на 10 °С выше температуры точки росы t_p продуктов сгорания.

Величина t_p зависит от температуры конденсации водяных паров t_k при парциальном давлении их в

вымовах газах P_{H_2O} и приведенного содержания серы

S_{np}^p , золы A_{np} в рабочем топливе:

$$t_p = t_k + \frac{1}{1,054} \sqrt{\frac{S_{np}^p}{A_{np}}}, \quad (2.8)$$

где $S_{np}^p = 4190 S^p / Q_H^p$, $A_{np}^p = 4190 A^p / Q_H^p$.

При сжигании твердых сернистых топлив необходимо температуру воздуха на входе в воздухоподогреватель принимать не ниже t_k . При использовании высокосернистых мазутов эффективным средством борьбы с низкотемпературной коррозией является

сжигание мазута с малыми избытками воздуха ($\alpha = 1,02-1,03$). Но при этом необходимо обеспечивать идеальное перемешивание топлива с воздухом и контролировать по каждой горелке требуемое соотношение расхода топлива и подачи воздуха. В условиях эксплуатации выполнить указанные требования непросто. Однако метод сжигания мазута с малыми избытками воздуха практически устраняет низкотемпературную коррозию и признан наиболее перспективным. При сжигании высокосернистого мазута с нормальными избытками воздуха температура точки росы достигает $145\text{ }^{\circ}\text{C}$. При температуре уходящих газов $150-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ для исключения коррозии температура воздуха на входе в воздухоподогреватель должна быть $100-110\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом средний температурный напор получается недопустимо мал, а поверхность воздухоподогревателя велика. Поэтому экономически выгодно допускать небольшую коррозию нижней части воздухоподогревателя и сделать ее легко сменяемой. При этом целесообразно применение в зоне коррозионноопасных температур воздухоподогревателей с поверхностью нагрева, покрытой кислотостойкой эмалью, или изготовить его из неметаллических коррозионноустойчивых материалов типа керамики, стекла. При установке в холодных ступенях воздухоподогревателя сменяемых кубов или сменяемой набивки допускаются следующие значения температуры входящего воздуха: $80-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ в трубчатых воздухоподогревателях; $60-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ в регенеративных воздухоподогревателях. При этом температура стенки металла на границе сменяемой и несменяемой частей должна превышать величину t_p на $15-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. При предварительном подогреве воздуха на

входе в воздухоподогреватель устанавливаются водяные паровые калориферы. Применяются также и другие методы подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель и меры борьбы с низкотемпературной коррозией: рециркуляция горячего воздуха на всас вентилятора, установка воздухоподогревателей с промежуточным теплоносителем. Для нейтрализации паров применяются присадки различных видов как в газоходы котлоагрегата, так и в само топливо.

2.3. Расчет процесса горения

При сжигании топлива в паровых и водогрейных котельных установках в качестве окислителя используется воздух. При сжигании твердого и жидкого топлива теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания, определяется по формуле, м³/кг

$$V_{\text{теор}} = \frac{801}{21} \left(\frac{C}{12} + \frac{S}{32} \right) + \frac{801}{8} \left(\frac{H}{2} - \frac{O}{16} - \frac{W}{18} \right) + \frac{801}{21} \left(\frac{N}{14} + \frac{Ar}{40} \right) \quad (2.9)$$

(2.9)

а при сжигании газа, м³/м³

$$V_{\text{теор}} = \frac{801}{21} \left(\frac{C}{12} + \frac{S}{32} \right) + \frac{801}{8} \left(\frac{H}{2} - \frac{O}{16} - \frac{W}{18} \right) + \frac{801}{21} \left(\frac{N}{14} + \frac{Ar}{40} \right) \quad (2.10)$$

(2.10)

При полном сжигании топлива образующиеся продукты сгорания состоят из CO₂, SO₂, N₂ и H₂O. Двуокись углерода и сернистый газ объединяют с общим названием "сухие трехатомные газы", обозначая через RO₂ объем трехатомных газов:

$$V_{\text{сух}} = \frac{801}{21} \left(\frac{C}{12} + \frac{S}{32} \right) + \frac{801}{21} \left(\frac{N}{14} + \frac{Ar}{40} \right) \quad (2.11)$$

Объем азота в продуктах горения складывается из объема азота, содержащегося в подаваемом воздухе, и объема азота, содержащегося в топливе:

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + V_{N_2}^f \quad (2.12)$$

Наличие водяных паров в продуктах сгорания обусловлено горением водорода и испарением влаги, содержащейся в топливе, а также влаги, поступающей вместе с воздухом, влагосодержание которого принято равным 10 г/кг:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + V_{H_2O}^f \quad (2.13)$$

При сжигании газообразного топлива объемы определяются соответственно

$$V_{CO_2} = V_{CO_2}^0 + V_{CO_2}^f, \quad (2.14)$$

$$V_{O_2} = V_{O_2}^0 - V_{O_2}^f, \quad (2.15)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_{2,mn}) + 0,0161 V^0 \quad (2.16)$$

Влагосодержание газообразного топлива $d_{2,mn}$ принимается в зависимости от температуры, табл. 2.

Таблица 2

Температура °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80
Влаго- содержание в г, на 1 м ³ сухого газа при С и 0,1013 МПа	5	10,1	19,4	35,9	64,6	114	202	370	739

В топочные камеры котельных установок для экономичного сжигания топлива приходится подавать воздуха больше, чем это теоретически необходимо. Действительные объемы воздуха и продуктов сгорания определяются коэффициентом избытка воздуха, $\alpha = V_d/V^0$.

Коэффициент избытка воздуха в значительной мере характеризует степень совершенства организации процесса горения в реальных условиях по сравнению с теоретическими. В современных топках в зависимости от способа сжигания топлива, его вида и конструкции топочного устройства α принимается в пределах от 1,05 до 1,6 по табл. XVII-XXI [4]. Коэффициент избытка воздуха по мере движения продуктов сгорания по газоходам котлоагрегата увеличивается. Обусловлено это тем, что давление в газоходах котлов, работающих под разрежением, меньше давления окружающего воздуха и через неплотности в обмуровке происходят присосы атмосферного воздуха. Их принято выражать в долях теоретического количества воздуха и обозначают $\alpha = \alpha V_{np}/V^0$, где αV_{np} - количество воздуха, поступающего за счет присосов, в м³/кг. Расчетные величины присосов воздуха принимаются по данным табл.3.

Таблица 3

Участки котлоагрегатов	Присос воздуха
1	2
Топочные камеры пылеугольных котлов с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой труб экрана	0,05
То же, при наличии обмуровки и обшивки	0,07

То же, без металлической обшивки	0,1
Топочные камеры слоевых механических и полумеханических топок	0,1
Фестон, ширмовой пароперегреватель, первый котельный пучок котлов производительностью $D > 50$ т/ч	0,01
Первый котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч	0,05
Второй котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч	0,1
Пароперегреватель	0,03

Продолжение таблицы 3

Водяной экономайзер котлов производительностью $D > 50$ т/ч на каждую ступень	0,02
Водяной экономайзер котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч:	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,1
чугунный без обшивки	0,2
Воздухонагреватели трубчатые на каждую ступень:	
для котлов $D > 50$ т/ч	0,03
для котлов $D \leq 50$ т/ч	0,06
Золоуловители циклонные и батарейные	0,05
Газоходы стальные на каждые 10 м длины	0,01
Газоходы кирпичные на каждые 10 м длины	0,05

Коэффициент избытка воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры определяется

прибавлением к α_T соответствующих присосов воздуха:

$$\alpha = \alpha_T + \alpha_{np} \quad (2.17)$$

где α_{np} - сумма присосов воздуха от топочной камеры до рассматриваемого сечения газового тракта котлоагрегата.

Например, коэффициент избытка воздуха в уходящих газах определяется так:

$$\alpha_T = \frac{J_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}^0} \quad (2.18)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки; $\Delta\alpha_{np}^{\phi}$, $\Delta\alpha_{np}^{nnI}$, $\Delta\alpha_{np}^{nnII}$, $\Delta\alpha_{np}^{\text{экI}}$, $\Delta\alpha_{np}^{\text{экII}}$, $\Delta\alpha_{np}^{\text{снI}}$, $\Delta\alpha_{np}^{\text{снII}}$ – присосы воздуха в фестоне пароперегревателя, экономайзере, воздузонагревателе. Энтальпия продуктов сгорания 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива определяется как сумма энтальпий продуктов сгорания J_G^0 $\alpha_T = 1$, избыточного воздуха $J_B(\alpha_T - 1)$ и золы J_3 , если

$$J_3 = \frac{A_{\text{з}}}{100} \text{ кг/МДж}, \quad (2.19)$$

При этом

$$J_B = V^0(G_B) \quad (2.20)$$

$$J_B = V^0(G_B) \quad (2.21)$$

$$J_3 = \frac{A_{\text{з}}}{100} (G_3) \quad (2.22)$$

где V^0, V_{K0}, V^1, V^2 – теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания топлива, м³/кг или м³/м³;

$Q_{\text{в}}$ – энтальпия воздуха, золы, углекислоты, азота и водяных паров, кДж/м³, табл. XIII [4]; $a_{\text{ун}}$ – доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания, принимается равной 0,95 для камерных топок.

Расчет действительных объемов продуктов сгорания по газоходам сводится в табл.4, в которой также указываются объемные доли трехатомных газов и водяных паров, необходимые в последующих расчетах.

Расчет энтальпии продуктов сгорания при действительных средних коэффициентах избытка воздуха обычно представляют в табличной форме. При этом расчет производится на весь в возможный диапазон температур с интервалом не более 100 К.

Примерная форма расчета $J_{\text{в}}$ -таблицы представлена в табл.5. По данным $J_{\text{в}}$ таблицы строится $J_{\text{в}}$ -диаграмма, рис.6, позволяющая определить энтальпию продуктов сгорания при любой температуре для заданного коэффициента избытка воздуха. $J_{\text{в}}$ -диаграмма выполняется на миллиметровой бумаге формата А4 по ГОСТ 2.301-68.

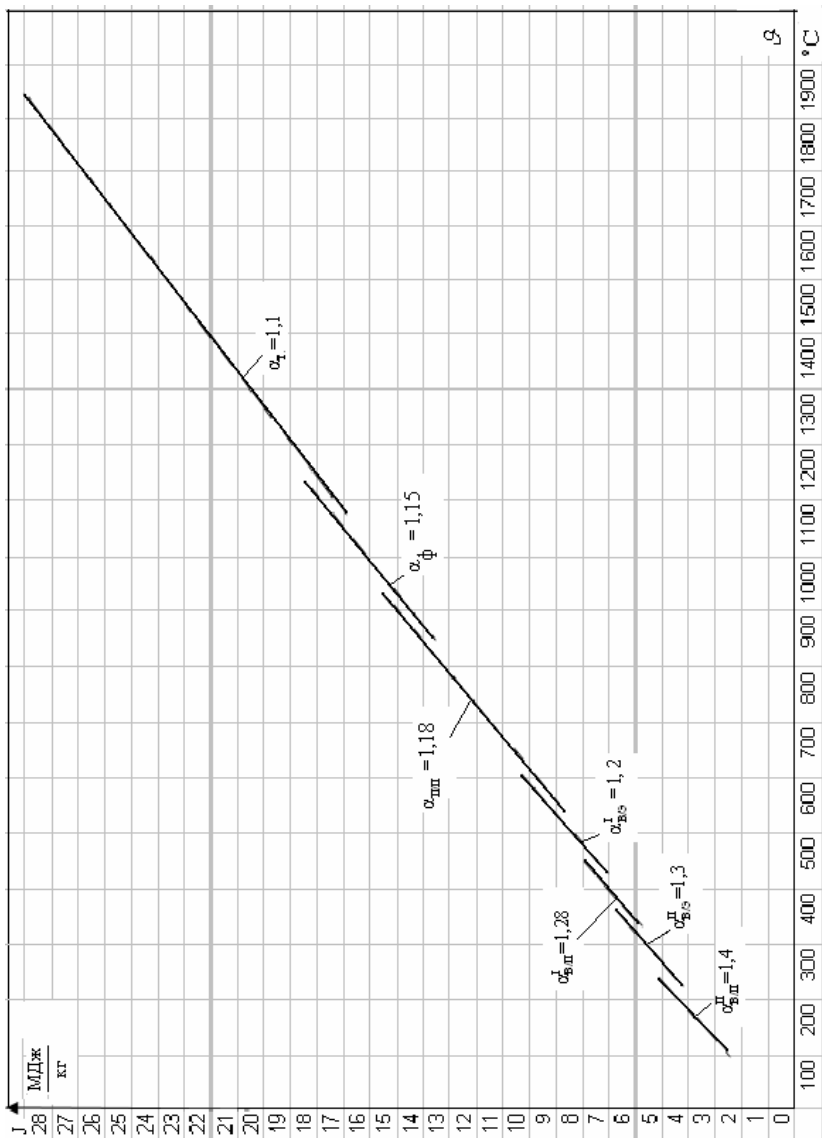


Рис. 6. J.θ - диаграмма продуктов сгорания

Таблица 5

Поверхность нагрева	Тем- ра газов , °С	J_B^0	J_Γ^0	$(\square_{\text{ср}}-1) \times$ J_B^0	J_Γ
		$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Топочная камера	2000				
	1900				
	1800				
	1700				
	1600				
	1500				
I ступень пароперегре вателя	1000				
	900				
	800				
II ступень пароперегре вателя	700				
	600				
	500				
I ступень экономайзер а	600				
	500				
	400				
I ступень воздухоподо гревателя	500				
	400				
	300				
II ступень экономайзер а	400				
	300				
	200				
II ступень воздухоподо гревателя	300				
	200				
	100				
Золоуловите ль	200				
	100				

2.4. Тепловой баланс и расход топлива

Тепловой баланс представляет собой распределение теплоты, вносимой в котлоагрегат при сжигании топлива, на полезно использованную теплоту и тепловые потери. Тепловой баланс составляет на 1 кг твердого и жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива. Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_p^0 = Q_{пол} + Q_{yx} + Q_{xn} + Q_{mn} + Q_{шл} + Q_{oc}, \quad (2.23)$$

или в процентах от располагаемой теплоты топлива Q_p^0 ,

$$100 = q_{пол} + q_{yx} + q_{xn} + q_{mn} + q_{шл} + q_{oc}, \quad (2.24)$$

где Q_p^0 – располагаемая теплота; $Q_{пол} (q_{пол})$ – теплота полезно использованная в котлоагрегате на получение

пара или нагрев воды; $Q_{yx} (q_{yx})$ – потери теплоты с

уходящими газами; $Q_{xn} (q_{xn})$ – потери теплоты от

химической неполноты сгорания топлива; $Q_{mn} (q_{mn})$ – потери теплоты от механической неполноты сгорания

топлива; $Q_{oc} (q_{oc})$ – потери теплоты в окружающую

среду; $Q_{шл} (q_{шл})$ – потери теплоты с физической теплотой шлака.

Располагаемая теплота на 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива определяется по формулам

$$Q_p^0 = Q_{пл} + Q_{ф} + Q_{шл} + Q_{oc}, \quad (2.25)$$

$$Q_{пл} = Q_{пл} + Q_{ф} + Q_{шл} + Q_{oc}, \quad (2.26)$$

где $Q_{пл} = C_p^p t_T$ – физическая теплота топлива, кДж/кг; кДж/м³;

$Q_{ex} = Q_{\phi} C_{\phi} \Delta t_{\phi}$ – теплота, вносимая в топку с воздухом при внешнем подогреве, кДж/кг; кДж/м³;

$Q_{\phi} = W_{\phi} \cdot 25$ – теплота, вносимая в топку, с паровым дутьем, кДж/кг; кДж/м³;

C_{T}^p, C_{H_2O} – теплоемкость рабочей массы топлива, кДж/(кг·К); C_T^p, C_{H_2O} – теплоемкость сухой массы твердого топлива и воды, кДж/(кг·К); C_T^c – для антрацита 0,921, для каменных углей 0,962, для бурых углей 1,083, для фрезерного торфа 1,297, для сланцев 1,046, для мазута $C_T^p = 1,74 + 0,0025 \cdot t_T$ кДж/(кг·К); t_T – температура топлива на входе в топку, °С; C_{pe}^v – средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(м³·К); Δt_B – разность температур подогретого и холодного воздуха, °С; W и i_{ϕ} – расход и энтальпия пара, идущего на дутье или распыливание топлива, кг/кг; для дутья $W_{\phi} = 0,7-0,8$ кг/кг, для распыливания паровыми форсунками $W_{\phi} = 0,35$ кг/кг, паромеханическими – $W_{\phi} = 0,33 - 35$ кг/кг; Q_K – теплота разложения карбонатов при содержании их в небольшом количестве ($Q_K = 0$).

Потери теплоты с уходящими газами

$$Q_{yx} = J_{yx} \cdot V_{yx} \cdot C_{yx} \cdot t_{yx} - J_{xg} \cdot V_{xg} \cdot C_{xg} \cdot t_{xg} \quad (2.27)$$

где J_{yx}, J_{xg}^0 – энтальпия уходящих газов и холодного

воздуха, кДж/кг; $J_{yx} = V_{yx} \cdot C_{yx} \cdot t_{yx}$, $J_{xg} = V_{xg} \cdot C_{xg} \cdot t_{xg}$.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива определяются содержанием в продуктах сгорания CO :

(2.28)

Можно определить $q_{x.n}$ и по таблице XVII-XIX [4].

Потери теплоты от механической неполноценности сгорания топлива складываются из трех составляющих: потерь теплоты топлива со шлаком $Q_{м.н.}^{ш}$, с провалом топлива под колосниковую решетку $Q_{м.н.}^{пр}$, с частичками топлива, уносимыми уходящими газами $Q_{м.н.}^{yx}$, т.е. $Q_{м.н.} = Q_{м.н.}^{ш} + Q_{м.н.}^{пр} + Q_{м.н.}^{yx}$. Поэтому эти потери удобнее определять в процентном соотношении по табл. XVII-XIX [4] или по зависимости

(2.29)

где A^p – содержание золы в топливе, %; $a_{шл.+пр}$ – доля золы в шлаке, провале и уносе от общего количества золы, введенного в топку с топливом, $C_{шл.}$, $C_{ун}$ – содержание горючих в шлаке, провале и уносе, %.

Потери теплоты в окружающую среду зависят от размеров поверхности котлоагрегатов, количества обмуровки и тепловой изоляции и определяются по кривым рис. 5-1 [4]. По найденному значению q_{oc} определяется коэффициент сохранения тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_c}{\eta_{ка} + q_c}, \quad (2.30)$$

где $\eta_{ка}$ – коэффициент полезного действия котлоагрегата.

Потери теплоты с физической теплотой шлака

$$a_{шл} = \frac{C_{шл} \Delta t_{шл}}{Q_{пр}}, \quad (2.31)$$

где $a_{шл}$ – доля золы в шлаке; для камерных топок $a_{шл} = 1 - a_{ун}$, для слоевых топок к $a_{шл}$ следует прибавить долю золы топлива в провале $a_{пр}$; $C_{шл}$ – теплоемкость шлака, кДж/(кг·К), определяется по табл. XIII [4], для $t_{шл} = 600$ °С.

Потери с физическим теплом шлаков учитываются только при сжигании многозольных топлив $A > 25 \cdot 10^3$ г/т. Промышленные паровые и водогрейные котельные установки, как правило, не работают на многозольных топливах, поэтому для них потеря с физическим теплом шлака не учитывается.

Коэффициент полезного действия (КПД) котельного агрегата брутто $\eta_{ка}^{бр}$ характеризует степень экономичности его работы:

$$\eta_{ка}^{бр} = \frac{Q_{пр}}{B_{пр} Q_{п}}, \quad (2.32)$$

Коэффициент полезного действия котельной установки нетто равен КПД котлоагрегата брутто за вычетом расхода теплоты на собственные нужды – освещение, привод насосов, вентиляторов и другого оборудования.

$$\eta_{ка}^{нет} = \frac{Q_{пр}}{B_{пр} Q_{п}} - \frac{Q_{сн}}{B_{пр} Q_{п}}, \quad (2.33)$$

где $Q_{сн}$ – расход теплоты на собственные нужды, кВт.

Теплота, полезно использованная в паровой котельной установке:

$$Q_{пол} = Q_{пр} - Q_{сн}, \quad (2.34)$$

в водогрейной котельной установке

$$Q_{пол} = Q_{пр} - Q_{сн} - Q_{ф}, \quad (2.35)$$

При тепловых расчетах котлоагрегатов различают натуральный расход топлива B и расчетный B_p . Натуральный расход топлива определяется по формуле

$$B = \frac{Q_{\text{пол}}}{\Phi \eta_a} \cdot 1 \text{ С} \quad (2.36)$$

В практике обычно применяются два вида тепловых расчета котлоагрегата: конструктивный и поверочный. Оба имеют общую методику, разница заключается лишь в целях и характере искомых величин. При конструктивном расчете определяются размеры топки и поверхности нагрева котлоагрегата, необходимые для получения номинальной паропроизводительности при требуемых потребителем параметрах пара и высокой экономичности сжигания заданного вида топлива. В поверочном расчете для определения конструкции и размеров поверхностей нагрева котлоагрегата определяются температуры воды, пара, воздуха и газов на границах между отдельными поверхностями нагрева, а также величина КПД и количество топлива для любой нагрузки, параметров пара и вида сжигаемого топлива. Поверочный расчет агрегата дает возможность получить необходимые данные для выбора вспомогательного оборудования котельной установки.

3. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ РАДИАЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

По определяющему способу передачи тепла поверхности нагрева принято условно разделять на радиационные, к которым относят экраны, фестоны, расположенные в топке, и конвективные – расположенные за топкой пароперегреватели,

испарительные поверхности, водяные экономайзеры и воздухоподогреватели [5].

3.1. Расчет теплообмена в топке

Топка котлоагрегата должна обеспечивать наиболее полное сгорание топлива и размещение лучевоспринимающей поверхности нагрева, достаточной для охлаждения продуктов сгорания до требуемой температуры на выходе из топки g_T'' и предотвращающей шлакование поверхности нагрева. Температура продуктов сгорания на выходе из топки не должна превышать температуру начала деформации золы. В табл. 6 приведены рекомендуемые интервалы значений температур продуктов сгорания на выходе из топки. Чем ниже теплота сгорания топлива и параметры вырабатываемого пара, тем ниже значение температур продуктов сгорания на выходе из топки.

Таблица 6

Вид топлива	Значение Q_M^p , МДж/м ³ , МДж/кг	Рекомендуемый интервал g_T'' , °С
Газообразное	25,0-37,0 14,0-25,0	950-1200 900-1000
Мазут	Любое	1100-1200
Твердое	Более 21,0 Менее 21,0	1000-1150 900-1050

3.1.1. Определение размеров топочной камеры

При расчете за основу принимают конструкцию типовой топочной камеры, по чертежу которой в масштабе 1:50 выполняют эскиз боковой стены топки и

наносят на нем все необходимые размеры. При этом следует иметь в виду, что поверхности стен и объем топочной камера ограничиваются осевыми линиями экранов первого ряда труб, фестона и линией, проходящих через середину холодной воронки, рис.7. Определение площадей стен топочной камеры производится по составленной схеме (рис.7) по следующим соотношениям:

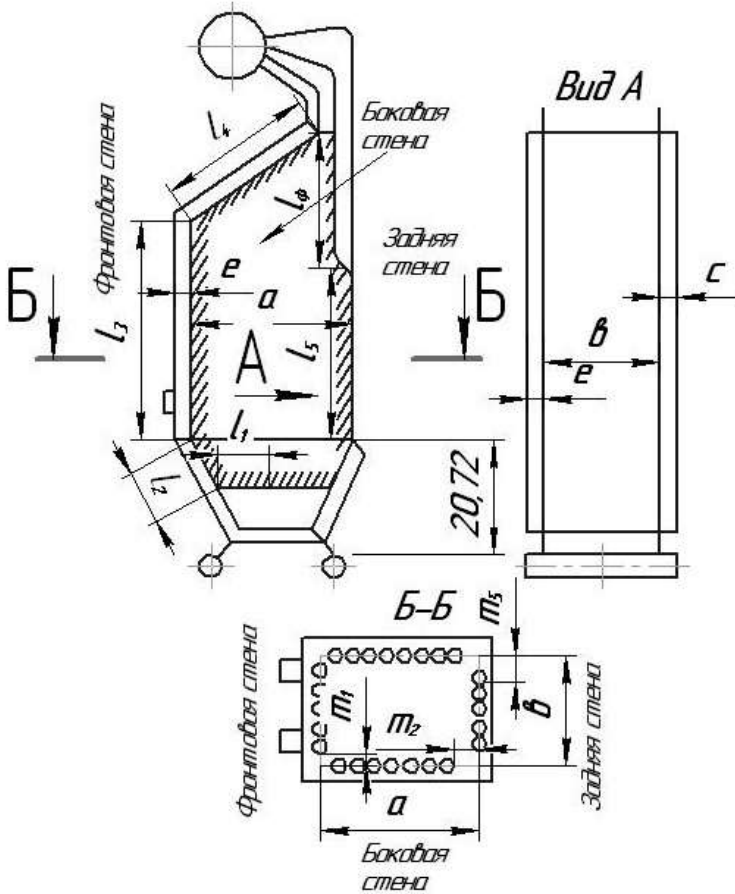


Рис.7. Схема топочной камеры

площадь фронтальной стены

$$F_{\Phi C} = b(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + \ell_4),$$

площадь задней стены

$$F_{3.C} = b(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3),$$

площадь окна фестона

$$F_{\Phi} = b \cdot \ell_{\Phi},$$

суммарная площадь стен топочной камеры

$$F'_{TK} = F_{\Phi P} + F_{3.C} + 2 F_{\text{бок}} + F_{\Phi}.$$

Следует отметить, что размеры топочных камер определяются и условиями размещения горелок. В котлоагрегатах малой и средней мощности применяются вихревые и прямоточные горелки, а также эжекционные. Выбор типа горелок определяется по табл. П-3а, П-3б [4] в зависимости от вида сжигаемого топлива. При сжигании антрацитового штыба, тощих, каменных и бурых углей применяют двухулиточные вихревые горелки, реже - щелевые. При сжигании мягких бурых углей и фрезерного торфа применяют эжекционные амбразуры, горелки плоскопараллельными струями. В котлоагрегатах паропроизводительностью 90 т/ч и менее обычно применяют две горелки - это минимальное количество с расположением их на фронтальной стене.



