Библиотека СОК

Министерство образования Российской Федерации

УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.А. Кудинов

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ

Ульяновск 2000

УДК 662.613
ББК 31.31 К88

УДК 662.613
Кудинов А.А.
Энергосбережение в теплогенерирующих установках. - Ульяновск: УлГТУ, 2000.-139 с.

Рассматриваются вопросы энергосбережения в теплогенерирующих установках за счет глубокого охлаждения уходящих газов в конденсационных те-плоутилизаторах - экономайзерах. Представлены конструкции теплообмен-ных аппаратов, результаты экспериментальных исследований, математические модели тепло- и массообменных процессов, методики расчетов тепло-обменных аппаратов, работающих в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания, новые тепловые схемы котельных установок повышенной экономичности.

Монография предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проблемой использования тепла уходящих продуктов сгорания природного газа. Будет полезна преподавателям, аспирантам и студентам те-плофизических специальностей вузов.

Научный редактор — доктор технических наук
профессор В.И. Шарапов

Рецензенты: кафедра «Промышленная теплоэнергетика» Ульяновского государственного технического университета; кандидат физико-математических наук, руководитель Научно-технического центра энергосбережения «Ульяновск-госгорэнергонадзор» А.М. Афонин

Одобрено редакционно-издательским советом Ульяновского государственного технического университета

ISBN 5-89146-187-0
© А. А.Кудинов, 2000

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное развитие энергетики характеризуется значительно возросшей стоимостью энергоносителей и всех видов природных ресурсов, а также постоянно увеличивающимися трудностями охраны окружающей среды от воздействия теплогенерирующих установок (ТГУ) и промышленных предприятий. Совершенствование энерготехнологии, энергосбережение, экономия топлива и других природных ресурсов, охрана окружающей среды являются приоритетными направлениями развития фундаментальных исследований в области энергетики.

Анализ работы газифицированных теплогенерирующих установок показывает, что одним из путей существенного повышения коэффициента использования топлива (к.и.т.) является глубокое охлаждение (ниже точки росы) продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах (КТ). В этом случае повышение к.и.т. установки на 1 % осуществляется за счет снижения температуры уходящих газов на 2-^-4 "С. В КТ наряду с охлаждением продуктов сгорания происходит снижение содержания в уходящих газах оксидов азота. Однако широкое внедрение КТ поверхностного типа существенно сдерживается отсутствием теоретических разработок по тепло- и массообме-ну в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания.

Охлаждение дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах ниже точки росы снижает их влагосодержание, но не исключает возможности конденсации остаточных водяных паров в наружных газоходах и в дымовой трубе. Отсутствие фундаментальных исследований в этой области не позволяет принять правильное решение в практике проектирования КТ и вызывает неуверенность эксплуатационного персонала в возможности широкого использования КТ для повышения экономичности ТГУ. Основная задача состоит в определении параметров, при которых обеспечивается надежная эксплуатация наружных газоходов и дымовых труб, отводящих в атмосферу охлажденные и частично осушенные в КТ продукты сгорания.

К числу нерешенных задач, обуславливающих медленное внедрение конденсационных теплоутилизаторов, следует отнести следующие наиболее важные: изучение процессов тепло- и массообмена в конденсационных теп-лоутилизаторах поверхностного типа с целью установления числовых значений коэффициентов теплопередачи (теплоотдачи) рекуперативных теплообменников, работающих в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания при их охлаждении ниже точки росы; разработка и исследование способов защиты наружных газоходов и газоотводящих труб от возможности конденсации остаточных водяных паров из дымовых газов, охлажденных в КТ; изучение тепло- и массообменных процессов, протекающих в газоходах при движении охлажденных в конденсационных теплоутилизаторах продуктов сгорания; количественное изучение газоочистных возможностей конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа и, в частности, установление степени очистки продуктов сгорания от оксидов азота; оценка экономической эффективности от внедрения КТ и использования конденсата продуктов сгорания в системе теплоснабжения котельной, а также за счет сокращения производительности действующей водоподготовительной установки; разработка и внедрение котельных установок, в которых осуществляется комплексное использование вторичных энергетических ресурсов и схем котельных установок без химводоочистки.

В книге представлены новые результаты опытного исследования конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, предложены математические модели и методы расчета и оптимизации теплообменных аппаратов рекуперативного и контактного типа и газоотводящих труб, работающих в условиях конденсации водяных паров из уходящих газов газифицированных котельных установок.

В первой главе приводится подробный обзор состояния проблемы в области энергосбережения в теплогенерирующих установках за счет глубокого охлаждения газов.

Во второй главе представлено описание конструкций конденсационных теплоутилизаторов-экономайзеров, применяющихся с целью повышения коэффициента использования топлива и КПД в современных теплогенерирующих установках различного назначения.

Третья глава посвящена разработке математических моделей тепло- и мас-сообменных процессов, протекающих при глубоком охлаждении уходящих продуктов сгорания. На основании метода анализа размерностей введено понятие критерия орошения и получено новое критериальное уравнение теплоотдачи,

позволяющее количественно оценивать теплообмен в КТ поверхностного типа, работающих в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания. В этой же главе представлена математическая модель теплообмена охлажденных в КТ продуктов сгорания, движущихся в дымовой трубе. На основе закона сохранения энергии получены аналитические зависимости, позволяющие устанавливать условия надежной защиты наружных газоходов и дымовых труб от гидратной коррозии методом байпасирования части не охлажденных продуктов сгорания. Представлены результаты вариантных расчетов параметров работы кирпичных и металлических газоотводящих труб различной высоты. Результаты разработок внедрены на Ульяновской ТЭЦ-3.

В четвертой главе представлены результаты натурных испытаний КТ поверхностного типа, выполненного на базе биметаллического калорифера КСк-4-11 Костромского калориферного завода и установленного на всасывающей стороне дымососа парового котла ДЕ-10-14 ГМ №2 Ульяновской ТЭЦ-3. Испытания были проведены осенью 1999 г. и позволили установить теплотехнические и экономические параметры работы КТ, которые показали его высокую эффективность (221,5 тыс. руб./год).

В пятой главе рассматриваются и решаются задачи повышения параметров работы КТ поверхностного типа и котельных установок в целом.

В шестой главе приведены методики расчета конденсационных тепло-утилизаторов-экономайзеров контактного и поверхностного типа, представлены данные по анализу КПД котлов и конденсационных теплоутилизаторов.

В седьмой главе представлены результаты анализа путей повышения эффективности использования газообразного топлива в котельных установках.

Теоретические исследования, представленные в монографии, выполнены автором самостоятельно, экспериментальные исследования проводились на Ульяновской ТЭЦ-3 совместно с инженерами Ю. Н. Алексеевым и В. А. Антоновым. Автор выражает им свою глубокую признательность.

Весьма признателен автор уважаемым рецензентам - докт. техн. наук, профессору Н. Н. Ковальногову и кандидату физико-математических наук, заместителю руководителя Научно- технического центра Энергосбережение «Ульяновскгосэнергонадзор» А. М. Афонину.

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ В ОБЛАСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ ЗА СЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ

Газифицированные котельные имеют сравнительно высокие технико-экономические показатели, в связи с отсутствием при сжигании природного газа потерь теплоты в результате механической неполноты сгорания, близостью к нулю химической неполноты сгорания и весьма небольшой потерей теплоты в окружающую среду. Потери теплоты с уходящими газами значительны и в котлах без хвостовых поверхностей могут достигать 25 %.

При номинальной нагрузке газомазутных паровых котлов типа ДЕ температура уходящих продуктов сгорания за экономайзером при работе на газе составляет 140ч-160 °С, а на мазуте 170-И 90 °С. У водогрейных газомазутных котлов типа КВ-ГМ эта температура еще выше - соответственно 140-=-190 и 180^-230 "С. Снижение температуры уходящих газов - главный путь повышения топливоиспользования.

С этой целью все большее распространение получают конденсационные теплоутилизаторы (КТ) контактного и поверхностного типов, позволяющие охлаждать уходящие дымовые газы ниже точки росы и дополнительно полезно использовать скрытую теплоту конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров [1,2, 28, 29, 31]. При сжигании газа точка росы продуктов сгорания равна 55-г-бО °С. Эффективность применения КТ для утилизации теплоты продуктов сгорания природного газа объясняется повышенным содержанием в них водяных паров и высоким качеством выделяющегося из продуктов сгорания конденсата (обессоленной воды). Этот конденсат после дегазации (удаления растворенных в нем CO_2 и O_2) используется в качестве питательной воды котлов [2, 4, 7, 23, 30].

Известно, что контактные (смесительные) теплообменники широко применяются в промышленности и энергетике (скруббера, абсорбционные и ректификационные колонны, градирни и др.). Их широкое распространение объясняется простотой конструкции, малым расходом металла, относительно большой интенсивностью теплообмена.

Краткий обзор научных работ по разработке и внедрению контактных экономайзеров с пассивной насадкой приведен в [1]. В частности отмечено, что еще в 1929 г. профессор А.К. Сильницкий предложил и осуществил установку контактного водяного экономайзера. Позднее разработкой контактных экономайзеров занимались сотрудники Ленинградской конторы Оргэнерго Л.С. Горович, Б.Н. Николаевский и др. Профессор Г.К. Филоненко предложил в 1938 г. конструкцию контактного теплоуловителя для сушильных установок.

Однако предложенные в то время конструкции теплоуловителей-экономайзеров работали на продуктах сгорания твердого топлива и распространения не получили из-за плохого качества получаемой воды (до 1939 г. в СССР природный газ почти не добывался).

В послевоенные годы вопросами теории взаимодействия уходящих дымовых газов и воды занимался доцент института энергетики БССР Г.Б. Пеке-лис.

Применительно к промышленным установкам М.Б. Равичем [28, 29] предложена весьма перспективная и уже в течение многих лет внедряемая на предприятиях схема комплексного ступенчатого использования теплоты продуктов сгорания, предусматривающая в качестве последней ступени глубокое охлаждение дымовых газов в контактных экономайзерах.

Систематическая работа по конструированию контактных экономайзеров, их исследованию и внедрению с 1957 г. осуществляется в научно-исследовательском институте санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ) г. Киева. В период 1957-1960 гг. НИИСТ разработал конструкцию экономайзера, проверил ее в полупромышленных условиях (Киевский пивзавод №1) и на опытно-промышленной установке (Соломен-ский банно-прачечный комбинат г. Киева). Позднее контактные экономайзеры были запроектированы и внедрены НИИСТ на ряде предприятий УССР, работы проводились под руководством профессора Б.Н. Лобаева и к.т.н. И.З. Аронова.

В 1961-1965 гг. Промэнерго запроектированы и сооружены установки экономайзеров на ряде предприятий г. Москвы (Тишино-Сокольнической красильно-отделочной фабрике, Электроламповом заводе, Кунцевской ткац-ко-отделочной фабрике, Краснохолмском камвольном комбинате).

Глубокое охлаждение продуктов сгорания природного газа в промышленных топливоиспользующих установках и особенно в энергетике — наиболее эффективный путь экономии газа. Именно это направление начало усиленно развиваться в странах Западной Европы и США в начале 70-х годов, когда в капиталистических странах начался топливный кризис. На XIII кон-

грессе МИРЭК (г. Ленинград, 1987 г.) глубокое охлаждение продуктов сгорания признано одним из наиболее важных энергосберегающих методов.

Конструкции, принцип работы, методика расчета и результаты эксплуатации контактных теплоутилизаторов с пассивной насадкой полно описаны в работах И.З. Аронова [1, 2]. Однако в настоящее время созданы новые конструкции контактных теплообменников различного назначения, разработаны схемы и типовые проекты их установки, внедряются конструкции блочных контактно—поверхностных экономайзеров, контактных теплообменников с активной насадкой и компактных конденсационных поверхностных тепло-утилизаторов для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы. В связи с этим проанализируем и сопоставим преимущества и недостатки контактных, контактно-поверхностных и поверхностных конденсационных теплообменников (экономайзеров), определим наиболее рациональные области их применения.

Контактные экономайзеры, установленные за энергетическими котлами, прошли более детальные, чем экономайзеры в промышленных котельных, испытания [2].

В 1978 г. службой наладки Мосэнерго совместно с персоналом Московской ГЭС—1 были проведены испытания наиболее крупного контактного экономайзера, установленного за котлами №6 и №7 [35]. Средняя температура дымовых газов на входе в экономайзер равнялась 1 ЗОН 60 "С, а на выходе из него 4(Н50 °С, температура газов в дымовой трубе поддерживалась на уровне 95^110 "С. Максимальная теплопроизводительность экономайзера 8 Гкал/ч была достигнута при начальной температуре воды 2 °С и конечной 38 °С. Экономайзер был установлен на напорной стороне дымососа. С целью увеличения тяги была увеличена частота вращения дымососа с 730 до 960 об./мин с соответствующей реконструкцией двигателей. Затраты на установку экономайзера на Московской ГЭС-1 окупились за 4 месяца.

Испытания экономайзеров на Первоуральской ТЭЦ показали, что с увеличением нагрузки котла теплопроизводительность экономайзера растет, особенно если при этом сохраняется неизменным соотношение паропроизво-дительности котла и расхода воды на экономайзер. Так, с увеличением паровой нагрузки котла с 50 до 70 т/ч, то есть на 40 %, теплопроизводительность экономайзера возросла с 2,6 до 4,7 Гкал/ч, то есть на 80 % [2]. В экономайзерах Первоуральской ТЭЦ использованы насадки из керамических колец Ра-шига типа КК 80х80х8 мм, правильно уложенные рядами, высота слоя колец 2,0^2,5 м. Аэродинамическое сопротивление экономайзеров составляло от 110 до 180 мм вод. ст., при этом не потребовалось замены дымососов.

Теплотехнические испытания экономайзера на Челябинской ГРЭС проводились Челябэнерго в разное время года [37]. Было установлено, что сни-

жение температуры воды на входе в экономайзер приводит к заметному по вышению его теплопроизводительности в результате снижения температуры и влагосо держания уходящих газов. Теплопроизводительность экономайзера возрастает с увеличением нагрузки котла.

Результаты теплотехнических испытаний контактных экономайзеров на Бердичевской электростанции и на ТЭЦ одного из промышленных предприятий Украины приведены в [2]. Было установлено, что при использовании кольцевых насадок КК 25х25х3 мм аэродинамическое сопротивление экономайзера оказалось значительно выше, чем у колец большего размера, и составило 90 мм вод. ст. (даже с учетом увеличения высоты насадочного слоя).

Опыт использования вторичных энергоресурсов в производственной котельной описан в статье [5]. С целью использования теплоты уходящих газов парового котла МЗК-7 производительностью 1 т/ч была спроектирована и смонтирована теплоутилизационная установка с контактным экономайзером и промежуточным теплообменником. Для подачи газов через экономайзер на выходе установлен отсасывающий вентилятор Ц13-50 №3 («=1440 об./мин). Экономайзер представляет собой слой насадки (высотой 900 мм) из керамических колец Рашига (размером 35х35 мм). В верхней части размещен перфорированный водораспределитель с 12 отверстиями диаметром 4 мм. Установка была оборудована промежуточным пароводяным теплообменником: диаметр трубок секций - 57/50 мм; длина -4 м; площадь поверхности нагрева секции - 0,75 м , число секций - 7. При испытании было установлено, что в теплообменниках водопроводная вода в количестве 2,4 м /ч нагрелась с 10 до 44^-45 "С. КПД котельной установки составил 95 % по высшей теплоте сгорания топлива. Годовой экономический эффект от перевода одного котла МЗК—7 на работу с теплоутилизатором составил 7 тыс. рублей. Испытания проводились в период отопительного сезона 1984/85 г.

Теплотехнические показатели работы контактного экономайзера с промежуточным теплообменником представлены в статье [25]. Конструкция контактного экономайзера разработана НИИСТ, а рабочие чертежи экономайзера, его изготовление и монтаж были выполнены Боткинским машиностроительным заводом. Корпус экономайзера изготовлен из углеродистой стали, высота его составляет 7,36 м, поперечное сечение в плане 2,10х2,45 м. Внутренняя поверхность экономайзера имеет антикоррозийное покрытие на основе эпоксидной смолы. В качестве насадки использованы керамические кольца КК-50, загруженные навалом, высота слоя насадки - 1,5 м. В качестве промежуточного теплообменника применены шесть секций скоростного водоподогревателя (длина секции - 3,4 м, диаметр - 325 мм) общей поверхностью нагрева 104,7 м . Экономайзер расположен на напорной стороне дымососа. Котел производительностью 39^-44 т/ч работал на природном газе

Уренгойского месторождения и высокосернистом мазуте М-100 (содержание серы до 2 %). Количество продуктов сгорания при работе котла на природном газе составляло 34000 кг/ч, на мазуте - 36000 кг/ч. Температура продуктов сгорания на входе в контактную камеру $t_{ух}$ =160-4 65 "С, а на выходе 27-К32 °С. При a =1,5 температура конденсации водяных паров для продуктов сгорания природного газа равна 52-^-54 "С, а мазута 42-^-44 °С. Таким образом полезно использовалась скрытая теплота содержащихся в уходящих газах водяных паров. КПД котла составил 95 % по высшей теплоте сгорания.

Температура водопроводной воды на входе в промежуточный теплообменник равнялась 2 °С, а на выходе 18-К22 °С при работе на газе и 22,5-+-28 °С при работе на мазуте. Температура воды на входе в контактную камеру равнялась 7,5-М 7 "С при работе на газе и 9-46 °С при работе на мазуте, а на выходе - 39,5-^49,5 °С и 38-^41,5 °С соответственно. Средняя логарифмическая разность температур в промежуточном теплообменнике была равна 12-Н5 °С. Установка контактного экономайзера позволила повысить КПД котла на 13 % при работе на газе. Экономический эффект был равен 62450 руб./год, экономия газа составила 1,57 млн.м^3/год.

Опыт эксплуатации контактного экономайзера, установленного за двумя паровыми котлами ДКВ—2—8 и двумя водогрейными котлами Универсал (в работе находилось два котла - один паровой и один водогрейный) описан в статье [15]. Теплотехнические показатели экономайзера были рассчитаны при а =1,5. Но в реальных условиях он достигал 1,8 и более. Из-за увеличенного объема дымовых газов производительность дымососа оказалась недостаточной, и часть газов пришлось пропускать непосредственно через дымовую трубу. Несмотря на это, испытания показали высокую эффективность контактного экономайзера. Вода в количестве 10,6 м^3/ч нагревалась от 1 до 20 °С, дымовые газы при температуре на входе 165 "С охлаждались до 20 °С. Количество полезной теплоты равнялось 242 ккал/ч, расход топлива снизился на 19 %, а КПД котельной установки повысился на 11,09 %.

Отмечено, что намного лучшие условия эксплуатации контактного экономайзера создаются в случае применения промежуточного теплообменника, который обеспечивает независимость работы экономайзера от расхода воды потребителям. Необходимо осуществлять комплектую поставку: экономайзер, теплообменник, циркуляционный насос, а также снабжать экономайзер переливной трубой с гидрозатвором и водомерным стеклом.

Обладая высокой тепловой эффективностью, насадочные противоточ-ные теплоутилизаторы-экономайзеры имеют недостатки, главный из которых заключается в том, что качество нагретой контактным способом воды не удовлетворяет требованиям ГОСТ 2874-82* к питьевой воде. Противоток в насадочной камере позволяет работать при скоростях дымовых газов не бо-

лее 2^-3 м/с, при больших скоростях наблюдается повышенный унос воды и нарушение гидродинамического режима контактной камеры.

Для снятия ограничений по качеству нагреваемой

вод

ы

теплоутилизационные установки с «пассивной» насадкой применяют совме стно с промежуточным теплообменником. Установка промежуточного теп лообменника к теплоутилизатору исключает прямой контакт газов и нагре ваемой для целей теплоснабжения воды. Промежуточный теплообменник может быть встроен в корпус контактного теплоутилизатора или монтиро ваться отдельно в зависимости от мощности котла и теплопроизводительно-сти утилизатора [2, 35].

Институтом «Латгипропром» совместно с Рижским политехническим институтом разработан контактный теплообменник с активной насадкой (КТАН), предназначенный для утилизации теплоты дымовых газов и нагрева воды в температурном диапазоне 5-Н50 °С [12]. КТАН является аппаратом ре-куперативно-смесительного типа, состоит из корпуса, изготовляемого из лис товой стали, системы орошения активной насадки с циркулирующим

в

них теплоносителем и сепарационного устройства. Омываемая одновременно движущимися сверху-вниз потоками газов и орошающей водой поверхность пучка гладких труб, внутри которых протекает нагреваемый теплоноситель, была названа активной насадкой по сравнению с традиционными насадками, например, из колец Рашига. Поток орошающей воды используется для ин тенсификации передачи теплоты от газов чистому потоку воды, протекаю щему внутри трубок.

Главным недостатком КТАН является наличие верхней «вредной» зоны установки, где холодная вода, орошающая змеевик, внутри которого течет нагреваемая вода с температурой, близкой к максимальной, не нагревает, а наоборот охлаждает ее.

Существенным недостатком контактных и контактно-поверхностных экономайзеров (в том числе и КТАНов), в которых в качестве теплоносителя используется вода, является сравнительно низкая температура ее нагрева, равная температуре мокрого термометра, которая составляет (при использо-вании теплоты уходящих газов котлов) 5(Н60 °С. Нагреть воду до более вы-сокой температуры можно, если применить в качестве промежуточного теп-лоносителя водный раствор бромистого лития или хлористого кальция, имеющих более высокую температуру кипения, точку росы и температуру мокрого термометра [6].

В настоящее время на ряде предприятий установлены и работают КТАН-утилизаторы (Рижский фарфоровый завод, рижская фабрика «Космос»,

вильнюсская бумажная фабрика «Новые Верки», НПО «Техуглерод»). Опыт

эксплуатации и результаты испытаний КТАН подтвердили их высокую эффективность, их применение в газифицированных котельных позволяет

снизить расход газа на 10-И 2 %. В КТАНе исключается контакт нагреваемой воды с газами. Расчетные параметры КТАНов-утилизаторов и их технические характеристики представлены в [6, табл. 8.14, 8.15]. Анализ работы КТАНов-утилизаторов и их сравнение с традиционными теплоутилизаторами контактного типа рассмотрены в работах [3, 11,31,32].

Глубокое охлаждение уходящих дымовых газов с целью экономии топлива получило достаточно широкое распространение за рубежом. По данным [2], например, в ФРГ предложена конструкция контактного утилизатора для котлов, работающих на твердом топливе, который одновременно служит и пылезолоуловителем. Нагреваемая в нем вода служит в качестве теплоносителя для водо-водяного трубчатого подогревателя, подогревающего воду для системы горячего водоснабжения.

Известны некоторые запатентованные в США конструкции и схемы контактных экономайзеров для нагрева дымовыми газами воды и других жидкостей, служащих промежуточными теплоносителями.

Французская фирма «Теплоэнергетическое и котельное оборудование» разработала в 1970 г. контактный экономайзер — «рекуператор ИККО» (ICCO), схема которого представлена на [2, рис. 11.8] - контактная схема экономайзера ИККО форсуночно-каскадного противоточного типа. Нагреваемая вода подается через форсунки, а затем перетекает с полки на полку, контактируя с горячими дымовыми газами, подлежащими охлаждению. Высота экономайзера около 2 м. Франция экспортирует контактно-поверхностные экономайзеры ИККО в Великобританию для установки на газомазутных котлах, причем при переводе их на жидкое топливо экономайзеры отключаются. Экономайзеры типа ИККО производятся также в ФРГ.

В США работы по контактным и контактно-поверхностным экономайзерам получили распространение в восьмидесятых годах двадцатого века. Принципиальная схема контактно-поверхностного экономайзера, разработанного в США, не отличается от схемы ИККО. Сопоставляя различные схемы контактных теплоутилизаторов, Д. Томпсон и Б. Голдстик [38] отдают предпочтение теплообменникам насадочного типа.