Рис.8. Составные части площади боковой стены.

Площадь, занятая амбразурами горелок, вычитается из суммарной площади стен, и результат используется при

дальнейшем расчете: $F_{TK} = F_{TK}^* - F_G$; $F_G = n \frac{\pi d_a^2}{4}$,

где n – число горелок; d_a – диаметр амбразур горелки, $d_a = 1,13\sqrt{f_r}$; $f_r = 1,1(f_1 + f_2)$ – площадь поперечного сечения горелки; f_1 – площадь поперечного сечения канала смеси первичного воздуха и топлива,

$f_1 = \frac{F_{TK} X_n \cdot 27}{n \omega_1 \cdot 27}$; f_2 – площадь поперечного сечения канала вторичного воздуха,

$f_2 = \frac{F_{TK} (1 - X_n) \cdot 27}{\omega_2 \cdot 27}$; ω_1, ω_2 – скорости

первичного и вторичного воздуха, определяются по табл. II-5 [4]; t_{CA} – температура сушильного агента; для высокорекреакционных бурых и каменных углей с высоким выходом летучих веществ и фрезерного торфа $t_{CA} \leq 70$ °С, для прочих топлив $t_{CA} \leq 160$ °С; X_n – доля первичного воздуха, определяется по табл. II-7 [4]. Площадь боковой стенки топки F_b определяется по эскизу продольного разреза котла, как сумма площадей элементарных фигур $F_b = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$, рис.8. По значению ширины топочной камеры определяется величина объема $V_T = b \cdot F_{бок}$, величины допускаемых теплонапряжений объема q_V и поперечного сечения q_F по соотношениям (2.5) и (2.6) и проверяются их значения по допустимым, табл. XVII [4]. Экранирование стен топков котлов малой и средней паропроизводительности производится трубами 60x3. При фронтальном расположении горелок задняя стена наиболее теплонапряжена, поэтому экранные трубы на ней располагаются с малым шагом, на боковых и

фронтальной стене экрана располагаются с большим шагом. В углах топочной камеры по условиям повышения надежности циркуляции и технологичности монтажа экранные трубы не ставятся. Поперечный разрез участка стены топочной камеры с расположением на ней экранов приведен на рис.9.

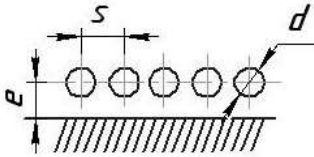


Рис. 9. Размеры экранов

При рассмотрении экранирования определяются площади частей стен, на которых размещаются экраны:

фронтальная стена $F_{фр} = b' \cdot l_1 + l_2 + l_3 + l_4$

где $b' = b - 2m'$ - ширина заэкранированной части фронтальной стены, обычно $m' = 150-250$ мм. Угловым коэффициентом фронтального экрана X определяется по номограмме I [4] для рассматриваемых размеров экрана: шага S , диаметра трубы d и расстояния от стены l . Тогда лучевоспринимающая поверхность фронтального экрана

$$F_{фр} = X_{фр} \cdot F_{фр};$$

боковая стена $F_{бок} = F_{бок} - 2h_э m_2$,

где $h_э$ - высота незаэкранированного участка, определяемая по чертежу и принимаемая одинаковой для обеих сторон стены; m_2 - ширина

незаэкранированного участка, равная $\frac{a - a_1}{2}$, обычно $m_2 = 150-250$ мм. Угловым коэффициентом бокового экрана $X_{бок}$ определяется также как и фронтальной стены.

Лучевоспринимающая поверхность боковой стены $H_{бок}$
 $= X_{бок} \cdot F_{бок}^l$;

задняя стена $F_{ЗС} = b \cdot \ell_1 + \ell_2 + \ell_3$.

Ширина незаэкранированных участков и угловые коэффициенты задней стены $X_{ЗС}$ определяются так же, как и для фронтальной стены. Тогда лучевоспринимающая

поверхность заднего экрана $H_{ЗС} = X_{ЗС} \cdot F_{ЗС}$;

площадь окна фестона $F_{\phi} = b \ell_{\phi}$, а лучевоспринимающая

поверхность $H_{\phi} = X_{\phi} \cdot F_{\phi}$. Угловым коэффициентом фестона и поверхностей нагрева, расположенных за ним, принимается равным 1.

В заключение определяется суммарная

лучевоспринимающая поверхность топочной камеры $H_{нл} = H_{\phi p} + 2H_{бок} + H_{ЗС} + H_{\phi}$ и степень экранирования топочной камеры $\chi = H_{нл} / F_{ст}$.

3.1.2. Определение степени черноты факела и топки

При сжигании твердого топлива эффективная степень черноты факела определяется по номограмме 2 [4] или по формуле

$$a_{\phi} = 1 - \exp [-(\kappa_2 r_n + \kappa_{ЗЛ} \mu_{ЗЛ} + \kappa_{КОКС} x_1 x_2) p S_{\phi}]. \quad (3.1)$$

где κ - коэффициент ослабления лучей трехатомными газами; $\kappa_{ЗЛ}$ - коэффициент ослабления лучей золевыми частицами; $\kappa_{КОКС}$ - коэффициент ослабления лучей

коксовыми частицами: $V_n = V_{CO_2} + V_{H_2}$ - суммарная объемная доля трехатомных газов (табл.4); $\mu_{ЗЛ}$ - концентрация золы в продуктах сгорания (табл.4); x_1, x_2 - коэффициенты, $x_1 = 1$ для низкорекреакционных топлив (антрацитовый штыб АШ, тощие угли), $x_1 = 0,5$ для высокорекреакционных топлив (каменные и бурые угли, фрезерный торф); $x_2 = 0,1$ для камерных топок.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами определяется по монограмме 3 [4] или по формуле

$$K = \left(\frac{P \cdot S_{\text{эф}}}{3 \sqrt{V_T / F_{\text{см}}}} \right) \cdot \left(\frac{10^3}{T'} \right)^{0,7}, \quad (3.2)$$

где $T' = t + 27$ - температура газов на выходе из топки, задается предварительно, К; P - давление в топке, принимается равным 0,1 Мпа (1 кгс/см²); $P_n = P \cdot r_n$ - суммарное парциальное давление газов, Мпа; $S_{\text{эф}}$ - эффективная толщина излучающего слоя, равная $3,6 V_T / F_{\text{см}}$, м.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами

$$K_{\text{зл}} = 50 \left(\frac{d_{\text{зл}}}{\mu\text{м}} \right)^{-0,7}, \quad (3.3)$$

где $d_{\text{зл}}$ - средний диаметр золовых частиц, табл.6-1 [4], для камерных топок $d_{\text{зл}} = 13-16$ мкм.

Степень черноты факела при сжигании газообразного и жидкого топлива

$$\epsilon_{\text{ф}} = 0,9 - 0,0001 q_v, \quad (3.4)$$

где m - коэффициент усреднения, при $q_v < 300$ кВт/м; $m = 0,1$ для газа и $m = 0,55$ для мазута, $q_v > 10^6$ кВт/м³; $m = 0,6$ для газа, а $m = 1$ для мазута.

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами

$$K_{\text{саж}} = 0,0001 q_v, \quad (3.5)$$

где для газового топлива $\frac{C_{\text{угл}}}{C_{\text{вод}}}$ - соотношение содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива.

Степень черноты топочной камеры определяется по номограмме 2 [4] или по формуле

$$\alpha = \frac{\alpha_{\phi}}{\alpha_{\phi} + (1 - \alpha_{\phi}) \psi_1}, \quad (3.6)$$

где ψ_{cp} - средний коэффициент тепловой эффективности экранов.

Коэффициент тепловой эффективности экрана одной из стен

$$\psi_1 = X_i \varepsilon, \quad (3.7)$$

где X_i - угловой коэффициент экрана; ε - коэффициент, учитывающий загрязнение экранов, определяется по табл. 6-2 [4] в зависимости от вида сжигаемого топлива: для твердых топлив, за исключением высоковлажных бурых углей $\varepsilon = 0,45$; для мазута $\varepsilon = 0,55$, газа - 0,65.

$$\psi_{cp} = \frac{\psi_1 F_1 + \psi_2 F_2 + \dots + \psi_n F_n}{F_{en}}$$

(3.8)

3.1.3. Определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки

Безразмерная температура продуктов сгорания на выходе из топки определяется исходя из положения теории подобия

$$\frac{T_r}{T_a} = \frac{B}{M^2 + B}, \quad (3.9)$$

где $T_r = t_r + 273$ - температура продуктов сгорания на выходе из топки, К; $T_a = t_a + 273$ - температура продуктов сгорания, которая могла бы установиться в топке при отсутствии теплообмена, т.е. адиабатическая температура, К; B_o - критерий Больцмана; M - параметр, определяется в зависимости от относительной высоты зоны максимальной температуры пламени в топке.

Параметр M при камерном сжигании высокорреакционных топлив (бурые и каменные угли, фрезерный торф) равен $0,59-0,5 X_T$, а при сжигании низкорреакционных топлив (антрацитовый штыб АШ, тощие угли T , а также каменный уголь с повышенной зольностью типа экибастузского) - $0,56 + 0,5 X_T$. При любом значении X_T параметр M принимается не меньше $0,5$. Относительная высота горелок X_T определяется отношением $X_T = h_T/h_T$, где h_T - высота оси горелок от середины холодной воронки, м; h_T - высота топки, м.

Критерий Больцмана

$$B = \frac{V C_{cp}}{5760 \sqrt{F T}} \quad (3.10)$$

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива

$$V C_{\phi} = \frac{Q_T}{Q_a - Q}, \quad (3.11)$$

где θ_T'' - температура продуктов сгорания топлива, предварительно задается в указанных выше пределах, затем уточняется, °С; J_T'' , θ_T'' - энтальпия и температура продуктов сгорания на выходе из топки, определяется интерполяцией по табл. 5 для температуры θ_T ; θ_a - адиабатическая температура в топке, определяемая также по табл. 5 для энтальпии, равной полезному тепловыделению в топке Q_T

$$Q_s = \frac{1 - \theta_a \theta_T''}{1 - \theta_T''} \quad (3.12)$$

где Q_s - тепло вносимого в топку воздуха, определяется по формуле



(3.13)

$\Delta\alpha_{пл}$ - присосы воздуха в систему пылеприготовления, табл.ХVI [4]; $J_{ГВ}^0$ - энтальпия теоретического количества горячего воздуха, определяется по температуре $t_{ГВ}$, кДж/кг; $J_{Х.В}^0$ - энтальпия теоретического количества холодного воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, определяется по температуре $t_{Х.В}$; $Q_{в.вн}$ - количество тепла, вносимое в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, кДж/кг.

По величине Θ_T'' определяется температура продуктов сгорания из топки:

$$\mathcal{G}_T'' = \Theta_T'' \cdot T_a - 273. \quad (3.14)$$

Полученное значение \mathcal{G}_T'' сравнивается с ранее заданным. При расхождении этих величин менее чем ± 100 °С принимается расчетное значение \mathcal{G}_T'' . Если расхождение превышает ± 100 °С, необходимо по найденному значению \mathcal{G}_T'' вновь определить степень черноты топки a_T и среднюю суммарную теплоемкость газов VC_{cp} и повторить расчет. Значения \mathcal{G}_T'' не должно превышать температуру деформации золы, а также значений температур, приведенных в табл.7. Количество тепла, передаваемое в топке излучением:

$$Q_{изл} = \Phi Q_{изл}(\mathcal{G}_T''). \quad (3.15)$$

3.2. Расчет теплообмена в фестоне

Фестон образуется продолжением труб заднего экрана, разведенных в шахматном порядке в несколько рядов

(обычно 3-4) по ходу газов. Фестон располагается в выходном окне топочной камеры. Реконструкция фестона обычно не производится, поэтому производится поверочный тепловой расчет фестона. Задачей такого расчета является определение температуры продуктов сгорания за фестоном или за испарительным пучком, тепловосприятия фестона конвекцией и излучением из топки и потока лучистого тепла на пакет пароперегревателя. Основой для расчета являются температура и энтальпия газов перед фестоном, конструктивные характеристики поверхности нагрева.

3.2.1. Определение поверхности теплообмена

По чертежу производится расчет количества рядов труб фестона по ходу продуктов сгорания Z_2 . Это количество можно рассчитать следующим образом. Так как фестон образуется пространственной разводкой труб заднего экрана, рис.10, то между поперечным шагом фестона S_1 и шагом заднего экрана $S_{3,C}$ существует зависимость $S_1 = Z_2 \cdot S_{3,C}$, откуда $Z_2 = S_1/S_{3,C}$.

Шаг труб на задней стене топочной камеры $S_{3,C}$ определяется в расчете топки; поперечный шаг труб фестона S_1 - по величине относительного шага $S_1/d > 300$, которая приведена в табл. II-13 [4]. По этой же таблице определяется продольный относительный шаг S_2/d .

Величина поверхности теплообмена определяется выражением

$$F_{\text{фестон}} = Z_2 \cdot S_1 \cdot n, \quad (3.16)$$

где d - наружный диаметр труб заднего экрана,

определенный в расчете топки, м; n -

число труб в каждом ряду фестона. Если число труб в каждом ряду фестона кратно числу рядов труб Z_2 , тогда

$n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_n = n_{zc}/Z_2$. Если нет, то число труб по рядам принимается таким, чтобы их сумма равнялась n_{zc} . Например, $n_{zc} = 51$, $Z_2 = 4$ 1-е а; $n_{zc}/Z_2 = 12,75$.

Принимается $n_1 = n_2 = n_3 = 13$, а $n_4 = 12$, тогда $13 + 13 + 13 + 12 = 51$. Средняя обогреваемая длина труб фестона l_{ϕ}^{cp} определяется из чертежа котлоагрегата в соответствии с рис. 10.

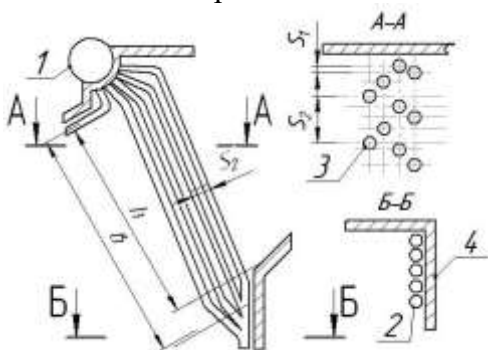


Рис. 10. Фестон: 1 – барабан; 2 – экранные трубы; 3 – фестонные трубы; 4 – обмуровка

При определении температуры продуктов сгорания за фестоном g_{ϕ}'' руководствуются снижением температуры на один ряд фестона на 25-30 °С, т.е.

$$g_{\phi}'' = g_{\phi}' - 25 \text{!} \text{ При этом считают } g_{\phi}'' = g_{\phi}' .$$

3.2.2. Расчет теплового баланса

Для принятого значения температур до и после фестона из уравнения теплового баланса определяется величина тепла, воспринимаемого фестоном:

$$Q_{\phi} = \phi (T_{\phi} - T_{\phi}') \quad (3.17)$$

J'_ϕ, J''_ϕ - энтальпия продуктов сгорания до и после фестона, определяемые по табл.4.

Вторым уравнением теплового расчета является уравнение теплообмена

$$Q = K \Delta t F, \quad (3.18)$$

K - коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания к среде, протекающей в трубах фестона, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt - температурный напор - средняя по поверхности разность между температурой продуктов сгорания и температурой среды, протекающей в трубах, $^\circ\text{C}$. При расчете фестона коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$K = \frac{\alpha_{JK}}{1 + \varepsilon \alpha_K}, \quad (3.19)$$

где $\alpha_K = \zeta(\alpha_K + \alpha_{JK})$ - коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к наружной поверхности труб фестона, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; ε - коэффициент загрязнения; ζ - коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания газами, обычно для фестона $\zeta = 1,0$; α_K - коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к наружной поверхности труб фестона, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$. Для шахматного пучка труб α_K определяется по номограмме 13 [4] или по формуле

$$\alpha_K = C_S \sqrt{\frac{1000}{S_1/d}} \cdot \Delta t^{0,1}, \quad (3.20)$$

где $C_S = 0,34 \varphi_\delta^{0,1}$ при $0,1 - \varphi_\delta \leq 1,7$, а также при $S_1/d \geq 3$;

$$\varphi_\delta = 0,05 \sqrt{0,2 S_1/d} \text{ и } C_S = 0,27 \varphi_\delta^{0,5} \text{ при } 1,7 - \varphi_\delta$$

$\leq 4,5$ для $S_1/d < 3$; S_1 и S_2 – поперечные и продольные шаги труб; $C_Z = 3,12 Z_2^{0,05} - 2,5$, при $Z_2 < 10$ и $S_1/d < 3$, $C_Z = 4 Z_2^{0,02} - 3$ при $Z_2 < 10$ и $S_1/d \geq 3$, $C_Z = 1$ при $Z_2 \geq 10$ (Z_2 – число рядов труб по ходу газов); λ , ν , Pr – коэффициенты теплопроводности кинематической вязкости и число Прандтля газов, определяемые по табл. IV [4]; для средней температуры газового потока

$$t_{cp} = (t_1 + t_2) / 2.$$

Определение скорости газов в фестоне осуществляется по формуле

$$w_{cp} = \frac{BV \cdot \rho_{cp}'}{F_{\phi} \cdot 27}, \quad (3.21)$$

где F_{ϕ} – площадь живого сечения газохода фестона, по которому движутся продукты сгорания, m^2 ; $F_{\phi} = bh_{\phi} - nld$; b – ширина газохода фестона, равная ширине топочной камеры; n – число труб в одном из рядов фестона.

Определение всех размеров, необходимых для вычисления площади живого сечения, производится по чертежу котлоагрегата.

Для запыленного потока коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$ определяется по номограммам 2,3,19 [4] или по следующей формуле:

$$\alpha_{л} = 560^{a_3+1} d^{\frac{1}{2}} \frac{\left(\frac{T_1}{T}\right)^{0,75}}{T}, \quad (3.22)$$

где a_3 – степень черноты загрязнений стенок лучевоспринимающей поверхности, для фестона $a_3 = 0,8$; $T = t_{cp} + 273$ – средняя абсолютная температура

газового потока, К; $T_3 = t_3 + 273$ - абсолютная температура слоя наружных загрязнений труб фестона, К; $a = 1 - \exp(-\kappa \rho S)$ - степень черноты потока газов, $S = 0,9d(4S_1S_2/\pi d^2 - 1)$ - эффективная толщина излучающего слоя, м; $\kappa = \kappa_r r_n + r_{3л\mu 3л}$ - коэффициент ослабления лучей; $t_3 = t_{ПС} + \Delta t_\phi$ - температура слоя загрязнений для фестона, °С; $\Delta t_\phi = 80$ °С при сжигании твердого и жидкого топлива, при сжигании газа $\Delta t_\phi = 25$ °С; $t_{ПС}$ - температура пароводяной смеси, протекающей в трубах фестона, постоянна и зависит только от давления в барабане, °С.

Коэффициент загрязнения определяется по формуле

$$\varepsilon = C_d(C_{\phi p}\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon), \quad (3.23)$$

где C_d - поправка на диаметр труб, определяется по рис.7.П [4]; $C_{\phi p}$ - поправка на фракционный состав золы, $C_{\phi p} = 1,0$; ε_0 - исходный коэффициент загрязнения, определяется по рис.7.П [4]; $\Delta\varepsilon$ - поправка для фестона.

Для незапыленного газового потока $\alpha_{л}$ определяется также по соотношению (3.22) при величине степени 3,6 у отношения T_3/T , 3 в числителе.

Температура продуктов сгорания в одном ряду фестона в результате теплообмена уменьшается на 20-25 °С, рис.11. Тогда температурный напор



$$\Delta T = \frac{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2}{2} \quad (3.24)$$

В результате выполненных тепловых расчетов

определяем соответствие друг другу Q_ϕ^6 и Q_ϕ^T ,



$$\Delta Q = \frac{Q_\phi Q_\phi Q_\phi}{Q} \cdot 1 \text{ C}$$

При значении ΔQ , меньшем чем $\pm 5\%$, заканчивается расчет. При общем значении расчет необходимо повторить. При этом энтальпию газов за фестоном

определяем по выражению $J_{\phi}'' = J_{\phi} - \frac{Q_{\phi}}{\phi}$, а q_{ϕ}'' по J_{ϕ}'' .

диаграмме. По найденному J_{ϕ}'' производится уточненный расчет фестона заново. При наличии за фестоном конвективного пучка расчет фестона и пучка можно производить совместно.

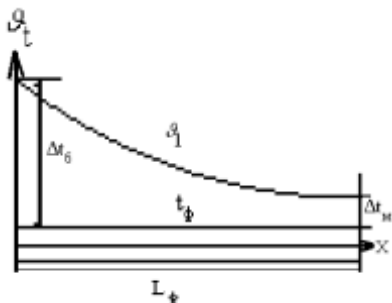


Рис.11. Изменение температур в фестоном

4. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

К конвективным поверхностям котлоагрегата относятся те, в которых тепло передается главным образом конвекцией. Расчет конвективных поверхностей нагрева может быть конструктивным и поверочным. Поверочный расчет является более общим и выполняется для определения температур по тракту продуктов сгорания.

4.1. Расчет пароперегревателя

Пароперегреватели предназначены для перегрева поступающего в них насыщенного пара до заданной температуры и является одним из наиболее ответственных элементов котельной установки, так как температура пара в них достигает наибольших значений. В зависимости от расположения пароперегреватели делятся на три группы: конвективные, радиационные и комбинированные. В промышленных котельных установках применяются конвективные пароперегреватели, располагаемые в горизонтальном газоходе за фестоном. Упрощенная схема пароперегревателя приведена на рис.12. II, пароперегреватель выполнен из изогнутых в одной плоскости труб диаметром 38 мм или 42 мм включенных параллельно по пару. Трубный пучок разделен на две ступени, между которыми включен пароохладитель, предназначенный для регулирования температуры перегретого пара. Расчет теплообмена в пароперегревателе производится отдельно для каждой ступени, при этом для первой ступени применяется поверочный, а для второй - конструктивный расчет [5].

Тепло, воспринятое пароперегревателем, определяется с учетом тепла, поглощенного поверхностным пароохладителем, и тепла, переданного излучением из топки:

$$Q_{III} = \frac{G_{III} (i_{III} - i_{III}^*)}{\eta_{III}} + Q_{III}^* + Q_{III}^{изл} \quad (4.1)$$

где i_{III} - энтальпия перегретого пара, определяемая по табл. XXV [4] по t_{III} и P_{III} ; i_{III}^* - энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель, определяемая по табл. XXIII [4] для давления в барабане P_6 , равного $1,1 P_{III}$, кДж/кг; $\Delta i_{по}$ - тепло,

переданное от пара к воде в пароохладителе, принимается равным $20 \div 60$ кДж/кг.

Тепло, полученное конвективным пароперегревателем излучением из топки:

$$Q_{\text{пл}} = \frac{(1 - X_{\phi} J_{\phi}) H_{\phi}}{B_p} \eta_B \frac{B_p Q_L}{F_{cm}}, \quad (4.2)$$

где $H_{\phi} = b l_{\phi}$ - поверхность фестона, обращенная в топку; Q_L, F_{cm}, B_p - определены ранее при расчете топки; η_B - коэффициент неравномерности тепловосприятия в топочной камере - дня твердого топлива 0,5, для газа и мазута 0,7; X_{ϕ} - угловой коэффициент фестона.

Из уравнения теплового баланса определяется энтальпия сгорания на выходе пароперегревателя.

где J'_{mn} - энтальпия продуктов сгорания перед первой ступенью пароперегревателя, равна энтальпии на выходе из фестона; $\Delta J_{np} = \Delta \alpha_{mn} J_{XB}^0$ - тепло, вносимое с присосами воздуха.

Температура продуктов сгорания на выходе из

пароперегревателя \mathcal{G}'_{mn} определяется по $J\mathcal{G}$ -

диаграмме по значению найденной энтальпии J'_{mn} .

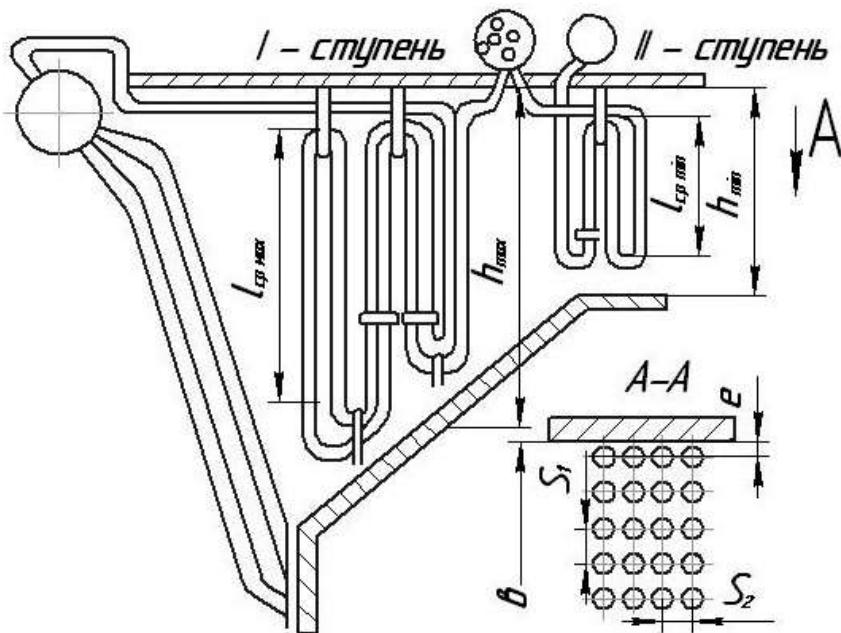


Рис.12. Схема пароперегревателя

4.1.1. Поверочный тепловой расчет первой ступени пароперегревателя

Количество рядов труб по глубине ступени Z_2 , определяется по чертежу котлоагрегата. Количество рядов труб поперек потока

$$Z_1 = \frac{b - 2\ell}{S_1} + 1, \quad (4.3)$$

где b - ширина газохода пароперегревателя, равная ширине топki, м; ℓ - расстояние от оси крайней трубы до стены, $\ell = 50 + 100$ мм; S_1 - поперечный шаг труб,

табл. II-13 [4]; $S_I = (2,5-3,5)d$, м. Поверхность теплообмена первой ступени пароперегревателя $H_{III} = \pi d l_{cp} Z_1 Z_2 l_{cp}$ - средняя высота ступени.

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания

$$F_{III} = bh_{cp} - dl_{cp} Z_1, \quad (4.4)$$

где h_{cp} - средняя высота газохода первой ступени пароперегревателя определяемая по чертежу котла, м. Количество тепла, отданное продуктами сгорания пару в первой ступени:

$$Q_{III} = \varphi J_{nn1} F_{III} \Delta J_{nn1}, \quad (4.5)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла, найденный ранее; J_{nn1} , ΔJ_{nn1} - энтальпия продуктов сгорания и тепло присосов в газоход первой ступени пароперегревателя.

Величина J_{nn1} определяется следующим образом. Находится среднеарифметическая температура продуктов сгорания за первую ступенью

$$\mathcal{G}_{nn}^{cp} = \frac{\mathcal{G}_{nn}^{(1)} + \mathcal{G}_{nn}^{(2)} + \mathcal{G}_{nn}^{(3)}}{3}, \text{ где } \mathcal{G}_{nn}^{cp} - \text{температура продуктов}$$

сгорания на входе в пароперегреватель, равна температуре за фестоном, °C; \mathcal{G}_{nn}^{cp} - найдена ранее по

J_{nn}^{cp} . Значение \mathcal{G}_{nn}^{cp} округляется до целой величины десятков и принимается за одно из значений температуры продуктов сгорания за первую ступенью пароперегревателя. Два других значения получают, вычитая и прибавляя к нему 50 °C:

$$\mathcal{G}_{nn}^{(1)} = \mathcal{G}_{nn}^{cp} - 50, \quad \mathcal{G}_{nn}^{(2)} = \mathcal{G}_{nn}^{cp} + 50, \quad \mathcal{G}_{nn}^{(3)} = \mathcal{G}_{nn}^{cp} - 50.$$

Энтальпия J_{nn} определяется при α_{nn} по трем значениям температур \mathcal{G}_{nn} . Вычисленные три значения

Q_{nn} наносят на график. Если Q_{nn} определено правильно,

то зависимость $Q_{mn} = f(G_{mn})$ линейна. В случае отклонения от линейной зависимости необходимо проверить расчеты и при необходимости повторить [6]. После определения всех элементов уравнения теплового баланса (3.39) записываем уравнение теплопередачи для первой ступени пароперегревателя:

$$Q_{mn} = \frac{kH_n \Delta x}{B_p} \quad (4.6)$$

Коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания к перегретому пару при сжигании твердых топлив в шахматных пучках:

$$k = \frac{\alpha_{jk}}{H(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{jk}})}, \quad (4.7)$$

при сжигании газа и мазута в любых пучках и в коридорных при сжигании твердого топлива:

$$k = \frac{\varphi \alpha_{jk}}{1 + \alpha_{jk} / \alpha_n}, \quad (4.8)$$

где ε - коэффициент загрязнения, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$; φ - коэффициент тепловой эффективности, табл. 7.1 [4]. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к трубам первой ступени пароперегревателя $\alpha_{ЛК} = \alpha_K + \alpha_{Л}$. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к трубам первой ступени пароперегревателя при поперечном омывании пучков.

$$\alpha_K = 0,2 C_Z C_S \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega_r d}{v} \right)^{0,65} \cdot P_r^{0,33}, \quad (4.9)$$

где $C_Z = 0,91 + 0,0125(Z_2 - 2)$, 0,91 поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания, $C_Z = 1$ при $Z_2 > 10$; $C_S = [1 + (1 + (2S_1/d - 3)(1 - 0,5S_2/d)^3)^{-2}]^{-2}$ - поправка на геометрическую компоновку пучка, зависит от

поперечного S_1 и продольного S_2 шагов труб, $C_S = 1$ при $S_2/d \geq 2$ ж $S_1/d < 1,5$ S_1 определяется по табл. II-13 [4], S_2 - по чертежу котлоагрегата; λ, ν, Pr - коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости и число Прандтля, определяемые по табл. IV [4] для средней температуры продуктов сгорания ϑ_{nm1}^{cp} .
 Скорость продуктов сгорания в первой ступени пароперегревателя

$$w = \frac{B \sqrt{2748}}{Pr} \frac{V_r}{F_{nm} \cdot 27}, \quad (4.10)$$

V_r - объем газов в первой ступени, м³/кг, определен ранее в табл. 5.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяют по формуле (3.22), в которой коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

$$k = \left(\frac{P_n + P_m}{P} \right)^{0,75} \left(\frac{S_1 \cdot S_2}{d} \right)^{0,75}, \quad (4.11)$$

где $P_n + P_m$; $P = 0,1$ Мпа; $S = 0,9 d \left(\frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d} - 1 \right)$.

Температура наружных отложений на трубах пароперегревателя

$$t_3 = t_n + \frac{B \sqrt{2748}}{\varepsilon} \frac{V_r}{F_{nm} \cdot 27}, \quad (4.12)$$

где t_n - средняя температура перегретого пара в первой ступени, °С; ε - коэффициент загрязнения, $\varepsilon = 0,005$ м²·К/Вт.

В некоторых случаях температуру загрязненной стенки можно определить $t_3 = t_n + \Delta t$, где t_n - средняя температура охлаждающей среды, принимается равной температуре насыщения при давлении в котлоагрегате,

Δt при сжигании твердых и жидких топлив принимается равной 60 °С, при сжигании газа-25 °С. Коэффициент теплоотдачи в пароперегревателе от стенки труб к пару определяется по формуле

$$\alpha_n = 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{Э}}} \left(\frac{w_n d_{\text{Э}}}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_l, \quad (4.13)$$

где λ - коэффициент теплопроводности перегретого пара, табл. IV [4]; ν - коэффициент кинематической вязкости, табл. V[4]; V - удельный объем пара, м³/кг, табл. XXV [4]; Pr - число Прандтля, табл. VII [4]; w_n - скорость пара, м/с; C_t, C_d, C_l - поправки на отношение температур газов и пара, на геометрию канала, на начальный участок принимаются равными 1,0; $d_{\text{Э}} = d_{\text{вн}}$ - эквивалентный диаметр, м.

Скорость пара в трубах

$$w_n = D \cdot V / f_n, \quad (4.14)$$

где f_n - живое сечение пара: $f_n = \pi d_{\text{вн}}^2 / 4 \cdot Z$; $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр труб паронагревателя первой ступени, м, $d_{\text{вн}} = d - 2 \delta$; $\delta = 3$ мм, Z - определено ранее; n - число параллельно включенных по пару труб определяется по чертежу котлоагрегата.

Все величины определяются при средней температуре и величине давления пара:

$$t_{\text{пн}}^{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{пн}} + t_{\text{пн}}^{\text{вх}}) \quad P_{\text{пн}}^{\text{ср}} = 0,5(P_{\text{пн}} + P_{\text{пн}}^{\text{вх}})$$

Температура пара на выходе из первой ступени $t_{\text{пн1}}^{\text{вх}}$

определяется по энтальпии пара $i_{\text{пн1}}^{\text{вх}}$, табл. XXV [4], которая находится по формуле тепловосприятия первой ступени:

$$Q_{\text{пн}} = \frac{I_{\text{пн}}(i_{\text{пн}} - i_{\text{пн1}}^{\text{вх}})}{B} - \epsilon_{\text{пн}}, \quad (4.15)$$

i'_{nn1} - энтальпия перегретого пара на входе в первую ступень, принимается равной энтальпии насыщенного пара при $P_{\delta}=1,1P_{nn}$, Q_{nn1} и Q_{nn} определены ранее (4.1). Температурный напор для прямо- и противотока в зависимости от отношения $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M$ определяется или как среднелогарифмическое значение разностей температур сред на входе и выходе, или как среднеарифметическое значение этих же разностей:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{2,3 \lg \Delta t_{\delta} / \Delta t_M}, \quad (4.16)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_M}{2}, \quad (4.17)$$

где $\Delta t_{\delta} = g_1 - t_1$; $\Delta t_M = g_2 - t_2$. Если $\Delta t_{\delta} / \Delta t_M > 1,7$, расчет Δt производится по формуле (4.16); при $\Delta t_{\delta} / \Delta t_M \leq 1,7$ - по (4.17).

Следует отметить, что случай чистого прямо- или противотока в парогенераторах встречаются редко. В теплообменных элементах котлов взаимное направление сред сложное. Однако некоторые сложные схемы можно условно рассматривать как противоточные или прямоточные. Так, схемы с перекрестным потоком, у которых число ходов больше 4, рассматривают как простые противоточные или прямоточные. Обычно в первой ступени пароперегревателя схему движения пара целесообразно рассматривать как сложную противоточно-прямоточную. Температурный напор в этом случае определяется следующим образом:

$$\Delta t = \varphi \Delta t_{npr}, \quad (4.18)$$

где φ - коэффициент пересчет от противоточной к более сложной схеме; Δt_{npm} - температурный напор при противотоке.

Величина φ зависит от вида, схемы движения сред и определяется по номограмме 29 [4]. При этом необходимо предварительно рассчитать безразмерные параметры:

$$A = \frac{H_{np,m}}{H} ; \quad P = \frac{\tau_2}{\mathcal{G} - t} ; \quad k = \tau_1 / \tau_2 .$$

где $H_{np,m}$ - поверхность нагрева прямоточной части, м; H - полная поверхность нагрева, м²; τ_1 и τ_2 - разности температур, °С, определяются в зависимости от схемы движения по рекомендациям, приведенным в пп.7-65, 7-66, 7-68 [4]. Для любой схемы движения сред при выполнении условия $\Delta t_{ПРМ} \geq 0,92 \Delta t_{ПРm}$ определяется по формуле

$$\Delta t_{ПРМ} = \frac{\Delta t_{ПРm} + \Delta t_{ПРm}''}{2} . \quad (4.19)$$

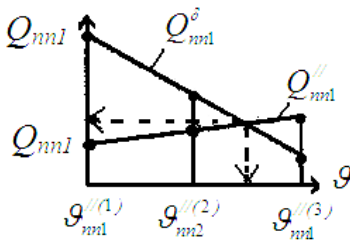


Рис. 13. Определение температуры продуктов сгорания на выходе из первой ступени пароперегревателя и тепловосприятия ступени

Расчет температурного напора в первой ступени производится применительно к схемам рис.7-12 [4]. При определении безразмерных A, P, R вначале находят следующие величины: полную поверхность теплообмена первой ступени $H = H_{m1}$ (определена ранее); поверхность прямоочной части первой ступени $H_{прм} = \pi d_{ср} Z Z_l, Z_l$ - количество рядов труб по ходу продуктов сгорания, включенных по прямотоку;

разности температур $\tau_1 = \mathcal{G}_{nn} - \mathcal{G}_{nn}, \tau_2 = t''_{nn} - t'_{nn}$.

Температурный напор определяется для трех заданных значений температур продуктов сгорания $\mathcal{G}_{nn1}^{(1)}, \mathcal{G}_{nn2}^{(2)}, \mathcal{G}_{nn1}^{(3)}$. Определение действительных значений

температуры продуктов сгорания на выходе ступени \mathcal{G}_{nn1}'' и тепловосприятия первой ступени Q_{nn1} производится графически, рис.13. По формуле теплового баланса первой ступени для трех температур продуктов сгорания на выходе из нее вычисляют тепло, переданное пару, и строят график $Q_{nn}^{\delta} = f(\mathcal{G}_{nn})$. Для этих же температур определяют тепло, воспринятое паром в процессе теплообмена, и строят график $Q_{nn}'' = f(\mathcal{G}_{nn})$. Первый и второй графики должны быть линейными. В точке пересечения этих зависимостей определяют: на горизонтальной оси графика – действительную

температуру продуктов сгорания \mathcal{G}_{nn1}'' , на вертикальной оси - действительное тепловосприятие ступени Q_{nn1} .

Если величины $Q_{nn1}^{\delta}, Q_{nn1}''$ не прямые, значит при их вычислении допущены ошибки. Необходимо расчеты тщательно проверить и при необходимости повторить, добиваясь линейности зависимостей.

4.1.2. Тепловой расчет второй ступени пароперегревателя

Температуры продуктов сгорания и пара на входе во вторую ступень и выходе из нее известны, поэтому тепловосприятие ступени легко определяется из уравнения теплового баланса ступени. Неизвестной является величина поверхности нагрева H''_{mn} . Эта величина определяется из конструктивного теплового расчета ступени. Тепловой расчет второй ступени включает определение геометрических характеристик ступени, расчет теплового баланса, расчет теплообмена. Наружный диаметр труб принимается $d = 38$ мм или $d = 42$ мм, толщина стенки труб по условиям технологии изготовления змеевика принимается $\delta = 3$ мм. На выбор диаметра труб влияют различные факторы, в том числе скорости продуктов сгорания и пара в ступени. Увеличение диаметра трубы при постоянстве других размеров и количества труб приводит к росту скорости продуктов сгорания в газоходе уменьшению скорости пара. Поперечный шаг труб S_1 рекомендуется выбирать таким же, как и в первой ступени. Это условие обязательно в тех случаях, когда первая и вторая ступени пароперегревателя связаны системой потолочных труб. Поперечный шаг, так же как и диаметр d , оказывает влияние на скорости пара и продуктов сгорания. Увеличение S_1 приводит к росту скорости пара и уменьшению скорости продуктов сгорания. Изменением шага труб S_1 и диаметра d можно добиться оптимальных величин скорости пара и продуктов сгорания. При выборе поперечного шага второй ступени пароперегревателя необходимо руководствоваться рекомендациями табл. II-13 [4], согласно которым $S_1/d = 2,5-3,5$. Продольный шаг труб S_2 , определяется по

чертежу котлоагрегата, для чего измеряют глубину пакета труб второй ступени L_{II} , число рядов по глубине Z_2 и вычисляют $S_2 = L_{II}/(Z_2 - 1)$. В расчете по условиям размещения пакета второй ступени в газоходе следует принять значение S_2 , определенное из чертежа, даже если указанная выше рекомендация нарушена.

Площадь живого сечения газохода второй ступени определяется так же, как и в первой. При этом рекомендуется число рядов труб поперек потока принимать такими же, как и в первой ступени, так как $Z_1 = f(S_1)$. Ширина газохода в обеих ступенях, остальные размеры определяют из чертежа пароперегревателя в соответствии с рис.12. Если поперечный шаг во второй ступени отличен от шага первой ступени, необходимо по формуле $Z_1 = (b - 2\ell)/S_1 - 1$ определить количество рядов труб второй ступени и использовать его для вычисления F_{II} .

Тепло, переданное пару во второй ступени пароперегревателя:

$$Q_{II} = \alpha_{II} F_{II} \Delta T_{II}, \quad (4.20)$$

где α_{II} - коэффициент теплоотдачи, ΔT_{II} - тепло, вносимое в газоход второй ступени котлоагрегата с окружающим воздухом в виде присосов.

Определенную величину Q_{II} используют для проверки правильности теплового расчета пароперегревателя. Тепловосприятие второй ступени определяется как разность

$$Q_{II} = Q_{II} - Q_{II} \quad (4.21)$$

где Q_{II} , Q_{II}^I - соответственно тепловосприятие всего пароперегревателя и его первой ступени, определяемые ранее, кДж/кг.

Полученные значения Q_{nn}^{II} должны быть одинаковыми в пределах точности вычисления.

Тепло, воспринятое паром в процессе теплообмена во второй ступени пароперегревателя:

$$Q_{nn}^{II} = k_{nn}^{II} F_{nn}^{II} \Delta t_{nn}^{II} \quad (4.22)$$

Величина Q_{nn}^{II} определена выше. Известны также температуры продуктов сгорания и пара на входе в ступень и выходе из нее. Поэтому из последнего выражения Q_{nn}^{II} определяется неизвестная величина

– поверхность нагрева ступени F_{nn}^{II} после определения коэффициента теплопередачи k и температурного напора Δt (так же, как и в первой ступени).

Температура пара на входе во вторую ступень определяется с учетом охлаждения пара в пароохладителе из табл. XXV [4] по найденной энтальпии $i_{nnII} - i_{nnI} - \Delta i_{nc}$ при давлении пара на входе в ступень $P_{nnII} = 10 P_{nr}$. Нахождение величин, определяющих k , производится по средним значениям температур пара t_{nnII}^{cp} и продуктов сгорания g_{nnII}^{cp} и среднему давлению пара в ступени P_{nnII}^{cp} .

$$t_{nnII}^{cp} = \frac{t_{nnII} + t_{nnI} + t_{nr}}{3},$$

$$g_{nnII}^{cp} = \frac{g_{nnII} + g_{nnI} + g_{nr}}{3}, \quad P_{nnII}^{cp} = \frac{P_{nnII} + P_{nnI} + P_{nr}}{3},$$

(4.23)

где $t_{nnI}^I, g_{nnI}^I, P_{nnI}^I$ - соответственно температура пара, продуктов сгорания и давление пара на входе во вторую ступень; $t_{nnII}^{II}, g_{nnII}^{II}, P_{nnII}^{II}$ - соответственно температура пара, продуктов сгорания и давление пара на выходе из

ступени, $t'_{mII} = t_{nn}$, $g'_{mII} = g'_{nn}$, $P_{mII} = P'_{mII} = 1,05 P_{nn}$.

Все эти величины определены заданием или ранее.

Скорость продуктов сгорания во второй ступени пароперегревателя и все определяющие величины находят по тем же выражениям, что и для второй ступени, а B_0 и V_0 принимают такими же. При определении скорости продуктов сгорания необходимо учитывать, что минимальная скорость по условиям

заноса поверхности нагрева золой составляет $W_r^{\min} = 6$ м/с, максимальная скорость продуктов сгорания с абразивной золой проверяется по формуле П-3 [4]; с

неабразивной золой $W_r^{\min} = 12-16$ м/с. Если определяемая скорость продуктов сгорания выходит за указанные пределы, то необходимо изменить диаметр труб второй ступени, поперечный шаг труб, причем последнее возможно только по независимой компоновке первой и второй ступеней. Менять размеры газохода не рекомендуется, так как при этом нарушается компоновка всего котла.

Скорость пара во второй ступени вычисляется по такой же зависимости, как и для первой ступени. Входящие в нее величины - расход пара D приводится в задании, удельный объем пара U определяется по табл. XXV [4]

для средней температуры $t'_{mII}{}^{cp}$ и среднего давления $P'_{mII}{}^{cp}$; а живое сечение для прохода пара f_{mII} - по за-

висимости (4.14). При определении f_{mII} необходимо учесть, что при расчете принимается внутренний диаметр труб, количество параллельно включенных по пару рядов труб определяется по чертежу котлоагрегата или выбирается $n = 1 \div 2$, число рядов труб поперек газохода Z_1 принимается таким же, как и в первой ступени.

Скорость пара должна находиться в пределах $w_n = 15-25$

м/с. Нижний предел скорости пара определяется габаритами пароперегревателя, которые увеличиваются с уменьшением скорости, верхний - повышенными потерями энергии на преодоление гидравлического сопротивления, перепад давления в пароперегревателе не должен превышать $\Delta P_{пр} \leq 0,1 P_{пр}$. Если скорость пара выходит за указанные пределы, необходимо ее скорректировать, изменяя диаметр труб, число параллельно включенных по пару рядов, поперечный шаг. При этом следует иметь в виду, что изменения диаметра трубы и поперечного шага влияет также на скорость газов. Поэтому расчеты скоростей пара и продуктов сгорания следует увязывать между собой. Коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением от продуктов сгорания к поверхности труб второй ступени и коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к пару вычисляется по приведенным выше зависимостям (4.9), (3.22) и (4.13) и номограммам, представленным и работе [4]. При вычислении коэффициента теплоотдачи конвекцией к поверхности труб α_k теплофизические свойства и число Прандтля продуктов сгорания ν , λ , P_r определяются по табл. IV [4] при средней температуре потока. Коэффициент теплоотдачи можно определить по номограмме 12 [4]. При определении коэффициента теплоотдачи излучением α_L по формуле (3.22) определяют среднюю абсолютную температуру продуктов сгорания и абсолютную температуру наружных загрязнений. Степень черноты загрязненных стенок труб принимают $a_3 = 0,8$; степень черноты продуктов сгорания a вычисляют по формуле (3.22). Коэффициент α_L может быть определен и по номограмме 19 [4]. Порядок определения величин остается тем же, что и при расчете по формулам.

При вычислении коэффициента теплоотдачи конвекцией от внутренней поверхности стенки трубы к пару α_n по формуле (4.13) теплофизические свойства пара μ, λ , число Прандтля определяют по V, VI, VII [4]. Определение остальных величин производится по изложенной выше методике. Коэффициент α_n можно определить и по номограмме 15 [4]. Температурный напор во второй ступени пароперегревателя определяется так же, как и при расчете первой ступени. Поверхность теплообмена второй ступени

пароперегревателя H_{nn}'' вычисляется по зависимости R_{nn}'' для определенных выше коэффициента теплоотдачи и температурного напора. Число рядов труб по ходу продуктов сгорания

$$Z_2 = \frac{H_{nn}'}{\pi d \ell_{II}^{cp} Z_1}, \quad (4.24)$$

где d - наружный диаметр трубы до второй ступени, м; Z_1 - число рядов труб, поперек газотока, равное числу рядов первой ступени; ℓ_{II}^{cp} - высота труб второй ступени, определяется по чертежу, м.

Определенное число рядов труб Z_2 сопоставляется с заданным при определении коэффициента C_Z в формуле (4.9). При существенном расхождении заданной и вычисленной величин Z_2 вновь производят расчет коэффициента теплоотдачи и определение H_{nn}' . Используя величину Z_2 , выполняют эскиз второй ступени пароперегревателя. При размещении второй ступени расстояние между пакетами труб первой и второй ступеней пароперегревателя не должно быть меньше 600-800 мм.

4.2. Расчет воздухоподогревателя и водяного экономайзера

Воздухоподогреватель и водяной экономайзер размещаются в конвективной шахте котла и предназначены для снижения температуры уходящих газов, повышения эффективности использования топлива и КПД. Горячий воздух, подаваемый в топку, улучшает процесс воспламенения и горения топлива, повышает температуру продуктов горения, что способствует снижению потерь тепла от химической и механической неполноты горения. Кроме того, при пылевидном сжигании твердого топлива подача горячего воздуха в систему пылеприготовления необходима для сушки топлива.

Выбор температуры горячего воздуха определяется, как было отмечено выше, видом и влажностью топлива, способом его сжигания и типом системы пылеприготовления, табл. II-X [4].

Температура горячего воздуха оказывает влияние на порядок размещения, компоновку воздухоподогревателя и водяного экономайзера в конвективной шахте. При температуре горячего воздуха до 300 °С его подогрев в одной ступени воздухоподогревателя труднодостижим, поэтому применяют двухступенчатую (в рассечку) компоновку водяного экономайзера и воздухоподогревателя, рис. 14.

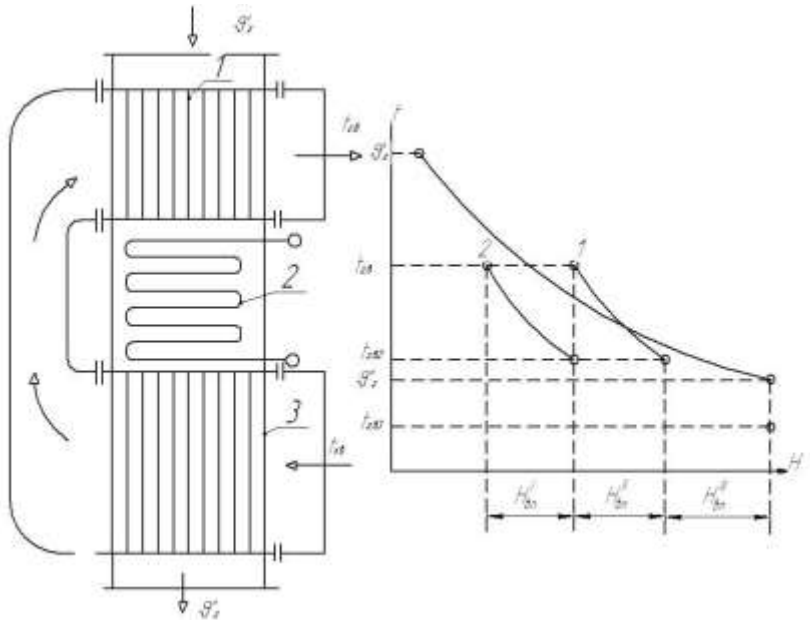


Рис. 14. Изменение температуры теплоносителя в воздухоподогревателе и экономайзере при двухступенчатой компоновке: 1 – верхняя ступень воздухоподогревателя; 2 – экономайзер; 3 – нижняя ступень воздухоподогревателя

4.2.1. Расчет тепловосприятия воздухоподогревателя

Максимальная температура горячего воздуха, которую можно получить в одной ступени воздухоподогревателя определяется по зависимости

$$t_{\text{в.п.}}^{\text{max}} = \frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{г}} + W_{\text{в}}} \left(t_{\text{в.п.}}^{\text{min}} + \frac{W_{\text{в}}}{W_{\text{г}}} t_{\text{в.п.}}^{\text{max}} \right) + \frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{г}} + W_{\text{в}}} \Delta t_{\text{в.п.}}^{\text{min}}, \quad (4.25)$$

где $\Delta t_{\text{в.п.}}^{\text{min}}$ - минимальный температурой напор на горячем конце ступени, $\Delta t_{\text{в.п.}}^{\text{min}} = 35-70 \text{ }^\circ\text{C}$; $W_{\text{в}}$ - водяной эквивалент воздуха, $W_{\text{г}}$ - водяной эквивалент продуктов сгорания

$$W_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}}, \quad W_{\text{г}} = \frac{V_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}}}$$

При расчете тепловосприятия одноступенчатого воздухоподогревателя тепло, принятое воздухом, определяется по зависимости

$$Q_{\text{в}} = \beta_{\text{в}}'' \alpha_{\text{т}} (t_{\text{в.п.}}^{\text{max}} - t_{\text{в.п.}}^{\text{min}}) + \beta_{\text{рч}} J_{\text{г}}^{\text{в}} - J_{\text{в}}^{\text{в}}, \quad (4.26)$$

где $\beta_{\text{в}}''$ - отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому, $\beta_{\text{в}}'' = \alpha_{\text{т}} - \Delta \alpha_{\text{т}} - \Delta \alpha_{\text{пл}}$; $\beta_{\text{рч}}$ - доля рециркулируемого воздуха, учитывается только при сжигании

высокосернистого топлива, в остальных случаях $\beta_{\text{рч}} = 0$;

$J_{\text{в}}^{\text{в}}$, $J_{\text{г}}^{\text{в}}$ - энтальпии воздуха на выходе и входе, определяемые по $J_{\text{г}}$ - диаграмме.