В Бельгии применяют контактные экономайзеры, устанавливаемые за газовыми котлами и позволяющие экономить 15 % природного газа. Фирма «Газ де Франс» разработала комбинированную установку, включающую контактный экономайзер и контактный воздухоподогреватель, которые с 1982 г. выпускаются под маркой ИННОРЕКС. Водогрейная котельная с контактными теплообменниками может работать с более высокими температурами обратной воды (до 70 °С вместо обычной 50 °С). Это обусловлено повышением точки росы и температуры мокрого термометра из-за увеличения влагосо-держания газов (точка росы достигает 68 °С) [39].

Наибольшее распространение контактные экономайзеры получили в газифицированных котельных [40, 41].

Для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы ранее использовались теплообменники контактного типа (насадочные, пенные, барботажные, форсуночные и тарельчатые). Последние 10-^-15 лет внедряются и получают распространение конденсационные поверхностные экономайзеры, позволяющие также охлаждать уходящие дымовые газы ниже температуры точки росы. Конденсационные котлы и экономайзеры изготовляют из разных материалов. Общим для них является высокая коррозийная стойкость, поскольку выделяющийся из продуктов сгорания конденсат имеет кислую реакцию. Для изготовления конденсационных теплообменников применяют нержавеющую сталь, чугун, медь, биметаллические трубы (сталь-алюминий), полимерные материалы и даже керамику. Применение коррозионно-стойких материалов позволило создать конденсационные теплообменники также и для утилизации теплоты уходящих газов жидкого топлива.

В России биметаллические (сталь—алюминий) теплообменники (калориферы) выпускаются Костромским калориферным заводом, изготовление биметаллических труб (сталь—алюминий) освоено ПО «Туласантехника» и рядом других предприятий. Теплообменные поверхности конденсационных теплообменников имеют высокий коэффициент оребрения и являются компактными.

В настоящее время газовые конденсационные поверхностные отопительные котлы и экономайзеры весьма широко распространены в Голландии, Франции, Германии, Швейцарии, Великобритании, США, Канаде, Италии. Выпуском их занято большее число фирм Германии, Швейцарии, Голландии и США [42, 43, 44, 45, 46].

В США начаты освоение и выпуск поверхностных конденсационных экономайзеров для паровых котлов. В котельной фирмы «Тимкен» испытан поверхностный экономайзер, установленный за котлом паропроизводитель-ностью 20 т/ч [44] . Температура газов на входе в экономайзер 200 "С, на выходе из него 45 "С. Вода в экономайзере (22 т/ч) нагревается с 17 до 46 °С. Теплопроизводительность экономайзера более 1,1 Гкал/ч, срок окупаемости 1,5 года.

Установка конденсационных поверхностных экономайзеров повышает к.и.т. на 9-ИЗ % при отсутствии за котлом обычных хвостовых поверхностей и на 5-^8 % - при их наличии [44].

Обзор результатов работы различных типов отопительных котлов во Франции, Голландии и Швейцарии приведен в работе [43]. В этих котлах поверхность конденсационных блоков изготовлена из алюминиевых труб. Горячая вода использовалась в системах отопления с перепадами температур

90/70 °С и 80/60 °С. В холодное время года конденсация водяных паров из продуктов сгорания не происходила, выпадение конденсата имело место в начале и в конце работы системы отопления, то есть в октябре и в марте, когда температура обратной воды в системе отопления была ниже точки росы.

Результаты испытаний группы конденсационных отопительных котлов производительностью от 0,02 до 0,3 Гкал/ч, обслуживающих низкотемпературные системы отопления (38/30 °С и 65/50 °С), приведены в [46, табл. X-I]. Отмечено, что при правильном режиме эксплуатации котла конденсат практически полностью выпадает на его холодных поверхностях, а не в дымовой трубе, хотя конденсация остаточных паров в ней не исключена. Средний КПД этих котлов по отношению к низшей теплоте сгорания газа составлял 96,4-^99,3 % , экономия топлива достигала 15 %. При снижении температуры обратной воды до 20 °С экономия топлива увеличивалась до 25^30 %. Установлено, что для систем низкотемпературного отопления оптимальная температура горячей воды равна 50-КЮ °С. В этих же исследованиях определено, что pH конденсата составляет 3,5^4,3.

Сопоставление показателей работы конденсационных котлов контактного и поверхностного типов приведено в работе [39]. Отмечено, что за счет использования явной (то есть физической) теплоты дымовых газов и благодаря конденсации водяных паров КПД конденсационных котлов выше, чем традиционных на 15-^20 %. В статье отмечена высокая эффективность и отсутствие высоких требований к качеству металла контактных экономайзеров с промежуточным теплообменником. К числу недостатков котлов с конденсационными приставками отнесены существенное аэродинамическое сопротивление установок и изготовление теплоутилизаторов из коррозионно-стойкого материала, поскольку pH конденсата составляет 3^-5.

В России положительный опыт внедрения конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа получен институтом сантехпроект (г. Горький) и Ульяновским государственным техническим университетом, которые разработали установки утилизации тепла уходящих газов паровых котлов типа ДЕ-10-14 ГМ при работе котельной на природном газе. Теплоутилизато-ры выполнены на базе калориферов КСк-4-11 (№11) Костромского калориферного завода (Минстройдормаш), смонтированы на всасывающей стороне дымососа [18, 27].

Установка одной секции калорифера позволяет повысить производительность котла ДЕ-10-14 ГМ на 7^8 %. Температура газов на входе в экономайзер составляла 120-К34 °С, параметры нагреваемой воды - 5-^22 °С. Дополнительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое теплоутили-затором преодолевается за счет уменьшения объема продуктов сгорания без замены дымососа. Результаты натурных испытаний теплоутилизатора на ба-

зе биметаллического калорифера КСк-4-11-02 ХЗЛ, выполненные на Ульяновской ТЭЦ-3, представлены в главе 4 настоящей работы. Натурные испытания позволили впервые получить зависимость коэффициента теплоотдачи утилизатора от скорости газов в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания.

Проект групповой конденсационной поверхностной теплоутилизационной установки на базе калориферов типа КСк-4-12 для двух котлоагрегатов ДЕ-25-14 ГМ представлен в работе [26] . При проверочном расчете ступеней с конденсацией авторы [26] определяли коэффициенты теплопередачи *К,* необходимые для заданного охлаждения дымовых газов. Расчетные значения *К* сравнивались с данными испытаний контактных экономайзеров с кольцевыми насадками, в которых *К*=\ОСИ-200 Вт/(м^2-К) [2], полагая, что в поверхностных теплообменниках в режиме конденсации интенсивность теплообмена такого же порядка. Такой расчет является грубым, так как в действительности *К* является функцией скорости газов и плотности орошения поверхности теплообменника конденсатом дымовых газов [23].

При разработке установок для глубокого охлаждения продуктов сгорания необходимо обеспечить работу в «сухом» режиме наружных газоходов и дымовой трубы, а также решить вопрос возможности использования конденсата дымовых газов в системе теплоснабжения котельной.

Для предупреждения конденсации остаточных водяных паров в газоходах и в дымовой трубе на практике применяют следующие методы: байпаси-рование горячих газов. В теплоутилизационной установке, разработанной на Ульяновской ТЭЦ-3 [18], защита наружных газоходов и железобетонной дымовой трубы от конденсации водяных паров производится наиболее простым и надежным способом - байпасированием 20-30 % неохлажденных продуктов сгорания. Условия надежной эксплуатации различных конструкций дымовых труб, котлов с хвостовыми конденсационными теплоутилиза-торами для способа защиты байпасированием подробно рассмотрены в третьей главе настоящей работы.

Выделяющийся в КТУ конденсат при контакте с продуктами сгорания природного газа поглощает O_2 и *COi* . Исследования качества конденсата из продуктов сгорания природного газа, проведенные М.Б. Равичем, Л.И. Дру-скиным в МИНГ им. Губкина, Г.М. Климовым в Горьковском инженерно-строительном институте, в лаборатории химического анализа Ульяновской ТЕЦ-3 показали достаточно высокие его качества. Конденсат продуктов сгорания природного газа лишен взвешенных веществ карбонатной жесткости и имеет сухой остаток менее 5 мг/л. Он практически является бессолевой водой и превосходит в этом смысле воду, умягченную в водоподготовительных установках промышленных котельных. Конденсат продуктов сгорания при-

родного газа после дегазации вполне может быть использован для питания котлов низкого давления [17].

В работах [48, 49] представлены схемы газифицированных котельных установок, которые содержат контактный воздухоподогреватель и контактный экономайзер. При работе установки воздух в контактном воздухоподогревателе насыщается водяными парами до допустимого по условиям горения влагосодержания. Дымовые газы, проходя через контактный экономайзер, охлаждаются, избыточная влага конденсируется и сливается через декорба-низатор в бак, откуда через деаэратор подается в котел или внешнему потребителю. Установка позволяет значительно увеличить производство собственного конденсата и работать без химводоочистки для подпитки системы теплоснабжения при возврате из нее более 66 % конденсата. Дополнительным эффектом является сниженный в несколько раз выброс из дымовой трубы в атмосферу оксидов азота.

Эксплуатация такой установки на Челябинском заводе производства оргстекла позволила снизить себестоимость вырабатываемой тепловой энергии на 15 % и удельные капиталовложения на 10 % по сравнению с теми же экономическими показателями для обычной котельной такой же мощности (два котла КВ-ГМ-50 и один котел ГМ-50) [6].

Широкое распространение контактных и поверхностных конденсационных экономайзеров к традиционным котлам обусловлено, наряду с энергосбережением, также и уменьшением вредных выбросов в атмосферу, вызванным при использовании поверхностных конденсационных экономайзеров растворением в конденсате продуктов сгорания определенного количества оксидов углерода, азота и серы (если она содержится в топливе). Именно благодаря этому и снижается pH конденсата. Снижение вредных выбросов достигается также и за счет уменьшения расхода топлива.

Изучение научных работ отечественных и зарубежных авторов в области утилизации теплоты уходящих дымовых газов в газифицированных котельных позволяет сделать следующие основные выводы.

1) Глубокое охлаждение уходящих дымовых газов получает все более широкое распространение, что обусловлено энергосбережением и снижением вредных выбросов в атмосферу. Для этой цели используют контактные и контактно-поверхностные теплоутилизаторы-экономайзеры, контактные теплообменники с активной насадкой (КТАНы) и конденсационные поверхностные теплообменники.

2) По простоте конструкции и изготовления преимущество имеют конденсационные поверхностные теплообменники. По интенсивности теплообмена, компактности, аэродинамическому сопротивлению оба типа теплообменников (поверхностные и контактные) примерно равноценны. С точки

зрения экологической контактные экономайзеры имеют преимущества перед конденсационными поверхностными теплообменниками.

3) По качеству нагретой воды преимущество за поверхностными теплообменниками и КТАНами, поскольку нагретая вода и газы в них не контактируют друг с другом. В связи с этим они могут быть применены для нагрева воды в низкотемпературных системах отопления (t_0 =30-40 °С).

4) Охлаждение дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах ниже точки росы резко снижает их влагосодержание, но не исключает возможности конденсации остаточных водяных паров в газоходах и дымовой трубе, особенно в холодное время года. Имеются два приемлемых пути обеспечения надежной работы газового тракта после конденсационного тепло-утилизатора: покрытие внутренних поверхностей газоходов и дымовой трубы защитной гидроизоляцией; предотвращение конденсатообразования за счет подогрева продуктов сгорания после теплоутилизатора.

5) Экономически весьма эффективные схемы применения в газифицированных котельных контактных теплообменников разработаны НИИ санитарной техники и оборудования зданий (г. Киев) и Ульяновским государственным техническим университетом. Наличие в таких котельных контактных воздухоподогревателей и контактных экономайзеров позволяет одновременно уменьшить расход топлива и отказаться от применения химводоочистки при возврате из системы теплоснабжения более 66 % конденсата.

6) В настоящее время контактные теплоутилизаторы-экономайзеры эксплуатируются на Московской ГЭС-1, Первоуральской ТЭЦ, Челябинской ГРЭС, Бердичевской электростанции, на ТЭЦ Горнохимического комбината Украины, а также на ряде промышленных и отопительных котельных России и стран бывшего СССР. Контактные теплообменники с активной насадкой -КТАНы-утилизаторы работают на ряде предприятий стран Прибалтики, а положительный опыт внедрения конденсационных поверхностных теплоутили-заторов получен институтом Сантехпроект (г. Горький) и Ульяновской ТЭЦ-3.

Глава 2. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ

2.1. Контактные теплоутилизаторы с пассивной насадкой

Устройство теплоутилизаторов-экономайзеров контактного типа может быть различным. В настоящее время нашли применение противоточные насад очные теплоутилизаторы-экономайзеры конструкции НИИСТ [3] двух типов: 1) блочные контактные экономайзеры ЭК-БМ1; 2) контактно-поверхностные экономайзерные агрегаты АЭМ-0,6

В насадочных экономайзерах контактная камера заполняется насадкой из кислотоупорных керамических колец различной формы. Наибольшее распространение получили керамические кольца Рашига. Схема блочного контактного экономайзера типа ЭК-БМ1 представлена на рис. 2.1. Разработаны экономайзеры двух типоразмеров ЭК-БМ1-1 и ЭК-БМ1-2.

Холодная вода подается в экономайзер сверху с помощью водораспределителя, состоящего из подводящей трубы, круглого коллектора и восьми радиально расположенных горизонтальных перфорированных труб, вваренных в коллектор. Диаметр отверстий в трубах и коллекторе 5 мм, шаг 50 мм.

Уходящие дымовые газы от котлов подводятся в экономайзер снизу под слой насадки, лежащей на специальной решетке. Вода стекает по насадке в виде тонкой пленки, на поверхности которой и происходит теплообмен между газами и водой. При полном смачивании насадки водой поверхность теплообмена приблизительно равна поверхности элементов насадки. Охлажденные дымовые газы отводятся из верхней части экономайзера, а нагретая вода собирается в нижней части аппарата. Движение продуктов сгорания через экономайзер можно обеспечивать только при условии применения принудительной тяги.

Для получения минимального живого сечения экономайзеров используются правильно уложенные керамические кольца размерами 50х50х5 мм, по-

зволяющие повысить скорость газов до 2,0^-2,5 м/с, которая выше, чем в установках контактных экономайзеров с кольцами меньших размеров, загруженных навалом. Высота рабочего слоя насадки при использовании этих колец и скоростях продуктов сгорания 2,0-=-2,5 м/с составляет до 1000-^1200 мм. Корпус блока экономайзера состоит их трех секций. Нижняя секция имеет плоское днище, к которому приваривают опорную раму и четыре несущие лапы, устанавливаемые на фундамент. В нижней секции имеется два штуцера: для отвода горячей воды и для дренажа и продувки водяного объема

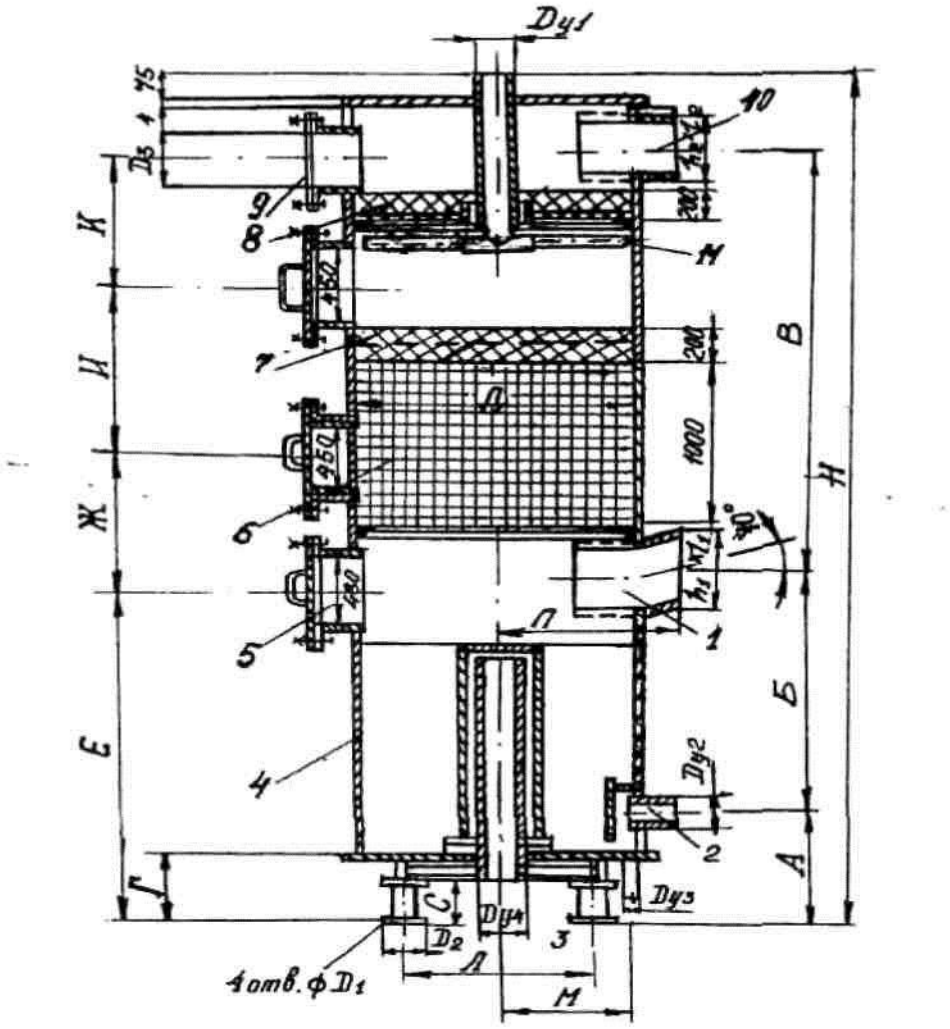


Рис. 2.1. Блочный контактный экономайзер ЭК–БМ1: 1 – входной патрубок горячих газов; 2 – штуцер для отвода нагретой воды; 3 – переливной патрубок (труба); 4 – корпус; 5 – люк; 6 – рабочие слои кольцевых насадок размерами 50×50×5 мм, уложенные рядами; 7 – слой кольцевых насадок, загруженный навалом; 8 – каплеулавливающий насадочный слой; 9 – люк – взрывной клапан; 10 – патрубок для отвода охлажденных газов; 11 – водораспределитель

В средней секции имеется прямоугольный патрубок для подвода горячих дымовых газов, люк для осмотра, ремонта и выгрузки насадки. В секции имеется рама с решеткой, на которую укладывается два слоя насадки (1 слой колец высотой 1000 мм, уложенных рядами в шахматном порядке, и 2 слой высотой 200 мм навалом). В верхней секции имеются люки, служащие для загрузки и укладки колец рабочего слоя, осмотра и ремонта водораспределителя, а также для загрузки насадки каплеулавливающего слоя, патрубок для отвода охлажденных и осушенных газов, опорная решетка для установки ка-плеулавливающего слоя насадки высотой 200 мм.

Конструктивная схема блоков экономайзеров ЭК-БМ1-1 и ЭК-БМ1-2 одинакова, но габаритные размеры их различны: диаметр соответственно 1000 и 2000 мм, высота 4000 и 5000 мм, толщина стенок корпуса 4 и 5^6 мм. Расположение патрубков, штуцеров и лазов зависит от компоновки экономайзеров в котельной.

Количество устанавливаемых блоков зависит от производительности котла и потребности в горячей воде. Экономайзер ЭК-БМ1-1 рассчитан на пропуск дымовых газов от котла паропроизводительностью 2,5 т/ч и допускает перегрузку 50 %, ЭК-БМ1-2 - на пропуск газов от котла паропроизво-дительностью 10 т/ч с перегрузкой 50 %.

В ряде опытных образцов экономайзеров имеются встроенные декар-бонизаторы, служащие для снижения содержания в воде свободного ССЬ-Принцип действия встроенного декарбонизатора заключается в том, что вода, нагреваемая в контактном экономайзере, самотеком поступает на слой насадки, продуваемой воздухом, где и происходит десорбция СС>2. При этом повышается pH воды. Отсос газовоздушной смеси можно производить с помощью дымососа котла либо специальным вентилятором низкого давления. Установка встроенных декарбонизаторов в блочные экономайзеры ЭК-БМ1 не предусмотрена.

Геометрические параметры, измеряемые в миллиметрах, основных элементов экономайзеров ЭК-БМ1 приведены в табл. 2.1, а теплотехнические показатели - в табл. 2.2.

Обладая высокой тепловой эффективностью, насадочные противоточ-ные теплоутилизаторы-экономайзеры ЭК-БМ1 конструкции НИИСТа имеют недостатки, главный из которых заключается в том, что качество нагретой контактным способом воды не удовлетворяет требованиям ГОСТ 2874-82* к питьевой воде. Противоток в насадочной камере позволяет работать при скоростях дымовых газов не более 24-3 м/с, при больших скоростях наблюдается повышенный унос воды и нарушение гидростатического режима контактной камеры.

Таблица 2.1

Геометрические параметры контактных гэкомимайг-сриЕ-
типа Ж-ЬМ1

СХкплаче-нне	**ЭК-БМ1-1**	**ЭК-БМ1-2**	**Обозна-чение**	**ЭК-БМ1-1**	Ж-КМ1-;
Л	**544**	579	**D|**	**15**	*2?*
Б	Я95	899	1).	150	240
В	2397	2703	Dj	300	452
Г	346	379			
Л	1000	2000	hi	280	500
Е	1380	1465			
Ж	7715	750	hi	260	400
И	965	1050	ti	**№кі**	1800
К	695	880	*h*	600	iso0
П	ft(i(i	1170	Dv,	50	**[1ш**
Ч	420	У2*	**D_V-**	70	150
Н	4065	4500	D_{V3}	50	70
П	57К	1079			
С	*:.4'-*	244	**D_T4**	150	200

Таблица 2.2]

силотехннчеекИС показатели коптакшыч IKOIEOмайзеров типа ЭК-БМ1

Параме-р	ЭК БМ1]	*ЭК-БШ-2*
Номинальная жпглинро^лмдлтсльность. ГкалАэ	0,32	1.05
Тем пехтура,'С;		
газов на входе в теплоутнличагор	140	
Biuilki JIJ likiv't: *а* неилс'угм/ЕН'штор, FIG faviet"	15	
нагреши ЕЮДЫ	*5У42*	
газов на выходе *m* icLE.'ioyj или sa юра	40*30	
КОЭффНЦНе\[Е j4'M>hLIfci] НІ)ЧД) ЧЛ В iaU?I Mil НЫЧ(1ДС. нс более	1,5	
Пропуск нал СЕнки&жчть im 1*9.1414, ч /ч	**451)0**	18000
Влагосодсржанис утчодяЕцик газоЕ*. г/кг с.г.	8*12	30*40
Рабочее давление иолы. перед 1юлорж1трслглИ1*-лем, кгс/сы^2, не более	0,5	
А1ролн мимическое сопротквлсЕЕие при ЕЕОМЕЕ-**ЛЛЛЬНОН НЙГру~Иа\ ММ ВОД. СТ.**	30-40	
Увеличение коэффлцшмла НСЕЮЛЫОЛЛНШ том ли-*ва* при работе ксиЕтаЕспюго экономайзера, %	10*15	
Габарит ые размеры, мм:		
.'[.[E1IILI	1234	2235
ширина	1006	**;i.i.7**
шиыпл	4ч^	4500
Масса, кг, **не** более:		
металлический ЧАСГН	532	15в8
керамических КйЛСЦ	71"	286J
общая	1249	4452

2.2. Контактно-поверхностные теплоутилизаторы с промежуточным теплообменником

Контактные экономайзеры являются эффективным оборудованием для использования теплоты дымовых газов газифицированных котельных. Однако область их применения во многих случаях ограничена из-за повышенных требований к качеству нагреваемой воды, особенно при работе котлов на резервном топливе - мазуте.