Энтальпия продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q_{en} = J_{en}' - J_{en}'' + \Delta J_{kp}, \quad (4.27)$$

где J_{en}' , J_{en}'' - энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе, $J_{en}' = J_{yx}$; ΔJ_{kp} - тепло, вносимое в газоход о

присосами воздуха, $\Delta J_{kp} = \Delta \alpha_{en} J_e^{pr}$;

$J_e^{pr} = \frac{Q_{en}}{J_{en}' + J_{en}''}$ - среднее значение энтальпий воздуха, определяемое по значению энтальпий воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя.

При определении тепловосприятости первой ступени двухступенчатого воздухоподогревателя, выбирается температура воздуха на выходе:

$$t_{en}' = t_{ne} + (1 - \Theta) t_{en}, \quad (4.28)$$

где t_{ne} - температура питательной воды на входе в водяной экономайзер, °С. Тепло, воспринятое воздухом в первой и второй ступенях;

$$Q_{enI} = \left(\beta_{enI}'' + \frac{\Delta \alpha_{enI}}{2} + \beta_{пу} \right) (J_{enI}^{0//} - J_{enI}^{0/}), \quad (4.29)$$

$$Q_{enII} = \left(\beta_{enII}'' + \frac{\Delta \alpha_{enII}}{2} \right) (J_{enII}^{0//} - J_{enII}^{0/}), \quad (4.30)$$

где $\beta_{enII}'' = \beta_{en}'' + \Delta \alpha_{en}$; $J_{enI}^{0//}$; $J_{enI}^{0/}$; $J_{enII}^{0//}$; $J_{enII}^{0/}$ - соответственно энтальпии на выходе и входе ступеней, определяемые $J\mathcal{Q}$ -диаграмме для t_{x6} и t_{26} , $\Delta \alpha_{enI}$, $\Delta \alpha_{enII}$ - присосы воздуха по ступеням.

Температура продуктов сгорания на входе во вторую ступень воздухоподогревателя J_{enII}' выбирается из условия предотвращения интенсивного

окалинообразования. Поэтому g'_{enII} должна быть не более 500 °С, а энтальпия продуктов сгорания J'_{enII} определяется по выбранной температуре g'_{enII} .

Энтальпия продуктов сгорания J''_{enII} определяется из уже рассмотренных зависимостей теплового баланса (4.26)- (4.30). Температура продуктов сгорания на выходе из второй ступени воздухоподогревателя определяется по Jg -диаграмме по J''_{enII} .

4.2.2. Расчет тепловосприятия водяного экономайзера

Температура воды на входе в водяной экономайзер выше температуры питательной воды, так как в питательный трубопровод возвращается вода, подогретая в паропрохладителе, рис. 15.

Температура питательной воды на входе в экономайзер определяется по табл. XXIV [4] для давления

$P'_{эк} = 1,08P_0 = 1,188P_{nn}$ и энтальпии воды $i'_{не} = i_{не} + \Delta i_{но}$, кДж/кг.

Тепло, воспринятое водой в одноступенчатом водяном экономайзере, определяется из его теплового баланса:

$$Q_{эк} = J'_{эк} - J''_{эк} + \Delta i_{не}, \quad (4.31)$$

где $J'_{эк}$, $J''_{эк}$ - энтальпии продуктов сгорания на входе

$J'_{эк} = J''_{nn}$ и на выходе $J''_{эк} = J'_{en}$; тепло присосов

воздуха $\Delta i_{np} = \Delta \alpha_{эк} J_{x6}$.

Энтальпия воды или пароводяной смеси для кипящих экономайзеров на выходе

$$J'_{\text{эк}} = \frac{BQ_{\text{эк}}}{D_{\text{эк}}} + i_{ne} \quad (4.32)$$

Температура воды $t''_{\text{эк}}$ определяется по табл. XXIV [4] по ее давлению $P_{\text{эк}} = 1,1P_m$ и энтальпии.

Расчет тепловосприятия и температур среды в первой ступени двухступенчатого водяного экономайзера производится по методике, приведенной для одноступенчатого экономайзера: по формуле теплового баланса определяют тепловосприятие для энтальпий продуктов сгорания на воде и выходе $J'_{\text{экI}} = J''_{\text{енII}}$; $J''_{\text{экI}} = J''_{\text{ен}}$; определяется i'_n и по ней температура на входе, по значению энтальпии из табл. XXIV [4] при $P_{\text{эк}} = 1,1 P_{nn}$ находится $t''_{\text{экI}}$.

Расчет тепловосприятия и температур во второй ступени водяного экономайзера производится так же, как и в первой ступени.

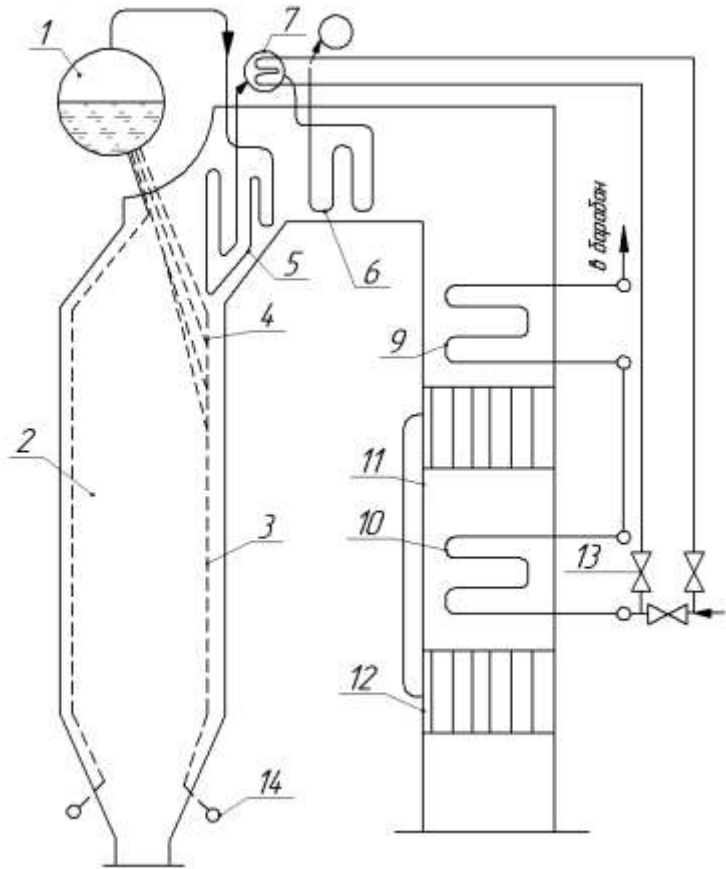


Рис. 15. Схема котлоагрегата: 1 – барабан; 2 – топка; 3 – экран; 4 – фестон; 5,6 – I и II ступени пароперегревателя; 7 – пароохладитель; 8 – паросборник; 9, 10 – верхняя и нижняя ступени экономайзера; 11,12 – верхняя и нижняя ступени воздухоподогревателя; 13 – задвижка; 14 – коллектор

Температуру и энтальпию воды на входе в ступень принимают такими же, как и на выходе из первой

ступени: $t'_{\text{экII}} = t''_{\text{экI}} ; i'_{\text{экII}} = i''_{\text{экI}}$, а энтальпия продуктов сгорания $J'_{\text{экII}} = J''_{\text{экI}} ; J_{\text{экII}} = J_{\text{внI}}$. Энтальпия воды для паровой смеси на выходе ступени определяется по значению тепловосприятия $Q_{\text{эк}}^{\text{II}}$. По величине $i''_{\text{экII}}$ находят по табл. XXIV [4] температуру воды на выходе из экономайзера.

Величины температур и энтальпии сред, определенные в тепловом расчете котла, а также давления в пароводяном тракте наносятся на схеме котла, рис.15. Определяется расчетная невязка теплового баланса:

$$\Delta Q_{\text{Q}} = \dots$$

(4.33)

Если невязка теплового баланса находится в пределах

$$\Delta Q_{\text{Q}} \leq 0,5\%$$

рассчитывается выполненным. Если это условие не соблюдается, необходимо проверить величины, входящие в формулу невязки, и уточнить энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе из элементов котлоагрегата. Следует обратить внимание на отсутствие в формуле величины тепловосприятия воздухоподогревателя. Эта величина в уравнение баланса тепла не входит, поскольку то количество тепла, которое передается продуктами сгорания в воздухоподогревателе, возвращается с горячим воздухом в топку [8].

4.2.3. Расчет теплообмена в воздухоподогревателе

Тепло, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе или его ступени при двухступенчатой компоновке,

$$Q_{en} = \frac{k \cdot H_{en} \cdot \Delta t}{B_p}. \quad (4.34)$$

При найденном ранее значении Q_{en} из данного выражения определяется величина поверхности теплообмена H_{en} . Коэффициент теплопередачи определяют по формуле

$$k = \zeta \frac{\alpha_r \cdot \alpha_6}{\alpha_r + \alpha_6}, \quad (4.35)$$

где ζ - коэффициент использования поверхности, определяется по табл. 7-4 и 7-59 [4]; α_r - коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к трубам, $\alpha_r = \zeta(\alpha_k + \alpha_l)$, $\zeta = 0,9$; α_k - по номограмме 14 [4], α_l - по номограммам 2,3,4,19 [4].

При продольном омывании продуктов сгорания труб воздухоподогревателя \square_T определяют по формуле (4.13), где λ , ν , Pr - коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости, число Прандтля, определяются по табл. IV [4] при средней температуре продуктов сгорания \mathcal{G}_{en}^{cp} ; $d_9 = d_{en}$ - эквивалентный диаметр, обычно $d_{en} = 38$ мм, $\delta = 1,5$ мм; W_r - скорость продуктов сгорания в воздухоподогревателе, $w_r = 9-13$ м/с. Коэффициент теплоотдачи излучением по формуле (3.22) только для второй по ходу воздуха ступени воздухоподогревателя. В ряде случаев коэффициент теплоотдачи излучением может не учитываться.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки труб к воздуху α_6 определяется по формуле (3.20), где λ , ν , Pr - коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости, критерий Прандтля, определяется по табл. IV [4] для средней температуры $t_{cp} = \sqrt{(t_{en} + t_{en})/2}$; C_s , C_d поправки, учитывающие компоновку пучка и число рядов труб, w_8 - скорость воздуха, $W_8 = 4,5-6,0$ м/с.

Принимая относительный шаг труб поперек потока в пределах $S_1/d = 1,2-1,5$ (рис.16): нижний предел - для высокой скорости, верхний - для низкой.

Относительный продольный шаг выбирают в пределах $S_2/d = 1,0-1,8$. Тогда поперек потока $Z_1 = (b - 2\ell)(S_1 - 1)$, где b - ширина газохода, равна ширине топки; ℓ - расстояние от оси крайней трубы до стенки, $\ell = 20-50$ мм.

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, количество труб для прохода газов и число рядов труб определяются по связующим выражениям:

$$\frac{F_{nc}}{F_{nc}} = \frac{B \cdot (273 + t_{en})}{P \cdot \sqrt{273}}, \quad n = \frac{4F_{nc}}{\pi d_e^2}, \quad Z_2 = \frac{n}{Z_1}.$$

(4.36)

Глубина воздухоподогревателя $a = S_2(Z_2 - 1)$.

Так как движение продуктов сгорания и воздуха в воздухоподогревателе обычно перекрестное (рис. 16), то температурный напор по соотношению (4.18), где ψ - коэффициент пересчета от противоточной схемы к перекрестной, определяемый по номограмме 31 [4].

После определения поверхности нагрева H_{en} воздухоподогревателя определяется его длина или длина ступени:

$$L = H_{en} / \pi \cdot d_{cp} \cdot n, \quad (4.37)$$

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

Задаваясь числом ходов, определяют площадь живого сечения для прохода воздуха

$$F_e = h_{x\delta} (b - d_n Z_1), \quad (4.38)$$

где $h_{x\delta} = \frac{\ell}{Z}$ - высота одного хода при числе ходов воздуха Z ; b - ширине газохода воздухоподогревателя, равная ширине топки.

Определяется действительная скорость в воздухоподогревателе или ступени:

$$w_6 = \frac{F_{\text{п}} \alpha_{\text{п}} 27 \epsilon_1}{F_{\text{вз}} 27} \quad (4.39)$$

Найденное значение скорости воздуха сопоставляют с ранее найденной. Если разность между ними, отнесенная в w_6 , превышает 10 %, необходимо повторить расчет. Для этого нужно задаться новым значением скорости воздуха в пределах $w_6 = 4,5-6,0$ м/с и, определив предварительно α_6 , произвести расчет теплообмена в воздухоподогревателе. Можно также изменять число ходов воздуха или поперечный шаг S_1 . Если все это не дает желаемого результата, изменяют w_r и полностью повторяют расчет до получения требуемой разности [8].

4.2.4. Расчет теплообмена в водяном экономайзере

Тепло, переданное среде, протекающей в трубах водяного экономайзера,

$$Q_{\text{вк}} = \frac{k H_{\text{вк}} \Delta}{B_p} \quad (4.40)$$

Коэффициент теплопередачи k определяют так же, как в фестоне (3.19).

Чаще всего расположение труб в водяном экономайзере шахматное, а для шахматных пучков труб методика определения коэффициента загрязнения, коэффициент в теплоотдаче излучением α_l и конвекцией α_k рассмотрена в расчете фестона, для коридорных пучков – в расчете пароперегревателей. Поэтому рассмотрим только некоторые особенности определения α_l и α_k при расчете экономайзера.

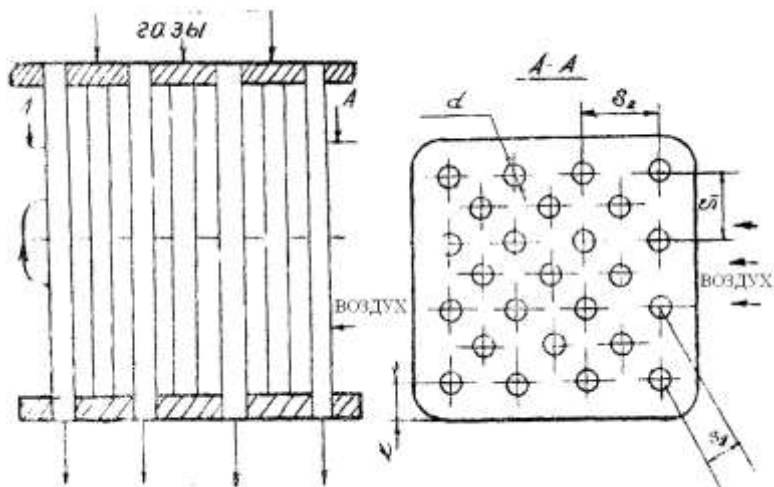


Рис. 16. Воздухоподогреватель

Определение коэффициента теплопередачи конвекцией производится по номограмме [4]. Для нахождения α_k необходимо определить среднюю температуру

продуктов сгорания $\vartheta = 0,6\vartheta_1 + 0,4\vartheta_2$ и количество

труб в ряду $Z = \frac{A}{S_1} \frac{b}{d}$.

Массовая скорость воды, $\rho_6 w_{60} = 600-800 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $d_{вн} = d - 2\delta$, $d = 28-33 \text{ м}$; $\delta = 3 \text{ мм}$. Относительный поперечный шаг выбирается по табл. II-13 [4], $S_1/d = 3-3,5$; относительный продольный шаг $S_2/d = 1,5-2,5$.

Глубина газохода экономайзера $a = (Z - 1)S_1 + 2\ell$, $\ell = 30-80 \text{ мм}$. Площадь живого сечения для прохода газа $F_r = ab - \ell dZ$. Скорость продуктов сгорания $w_r =$

$$B_p V_r (273 + \vartheta_{cp}) / 273 F_r.$$

Минимальная допускаемая скорость по условиям

золотого заноса $w_r^{min} = 6 \text{ м/с}$, максимальная

допускаемая скорость газов по условиям золотого заноса выбирается по табл. II-II [4]. Если найденная

скорость продуктов сгорания выходит за указанные пределы, необходимо изменить массовую скорость воды и выполнить новый расчет.

При определении коэффициента теплоотдачи излучением температура загрязненной стенки трубы $t_3 = t + \Delta t$, где t – температура среды в трубах, Δt – поправка,

при $q_{cp} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_{cp} > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ $\Delta t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
 при сжигании твердых и жидких топлив; при сжигании газа $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температурный напор определяют как для противотока по вышеприведенным формулам (4.16) и (4.17).

После определения поверхности нагрева $H_{эк}$ из соотношения (4.39) определяется количество рядов труб по ходу продуктов сгорания:

$$Z_2 = \frac{H_{эк}}{\pi i Z}$$

Тогда общая высота экономайзера $h_э = (Z_2 - 1)S_2$.

Высота одного пакета экономайзера не должна превышать 1,0 м и для тесных пучков ($S_2/d \leq 1,5$) и 1,2 и для свободных. Поэтому общую высоту экономайзера $h_{эк}$ делят на несколько частей в соответствии с этим условием. Расстояние между отдельными пакетами и между экономайзером и воздухоподогревателем – 600-800 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

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

Номограммы, графики и пример оформления поверочного теплового расчёта котлоагрегатов, приведённые в приложениях, существенно облегчают курсовое и дипломное проектирование.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1.

НОМОГРАММЫ И ГРАФИКИ

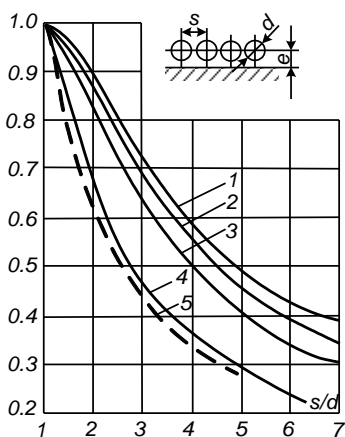
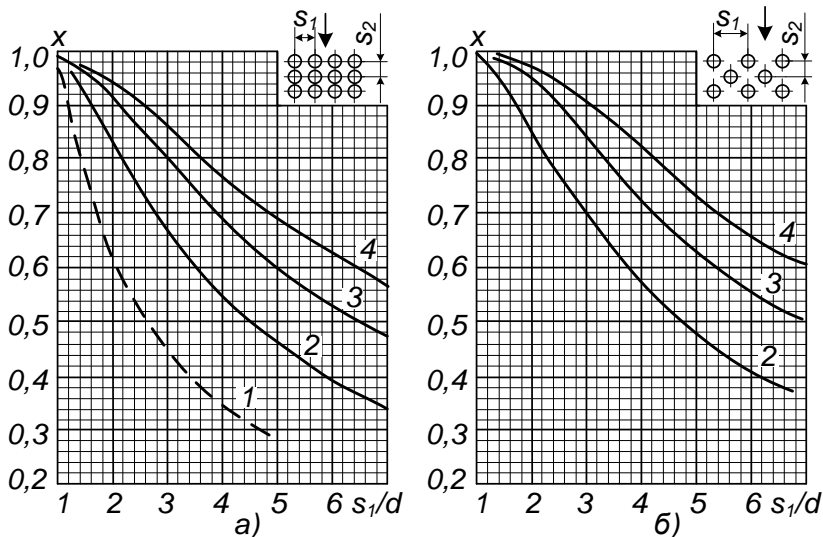


Рис. П1.1. Угловой коэффициент для ширм и трубных пучков:

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

Угловой коэффициент одно-рядного гладкотрубного экрана (номограмма I НТР):

- 1 – при расстоянии от стенки $e \geq 1,4d$;
- 2 – при $e = 0,8d$; 3 – при $e = 0,5d$;
- 4 – при $e = 0$; 5 – без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$

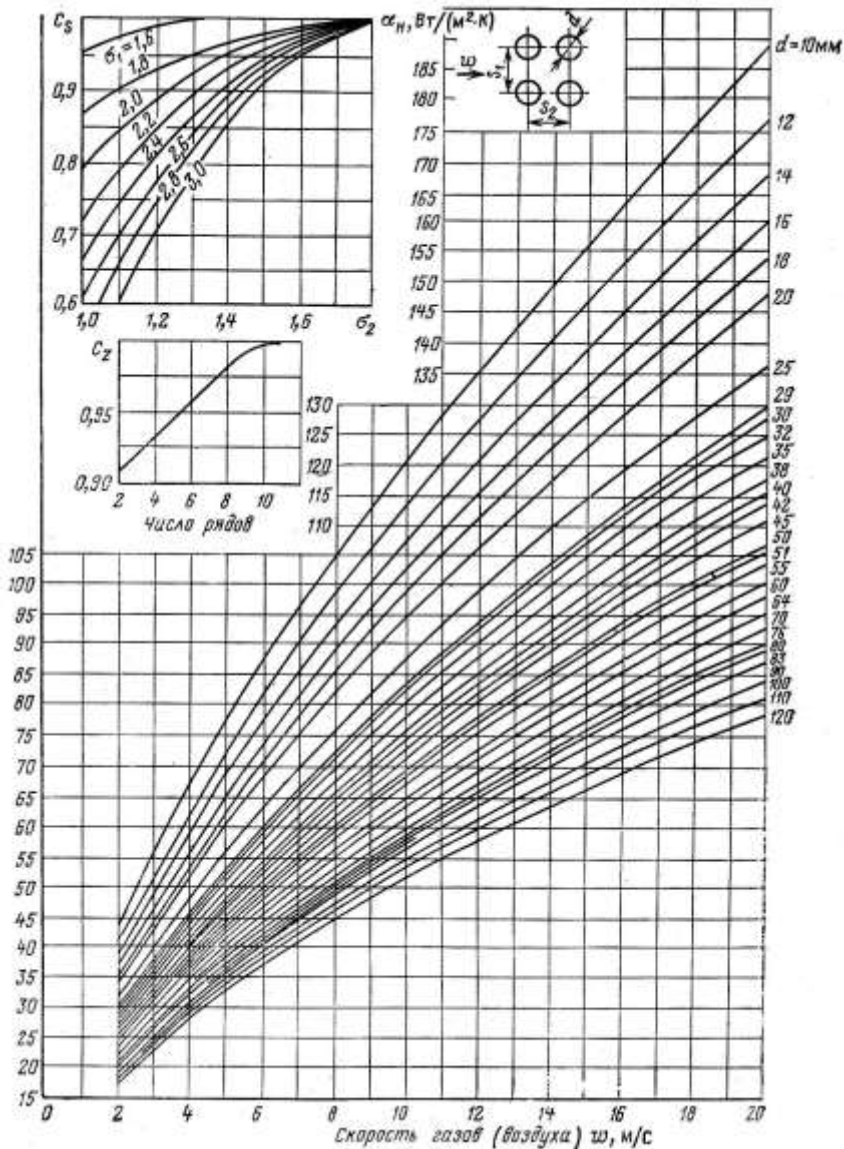


Рис. П1.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для коридорных пучков при поперечном омывании (номограмма XII НТР) (начало)

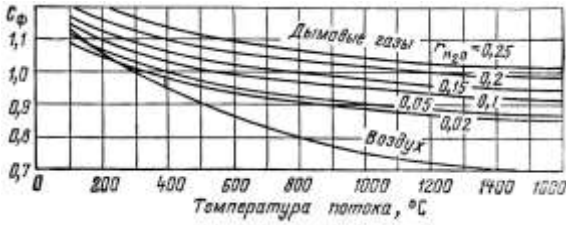


Рис. П1.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для коридорных пучков при поперечном омывании (номограмма XII НТР) (продолжение)

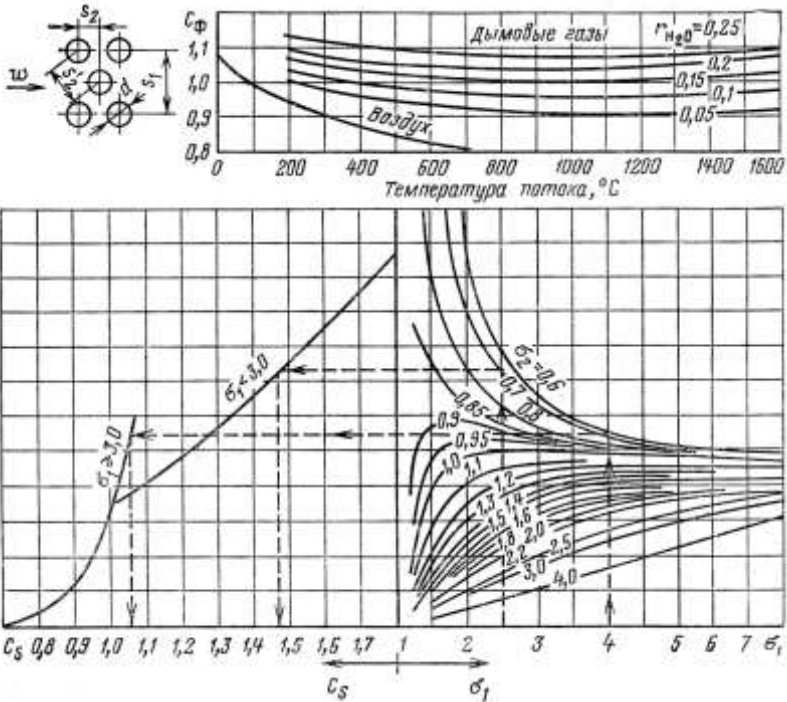


Рис. П1.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (номограмма XIII НТР) (начало)

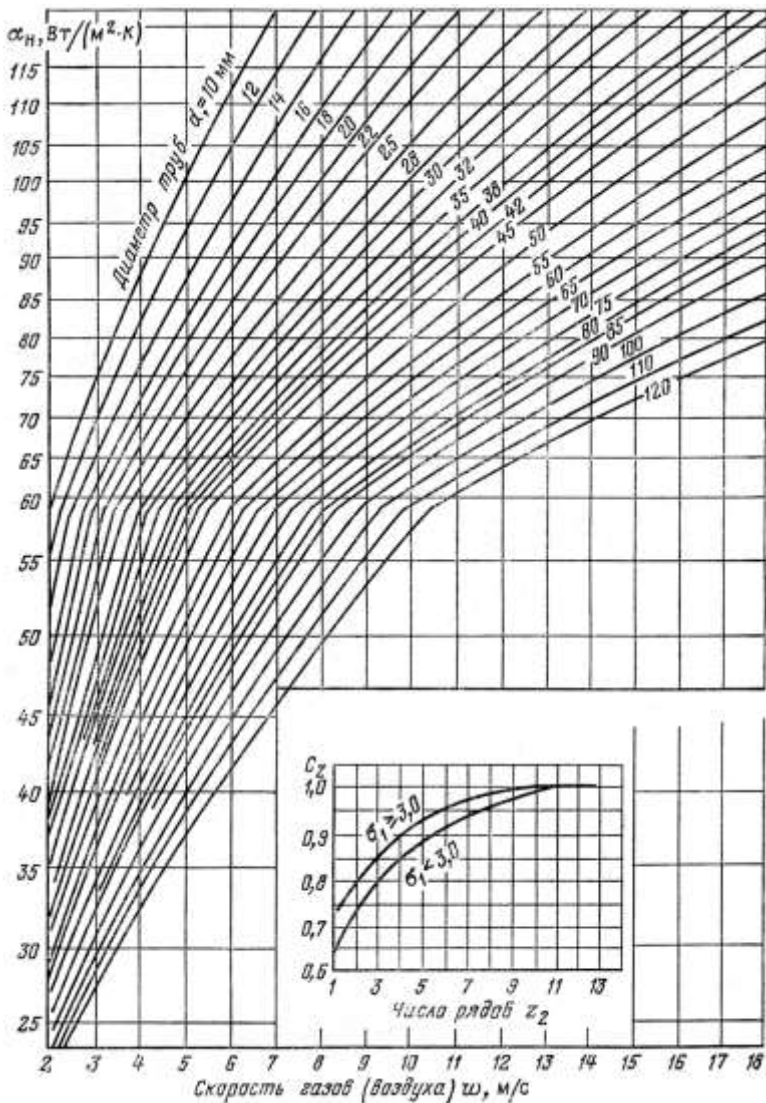


Рис. П1.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (номограмма XIII НТР) (продолжение)

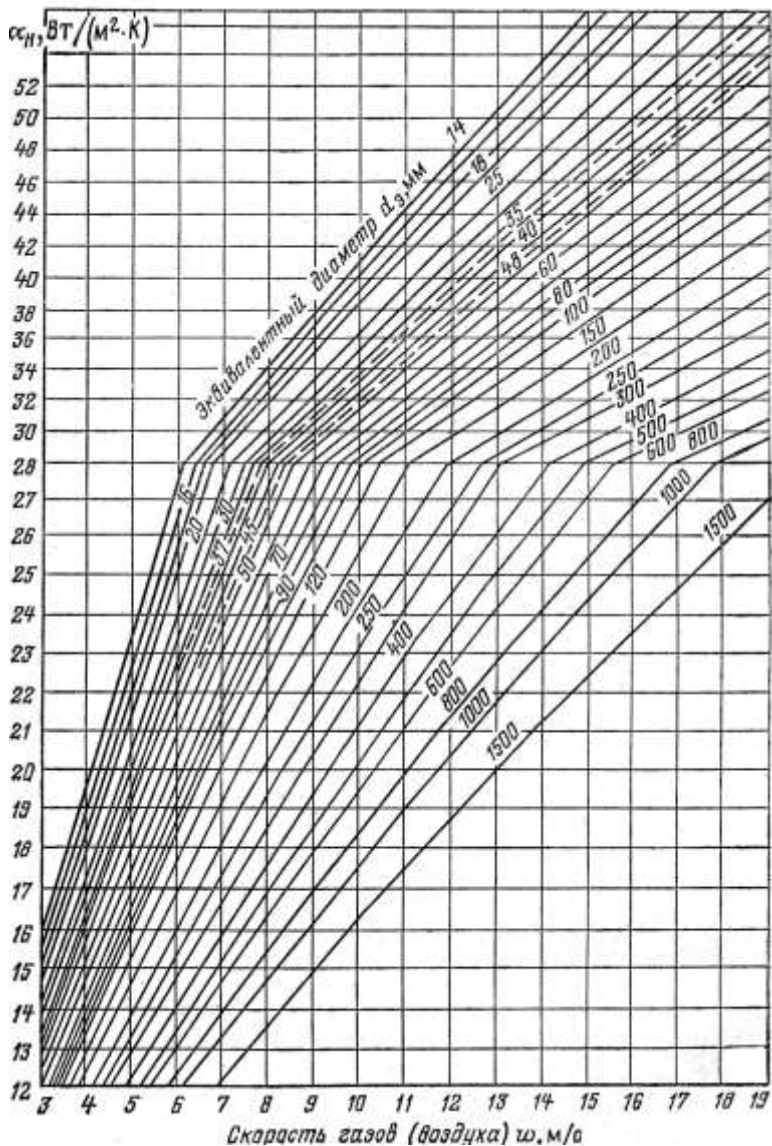


Рис. П1.4. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания (номограмма XIV НТР) (начало)

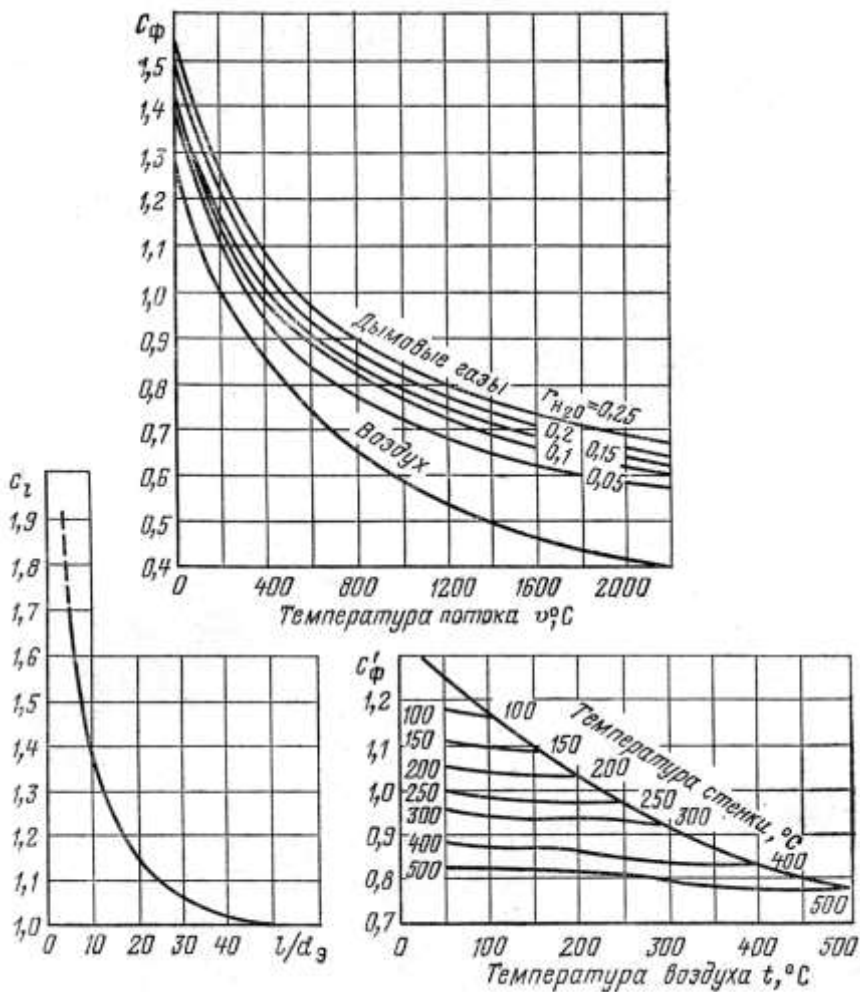
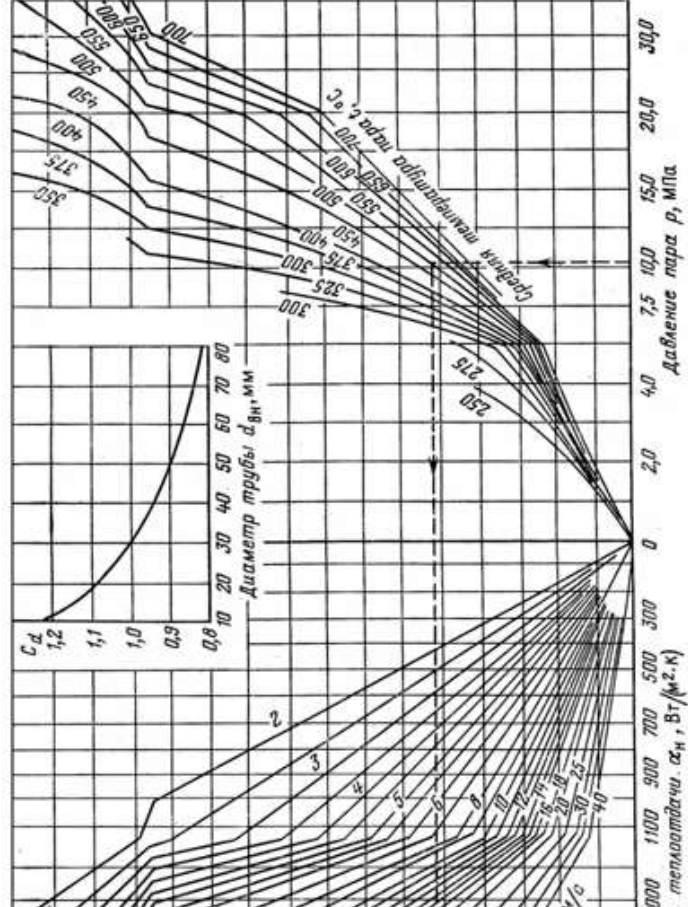


Рис. П1.4. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания (номограмма XIV НТР) (продолжение)



Цинені теплоотдачі конвекцій при продольном омывании для перегретого пара
(Нограмма XV НТР)

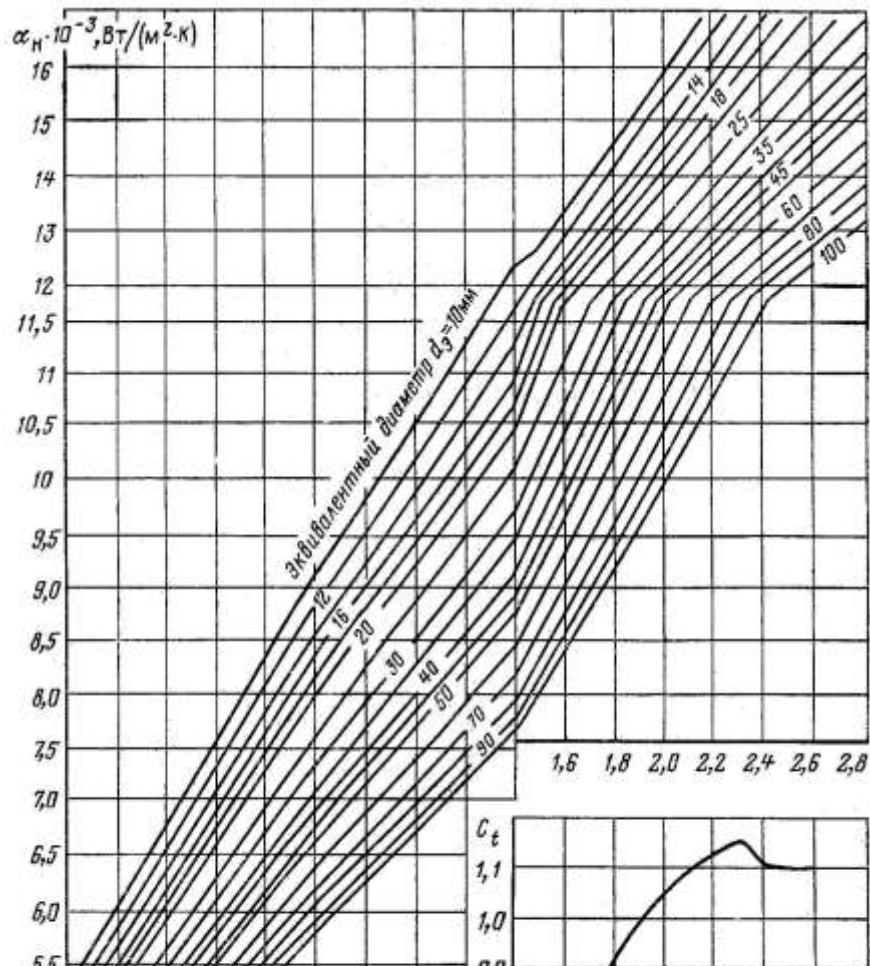
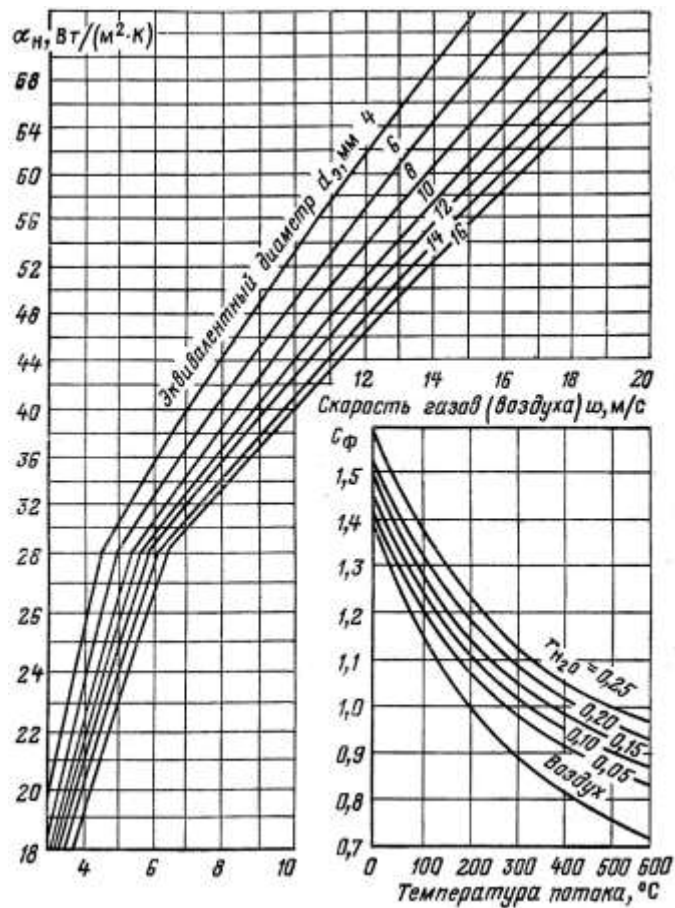


Рис. П1.6. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для некипящей жидкости (номограмма XVI НТР)



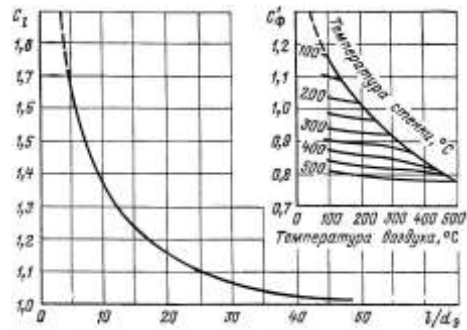


Рис. П1.7.
 Коэффициент теплоотдачи
 для регенеративных
 вращающихся
 воздухоподогревателей
 (номограмма XVIII)

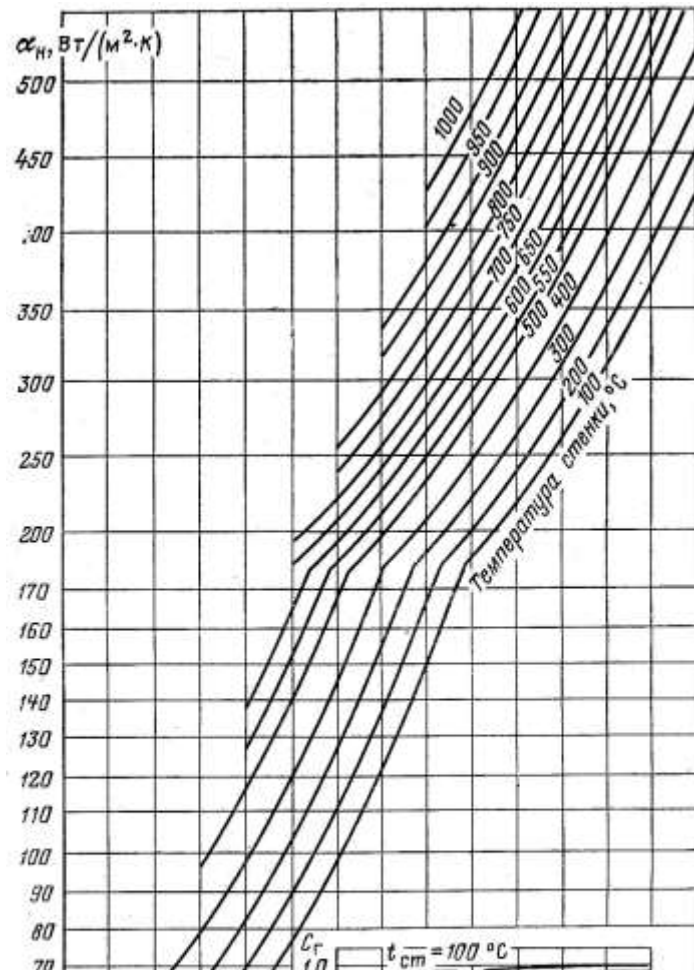


Рис. П1.8. Коэффициент теплоотдачи излучением
(номограмма XIX НТР)

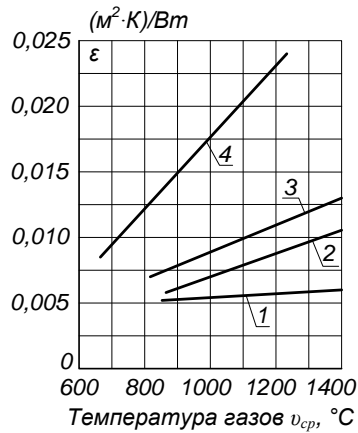


Рис. П1.9. Коэффициент загрязнения ширмовых пароперегревателей:
 1 – нешлакующие угли типа экибастузских; 2 – умеренно шлакующие угли при наличии очистки; 3 – то же при отсутствии очистки и сильно шлакующие типа канско-ачинских; 4 – сланцы северо-западных месторождений при наличии очистки.

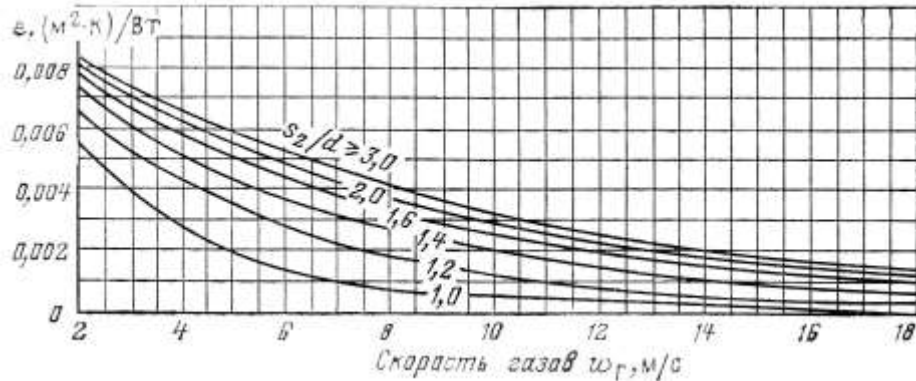


Рис. П1.10. Коэффициент загрязнения шахматных гладкотрубных пучков при сжигании твердых топлив.

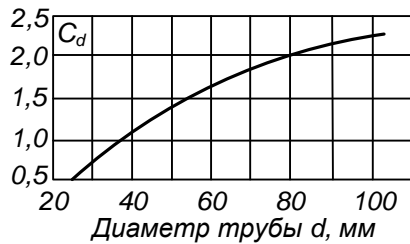
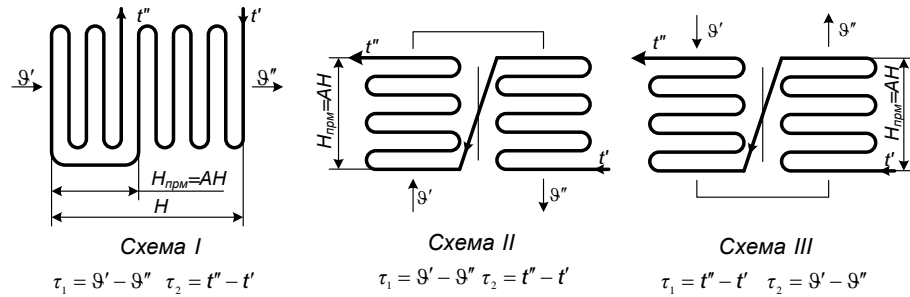


Рис. П1. 11. Коэффициент использования ширмовых пароперегревателей (начало)



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



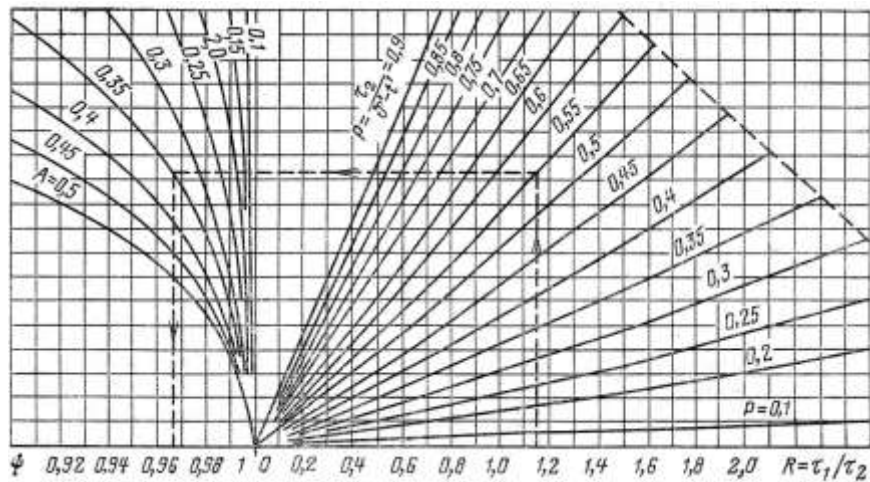
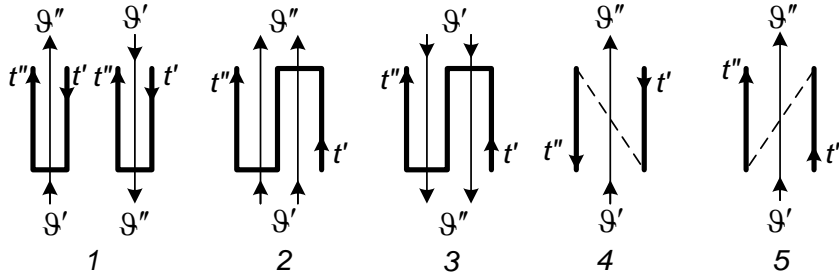
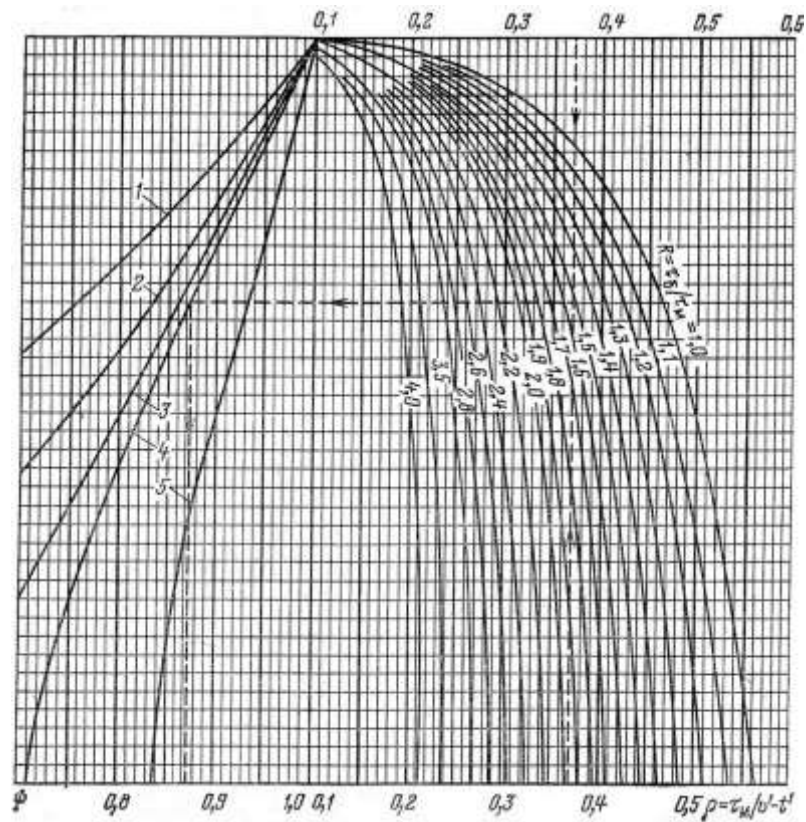


Рис. П1.12.