Для снятия ограничений по качеству нагреваемой воды разработаны теплоутилизационные установки с промежуточными теплообменниками. Установка промежуточного теплообменника к экономайзеру исключает прямой контакт газов и нагреваемой для целей теплоснабжения воды. Промежуточный теплообменник может быть встроен в корпус контактного экономайзера или монтироваться отдельно в зависимости от мощности котла и теплопро-изводительности теплоутилизатора.

НИИСТ разработан контактно-экономайзерный агрегат АЭМ-0,6 тепло-производительностью 0,52 Гкал/ч применительно к котлам ДЕ-25 (см. рис. 2.2 и табл. 2.3). АЭМ-0,6 состоит из контактного экономайзера квадратного сечения со встроенным декарбонизатором воды и выносного промежуточного теплообменника, представляющего восемь секций скоростного водо-водянного подогревателя. Секции имеют профильные латунные трубки длиной 2 м и устанавливаются в специальных нишах корпуса экономайзера по четыре секции с каждой стороны. Кольцевые выступы внутри латунных труб, образующиеся при накатке, повышают коэффициент теплоотдачи внутри труб примерно в двое, что увеличивает коэффициент теплопередачи на 40-^50 % и соответственно снижает расход металла на теплообменник.

Особенностью агрегата АЭМ-0,6 является то, что секции промежуточного теплообменника устанавливаются внутри корпуса и омываются небольшим количеством газов. Использование байпасных газов позволяет при наружной установке агрегата не опорожнять теплообменник при кратковременных его остановках.

Таблица 2.3

Теплотехнические показатели АЭМ–0,6

Теплопроизводительность, Гкал/ч (МВт)	0,52 (0,6)	Габаритные размеры, м:	
Расход подогреваемой воды, т/ч	20	высота	5,4
		ширина по фронту	1,62
		глубина (длина)	2,7
Расход охлаждаемых газов, м³/ч	12500	Аэродинамическое сопротивление, мм вод. ст.	55
Температура, °С, на выходе:		Масса, т:	
газов	50	металлической части	2,2
воды	40	кольцевой насадки	1,8

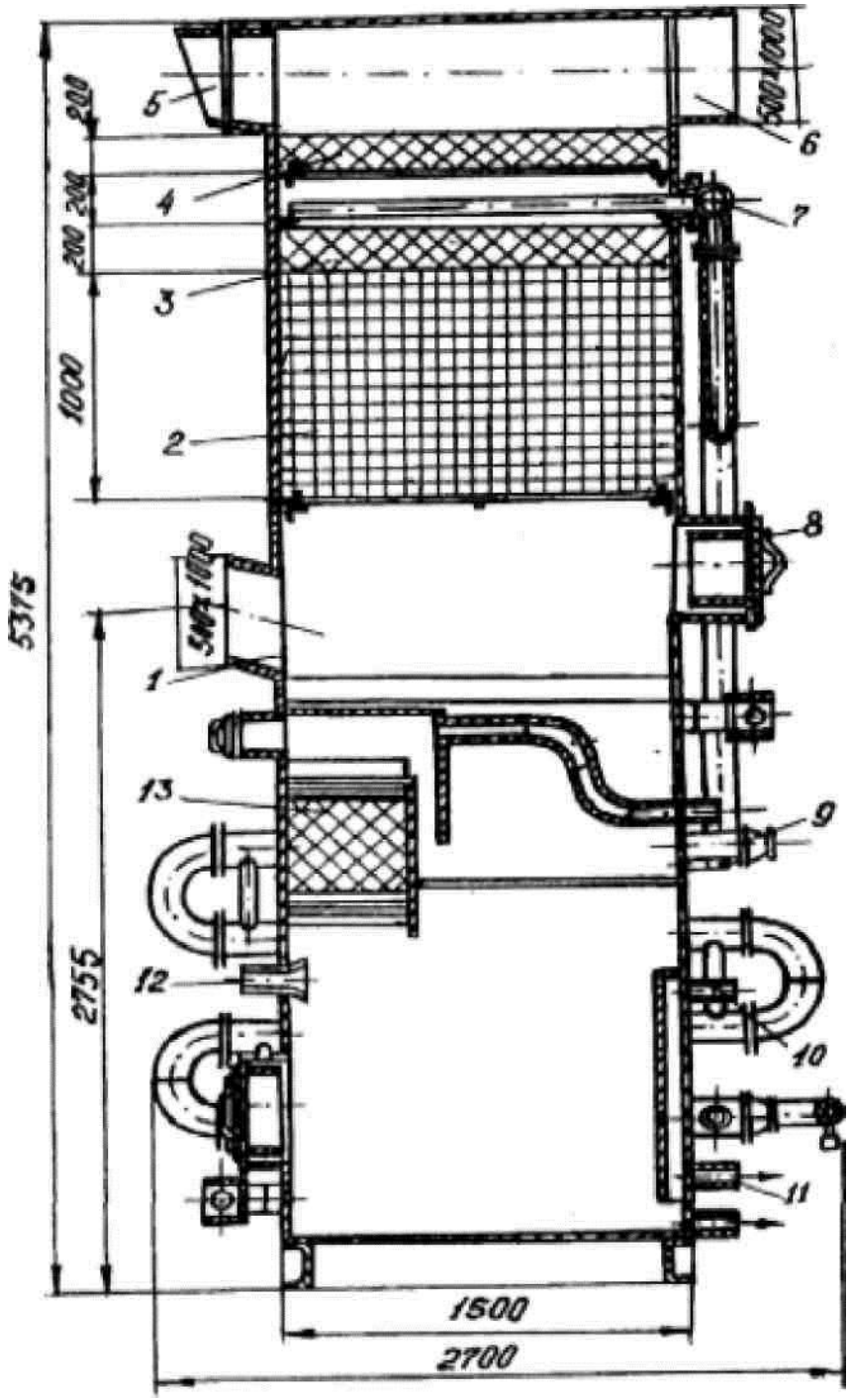


Рис. :.:. KoMiuK[№i--iKiHHiMufiicrpHMi1 aipei'a'J А Ж 0,6:] - патрубок ДЛЯ ВХО/W горячи* пвтои; 2 - **рабочие** слон кольцевьга HWUIHK рапирами 50 ˣ 50х5 *нк.* уложенные ряддмн: 3 - слой кольцевых насадок^ загруженный HEiuzLioit; 4 - ка-n.iL'v.tubHie.'Jb; 5 - лнлс - й-ърыытП njuiijiit; 6 - патрубок для выхода геив; 7 -водораспределитель; 8 - **люк;** ° - промежуточной ЙОдо-водяной теплообменник; 10- переливная труба; II - патрубок для вычоди ныретой води I контура; 12 - патрубок для подвода воздуха; J3- насадка декарбоннзатора

Оригинальная конструкция контактно-поверхностного теплоутилизато-ра разработана институтом ГПИСтроймаш (г. Брянск). Предусмотрено использование теплоты продувочной воды котлов, положительно влияющее на процесс, и обеспечивается более полное ее использование. Увлажнение дымовых газов при не очень большом снижении их температуры позволяет нагреть конечный продукт (чистую воду) до более высокой температуры за счет интенсификации теплообмена во втором блоке. При этом повышается pH воды, что снижает скорость коррозии металлического корпуса. В аппарате предусмотрено использование теплоты выпара атмосферного деаэратора. Комбинированный теплоутилизатор, использующий несколько видов отбросной теплоты и служащий для очистки газов от вредных примесей, является весьма актуальным.

Существенным недостатком контактных и контактно-поверхностных экономайзеров, в которых в качестве теплоносителя используется вода, является сравнительно низкая температура ее нагрева, не превышающая (при использовании теплоты уходящих газов котлов) 50-^60 °С.

Нагреть воду в контактно-поверхностном теплообменнике до более высокой температуры можно, если применить в качестве промежуточного теплоносителя водный раствор бромистого лития или хлористого калия, которые имеют более высокую температуру кипения, точку росы и температуру мокрого термометра.

2.3. Контактные теплообменники с активной насадкой

Среди различных типов контактных аппаратов достаточно широкое применение находят контактные теплообменники с активной насадкой (КТАН), разработанные Рижским политехническим институтом и Латгипро-промом. КТАН-утилизатор является аппаратом рекуперативно-смесительного типа и предназначен для утилизации теплоты парогазовых потоков технологического и теплоэнергетического оборудования, может использоваться как подогреватель, устройство для очистки газов и др. Он состоит из системы орошения, активной насадки. Активная насадка выполнена в виде пучка водоохлаждаемых труб, закрепленных в трубных досках и сепа-рационного устройства (см. рис. 2.3).

В КТАНе протекают два независимых дуг от друга потока воды: 1) чистой подогреваемой через теплопередающую поверхность; 2) орошающей, нагреваемой в результате непосредственного контакта с уходящими газами. Чистый поток воды протекает внутри трубок и отделен стенками от загрязненного потока орошающей воды.

Пучок трубок выполняет функцию насадки, предназначенной для создания развитой поверхности контакта орошающей воды и уходящих газов.

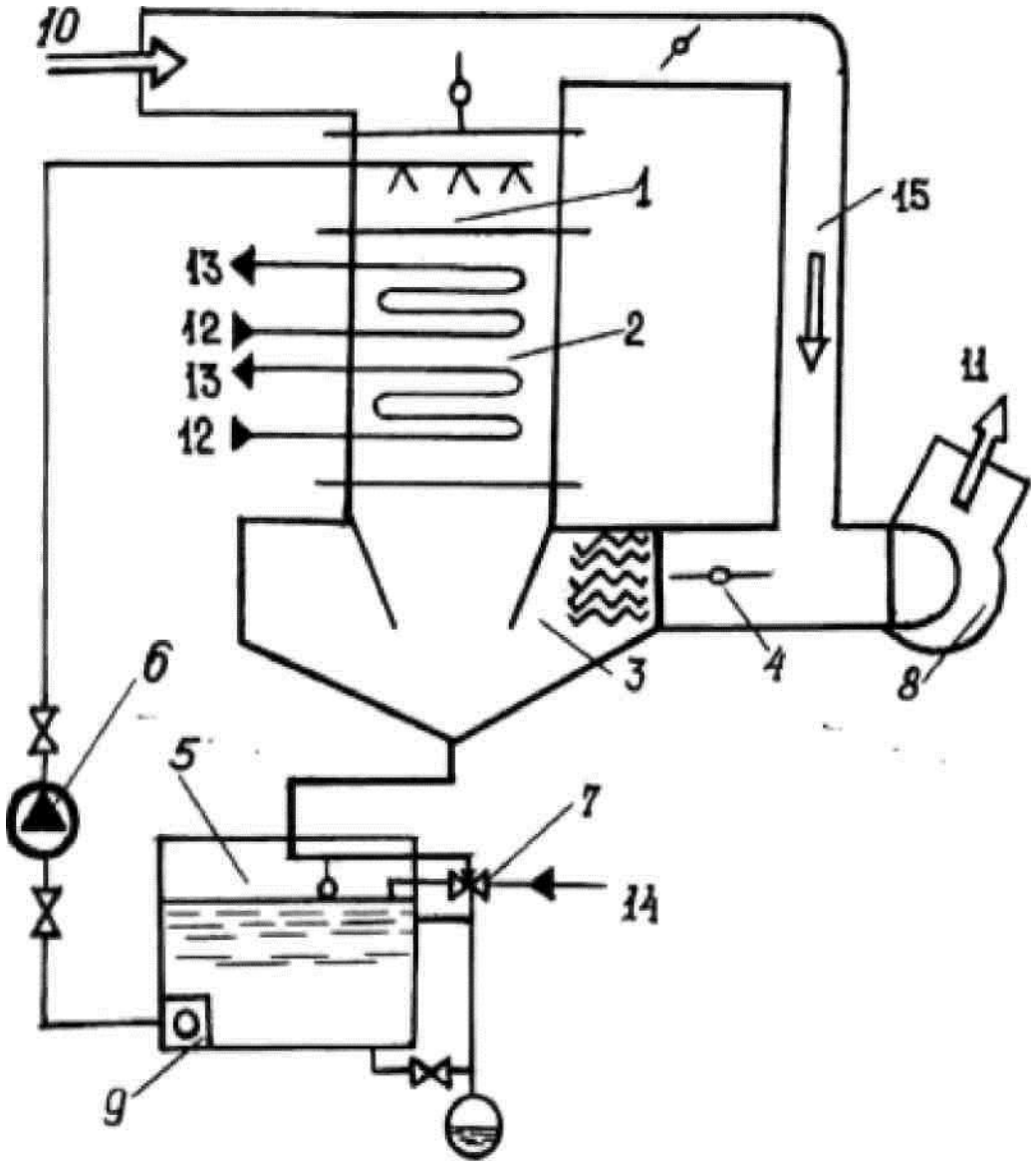


Рис. *2.Ъ.* Принципиальная схема КТЛН-утигплатори: 1 - система орошения: *2* -CutoK насадок- 3 - сепаратор: 4 заслонка; 5 - бак орошаютей воды; 6 - насос; 7 - регулятор уровня: Я - jiwwrcoc: *Ч* - фнлыр; 10, II - входной н выхачпин патрубки дымовых гвгзов; 12, 13 - вхол и выхол. нагреваемой воды: 14 -трубопровод системы орошения^ П-баПппсЕшй raws од

Поверхность нагрева, внутри которой циркулирует чистый поток воды, а снаружи орошаемая капельным теплоносителем и омываемая газами, и одновременно участвующая в теплообмене, называется активной насадкой (по сравнению с традиционными насадками, например, из колец Рашига).