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





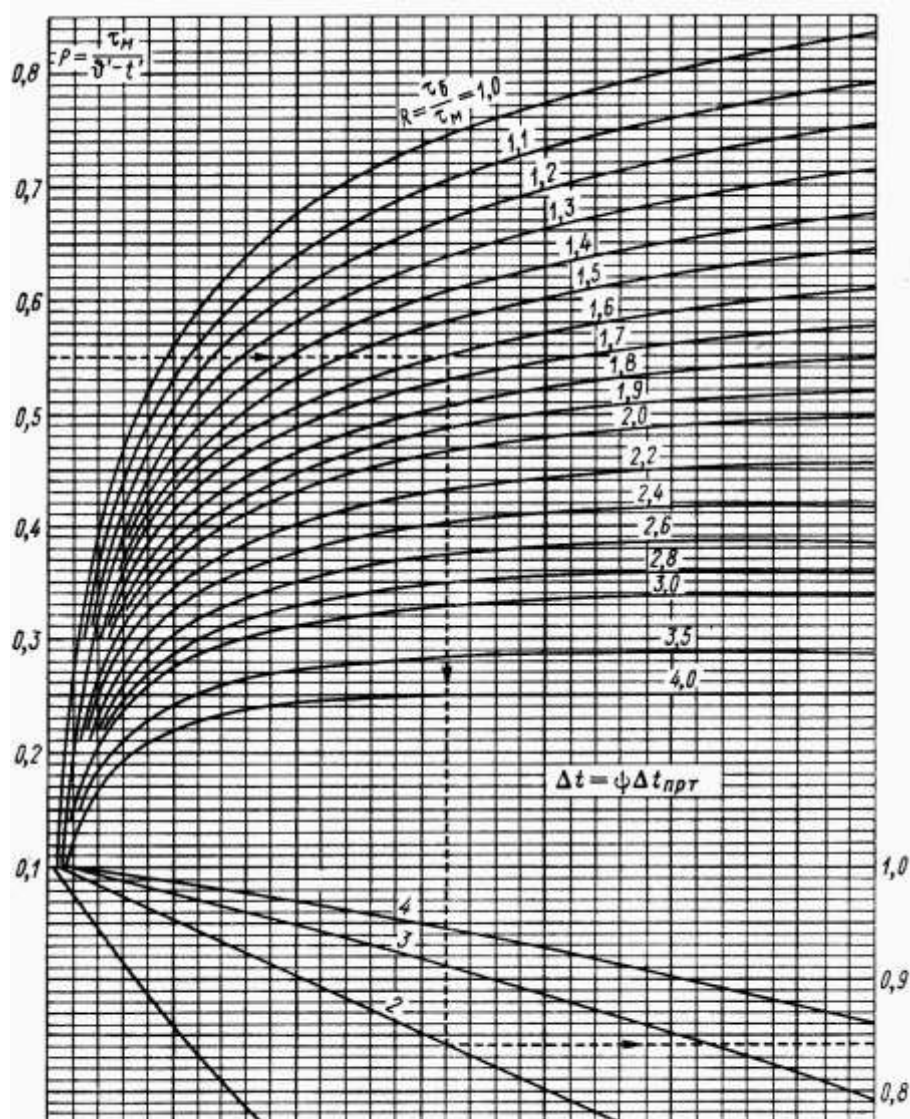


Рис. П1.13.
 Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при параллельно-смешанном токе (номограмма XXX НТР)

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

перекрест (номограмма XXXI НТР) (начало)

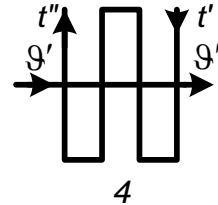
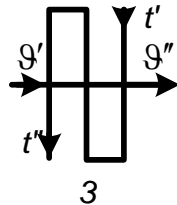
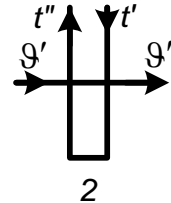
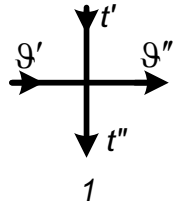


Рис. П1. 14.
коэффициент ψ для
температурного
тока: 1 – однократный
перекрест; 3 –

Поправочный
определения
напора при перекрестном
перекрест; 2 – двукратный
трехкратный перекрест; 4

– четырехкратный перекрест (номограмма XXXI НТР) (продолжение)

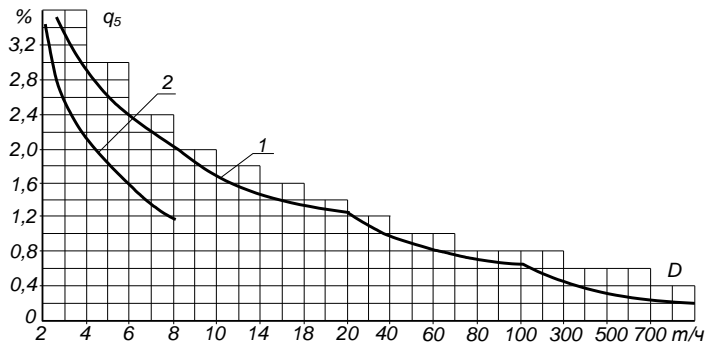


Рис. П1. Рис. П1.15. Потери

теплоты от наружного охлаждения (рисунок 5.1 НТР):

1 – котельный агрегат (с хвостовыми поверхностями);

2 – собственно котел (без хвостовых поверхностей)

(Хвостовые поверхности – это водяной экономайзер и воздухоподогреватель)

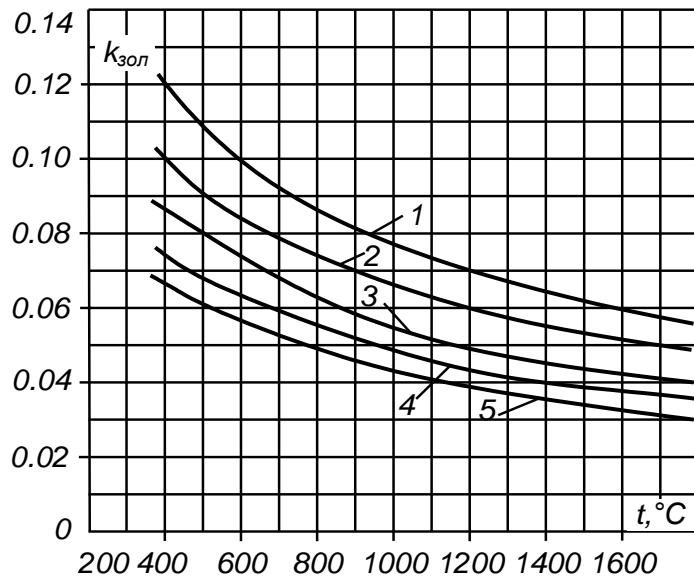


Рис. П1. 16. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами:
 1 – при сжигании пыли в циклонных топках; 2 – при сжигании углей, размолотых в шаровых барабанных мельницах; 3 – то же, размолотых в среднеходных и молотковых мельницах и в мельницах-вентиляторах, 4 – при сжигании дробленки в циклонных

топках и топлива в слоевых топках; 5 – при сжигании торфа в камерных топках (номограмма IV)

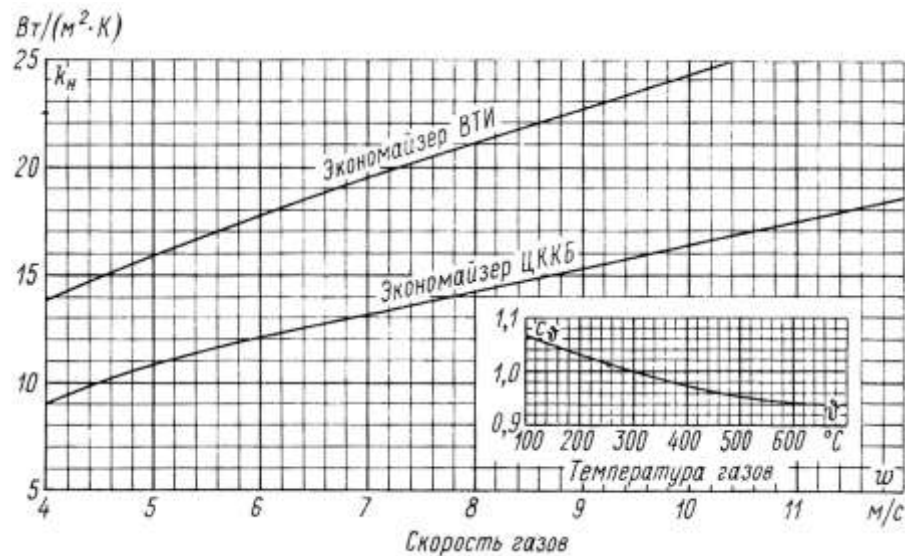


Рис. П1.17. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров (номограмма XX)

ПРИЛОЖЕНИЕ 2.

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Настоящее учебное пособие является руководящим материалом при выполнении курсового проекта по курсу «Котельные установки и парогенераторы». Оно составлено на основе нормативного метода «Теплового расчета котельных агрегатов» [4] и методики поверочного теплового расчета парогенератора [5].

В учебном пособии приводится порядок выполнения поверочного теплового расчета парогенераторов промышленных предприятий. Поверочный тепловой расчет выполняется для существующей конструкции парогенератора при переводе его на новый вид топлива и несколько отличные номинальные параметры. В результате выполнения теплового расчета определяют:

1. Коэффициент полезного действия парогенератора (ПГ).
 2. Расход топлива.
 3. Температуру газа по газоходам и температуры теплоносителей (пар, вода, воздух).
 4. Достаточность поверхностей нагрева для обеспечения заданных параметров пара.
- Результаты расчета позволяют судить об экономичности ПГ, определить надежность работы топки по условиям шлакования, оценить надежность работы поверхностей нагрева по температурному режиму стенок, подобрать вспомогательное оборудование, оценить надежность циркуляции и гидродинамической устойчивости.

1. СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

Курсовой проект включает расчетно–пояснительную записку и графическую часть.

При составлении расчетно–пояснительной записки необходимо вначале дать краткую характеристику ПГ, в которой отразить тип ПГ, количество циркуляционных контуров, дать его конструктивную характеристику. Кроме этого, пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. Расчет объемов, энтальпий продуктов горения и воздуха, и построение J-U диаграммы.
2. Определение КПД ПГ и расхода топлива.
3. Расчет топочной камеры.
4. Расчет фестона.
5. Расчет пароперегревателя.
6. Расчет хвостовых поверхностей нагрева:
 - а) расчет воздухоподогревателя;
 - б) расчет экономайзера.
7. Аэродинамический расчет ПГ с выбором тягодутьевого устройства.
8. Расчет спецзадания.

Графическая часть выполняется на листах форматом А1 и включает:

1. Продольный разрез ПГ – 1 лист;
2. Поперечный разрез ПГ – 1 лист;
3. Схему или характерный узел ПГ – 1 лист формата А2.

Пояснительная записка объемом 40 ÷ 60 стр. должна быть оформлена аккуратно (желательно с помощью компьютерной техники), снабжена оглавлением и перечнем

использованной литературы. Чертежи выполняются карандашом, оформляются штампом, в котором указывается фамилия студента, руководителя курсового проекта, тип котла и масштаб чертежа. На поле чертежа указываются основные параметры ПГ до реконструкции и после реконструкции. На чертежах проставляются габаритные размеры и все размеры, участвующие в тепловом расчете ПГ. После описания ПГ в пояснительную записку в виде следующих таблиц заносятся исходные данные по ПГ и топливу:

1.2. Исходные данные

Таблица П2.1

Номер	Наименование	Обозначение	Размерность	Величина	Примечание
1	Паропроизводительность	D	Кг/с	Задается	
2	Давление перегретого пара	$P_{пе}$	МПа	Задается	
3	Температура перегретого пара	$t_{пе}$	$^{\circ}C$	Задается	
4	Температура питательной воды	$t_{пв}$	$^{\circ}C$	Задается	
5	Температура уходящих газов	U_{yx}	$^{\circ}C$	Задается	
6	Температура холодного воздуха	$t_{хв}$	$^{\circ}C$	Задается	
7	Величина непрерывной продувки	p	%	Задается или определяется	

Топливо: (Указывается марка и класс топлива)

Элементарный состав рабочей массы топлива и характеристика золы.

Таблица П2.2

C _p	H _p	S ^p	S _p	N _p	O _p	W _p	A _p	Q _H ^p	Температура плавления золы °С		
									начало деформации	начало размягчения	начало жидкого плавкого состояния
По таблице 1 НТР									Табл. 1 НТР		

Примечание.

Элементарный состав рабочей массы топлива и характеристика золы выбираются по таблице 1 НТР.

2. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Расчеты объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания ведутся на 1 кг твердого или жидкого топлива или на 1 м газообразного топлива. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания проводится по итоговым уравнениям окисления горючих составляющих топлива кислородом воздуха.

2.1 Расчет объемов продуктов сгорания и воздуха

Теоретически необходимый объем воздуха при сжигании твердого или жидкого топлива определяется по следующему уравнению:

$$V_B^o = 0,0889(C^p + 0,375 S_{op+k}^p) + 0,265H^p - 0,333O^p, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При сгорании газообразного топлива

$$V_B^o = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n^* - O_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

* Непредельные углеводороды неизвестного состава принимаются состоящими из C_2H_6 . Теоретические объемы продуктов сгорания при сжигании твердого или жидкого топлива определяются по следующим уравнениям:

а) теоретический объем азота

$$V_{N_2}^o = 0,79 V_B^o + 0,008 N^p, \text{ м}^3/\text{кг};$$

б) объем трехатомных газов

$$V_{RO_2}^0 = 0,01866 (C^P + 0,375 S_{op+k}^P), \quad \text{м}^3/\text{кг};$$

в) теоретический объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 H^P + 0,0124 W^P + 0,0161 V_B^0 + 1,24 G_{\Phi}, \quad \text{м}^3/\text{кг},$$

где $G_{\Phi} = 0,3 \div 0,4$ кг/кг – расход пара на распыл мазута.

При сжигании газообразного топлива:

а) теоретический объем азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V_B^0 + \frac{N^P \cdot 0,61}{100}, \quad \text{м}^3/\text{м}^3;$$

б) объем трехатомных газов

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

в) теоретический объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 [H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_{ГТЛ}] + 0,0161 V_B^0, \quad \text{м}^3/\text{м}^3,$$

где $d_{ГТЛ}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м³ сухого газа, г/м³ и приводится в следующей таблице.

Таблица влагосодержания газообразного топлива [2]

Таблица П2.3

Температура в °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Влагосодержание в г на 1м³ сухого газа при 0°С и 760 мм рт.ст.	5	10,1	19,4	35,9	64,6	114	202	370	739	1950

Действительные объемы воздуха и продуктов сгорания определяются коэффициентом избытка

$$\alpha_T = \frac{V_B}{V_0}$$

воздуха в топке

и присосами воздуха по тракту ПП $\Delta\alpha_{np}$. Коэффициент избытка воздуха в топке соответствует составу газов в конце топки и принимается в зависимости от типа топки и рода сжигаемого топлива по таблицам XVII – XXI НТР. Расчетные величины присосов воздуха по тракту ПП на номинальном режиме принимаются по данным таблицы XVI НТР. Коэффициент избытка воздуха по тракту ПП определяется по следующему выражению:

$$\alpha = \alpha_T + \sum \Delta\alpha_{np},$$

где $\sum \Delta\alpha_{np}$ - сумма присосов воздуха от топочной камеры до рассматриваемого сечения газового тракта парогенератора. Например, коэффициент избытка воздуха в уходящих газах определится следующим образом:

$$\alpha_{yx.} = \alpha_T + \Delta\alpha_{np}^{\phi} + \Delta\alpha_{np}^{III} + \Delta\alpha_{np}^{\varepsilon\kappa} + \Delta\alpha_{np}^{BII},$$

где $\Delta\alpha_{np}^{\phi}$ - присос воздуха в фестоне (котельном пучке)

$\Delta\alpha_{np}^{ПП}$ - присос воздуха в пароперегревателе

$\Delta\alpha_{np}^{эк}$ - присос воздуха в экономайзере

$\Delta\alpha_{np}^{ВП}$ - присос воздуха в воздухоподогревателе.

Учитывая, что коэффициент избытка воздуха изменяется по тракту ПГ, то будут изменяться соответственно и объемы продуктов сгорания. Поэтому средние характеристики продуктов сгорания в поверхностях нагрева ПГ заносят в следующую

таблицу 4. В пункте 8 таблицы 4 a_{yn} - доля золы, уносимой дымовыми газами из топочной камеры, зависит от типа топочной камеры, вида сжигаемого топлива и определяется по таблицам XVII – XXI НТР.

Масса дымовых газов

$$G_{\Gamma} = 1 - \frac{A^p}{100} + 1,306\alpha_{cp}V_B^0, \quad \text{кг/кг}.$$

2.2 Расчет энтальпий дымовых газов и воздуха.

J – v диаграмма.

Энтальпии дымовых газов при $\alpha > 1$ подсчитываются по формуле

$$J_{\Gamma} = J_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)J_B^0 + J_3,$$

где J_{Γ}^0 - энтальпия дымовых газов при $\alpha = 1$; J_B^0 - энтальпия воздуха при $\alpha = 1$;

J_3 - энтальпия золы.

Энтальпия газов при $\alpha = 1$ и температуре газов ν °С подсчитывается по следующей формуле

$$J_{\Gamma} = V_{RO_2} \cdot (C\mathcal{U})_{CO_2} + V_{N_2} \cdot (C\mathcal{U})_{N_2} + V_{H_2O} \cdot (C\mathcal{U})_{H_2O}.$$

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха

$$J_B^0 = V_B \cdot (C\mathcal{U})_B.$$

Энтальпия золы

$$J_3 = (C\mathcal{U})_3 \cdot \frac{A^p}{100} \cdot a_{yn}.$$

$$\frac{10^3 \cdot a_{yn} \cdot A^p}{Q_H^p} \leq 6$$

Если приведенная величина уноса золы из топки, то принимают $J_3 = 0$. Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания, входящие в уравнения энтальпий, определены выше. Произведение теплоемкостей на температуру ($C\mathcal{U}$) приводится в таблице XIII НТР.

В курсовом проекте необходимо рассчитать энтальпии воздуха и дымовых газов при $\alpha = 1$ для следующих температур: $\nu = 2000$ °С; 1500 °С; 1000 °С; 500 °С; 100 °С. Для других

температур, вошедших в J-υ таблицу значения энтальпий воздуха и дымовых газов можно позаимствовать из таблиц XIV, XV, НТР.

Значения энтальпий теоретических и действительных объемов продуктов сгорания сводятся в таблицу 5. При составлении таблицы рекомендуется для каждого значения коэффициента избытка воздуха определять величину в пределах, превышающих реально возможные температуры в газоходах. Диапазон расчетных температур для каждого участка газохода приведен в образце J-υ таблицы.

По данным J-υ таблицы строится J-υ диаграмма, позволяющая определить энтальпию продуктов сгорания при любой температуре для заданного коэффициента избытка воздуха. J-υ диаграмма выполняется на миллиметровой бумаге форматом А4.

На J-υ линиях проставляются значение коэффициента избытка воздуха, для которого построена линия.

На поле J-υ диаграммы указывается вид топлива и его элементарный состав.

3. РАСЧЕТ РАСХОДА ТОПЛИВА

Расход топлива определяется из уравнения теплового баланса котла по следующему уравнению:

$$B = \frac{D(i_{ne} - i_{ПВ}) + D_{НП}(i_{Н.П.} - i_{ПВ}) + D_{нр}(i_{КНП} - i_{ПВ})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}},$$

где B – расход топлива; D – количество вырабатываемого пара; i_{ne} – энтальпия перегретого пара; $i_{ПВ}$ – энтальпия питательной воды; $D_{НП}$ – расход насыщенного пара; $i_{НП}$ – энтальпия насыщенного пара;

$D_{пр}$ - расход продувочной воды; $i_{кин}$ - энтальпия котловой воды при кипении в барабане котла; Q_p^p - располагаемое тепло, вносимое в топку котла; $\eta_{ка}$ - КПД котельного агрегата брутто.

Если отсутствует отпуск насыщенного пара, а величина продувки менее 2%, то расход топлива можно определить по следующему уравнению:

$$B = \frac{D(i_{не} - i_{ПВ})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}}$$

Таким образом, задача по определению расхода топлива сводится к определению располагаемого тепла, вносимого в топку, КПД котла и энтальпий.

Последовательность расчета приведена в таблице 6.

4. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ

Количества тепла, передаваемое излучением в топке, определяется уравнением теплового баланса

$$Q_T^{\wedge} = \varphi(Q_T - J_T''), \text{ кДж / кг,}$$

где φ - коэффициент сохранения тепла; Q_T - полезное тепловыделение в топке; J_T'' - энтальпия дымовых газов на выходе из топки (перед фестом).

Энтальпия дымовых газов на выходе из топки J_T'' определяется температурой дымовых газов на выходе из топки U_T'' . Поэтому расчет теплообмена в топке при поверочном расчете котлоагрегата сводится к определению температуры на выходе из топки U_T'' . Безразмерная температура на выходе из топки определяется уравнением Гурвича:

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} - \frac{Bo^{0.6}}{M \cdot aT + Bo^{0.6}},$$

(при $\theta_T'' \leq 0,9$), где критерий Больцмана Bo определяется по следующей зависимости

$$Bo = \frac{\varphi Bo(VC)_{cp}}{5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \varphi_{cp} \cdot HCT \cdot T_a^3}.$$

Таким образом, расчет температуры сводится к определению параметров, входящих в указанные уравнения. Порядок расчета приводится ниже.

Средние характеристики продуктов сгорания в поверхностях нагрева ПГ. Теоретические

объемы $V_B^0 = \text{м}^3/\text{кг}$; $V_{RO_2}^0 = \text{м}^3/\text{кг}$; $V_{N_2}^0 = \text{м}^3/\text{кг}$; $V_{H_2O}^0 = \text{м}^3/\text{кг}$; $V_{\Gamma}^0 = \text{м}^3/\text{кг}$;

Таблица П2.4

П	Р ^г Наименование газоходов
---	---------------------------------------

	Наименование величин и расчетные формулы		Топка	Фестон (котельный пучок)	I часть пароперегревателя	II часть пароперегревателя	Верхний водяной экономайзер	Верхний воздухоподогреватель	Нижний водяной экономайзер	Нижний воздухоподогреватель.
--	--	--	-------	--------------------------	---------------------------	----------------------------	-----------------------------	------------------------------	----------------------------	------------------------------

1 Коэффициент избытка воздуха за газоходом

· $\alpha = \alpha_T + \sum \Delta \alpha$

2 Средний коэффициент избытка воздуха в газоходе

· $\alpha_{cp} = 0,5(\alpha' + \alpha'')$

3 Усредненный объем водяных паров

· $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V_B^0 \quad \text{М}^3/\text{кг}$

4 Усредненный объем ПС

· $V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_{cp} - 1)V_B^0 + V_{H_2O} \quad \text{М}^3/\text{кг}$

5 Доля водяных паров

· $\varphi_{H_2O} = V_{H_2O}/V_{\Gamma}$

6 Доля 3-х атомных газов

· $\varphi_{RO_2} = V_{RO_2}/V_{\Gamma}$

7 Суммарная доля водяных паров и трехатомных газов

· $\varphi_{\Gamma} = \varphi_{RO_2} + \varphi_{H_2O}$

8

. Концентрация золы в газоходе $\mu = \frac{A^P \cdot a_{yX}}{100 \cdot G_{\Gamma}}$ кг/кг

Температура газов $t, ^\circ\text{C}$	J_G^0	J_B^0	$J_r = J_r^0 + (\alpha - 1)J_s^0 + J_3$ кДж/кг (кДж/м ³)													
			$\alpha_T =$	$\alpha_{\phi}^m =$	$\alpha_{H_2O}^m =$	$\alpha_{CO_2}^m =$	$\alpha_{H_2O}^m / R_T =$	$\alpha_{CO_2}^m =$	$\alpha_{H_2O}^m =$	$\alpha_{B/ПБ} =$	$\alpha_{ЭК.Н} =$	$\alpha_{B/ПН} =$				
	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ	J_G	ΔJ
2200																
2000																
1800																
1600																
1400																
1200																
1000																
900																
800																
700																
600																
500																
400																
300																
200																
100																

Таблица П2.6

№	Рассчитываемая величина	Обозначения	Размерность	Расчетная формула и расчет	Результат
1	2	3	4	5	6
1	Низшая теплота сгорания	Q_{H}^P	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$		
2	Физическое тепло топлива	$Q_{\text{ТЛ}}$	-//-		
3	Тепло, приносимое воздухом при внешнем подогреве	$Q_{\text{В.Вн}}$	-//-	При подогреве вне котлоагрегата	
4	Располагаемое тепло топлива	Q_P^P	-//-	$Q_{\text{ТЛ}} + Q_{\text{В.Вн}}$	
5	Температура уходящих газов	t_{yx}	$^{\circ}\text{C}$	По заданию	
6	Энтальпия уходящих газов	J_{yx}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$J_{\text{yx}} = J_{\text{yx}} + (C_{\text{yx}} - D) J_{\text{B}} + J_{\text{B}}$ или по J-Q диаграмме	
7	Энтальпия холодного воздуха при t_{XB}	J_{XB}^0	-//-	$J_{\text{XB}} = V_{\text{B}}^0 (C_{\text{XB}})$	
8	Потери				

.	тепла				
	а) от химического недожога;	q_3	%	по табл. XVII ÷ XXI НТР	
	б) от механического недожога;	q_4	-//-		
	в) с уходящими газами;	q_2	-//-	$\frac{(1 - \alpha_{\text{ун}}) \cdot Q_{\text{г}}}{\Phi}$	
	г) в окружающую среду;	q_5	-//-	по рис. 5-1 НТР	
	д) доля золы в шлаке;	$a_{\text{шл}}$	-	$(1 - a_{\text{ун}})$ $a_{\text{ун}}$ – по табл. XVIII; XXI НТР	
	е) температура жидкого шлака;	$t_{\text{шл}}$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{шл}} = t_3 + 100$	

Продолжение таблицы П2.6

	ж) энтальпия золы;	$(C_{\square})_3$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	по табл. XIII НТР	
	з) потеря тепла шлаков;	q_6	%	$\frac{a_{\text{шл}} \cdot (Q_{\text{ш}} \cdot A)}{\Phi}$	
9	Сумма тепловых потерь	$\sum q$	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$	
10	КПД котла, брутто	$\eta_{\text{ка}}$	%	$\eta_{\text{ка}} = 100 \cdot \frac{Q_{\text{г}}}{\sum Q}$	

1 1 .	Давление перегретого пара	P_{III}	МПа	Задано	
1 2 .	Температура перегретого пара	t_{III}	$^{\circ}\text{C}$	Задано	
1 3 .	Энтальпия перегретого пара	i_{III}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Табл. XXV НТР	
1 4 .	Температура питательной воды	t_{IV}	$^{\circ}\text{C}$	Задана	
1 5 .	Энтальпия питательной воды	i_{IV}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Табл. XXIV НТР	
1 6 .	Тепло, полезно использованное в котле	$Q_{ка}$	кВт	$D(i_{III} - i_{IV})$	
1 7 .	Полный расход топлива	B	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\frac{Q_{ка} \cdot 100}{Q_p \cdot \eta_{ка}}$	
1 8 .	Расчетный расход топлива	B_p	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right)$	
1 9 .	Коэффициент сохранения тепла	φ	-	$1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} + q_5}$	

4.1. Расчет параметров топочной камеры

4.1.1. Расчет объема топочной камеры

Объем топочной камеры определяется в соответствии со схемами рис 6-1 НТР. Границами объема являются осевые плоскости экранных труб или обращенные в топку поверхности защитного огнеупорного слоя; в местах, незащищенных экранами – стены топочной камеры. В выходном сечении ее объем ограничивается поверхностью, проходящей через оси первого ряда ширмового пучка, фестона или котельного пучка. Границей объема нижней части служит код. При наличии холодной воронки за границу объема топки условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая ее нижнюю половину. Определение объема топки производится в следующей последовательности:

а) площади отдельных частей боковых стен (снизу вверх, рис I):

$$\Omega_2 = \frac{a+b}{2} \cdot l;$$

$$\Omega_3 = a \cdot h_1;$$

$$\Omega_4 = \frac{a+b}{2} \cdot h_2;$$

$$\Omega_5 = a \cdot h_2;$$

$$\Omega_6 = \frac{a+b}{2} \cdot h_2;$$

где, а в метрах, Ω в м²;

б) объем топочной камеры $V_T = \sum \Omega l$.

4.1.2. Расчет радиационной поверхности

А. Боковые экраны.

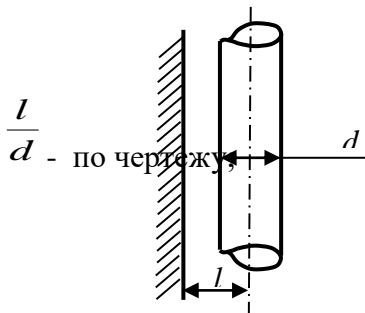
а) площадь боковой стены

$$H_{cr}^{бок} = \sum \zeta;$$

б) отношение шага к диаметру труб

$$\frac{s}{d} - \text{по чертежу ;}$$

в) отношение расстояния от оси трубы до обмуровки к диаметру трубы



г) угловой коэффициент выбирается по номограмме I НТР

$$X^{бок} = f\left(\frac{s \cdot l}{d \cdot d}\right);$$

д) радиационная поверхность боковых стен

$$F_{\text{бок}} = 2F_{\text{ст}} \cdot X$$

Б. Фронтной экран

а) площадь стены фронтного экрана (рис I)

$$F_{\text{ст}} = \sum_{i=1}^n l_i \cdot d_i$$

где l_1, l_2, l_3, l_4 - освещенная длина кипятильных труб фронтного экрана;

б) отношение шага к диаметру труб

$$\frac{s}{d} - \text{по чертежу ;}$$

в) отношение расстояния от оси трубы до обмуровки к диаметру трубы

$$\frac{l}{d} - \text{по чертежу ;}$$

г) угловой коэффициент $X^{фр}$ - номограммы I НТР ;

д) радиационная поверхность фронтальной стены

$$H_{\Phi}^{zp} = H_{CT}^{zp} \cdot X_{\Phi}^{zp}$$

В. Задний экран

а) площадь стены заднего экрана

$$H_{CT}^{зад} = (l_3 + h_1 + l_4 + l_5) \cdot b$$

где $l_3 + h_1 + l_4 + l_5$ - освещенная длина
кипятильных труб заднего экрана

(Длина фестона $l_{\Phi} = l_6 + \frac{Q_5}{2}$; учитывается!);

б) отношение шага к диаметру труб

$$\frac{s}{d} - \text{по } \Phi_{\text{ТЭЖ}}$$

в) отношение расстояния от оси трубы до обмуровки
к диаметру трубы

$$\frac{l}{d} - \text{по } \Phi_{\text{ТЭЖ}}$$

г) угловой коэффициент $X^{зад}$ - номограммы I НТР

д) радиационная поверхность стенки заднего экрана

$$H_{\Phi}^{зад} = H_{CT}^{зад} \cdot X_{\Phi}^{зад}$$

Г. Фестон.

а) площадь фестона

$$H_{\Phi} = B_{\Phi} \cdot b \left(l_6 + \frac{Q_5}{2} \right)$$

б) угловой коэффициент фестона

$$X^{\infty} = 1 \quad (\text{согласно НТР})_{\text{№}}$$

в) радиационная поверхность фестона

$$F_p = F \cdot X$$

Д. Холодная воронка

а) площадь проекции холодной воронки $F^{*6} = a \cdot b$;

б) угловой коэффициент проекции холодной воронки
 $X^{*6} = 1$;

в) радиационная поверхность холодной воронки

$$F_p^{*6} = F^{*6} \cdot X^{*6}$$

Е. Полная радиационная поверхность топочной камеры

$$F_p^{*6} = F_{гор} + F_{ст} \cdot \psi$$

где $F_{гор}$ – площадь, занятая под горелки.

Ж. Поверхность стен топки

$$F_{ст} = F_{гор} \cdot \frac{H_{гор}}{H_{ст}}$$

И. Степень экранирования топки,

$$\psi = \frac{F_{гор}}{F_{ст}}$$

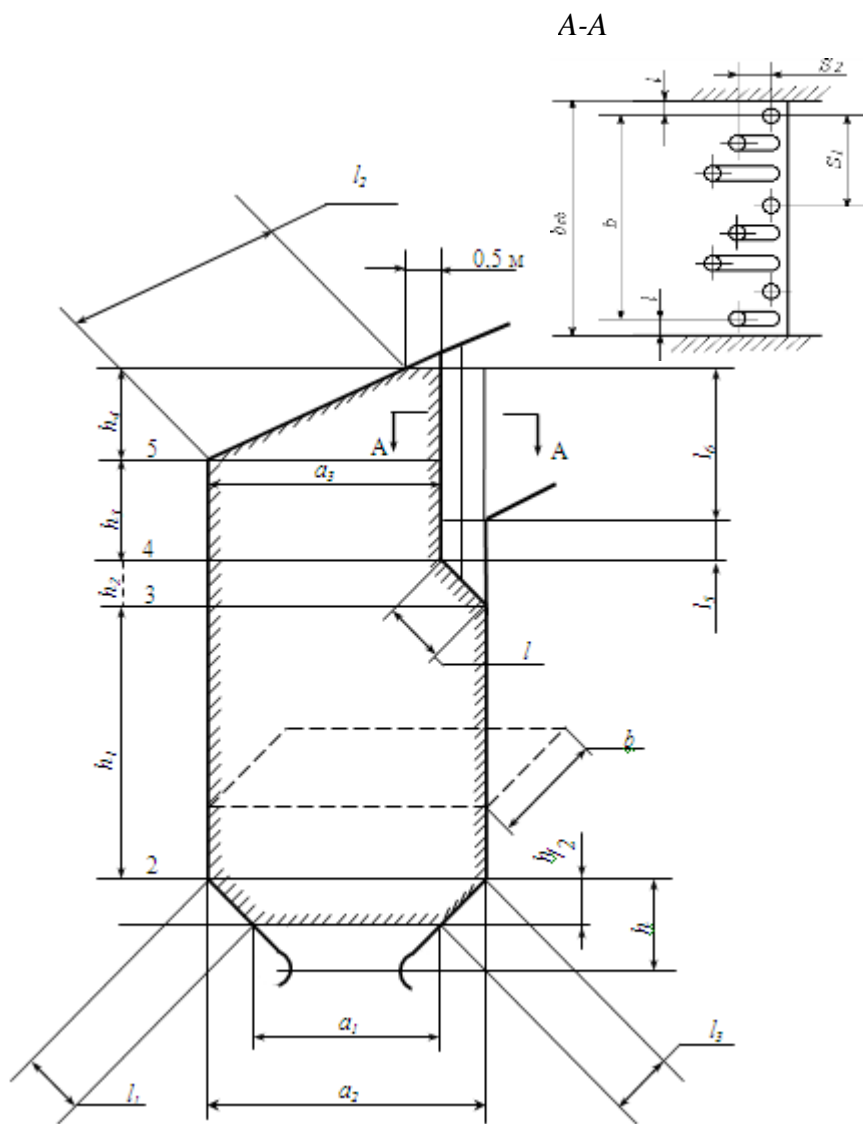


Рис. П2.1. К определению активного объема топки и параметров фестона

4.1.3. Тепловой расчет топки

Порядок теплового расчета топки приводится в следующей таблице.

Таблица П2.7

№ пп	Рассчитываемая величина	Обозначения	Размерность	Расчетная формула и расчет	Результат
1	2	3	4	5	6
1.	Объем топочной камеры	V_T	м ³	определен	
2.	Полная лучевопринимая поверхность	H_P^T	м ²	определена	
3.	Степень экранирования топки	ψ	-	определена	
4.	Эффективная толщина излучающего слоя	S	м	$3,6 \cdot \frac{V_T}{H_{CT}^T}$	
5.	Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	-	из таблицы №4	
6.	Объемная доля 3-х атомных газов	r_{RO_2}	-	из таблицы №4	
7.	Суммарная объемная доля 3-х атомных	r_n		из таблицы №4	

	газов				
8.	Поглощательная способность 3-х атомных газов	$P_{ПS}$	м·МПа	где $P_{П} = 0,1$ Мпа - давление в топке	
9.	Температура газа на выходе из топки	$\nu_T^{//}$	$^{\circ}C$	Задается предварительно по таблице, стр. 66 НТР, а затем уточняется	
10	Коэффициент ослабления лучей топочной средой				
	а) для твердого топлива	K	$\frac{1}{m \cdot MPa}$	$K_r r_n + K_3 \mu_3 + K_k \cdot X_1 \cdot X_2$ K_r = номогр.3 НТР K_3 = номогр.4 НТР $K_k = 1,0$ для АШ и тощих углей $K_k = 0,5$ для остальных углей $X_1 = 1$ Для АШ, ПА, Т и низкорееакц. углей $X_1 = 0,5$ для каменных, бурых углей, фрезторфа	

Продолжение таблицы П2.7

	б) для газа и жидкого топлива	K	-//-	$X_2 = 0,1$ для камерных толлок $K = K_r$ = номогр.3 НТР	
	в) для смеси	K	-//-	См.п. 6-09 НТР	

	топлива				
11	Сила поглощения газового слоя				
	а) для твердого и смеси	KPS	-		
	б) для газообразного топлива и жидкого	$K_r P_n S$	-		
12	Степень черноты факела	$a\phi$		$1 - e^{-KPS}$ или номогр. 2 НТР	
	а) для твердого топлива				
	б) для газообразного и жидкого топлива			$m_{\alpha} + (1-m)\alpha_{\Gamma}$ и формулам 6-06а и 6-06б НТР или приближенно по номогр. 2 НТР	
13	Коэффициент тепловой эффективности экрана	ψ_i		$x_i \xi$, где ξ - по табл. 6ТР-2 Н	
14	Среднее значение коэффициента эффективности экрана	$\psi_{CP.}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot H_{\alpha}^i}{H_{\alpha}}$	

15	Степень черноты топки		-	$\frac{\alpha_{\phi}}{\alpha_{\phi} + (1 - \alpha_{\phi})^{1/\nu_{\phi}}}$	
16	Коэффициент избытка воздуха в топке	α_T	-	определен	
17	Присос воздуха в топке	$\Delta\alpha_T$	-	определен	
18	Присос воздуха в системе пылеприготовления	$\Delta\alpha_{пл}$		Таблица XVI НТР	
19	Отношение количества воздуха на выходе из ВП к теоретически необходимому	$\beta_{ен}''$	-	$\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}$	
20	Температура горячего воздуха, подаваемого в топку	$t_{гв}$	$^{\circ}\text{C}$	По таблице П -10 НТР (стр.72)	
21	Энтальпия горячего воздуха	$J_{гв}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_{гв} \cdot t_{гв} \cdot V_g^0$	

Продолжение таблицы П2.7

22	Энтальпия холодного воздуха	$J_{ХВ}^0$	-//-	$c_{гв} \cdot t_{хв} \cdot V_g^0$	
----	-----------------------------	------------	------	-----------------------------------	--

23	Тепло, вносимое в топку воздухом	$Q_{\text{в}}$	-//-	$\beta''_{\text{вн}} J^{0_{\text{гв}}} + (\Delta a_{\text{T}} + \Delta a_{\text{ПЛ}}) J^{0_{\text{хв}}}$	
24	Тепловыделение в топке	Q_{T}	-//-	$\alpha_{\text{р}} \cdot \frac{\kappa - (a_3 + a_4 + a_6)}{\kappa - a_4} + Q_{\text{г}}$	
25	Адиабатная температура горения	\square_a	$^{\circ}\text{C}$	По J- \square диаграмме по значению $J_{\text{а}}=Q_{\text{T}}$ в $f(Q_{\text{T}})$	
26	Тепловыделение на 1 м ² поверхности стен топки	q_{T}		$\frac{Q_{\text{T}} \cdot B_{\text{P}}}{H_{\text{CT}}^{\text{T}}}$	
27	Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания	$\square C_{\text{ср}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	$\frac{Q_{\text{T}} - J''_{\text{T}}}{\nu_{\text{а}} - \nu'_{\text{T}}}$	
28	Критерий Больцмана	Bo	-	$\frac{\Phi_{\text{р}} \nu C_{\text{ср}}}{56 \nu_{\text{а}}^2 h_{\text{р}}^2}$	
29	Фактор М	M	-	$0.5 - 0.5 \frac{h_{\text{р}}}{h_{\text{T}}} \leq 0.1$ $h_{\text{р}}$ и h_{T} см. рис. 6-3 НТР	
	а) для каменных углей				
	б)				

30	Относительная температура на выходе из топки	θ_T''	-	$\frac{B\delta^{\text{ог}}}{M_{\text{га}}^{\text{ог}} + B\delta^{\text{ог}}}$	
31	Температура на выходе из топки	g_T''	$^{\circ}\text{C}$	g_T''	
32	Температура на выходе из топки Примечание: V_T'' по п.31 и 32 должна быть равна V_T'' п.9 $\pm 100^{\circ}\text{C}$. При их неравенстве более чем $\pm 100^{\circ}\text{C}$ производится пересчет, начиная с п.9 на V_T'' по п.31 и 32. В дальнейших расчетах участвует V_T'' п31 и 32.	g_T''	$^{\circ}\text{C}$	по номограмме 7 НТР	

П2.7

33	Энтальпия газов на выходе из топки	J_T''	$\frac{кДж}{кг}$	По J-□ диаграмме $f(v_T''$ в п. 31 и 32)	
34	Тепло, передаваемое излучением в топке	Q_T^L	-//-	$\phi(Q_T - J_T)$	
35	Тепловое напряжение лучевоспринимающей поверхности	q_L	$\frac{МВт}{м^2}$	$\frac{B_P \cdot Q_T^L}{H_P^T}$	
36	Тепловое напряжение топочного объема	q_V	$\frac{МВт}{м^3}$	$\frac{B_P \cdot Q_P^P}{V_T}$	

Примечание: q_L п.36 должно быть не более q_V , приведенной в таблице XVII – XXI НТР. Если q_V п.36 больше чем q_V НТР, то необходимо увеличить V_T и произвести пересчет с учетом изменения H_{CT}^T ; H_P^T и т.д.

5. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ФЕСТОНЕ

Задачей поверочного теплового расчета фестона является определение температуры газов за фестонем или за испарительным пучком, тепловосприятия фестона конвекцией и излучением из топки и потока лучистого тепла на пакет

пароперегревателя. Известными для расчета являются: температура и энтальпия газов перед фестоном, конструктивные характеристики фестона.

5.1. Конструктивные характеристики фестона

1. К конструктивным характеристикам фестона относятся следующие величины:

- а) число рядов Z шт.;
- б) количество труб в ряду n шт.;
- в) длина трубы в ряду l_{ϕ} ;
- г) поверхность нагрева ряда H_{ϕ}^i ;
- д) суммарная поверхность нагрева H_{KH} ;
- е) продольный и поперечный шаги S_1, S_2 .

В проекте конструктивные характеристики следует записать в следующую таблицу:

Таблица П2.8

Ряд	Количество Труб	Длина трубы	Поверхность нагрева ряда	Поверхность нагрева пучка
1	N_1	l_1	$F_{\phi} = \pi d l_1 \cdot n_1$	$H_{KH} = \sum F_{\phi}$
2	N_2	l_2	$F_{\phi} = \pi d l_2 \cdot n_2$	
3	N_3	l_3	$F_{\phi} = \pi d l_3 \cdot n_3$	
4	N_4	l_4	$F_{\phi} = \pi d l_4 \cdot n_4$	

Расположение труб – шахматное

$S_1 =$; $S_2 =$; - из чертежа ;
 d - из чертежа.

5.2. Определение сечения для прохода газов через фестон

Сечение для прохода газов определяется как усредненное сечение, состоящее из проходных сечений отдельных рядов фестоны.

а) Сечение для прохода газов одного ряда фестоны определится, если из площади проема для прохода газа по обмуровке вычесть площадь, занятую трубами фестоны, т.е.

$$Q_{\phi}^i = Q_{ce} - d l_i^i,$$

где $a_i = l_{\phi}^i + 0,5$;

$$b_{ce} = b + 2, \quad (\text{рис. 1})$$

б) Усредненное сечение для прохода газов

$$Q_{\text{КП}} = \frac{H_{\text{КП}}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{H_{\phi}}{Q_{\phi}}}$$

5.3. Определение доли лучистой энергии, пропускаемой фестоном на пароперегреватель

Определяется по формуле

$$X_{\phi} = 1 - (1 - X)$$

где X_{ϕ} – угловой коэффициент фестоны или по номограмме 1г НТР; X – угловой коэффициент одного ряда определяется по номограмме 1а кривая 5 НТР.

5.4. Определение эффективной толщины излучающего слоя

Определяется по следующим формулам:

а) при $\frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7$;

$$S = \left(\frac{S_1 S_2}{d} \right)^{0,25}, \quad \text{м};$$

б) при $7 < (S_1 + S_2)/d < 1,3$

$$S_{\text{эф}} = (2,82(S_1 + S_2)/d - 10,6) d; \text{ м.}$$

5.5. Порядок поверочного теплового расчета фестона

Порядок поверочного теплового расчета фестона приводится в табл. П2.9.

Таблица П2.9

№	Наименование величин	Обозначения	Размерность	Расчетная формула и расчет	Результат
1	2	3	4	5	6
1.	Расчетная поверхность нагрева	H_p	м^2	$H_{\text{кп}} \cdot X \cdot H_{\text{ф}}^2$	
2.	Относительный шаг				
	а) поперечный	σ_1	-	$\frac{S_1}{d}$	
	б) продольный	σ_2	-	$\frac{S_2}{d}$	
3.	Число рядов в фестоне	$z_{\text{ф}}$	-	по чертежу	
4.	Живое сечение для прохода газов	$f_{\text{ф}}$	м^2	$f_{\text{ф}} = \Omega_{\text{кп}}$	
5.	Эффективная толщина	$S_{\text{эф}}$	м	См. выше	

	излучающе го слоя газов				
6.	Температу ра газов перед фестоном	U_{ϕ}'	$^{\circ}C$	$v_{\phi} = v_T''$	
7.	Энтальпия газов перед фестоном	J'_{ϕ}	$\frac{\kappa Дж}{кг}$	$J'_{\phi} = J'_T$	
Продолжение таблицы П2.9					
8.	Температура газов за фестоном	v_{ϕ}''	$^{\circ}C$	Задается ($20 \div 25$ $^{\circ}C$ на 1 ряд)	
9.	Энтальпия газов за фестоном	J''_{ϕ}	$\frac{\kappa Дж}{кг}$	по J- \square диаграмме	
1 0.	Тепловоспри ятие фестона по балансу	Q_{ϕ}^{δ}	-//-	$\varphi(J_{\phi} - J'_{\phi})$	
1 1.	Температура кипения (при давлении в барабане)	$t_{нас}$	$^{\circ}C$	Таблица XXII НТР	
1 2.	Средняя температура газов	\square_{cp}	$^{\circ}C$	$\frac{U_{\phi}' + U_{\phi}''}{2}$	
1 3.	Температурн ый напор	Δt	$^{\circ}C$	$\square_{cp} - t_{нас}$	
1 4.	Объем газов на единицу	V_{Γ}^{cp}	$м^3$	таблица № 4	

	топлива				
1 5.	Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	-	таблица № 4	
1 6.	Объемная доля трех атомных газов	r_{RO_2}	-	таблица № 4	
1 7.	Концентраци я золы	μ	$\frac{\kappa_2}{\kappa_2}$	таблица № 4	
1 8.	Средняя скорость газов в фестоне	W_{Γ}^{cp}	$\frac{m}{сек}$	$\frac{B \cdot V_{\Gamma}^{cp} \cdot (2 + \dots)}{3600 \cdot 7 \dots}$	
1 9.	Коэффициен т теплоотдачи конвекцией	α_K	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\alpha_{KHZ\Phi}$	
2 0.	Коэффициен т загрязнения поверхности нагрева	ε	$\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$	$\varepsilon_{KHZ\Phi}$ по рис 7-11 НТР по рис 7-9 НТР	
2 1.	Суммарная поглощатель ная способность 3-х атомными газами	$r_n \cdot S$	м	$(r_{HO} + r_{RO}) \cdot S_{sc}$	
2 2.	Коэффициен т ослабления лучей 3-х атомными газами	K_{Γ}	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	номограмма 3 НТР	

Продолжение таблицы П2.9

2 3.	Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами	K_3	$\frac{1}{m \cdot MПа}$	номограмма 4 НТР	
2 4.	Сила поглощения потока	KPS	-	$KPS = I(K_{T1} + K_{T2}) S_{34}$	
2 5.	Температура загрязненной стенки трубы фестона	t_{3c}	$^{\circ}C$	$t_{над} + \frac{Q_{\phi} \cdot B_p}{H_p} \cdot \varepsilon$ должна быть меньше предельно допустимой	
2 6.	Степень черноты газов в фестоне	a		номограмма 2 НТР	
2 7.	Коэффициент теплоотдачи и излучением запыленного потока	$\alpha_{л}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\alpha_{л1} = \alpha_{л1} \cdot a$	
2 8.	Коэффициент теплопередачи в фестоне	K	-//-	$K = \frac{\alpha_{л1} \cdot K}{1 + \alpha_{л1} \cdot \alpha_{л2}}$	
2 9.	Фактическое тепловоспр	Q_{ϕ}^T	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{K \cdot \Delta \cdot H_p}{B_p}$	

	иятие по теплопередачи				
30.	Невязка тепловосприятий Примечание: ΔQ должно быть меньше $\pm 5\%$. При большем значении делается пересчет при котором определяются:	ΔQ	%	$\frac{Q_{\phi} - Q_{\phi}^*}{Q_{\phi}} \cdot 100$	
	1. Энтальпия газов за фестоном	J_{ϕ}''	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$J_{\phi} = J_{\phi} - \frac{Q_{\phi}^*}{\phi}$	
	2. Температу ра газов за фестоном. На эту v_{ϕ}'' рассчитывается фестон заново	v_{ϕ}''	%	по J- \square диаграмме по значению J_{ϕ}''	

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Поверочный тепловой расчет пароперегревателя проводится с использованием следующих уравнений:

а) уравнение теплового баланса по пару:

$$Q_{nm}^L = G_{пг} (i'_{пг} - i_{пг}),$$

где Q_{nm}^L – лучистое тепло, полученное пароперегревателем из топки;

$\Delta i_{пг} = 336$ кДж/кг – тепловосприятие пароохлаждения;

$i'_{пг}$ – энтальпия пара на входе в пп;

$i_{пг}$ – энтальпия перегретого пара.

б) уравнение теплового баланса по газу:

$$G_{гг} (J' - J'') = G_{хв} (J_{хв}^0 - J_{гг}),$$

где J' и J'' – энтальпия дымовых газов на входе и выходе из пароперегревателя соответственно; $\Delta \alpha$ – присос холодного воздуха; $J_{хв}^0$ – энтальпия холодного воздуха.

в) уравнение теплопередачи

$$Q_{nm}^T = \frac{K \cdot \Delta t H_{пп}}{B_p},$$

где K – коэффициент теплопередачи; Δt – средний температурный напор; $H_{пп}$ – поверхность нагрева пароперегревателя.

Количество тепла, полученное паром Q_{nm}^{σ} , должно обеспечиваться процессами теплопередачи, поэтому должно выполняться равенство $Q_{nm}^{\sigma} = Q_{nm}^T$. Допустимое расхождение $\pm 2\%$.