Наружная поверхность насадки в КТАНе омывается газами и орошающей водой, что интенсифицирует теплообмен в аппарате. Теплота уходящих газов в КТАНе передается воде, протекающей внутри трубок активной насадки, двумя путями: 1)за счет непосредственной передачи теплоты газов и орошающей воды; 2) за счет конденсации на поверхности насадки части водяных паров, содержащихся в газах. Температура орошающей жидкости на входе в аппарат и выходе из него остается постоянной.

Конечная температура нагреваемой воды на выходе из насадки ограничена температурой мокрого термометра газов. При сжигании природного газа с коэффициентом избытка воздуха 1,0-И,5 температура мокрого термометра уходящих газов составляет 55-7-65 "С. Поэтому температура нагреваемой воды на выходе из активной насадки в расчетах принимается равной 50 °С.

Газы, пройдя насадку, поступают в сепарационное устройство, где капли воды отделяются от дымовых газов. Из аппарата дымовые газы выходят с относительной влажностью 95-И 00 %, что не исключает возможности конденсации водяных паров из газов в газоотводящем тракте после КТАНа. Для устранения этого необходимо производить подсушку газов путем перепуска части их объема помимо КТАНа и дальнейшего смешивания с уходящими газами (возможны другие способы подсушки газов [2]).

Для бесперебойной подачи орошающей воды устанавливают бак и насос. Орошающая вода и конденсат водяных паров из продуктов сгорания собираются в нижней части КТАНа и самотеком стекают в сборный бак. Из сборного бака орошающая вода насосом подается к форсункам системы орошения. Отделение капельной влаги от газов и отвод ее из аппарата производится через сепарационное устройство.

В КТАНе применен прямоток газов и орошающей воды, что позволяет осуществлять движение газов со скоростью до 10 м/с, при этом КТАН обладает достаточно низким аэродинамическим сопротивлением (примерно 300 Па).

Одновременно с процессами теплообмена в КТАНе происходит очистка утилизируемых газов от механических примесей неполного сгорания топлива, которые улавливаются орошающей жидкостью, собираются в баке-отстойнике и периодически удаляются. Может быть произведена селективная очистка от газовых компонентов в зависимости от состава орошающей жидкости.

Объемный коэффициент теплопередачи *К,* Вт/(м^3-К), для КТАНа рассчитывается по формуле

$$K = \frac{Q}{V \Delta t_{ср}} + G_R C_R (t_{Ri} - t_{hi}) \quad (2.1)$$

где *Q* - тепловая мощность аппарата, Вт; *V* - объем насадки, м^3; $\Delta t_{ср}$ - средний температурный напор,°С.

При определении температурного напора используется логарифмическая разность температур дымовых газов и воды, протекающей внутри трубок активной насадки

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_{Д} - t_{и}}{\ln \frac{t_{Д} - t_{и}}{t_{Д} - t_{в}}} \quad (2.2)$$

Так как температура орошающей жидкости на входе в КТАН и на выходе из него остается постоянной, то ее значение не влияет на $\Delta t_{ср}$. В аппаратах с пассивной насадкой типа АЭ температурный напор всегда будет меньше, поскольку он ограничивается температурой орошающей жидкости на входе в теплоутилизатор.

По данным [25] среднее значение поверхностного коэффициента теплоотдачи в насадке КТАН составляет 320 ккал/(м^2-ч-°С), а объемного -22600 ккал/(м^3-ч-°С), что значительно выше максимальных значений, характерных для аппаратов с пассивной насадкой типа АЭ.

Результаты анализа тепловой эффективности контактных теплообменников с активной и пассивной насадками представлены в работах [25, 46].

Для котлов, работающих на природном газе, разработан типовой ряд КТАНов-утилизаторов теплоты уходящих газов. Расчетные параметры КТА-Нов-утилизаторов и тип котлоагрегатов, за которыми рекомендуется устанавливать аппараты, приведены в табл. 2.4. Для котлов теплопроизводитель-ностью 0,23-И 16,3 МВт (0,2-И 00 Гкал/ч) разработано восемь типоразмеров КТАНов-утилизаторов. Если котел постоянно работает с пониженной тепло-производительностью, то рекомендуется выбрать КТАН теплопроизводи-тельностью на 10 % меньше указанного в табл. 2.4. Точнее теплопроизводи-тельность КТАНа должна устанавливаться поверочным тепловым расчетом.

При конструировании типового ряда КТАНов предусмотрена унификация отдельных узлов различных аппаратов с целью упрощения изготовления их в заводских условиях. Принят принцип разбивки конструкции на блоки, из которых могут быть составлен КТАНы различных топоразмеров. Блоки активной насадки КТАН-0,25 УГ и КТАН-0,8 УГ позволяют образовать необходимую поверхность нагрева; путем удваивания составляется поверхность нагрева соответственно для КТАН-0,5 УГ и КТАН-1,5 УГ.

Блок активной насадки представляет собой трубный пучок с шахматным расположением труб, которые крепятся в трубной доске на сварке. Для изменения направления движения нагреваемой воды при прохождении через насадку с внешней стороны к трубной доске привариваются коллекторы.

Расчетные параметры КТАНов-утилизаторо

Марка КТАПа	Номинальная теплопроизводительность КТАНаОкт. МВт	Тип котлоагрегата	Расход дымовых газов !■'.. м/с	Расход воды		Габариты, м								
				и 1 Г с	о а - 3*0[а]	п.	к Б* 1	я о ю						
КТАН-12УГ	10.2	КВ-ГМ-100; ПТВМ-100; Е-160-24	35,9	18.8	64.2	3,785	3,792	5.520						
КТАН-6 УГ	6	КВ-ГМ-50; ПТВМ-30-М; ПТВМ-50; Е-75-14/40ГМ	17,95	9,4	32,1	3.785	3,478	5,520						
КТАН-4.5УГ	4,5	Е-100-14/24: КВ-ГМ-30; ТГВМ-30; ДКВР-35-13: Е-50-14/4о-ГМ	13,44	6,7	23,9	3,785	2,404	5,240						
КТАН-2, ЗУГ	2,3	Е-35-40ГМ; КВ-ГМ-20; ДКВР-20-13; ДЕ-25-14ГМ	6.88	4,5	12,3	3.785	1.824	4.740						
КТАН-1, 5УГ	1,5	КВ-ГМ-10; ДКВР-10-13; ДЕ-16-14ГМ	4.5	3,5	8.0	2,662	1.750	4,153						
КТАН-0.8УГ	0,8	КВ-ГМ-6,5: ДКВР-6.5-13; ДЕ-10-14ГМ	2 2	1,75	4.3	2,570	0,994	4.113						
КТАН-0.5УГ	0,5	КВ-ГМ-4;ДКВР-4-13; ДЕ-6.5-14ГМ	1,38	1,2	2.7	1,704	1.344	3.300						
КТАН-0.25УГ	0,25	МГК1/18:УВК-1.6:РК-1,6; ДКВР-2,5-13; ДЕ-4-14ГМ	0.69	0,6	1,35	1.30?	1.344	2.296						

ПРИМЕЧАНИЕ: температура нагреваемой воды из входе 5-20 "С, па выходе 50 "С; температура дымовых

Активная насадка является одноходовой со стороны уходящих газов и многоходовой со стороны нагреваемой воды. Количество ходов по нагреваемой воде в одном блоке в зависимости от его размеров изменяется от 10 до 22.

Для КТАНов с теплопроизводительностью до 2,3 МВт активная насадка состоит из одного или двух блоков, поверхность нагрева которых разбита на две части: нижняя рассчитана на подогрев исходной воды от 5 до 20 "С, а верхняя — химочищенной воды с 20 до 50 "С. Площадь поверхности нагрева верхней части блока относится к нижней части как 5/8 к 3/8. Для КТАНов те-плопроизводительностью 2,3 МВт и выше в целях унификации модульные блоки располагают в два ряда по высоте, что обеспечивает возможность подачи в нижние блоки исходной воды, а в верхние - химочищенной воды. Количество блоков по ширине КТАНа (в горизонтальном ряду) принимают в зависимости от теплопроизводительности: для КТАН-2,3 УГ - два блока; КТАН-4,5 УГ -три блока; КТАН-6 УГ - четыре блока и для КТАН-12 УГ -восемь блоков. Блок имеет следующие геометрические размеры: ширина 582 мм, высота 576 мм, длина 2380 мм, число трубок 100 штук; диаметр и толщина трубок - 32х2 мм; площадь поверхности нагрева 22,6 $м^2$.

Размеры орошающей камеры в плане совпадают с размерами активной насадки. Внутри камеры расположены водяные коллекторы с форсунками. Принцип конструирования орошающей камеры так же, как и активной насадки, является блочным. Для блока системы орошения применяются угловые с тангенциальным входом воды форсунки типа У-1, которые при диаметре выходного отверстия 6 мм в зависимости от давления воды создают необходимое распыление.

Для отделения капельной влаги от дымовых газов использован двухступенчатый сепаратор. В качестве первой ступени используется коленный сепаратор, где капельная вода из газа сепарируется под действием центробежных сил и, двигаясь по вогнутым поверхностям лопаток, стекает в латки, откуда отводится в сливной патрубок. В качестве второй ступени используется вертикальный жалюзийный сепаратор, принцип действия которого основан на инерционном способе каплеулавливания. Сепаратор представляет собой изогнутые жалюзийные каналы с углом раскрытия 120°. При изменении направления движения газового потока с помощью жалюзи капли под действием инерционной силы движутся в прежнем направлении и выделяются из газового потока. Для капель с диаметром >50 мкм эффективность каплеулови-теля около 100 %.

2.4. Конденсационные теплоутилизаторы поверхностного типа

Для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы до последних лет использовались в основном только контактные теплообменники. Применение контактных теплообменников обеспечивает развитую поверхность и высокую интенсивность теплообмена, превышающую на порядок коэффициенты теплоотдачи при конвективном теплопереносе. Однако при этом нагреваемая контактным способом вода поглощает из продуктов сгорания углекислоту и кислород и может приобретать коррозийно-агрессивные свойства.

Для предупреждения коррозии необходимо производить термическую деаэрацию воды в атмосферных термических или вакуумных деаэраторах. В первом случае нужно нагревать воду до 100 "С паром, что требует установки в котельной паровых котлов. Системы с вакуумной деаэрацией сложны и не получили широкого распространения. Необходимость деаэрации нагретой контактным способом воды может в ряде случаев затруднить ее использование.