В котельных агрегатах среднего и повышенного давления пароперегреватель конструктивно обычно выполняется из двух ступеней: первой и второй, которые представляют вторую и первую части по ходу газов соответственно.

При расчете пароперегревателя необходимо вычертить его схему, определить движение пара по трубам и построить температурный график, как это показано на рис. 2. После этого можно приступить к расчету, который приводится в следующей таблице.

6.1. Расчет первой части пароперегревателя

Таблица П2.10

№ № п/ п	Наименование величин	Обозначения	Размерность	Расчетная формула и расчет	Результат
1	2	3	4	5	6
1.	Диаметр труб:				
	а) наружный	d_H	мм	Из чертежа	
	б) внутренний	d_e	мм	Из чертежа	
2.	Число змеевиков	n	шт.	Из чертежа	
3.	Число рядов в змеевике	Z	шт.	Из чертежа	
4.	Сечение для прохода Газов	Ω_1	м ²	$\Omega_F = \frac{2\Omega \cdot \Omega_1}{\Omega_1 + \Omega_2}$ или п. 7-17 НТР	
5.	Относительные шаги труб	S_1/d S_2/d n	- - -	S_1 и S_2 из чертежа	

6.	Эффективная толщина излучающего слоя	$S_{эф}$	m	$\frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2}{\pi d}$	
7.	Длина змеевика	l_l	m	Из чертежа	
8.	Поверхность нагрева	H_l	m^2	$H = \pi d_l \cdot l_l \cdot n$	

Продолжение таблицы П2.10

9.	Лучистая поверхность фестона	$H_{л}^{\phi}$	m^2	(см. выше)	
10.	Тепловосприятие пароперегревателя из топки	$Q_{nm}^{\prime\prime}$	$\frac{\kappa Дж}{кг}$	$\frac{H_{п} \cdot (1 - \gamma)}{H_{в} \cdot \gamma}$ где $\gamma = 0,5$ – для твердого топлива $\gamma = 0,7$ – газ, мазут	
11.	Сечение для прохода пара	f	m^2	$\frac{\pi \cdot d_e^2 \cdot n}{4}$	
12.	Температура и энтальпия газов на входе в пароперегреватель	$v_i^{\prime\prime}$ J_i	$^{\circ}C$ $\frac{\kappa Дж}{кг}$	$v_i^{\prime} = v_{\phi}^{\prime\prime}$ $J_i^{\prime} = J_{\phi}^{\prime\prime}$	

13	Температура и энтальпия пара на выходе из п/п	t_I''	$^{\circ}\text{C}$	$t_I'' = t_{ne}$ (задано)
		i_I''	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i_I'' = i_{ne}$ по таблице XXV НТР
14	Суммарное тепло, полученное конвекцией в I и II частях п/п	$Q_{\kappa mn}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{D}{B} (t_{ne} - t_{n1}) \cdot \kappa_{mn}$
15	Тепло, полученное предварительно в I части по ходу газа	Q_I	---	Предварительно принимается $(0,6 \pm 0,8) Q_{\kappa mn}^{\kappa}$

Продолжение таблицы П2.10

16	Энтальпия и температура пара на входе в I часть	i_I'	---	$t - \frac{D}{B} (Q_{\kappa mn} + Q_{\kappa mn}^{\kappa})$
		t_I'	$^{\circ}\text{C}$	таблица XXV НТР в $f(i_I')$
17	Тепловосприятие I части по	Q_I^{ϕ}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{D}{B} (t_I' - t) \cdot Q_{\kappa mn}^{\kappa}$

	балансу Примечание: Q_I^{δ} должно быть точно равно Q_I				
18	Энтальпия газов за 1 частью пароперегревателя	J_I''	-/-	$\frac{Q_I + \Delta Q_{ин}}{\phi \cdot 2}$	
19	Температура газов за 1 частью	v_I''	$^{\circ}C$	по J- \square диаграмме в $f(J_I'')$	
20	Средняя температура газов в 1 части	\square_{Icp}	$^{\circ}C$	$\frac{g_I' + g_I''}{2}$	
21	Средний объем газов на 1 кг топлива	V_{Γ}^{cp}	$\frac{м^3}{кг}$	по таблице продуктов сгорания	
22	Средняя скорость газов в 1 части п/п	w_{cp}	$\frac{м}{сек}$	$\frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (4 \cdot \square_{Icp}^2)}{3600 \cdot 7}$	
23	Средняя температура пара	T_{Icp}	$^{\circ}C$	$Q(t_I' + t_I'')$	
24	Объемная доля водяных	r_{H_2O}	-	из таблицы № 4	

25	Объемная доля 3-х атомных газов	r_{RO_2}	-	из таблицы № 4	
----	---------------------------------	------------	---	----------------	--


Продолжение таблицы П2.10

26	Суммарная объемная доля водяных паров и 3-х атомных газов	r_n	-	$r_{H_2O} + r_{RO_2}$	
27	Концентрация золы	μ_3	$\frac{кг}{кг}$	Из таблицы продуктов сгорания	
28	Коэффициент теплоотдачи конвекцией	α_k	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 12 НТР	
29	Коэффициент загрязнения	ε	$\frac{м^2 \cdot К}{МВт}$	$\varepsilon \cdot C_g \cdot C_a + A$ по рис. 7-9 НТР	
30	Удельный объем пара при средней температуре	v_{II}^{cp}	$\frac{м^3}{кг}$	Таблица XXV НТР	
31	Средняя скорость пара	w_{II}^{cp}	м/сек	$\frac{v_{II}^{cp} \cdot D}{f}$	

32	Коэффициент теплоотдачи от стенки пары	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 15 НТР	
33	Температура загрязненной стенки	t_3	$^{\circ}C$	$t_{cp} \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha} \right) \frac{Q_{\text{гр}}}{H}$ <p>должна быть меньше предельно допустимой из условий прочности труб ($400 \pm 500 \text{ }^{\circ}C$)</p>	
34	Суммарная поглощательная способность 3-х атомных газов	$P_n S$	$м \cdot МПа$	$P \cdot r_n \cdot S_{\text{эф}}$	
35	Коэффициент ослабления лучей 3-х атомными газами	K_r	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	номограмма 3 НТР	
36	Коэффициент ослабления лучей золов. частицами	K_3	-//-	номограмма 4 НТР	

Окончание таблицы П2.10

37	Сила поглощения запыленного потока	KPS	-	$(K_{1n} + K_{2n})PS$	
38	Степень черноты в п/п	α	-	номограмма 2 НТР	
39	Коэффициент теплоотдачи изучением запыленного потока	$\alpha_{Д}$	$\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$	$\alpha_H \cdot a$ номограмма 19 НТР	
40	Коэффициент теплопередачи в 1 части по ходу газа	K_I	-//-	$\frac{\alpha_K + \alpha_H}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha} \right) (\alpha_K + \alpha_H)}$	
41	Температурный напор	Δt_I	$^{\circ}C$	$\frac{(v'_I - t'_I) - (v''_I - t''_I)}{2,3 \cdot \lg \frac{v'_I - t'_I}{v''_I - t''_I}}$	
42	Тепловосприятие 1 части теплопередачей	Q_I^T	$\frac{\kappa Дж}{кг}$	$\frac{K_I \Delta t_I H_I}{B_p}$	
43	Невязка тепла по балансу с теплопередачей Примечан	$\square Q$	%	$\frac{Q - Q^*}{Q} \cdot 100$	

<p>ие: Невязка тепла должна быть менее $\pm 2\%$. При большей невязке варьируя i'_I добиться равенства тепла, требуемог о по балансу и полу- чаемого за счет теплопере дачи. При этом</p>	<p>i'_I</p>	<p>кДж/кг</p>		
---	--------------------------	---------------	---	--

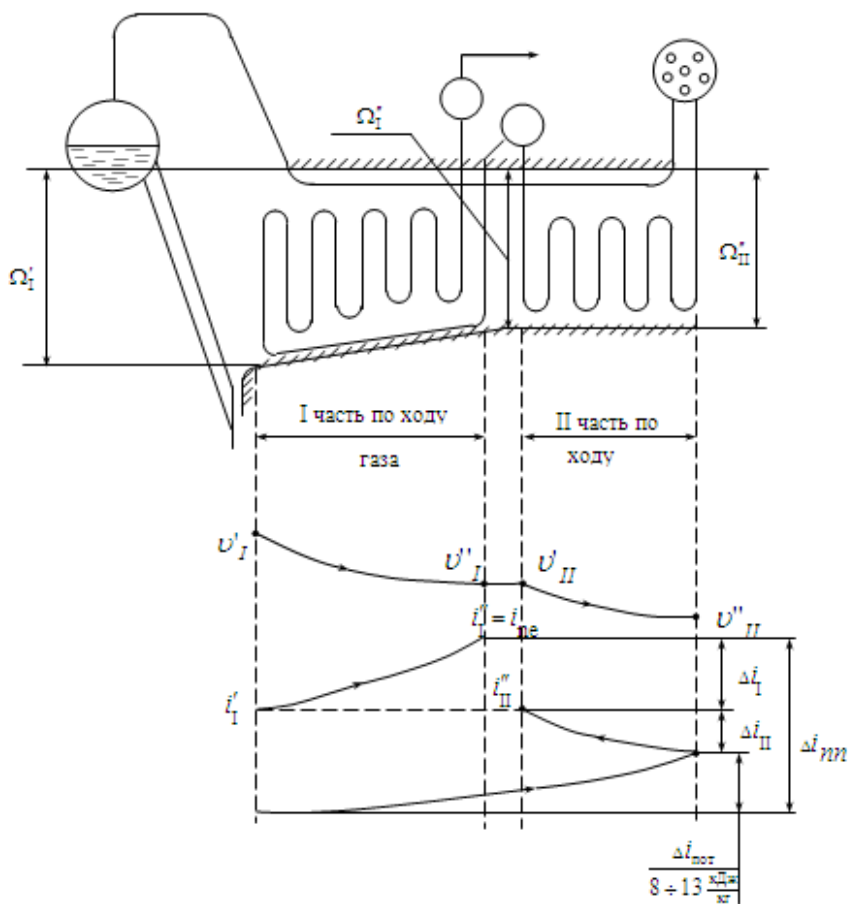


Рис. П2.2. Схема пароперегревателя и его температурный график

6.2. Расчет второй части пароперегревателя

Вторая часть по ходу газа рассчитывается аналогично первой.

При расчете второй части энтальпия пара на входе во вторую часть

$$i'_{II} = i' + \Delta i_{nom.},$$

где $\Delta i_{nom.}$ - подогрев пара в потолочных трубах может быть принят нулевым и тогда

$$i'_{II} = i' \quad , \quad \text{(см. рис. 2)}$$

Лучистое тепловосприятие из топки $Q_{\text{л}}^{\text{л}}$ отсутствует.

Учитывается изменение энтальпии пара в парохладителе и уравнение теплового баланса по пару примет вид

$$Q_{\text{л}}^{\text{л}} = Q_{II} - Q_{I} + Q_{\text{л}}^{\text{л}}$$

где $i'_{II} = i'_I$.

При согласовании тепла, требуемого по балансу и полученного по теплопередаче производить изменение поверхности нагрева.

В результате расчета должны выдерживаться следующие равенства:

$$1) \quad Q_{\text{л}}^{\text{л}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{л}}^{\text{л}}$$

$$2) \quad Q_{\text{л}}^{\text{л}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{л}}^{\text{л}}$$

7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХВОСТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

К хвостовым поверхностям нагрева относятся воздухоподогреватель (ВП) и водяной экономайзер (ВЭ). Расчет хвостовых поверхностей нагрева следует начинать с расчета воздухоподогревателя, так как температуры воздуха на входе и выходе из него известны. Оставшееся тепло, неиспользованное в ВП, необходимо использовать в ВЭ.

При проведении расчета хвостовых поверхностей нагрева необходимо выявить их следующие геометрические характеристики.

1. Диаметры труб:
 - а) внешний d_H ;
 - б) внутренний d_B .
2. Поверхность нагрева H .
3. Сечение для прохода газов Ω .
4. Сечение для прохода воздуха (воды) f .
5. Шаги труб $S1$ и $S2$.
6. Отношение шагов к наружному диаметру труб $S1 / d_H$, $S2 / d_H$.

Геометрические характеристики хвостовых поверхностей нагрева определяются по заводским чертежам.

После этого на отдельном листе выполняется схема хвостовых поверхностей нагрева и температурный график, как это показано на рис. 3 и 4, для двухступенчатой схемы подогрева с расположением в рассечку ВП и экономайзера.

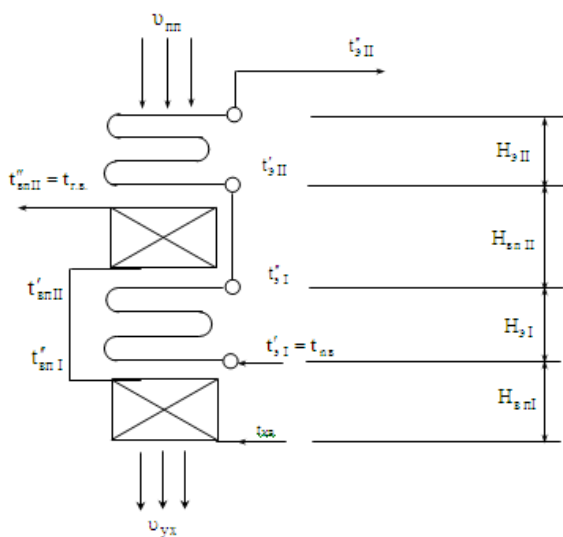


Рис. П2.3. Схема установки хвостовых поверхностей нагрева.

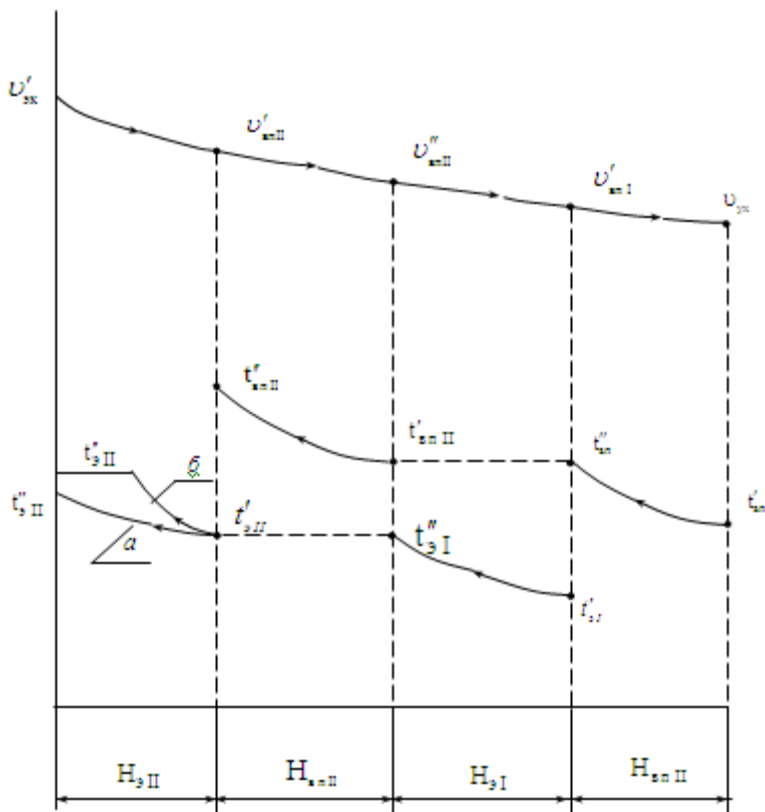


Рис. П2.4. График изменения температур в хвостовых поверхностях нагрева:
 а) график изменения температуры воды в некипящем экономайзере;
 б) график изменения температур в кипящем экономайзере.

7.1. Расчет воздухоподогревателя

Целью поверочного теплового расчета ВП является определение поверхности нагрева, необходимой для обеспечения выбранной температуры горячего воздуха $t_{гв}$.

Расчет ВП производится по уравнениям теплового баланса по воздуху и газу и по уравнению теплопередачи.

Порядок расчета приводится в следующей таблице

7.1.1. Расчет первой ступени воздухоподогревателя

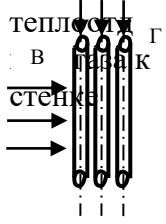
Таблица П2.11

№ № пп	Наименование величины	Обозначения	Размерность	Расчетная формула и результат	Результат
1	2	3	4	5	6
1.	Температура воздуха на входе в ВП	$t'_{вн_1}$	$^{\circ}C$	$t'_{вн_1} = t_{хв}$	
2.	Температура воздуха на выходе из 1ст. ВП	$t''_{вн_1}$	-//-	$t_{гв} + (1 - \xi) \Delta t_{зад}$ ается и при одноступенчатом подогреве $t''_{вн_1} = t_{гв}$	
3.	Энтальпия воздуха: а) на входе б) на выходе	J_B^{\prime} $J_B^{\prime\prime}$	$\frac{kJ}{kg}$ -//-	см. выше по J-□ таблице	
4.	Отношение количества воздуха на выходе из нижнего ВП к теоретически	$\beta''_{вн_1}$	-	$\beta''_{вн_1} = \frac{G_{вн_1}}{G_{теор}}$	

	необходимо				
5.	Тепловосприимчивость ступени	$Q_{ен1}^{\beta}$	$\frac{\kappa ДЖ}{кЭ}$	$\left(\beta_{ен1}'' + \frac{\Delta\alpha_{ен1}}{2} + \beta_{реа} \right)$ $(J_B^{\circ} - J_B^{\circ})$	
6.	Энтальпия газа на входе в 1-ю ступень	$J'_{ен1}$	-//-	$J_{yx} + \frac{Q_{ен1}^{\beta}}{2} + \frac{\Delta\alpha_{ен1}}{2} J_{прис}$ где $J_{прис}$ по J -таблице в функции $t_{cp} = \frac{t_{ен1} + t_{ен1}'}{2}$	

Продолжение таблицы П2.11

7.	Температура газа на входе в 1-ю ступень	$v'_{ен1}$	$^{\circ}C$	по J -таблице	
8.	Средняя температура воздуха	t_{cp}	-//-	$0,5(t_{ен1} + t_{ен1}')$	
9.	Средняя температура газа	\square_{cp}	-//-	$0,5(\vartheta_{ен1} + \vartheta_{ен1}')$	
10.	Средний температурный напор	Δt	-//-	$\square_{cp} - t_{cp}$	
11.	Средняя температура стенки	t_{cm}	-//-	$0,5(v_{cp} + t_{cp})$	
12.	Средняя скорость газов	$w_{Г}$	м/сек	$\frac{B \cdot V \cdot (v_{cp} + 2)}{3600 \cdot \rho_{г}}$	

13	Средняя скорость воздуха	w_6	м/сек	$B_p V_6^0 \left(\beta_{6\eta}^0 + \frac{\Delta \alpha_{6\eta}}{2} \right) \times$ $\times \frac{t_{cp} + 273}{3600 f_{6\eta} \cdot 273}$	
14	Коэффициент теплоотдачи от стенки к теплоносителю 	α_K^{Γ}	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_{\eta}$ по номограмме 14 НТР	
15	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху		-//-	$\alpha_{\eta} \cdot C_z \cdot C_{\phi} \cdot C_s$ по номограмме 12 НТР	
16	Коэффициент использования поверхности теплообмена	ξ	-	по таблице 7-4 НТР	

Окончание таблицы П2.11

17	Коэффициент теплопередачи	K	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \cdot \frac{\alpha_K^{\delta} \cdot \alpha_K^{\Gamma}}{\alpha_K^{\delta} + \alpha_K^{\Gamma}}$	
----	---------------------------	-----	--------------------------	---	--

	дачи				
18	Тепловосприятие по теплопередаче	Q_{en1}^T	$\frac{кДж}{кВт}$	$\frac{K \cdot \Delta t \cdot H_{en1}}{B_p}$	
19	Невязка тепла по балансу и теплопередаче	ΔQ	%	$\frac{Q_{en1} - Q_{en1}}{Q_{en1}} \ll \ll \ll$	

Примечание: Если невязка тепла более 5%, то определяется энтальпия и температура воздуха на входе в ВП и производится пересчет ВП.

$$J_a^{0''} = J_a^{0'} + \frac{Q_{en1}^T}{\beta + \frac{\Delta\alpha}{2}}$$

Температура t_{en1}'' определяется по J-□ таблице в $f(J_a^{0''})$.

7.1.2 Расчет второй ступени воздухоподогревателя

Вторая ступень ВП рассчитывается аналогично первой ступени. При этом температура газа на входе во вторую ступень ВП v_{en1}' задается (см. рис. П2.4), а температура газа на выходе из ВП v_{en1}'' определяется из равенства количества тепла, воспринятого по балансу от газа и необходимого:

$$v_{en1}'' = f(J_{\Gamma}^{II})$$

по J-□ диаграмме.

При избытке или недостатке тепла, полученного теплопередачей, можно изменять поверхность нагрева.

7.2. Расчет экономайзера

При проведении поверочного расчета экономайзера определяется температура и энтальпия воды на выходе из экономайзера, а в случае кипящего экономайзера – также и паросодержание среды. Расчет проводится на основании уравнений теплообмена и теплопередачи. Порядок расчета приводится в следующей таблице.


7.2.1. Расчет первой ступени экономайзера

Таблица П2.12

№ № пп	Наименование величин	Обозначения	Размерность	Расчетная формула и расчет	Результат
1	2	3	4	5	6
1.	Наружный и внутренний диаметр трубы	$\frac{d_n}{d_e}$	мм	из чертежа	
2.	Число параллельно включенных змеевиков	Z	шт.	из чертежа	
3.	Длина одного змеевика	L	м	из чертежа	
4.	Размеры газохода в расчетном	$a \times b$	м x м	из чертежа	

	сечении				
5.	Поверхность нагрева	$H_{\text{э}_1}$	м^2	$\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l \cdot z$	
6.	Расчетное сечение для прохода газа	Ω	-//-	$\alpha \cdot b - z \cdot l \cdot d_{\text{н}}$	
7.	Сечение для прохода воды	F	-//-	$z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4}$	
8.	Температура и энтальпия воды на входе в экономайзер	$t'_{\text{э}_1}$ $i'_{\text{э}_1}$	$^{\circ}\text{C}$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$t'_{\text{э}_1} = t_{\text{нв}}$ $f(t_{\text{нв}} \text{ и } P)$	

Окончание таблицы П2.12

9.	Температура и энтальпия газа на входе в 1-ю ступень	v'_I	$^{\circ}\text{C}$	см. выше	
		J'_I	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	см. выше	
10.	Температура и энтальпия газа на выходе из 1-ой ступени экономайзера	v''_I	$^{\circ}\text{C}$	см. выше	
		J''_I	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	см. выше	
11.	Кол-во тепла по балансу	Q^{σ}_I	-//-		
12.	Энтальпия и температура воды на выходе из 1-ой ступени	i''_{ε_1}	-//-	$i'_I + \frac{B_p Q^{\sigma}_I}{D_{\varepsilon_k}}$	
		t''_{ε_1}	$^{\circ}\text{C}$	по таблице XX1V	
13.	Средняя температура воды	t_{cp}	-//-	$\frac{t'_{\varepsilon_1} + t''_{\varepsilon_1}}{2}$	

14.	Средняя температура газов	v_{cp}	-//-	$0,5(v_i + v_i')$	
15.	Средний температурный напор	Δt	-//-	$\square_{cp} - t_{cp}$	
16.	Скорость газов	$w_{г}$	$м/с$	$\frac{B \cdot V \cdot (\psi_p + 2)}{3600 \tau}$	
17.	Коэффициент загрязнения	ε	$\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$	по рис 7-9 НТР	
18.	Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке	α_K	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по номограмме 12-13 НТР	
19.	Коэффициент теплопередачи	K	-//-	$\frac{\alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_K}$	
20.	Тепло по теплопередаче	Q_I^T	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{K \cdot \Delta t H_{эл}}{B_p}$	
21.	Допустимая невязка	ΔQ	%	$\pm 2\%$	

7.2.2. Расчет второй ступени экономайзера

Вторая ступень экономайзера рассчитывается аналогично первой. В случае кипящего экономайзера при паросодержании среды на выходе из экономайзера $X \leq 30\%$ вместо конечной температуры воды берется условная выходная температура, полученная из выражения

$$i''_{усл} = i_{кип} + \frac{\Delta i}{2},$$

где $\Delta i = i''_{эк} - i_{кип}$.

Расход тепла на парообразование воды в экономайзере равен

$$Q_{пар} = \frac{Q_{эк} \cdot B_p}{D_{эк}} - i'_{нас}, \text{ ккал/кг,}$$

$$X = \frac{Q_{пар}}{r} \cdot 100,$$

Паросодержание

где r - теплота парообразования, ккал/кг.

8. ПРОВЕРКА ПРАВИЛЬНОСТИ РАСЧЕТА

Правильность расчета котлоагрегата определяется

относительной невязкой теплового баланса $\frac{\Delta Q}{Q_p}$.

Допустимая величина невязки баланса $\frac{\Delta Q}{Q_p} \cdot 100 \leq 5\%$.

При этом невязка теплового баланса определяется по следующей зависимости

$$\frac{\Delta Q}{Q_p} = \frac{Q_{п} - Q_{к}}{Q_{п}}$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = 1,005\%$$

При допустимой невязке

Расчет котельного агрегата заканчивается.

После этого можно приступить к выполнению чертежной части проекта и оформлению пояснительной записки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соловьев Ю.П. Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей / Ю.П. Соловьев. М.: Энергия, 1976. – 192 с.
2. Производственные и отопительные котельные / Е.Ф. Бузников и др. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
3. Стогней В.Г. Расчет и выбор вспомогательного оборудования котельных установок промпредприятий / В.Г. Стогней. Воронеж: ВПИ, 1986. – 80 с.
4. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 358 с.
5. Сидельковский Л.Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л.Н. Сидельковский В.Н.Юренев. М.: Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.
6. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1998. – 396 с.
7. Эстеркин Р.И. Промышленные парогенерирующие установки / Р.И. Эстеркин. Л.: Энергия. Ленинград. отд-ние, 1980. – 400 с.