Радикальным способом устранения этих затруднений является использование для глубокого охлаждения уходящих газов конденсационных теплообменников поверхностного типа. Поверхность теплообмена конденсационных теплообменников значительно более развита по сравнению с обычными экономайзерами и составляет, как и в контактных теплообменниках, сотни квадратных метров на 1 $м^3$ объема аппарата. Коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к поверхностям нагрева при глубоком охлаждении, сопровождающимся конденсацией водяных паров из газов, существенно выше коэффициентов конвективной теплоотдачи и соизмеримы с коэффициентами теплообмена для контактных аппаратов. Поверхностные конденсационные теплообменники вполне конкурентоспособны с контактными теплоутилизато-рами и тем более с контактно-поверхностными аппаратами.

Ранее металлические экономайзеры за котлами проектировались из условия охлаждения дымовых газов в них до температуры 140-И 50 °С. Это было обусловлено в основном двумя обстоятельствами: 1) технико-экономической нецелесообразностью более глубокого охлаждения газов при имевшем место соотношении цен на топливо и металл; 2) возможностью коррозии теплообменных поверхностей выпадающим конденсатом при охлаждении газов до температуры ниже точки росы. В настоящее время положение существенно изменилось и стало экономически целесообразным глубокое охлаждение дымовых газов в результате резкого повышения цен на топливо и тепловую энергию и появления более совершенных конструкций металлических теплообменников, в частности биметаллических.

Конденсационные котлы и экономайзеры изготовляют из различных материалов. Общим условием для всех конденсационных теплообменников поверхностного типа является высокая коррозионная стойкость, поскольку выделяющийся из продуктов сгорания конденсат имеет кислую реакцию. Для изготовления конденсационных теплообменников применяют нержавеющую сталь, чугун, медь, биметаллические трубы (сталь-алюминий), полимерные материалы и даже керамику. Применение коррозионно-стойких материалов позволило создать конденсационные теплообменники также для утилизации теплоты уходящих газов жидкого топлива.

В России биметаллические (сталь-алюминий) теплообменники (калориферы) выпускаются Костромским калориферным заводом, изготовление биметаллических труб (сталь-алюминий) освоено ПО «Туласантехника» и рядом других предприятий. Теплообменные поверхности конденсационных теплообменников имеют высокий коэффициент оребрения и являются компактными.

Общий вид биметаллических трубок с алюминиевым накатным оребре-нием, используемых в калориферах типа КСк, приведен на рис. 3.1, а технические характеристики теплоутилизаторов КСк - в таблице 2.5.

Таблица 2.5

Технические характеристики калориферов КС к

Гкйпадтели	Значения параметров					
	КСкЗ №10	КСк4 N"1(1	КСкЗ №11	КСк4 №11	КСкЗ №12	№12
Номинальная пршпридитель-ность по воэлуху,	?.....	5000	16000	1МЮ0	250О0	:5in..
Плшпал, селения. м^7: фронтального ЖИВОГ<]	0.585 0,24	0.585 0,24	1.66&	1,668 0.685	2 499 1,027	2,499 1,037
1 IjiEinuLCh неплсютдающсй по- IIL']>4HLJL14r, U"	23,45	30,82	68.0E	90.04	1U2.8	IJ6J02
Плошаль сечення. м'-Ю-* КОП коллектора	847 [956	МП [956	2600 1956	3412 1956	Зв84 1956	5155 1956
Число ходов: по теплоносителю по воздуху	6 J	6 4	4 3	4	4 3	4 4
Масса, кг	76J	998,В	195,3	251,0	286.0	370.0

Теплотехнические показатели поверхностных теплообменников, в которых должна происходить конденсация водяных паров из дымовых газов, во многом определяются температурой нагреваемого теплоносителя. Если *в* теплообменнике нагревается вода, то для конденсации водяных паров из дымо-

вых газов необходимо, чтобы температура стенки теплообменника была ниже точки росы. Если $t'_e < t_{cm} < t$, то конденсация паров будет происходить

по всей поверхности теплообменника, а при $t'' < t_{cm} < t_p$ - только в той части теплообменника, в которой $t_{cm} < t_p$ (здесь t_{cm} - температура наружной поверхности теплообменника). Предполагается, что коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к протекающей внутри него жидкости (воде) на порядок выше коэффициента теплоотдачи с газовой стороны, а температура наружной поверхности нагрева мало отличается от температуры воды t_e.

При нормальной эксплуатации котла коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания природного газа составляет 1,2-5-1,3, точка росы таких газов равна 53^-55 "С. Отсюда следует, что для работы теплоутилизатора в режиме конденсации всей его конвективной части, требуется, чтобы температура нагрева воды в конвективном пакете не превышала 50 °С.

Схема утилизации тепла продуктов сгорания котла с использованием теплоутилизатора поверхностного типа приведена на рис. 2.4.

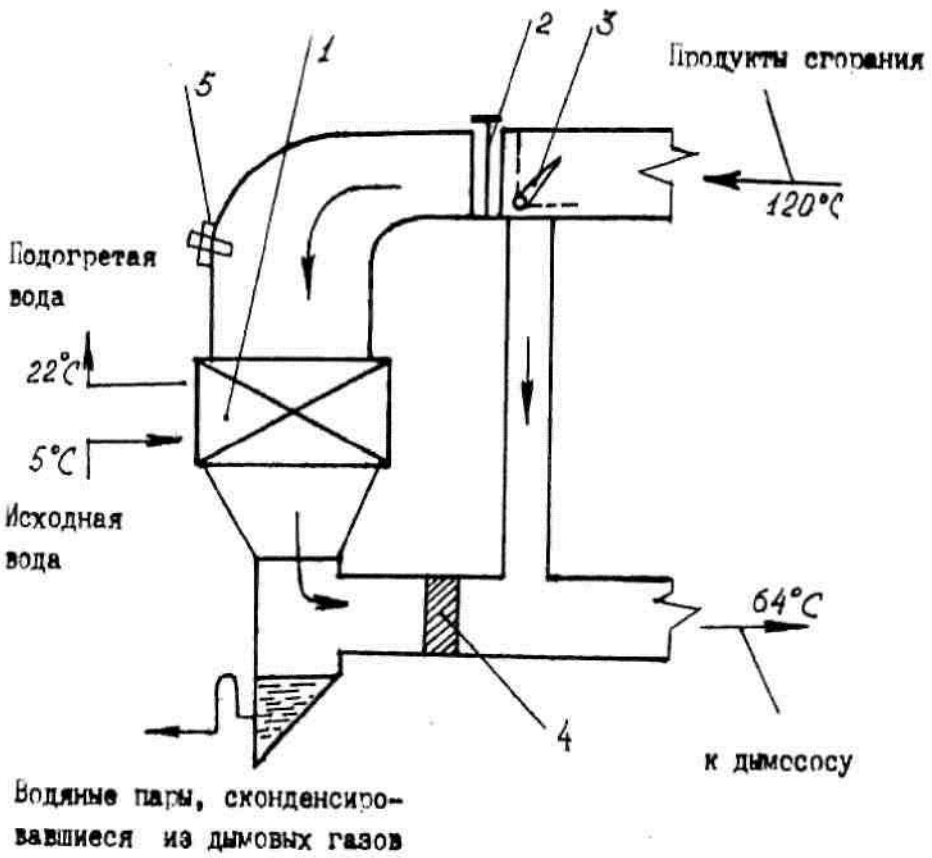


Рис. 2.4. Схема утилизации тепла продуктов сгорания с использованием конденсационного поверхностного теплообменника: 1 – теплоутилизатор; 2 – сетчатый фильтр; 3 – распределительный клапан; 4 – каплеуловитель; 5 – гидропневматическое обдувочное устройство

Теплоутилизатор 1 установлен в газоходе котла между экономайзером и дымососом. Уходящие продукты сгорания после экономайзера с температурой 120-Г-150 "С попадают на распределительный клапан 3, который делит их на два потока, основной поток газа (70-^80 %) направляется через сетчатый фильтр 2 в теплоутилизатор, второй (около 20-ьЗО %) - по обводной линии газохода. Сменный сетчатый фильтр устанавливается для защиты тепло-утилизатора от отложений, которые могут образоваться при переходе котельной с мазута (резервного топлива) на природный газ. При работе на мазуте вместо сетчатого фильтра устанавливается шибер.

Процесс охлаждения продуктов сгорания в теплоутилизаторе ниже точки росы сопровождается уменьшением влагосодержания со 115 до 50 г/кг и выпадением конденсата в количестве 0,6-Ю,7 кг/ч на 1 $м^3$ сжигаемого природного газа.

Температура продуктов сгорания после смешения поддерживается на уровне 65-Г-70 "С, что выше точки росы, влагосодержание - 65-7-70 г/кг и относительная влажность 50-7-55 %. Это позволяет при всех режимах работы котла исключить выпадение конденсата в газовом тракте.

Дополнительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое тепло-утилизатором (порядка 21 Па), преодолевается за счет уменьшения объема продуктов сгорания вследствие снижения их температуры, увеличения объемной массы и конденсации части водяных паров. При работе котельной на мазуте газы полностью направляются по обводному газоходу, минуя тепло-утилизатор.

Образующийся конденсат собирается в поддоне и, минуя водоподгото-вительную установку, направляется в бак декарбонизованной воды, откуда насосами подается в деаэратор для подпитки теплосети при закрытой системе теплоснабжения. При использовании этого конденсата обеспечивается также экономия реагентов, электроэнергии и воды и, кроме того, сокращаются сбросы продуктов регенерации от натрий-катионитных фильтров в окружающую среду благодаря уменьшению количества регенераций.

Глава 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ГЛУБОКОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

3.1. Особенности тепло- и массообмена при глубоком охлаждении продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах

Конденсационные теплоутилизаторы поверхностного и контактного типов позволяют охлаждать продукты сгорания ниже точки росы и дополнительно использовать скрытую теплоту конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров.

Механизм тепло- и массообмена в контактном теплообменнике при соприкосновении горячих дымовых газов (ненасыщенной парогазовой смеси) с холодной водой весьма сложен. Здесь одновременно происходят процессы конвективного теплообмена, диффузии, теплообмена при изменении агрегатного состояния и теплопроводности. Коэффициент теплоотдачи от газов к воде в контактном теплообменнике и от газов к поверхности нагрева в конденсационном поверхностном теплообменнике существенно выше (при прочих равных условиях), чем при «сухом», то есть чисто конвективном теплообмене.

Принцип действия контактных теплообменников заключается в подогреве воды горячими продуктами сгорания при непосредственном их соприкосновении. Тепло- и массообмен между дымовыми газами и водой при их непосредственном соприкосновении происходит благодаря разности температур и парциальных давлений водяных паров. Поверхностью нагрева в контактных аппаратах является поверхность пленки, капель и струек воды, через которую и происходит теплообмен между газами и водой. Одновременно происходит и массообмен между теплоносителями.

В отличие от поверхностных теплообменников, подогрев воды в контактных аппаратах возможен лишь до температуры мокрого термометра t_M, примерно равной температуре кипения воды при парциальном давлении паров в дымовых газах. При температуре мокрого термометра между газами и водой достигается динамическое равновесие. При этом все тепло от про-

дуктов сгорания затрачивается на испарение воды и в виде парогазовой смеси возвращается в поток продуктов сгорания. Такой процесс называют адиабатическим испарением (без подвода и отвода тепла извне), а температура t_M — температурой воды при адиабатическом испарении. Таким образом, после установления и достижения водой температуры мокрого термометра охлаждение дымовых газов происходит только за счет испарения воды при постоянной t_M.

Зависимость предельной температуры контактного подогрева воды продуктами полного сгорания природного газа от их температуры, влагосодер-жания и коэффициента избытка воздуха в них представлена на графиках [2, рис. 1ч-4], t_M может быть рассчитана по [31, уравнение (8)].

Для контактных аппаратов, устанавливаемых непосредственно после промышленных котлов при температуре газов за котлами 250-КЗОО °С $t_M=65+7Q$ °С; при температуре газов на входе в контактный теплоутилизатор 12(НТ40 °С 4=50-КЮ °С. При повышенном давлении дымовых газов (для котлов, работающих с наддувом) возможен нагрев контактным способом до более высоких температур 100^150 °С [2, рис. 1-=-5].

Охлаждение в контактном теплоутилизаторе дымовых газов протекает при переменном влагосодержании последних, так как происходит влагооб-мен между водой и газами.

Известно, что температура, при которой начинается насыщение и выпа дение (конденсация) в виде росы водяных паров, содержащихся в газах, на зывается точкой росы $t_р$. Значения точки росы для продуктов сгорания при родного газа усредненного состава приведены в [2, рис. 1-кЗ]. Для аналитиче ского определения $t_р$ можно воспользоватся следующим вырыжением

$$t_p=37,l\,€g[c//(3,777+0,085a_{yx})], \qquad (3.1)$$

где d - влагосодержание продуктов сгорания, г/кг с.г; a - коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

Характер изменения влагосодержания уходящих продуктов сгорания зависит от соотношения температуры уходящих из теплоутилизатора газов t_{yx} и t_p. Если температура уходящих из теплоутилизатора газов t''_x будет равна температуре их точки росы $(t'_{yx}=t_p)$, то влагосодержания продуктов сгорания до и после теплоутилизатора будут примерно одинаковы $(x'_{yx} « x''_x)$. Если при использовании контактного теплоутилизатора t_{yx} превышает t_p, то в этом случае происходит повышение влагосодержания уходящих продуктов сгорания ($x'_{yx} < x_{yx}$), так как после контактного теплоутилизатора газы независимо от температуры близки к полному насыщению водяными парами. В этом режиме теплоутилизатор фактически работает как контактный испаритель.

В поверхностном тепло утилизаторе в отличие от контактного увеличение температуры уходящих продуктов сгорания выше t_p не приводит к повышению их влагосодержания, то есть при $t^* > t$ максимальным влагосодержанием является x''_x яУ

Особенностью процессов глубокого охлаждения продуктов сгорания является изменение их количества вследствие конденсации части водяных паров. В работе [30] представлены зависимости, позволяющие рассчитать количество получаемого из продуктов сгорания конденсата при их охлаждении.

где *Agl* ~ приведенное количество получаемого из продуктов сгорания конденсата; *g'2* - приведенный теоретический расход сухого дутьевого воздуха, £,л=1,413; g_t. - приведенное теоретическое количество сухих продуктов сгорания, g™ = l,333; $a_{щ}$ - коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания в газоходе перед КТ; д-'(- начальное влагосодержание продуктов сгорания (перед теплоутилизатором), кг/кг с.г.; x^* — влагосодержание насыщенных продуктов сгорания (на выходе из теп л ©утилизатора), кг/кг с. г.

Приведенные характеристики рассчитаны по отношению к низшей теплоте сгорания топлива Q^f_u, Мкал/м . Значения x' и x'' могут быть рассчитаны по приближенным формулам Л.Г. Семенюка.

$$< = (0{,}13 + *,«,,)/(<*,, -0{,}058), \qquad (3.3)$$

где $x_в$ - влагосодержание дутьевого воздуха, кг/кг св.

$$^x1^* = \sim\text{-----}\ 7\text{^}Г7\text{^}\ \text{----------}\ \bullet \text{екр}(0{,}062\text{^}), \qquad (3.4)$$

,

0006382 +

0,004a $_w$ 0,199 +

a_{vx}

где t''_{vx} - температура уходящих продуктов сгорания на выходе из теплоути-лизатора,°С.

По величине $\&g''_v$ рассчитывается абсолютное количество конденсата Ag_K, которое может быть получено при охлаждении продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 м^3 природного газа. Например, при а =1,3; г" =40 "С; *$_в$=0,01 кг/кг св. получаем ^=0,11514 кг/кг сг.; х", =0,0465 кг/кг сг.; *Ag[[* =0,120635. В этом случае при сжигании 1 м природного газа с теплотой сгорания 0|(=8523 ккал/м^3 выделяется абсолютное количество конденсата Ag_w

-0,120635 -8523/1000 = 1,02817 кг.

При увеличении влагосодержания дутьевого воздуха до 0 02 кг/кг с.в. *** составит 1,1847 кг конденсата, а при д;$_{в}$=0,07 кг/кг с.в. - *»= 1,9689 кг конденсата водяных паров из продуктов сгорания.

Таким образом на количество выделяющегося конденсата сильно влияет влагосодержание продуктов сгорания перед теплоутилизатором " и температура уходящих газов на выходе из теплоутилизатора Одним из путей увеличения количества выделяющегося из продуктов сгорания конденсата является искусственное увлажнение дутьевого воздуха за счет нагрева его в контактном воздухоподогревателе, например, сбросной теплой водой. В этом случае дутьевой воздух достигает практически полного насыщения, а его влагосодержание $x_в$ может быть определено по формуле (3.4).

Увлажнение дутьевого воздуха позволяет п^ дополнительный эффект в виде уменьшения содержания оксидов азота олуч$_{(}$ иг в ухо*д*ящих про дуктах сгорания в топке. Установлено, что с увеличением содержа водя ного пара в дутьевом воздухе с 0,01 до 0,03 кг/кг с.в. содержание ни> снижа ется в 2+3 раза [33].

3.2. Теплообмен при глубоком охлаждении продуктов сгорания в КТ поверхностного типа

Внедрение установок для глубокого охлаждения продуктов сгорания сдерживается отсутствием аналитических зависимостей, позволяющих рас считывать тепломассообмен в КТ поверхностного типа, а также данных по надежной работе наружных газоходов и дымовых труб при отводе охлаж денных в КТ продуктов сгорания. Составление замкнутой системы диффе ренциальных уравнений, описывающих тепломассообмен при глубоком ох лаждении продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах по верхностного типа, затруднительно. Поэтому для установления вида крите риального уравнения в диссертационной работе использовался метод анализа размерностей. На основании анализа результатов экспериментальных иссле дований и физических представлений установлено, что коэффициент тепло отдачи от продуктов сгорания к наружной поверхности рекуперативного те-плообменного аппарата, работающего в условиях глубокого охлаждения уходящих газов, является функцией следующих физи

где а - коэффициент теплоотдачи; *D* - геометрический параметр; *V* - ско рость потока; ***M** и *с* соответственно плотность, вязкость, теплопровод ность и теплоемкость продуктов сгорания; * - плотность орошения наруж ной поверхности теплообменника.

Общее число физических величин в уравнении (3.5) равно восьми; «/=8.

Для анализа размерностей зависимость (3.5) представим в виде

$$a = BD'V'p^m\backslash i^{<}\backslash^{/}c'^{\cdot}w^*. \qquad (3.6)$$

В соответствии с основной идеей метода анализа размерностей выберем в качестве основных размерностей длину *L,* время Г, массу *M* и температуру 0, так как все размерности физических величин, входящих в уравнение (3.5), можно выразить через размерности *L, T, M* и 0.

Выражая размерность каждой размерной величины уравнения (3.5) через размерности *L,T, Mu* 0, можно записать;

$$[a] = MT\text{-}^*\text{®-}^{[}; \ [F] = ir'; \ [p\backslash = MU^{y}\backslash$$

$$[//]=МГТ'; \quad [Л]=ШГ'0\text{-}^{1}; \quad [c] = UT^{2}®^{1};$$

$$[D]=L; \quad [Г]=М,"^{2}Г'".$$

Подставим эти выражения в уравнение (3.6), получим уравнение размерностей в виде

$$MT\,^{3}0^{ч} = BL'\{Lr^{l}y(MV^{y})'''\{MT\text{-}^{l}L\text{-}^{l}y\ x$$

$$x\ (ШГ^{3}в\sim^{J})'\{L^{2}T\ ^{2}0\sim'\,)^{П}(M1^{\cdot 2}Г^{\prime})''.$$

Из условия равенства показателей степеней при соответствующих размерностях в левой и правой частях уравнения (3.7) можно записать следующую систему уравнений для показателей степеней:

при *L* 0 = *a+e~3m-e+j+2n-2R;* (3.8)

при *T* -3 = -в-е-3/-2/7-/?; (3.9)

при *M* \ = *m+e+f+R;* (3.10)

при 0 -\=*-f~n,* (3.11)

Система уравнений (3.8) -(3.11) состоит из четырех уравнений (mi=4), содержит семь неизвестных показателей степеней («/-1=7). Следовательно, три показателя степени не могут быть определены («/-/и/-1=3). Примем за неизвестные показатели степени т, п и R и выразим остальные показатели *{а, в,* е, /) через них следующим образом.

Из (3.11) имеем /=l-w. Значение *f=\-n* подставим в (3.10), получаем 1=ш+е+ *\-n+R => e=n-m-R.* Значение *J=\-n* и *e=n-m-R* подставим в (3.9), получим -3= *-e-n+m+R-3+3n-2n-R => e=m.* И, наконец, подставляя выражения *для/,* еивв (3.8), имеем *0=a+m-3m-n+m+R+\-ti+2n-2R => a=m+R-\.*

Подставляя соответствующие показатели степени в уравнение (3.6), получим выражение для коэффициента теплоотдачи в виде

$$a=B\blacksquare D''^{r+M}\bullet V^{m}\blacksquare p^{r''}\blacksquare u''''''\text{-}^{w}\blacksquare V\sim''\blacksquare c''\bullet W^{R}. \qquad (3.12)$$

Объединяя физические параметры с одинаковыми показателями степени, уравнение (3.12) представим в виде

$$a = B\frac{n^{\cdots} v^{\cdots} p^{\cdots} \text{ii}^{\cdots} c^{\cdots} w D^{\cdots} x}{u^{m} \quad X'' \quad ц^{д}}$$
$$D$$

(3.13)

ocD $J\ VD$ YY ц/р У

или —- - B

^L/pJ $\{X/\{cp)$ \ **Ц**

Следовательно, уравнение подобия для рассматриваемого случая теплообмена в условиях орошения наружной поверхности теплообменника может быть записано в форме

$$Nu=BRe''Pr^{>}K^{R}, \qquad (3.14)$$

где $Nu\text{-}aD/Л;\ Re = VD/v;\ Pr=v/a;\ K=WD//j$ - соответственно число Нуссельта и критерии Рейнольдса, Прандтля и орошения.

Полученное уравнение (3.14) находится в соответствии с /7г/-теорией (формулой Бэкингема); число критериев *(Nu, Re, Рг, К)* равно разнице между числом размерных физических параметров и,=8 *{а,* А *У,р, (Л, Л, с, W)* и числом основных разностей *m*\ =4 (Z„ 0, Г, *М).* Константа *В* и неизвестные показатели степеней при определяющих критериях *m, n* и *R* в полученном уравнении определяются экспериментально.

Введение критерия орошения $K=WD//a$ позволяет установить зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи $Nu = ccD\ i\ к$ от плотности орошения И', связанной со степенью охлаждения уходящих продуктов сгорания в конденсационном теплоутилизаторе поверхностного типа.

3.3. Обработка и обобщение результатов натурных испытаний КТ поверхностного типа

Конденсационный теплоутилизатор (КТ) выполнен на базе биметаллического калорифера типа КСк-4-11-02 ХЛЗ (изготовитель АО «Калориферный завод?), г. Кострома). Площадь поверхности теплообмена калорифера КСк-4-11 равна] 14,5 м , площадь живого сечения - 0,685 м\ габаритные размеры - 1727*1076х180 мм. Калорифер имеет четыре хода по движению воды и один ход по движению газов. Многоходовое движение воды организуется при помощи перегородок, установленных в распределительно-сборных коллекторах- Число рядов рабочих трубок по ходу движения газов равно четырем. Трубки расположены в шахматном порядке. Поперечный шаг между трубками Si =41,5 мм, а продольный - S_2=36 мм.

Теплообменный элемент калорифера представляет собой биметаллическую трубку, которая состоит из двух трубок, насаженных одна на другую

(см. рис. 3.1).

Внутренняя трубка стальная d_BxS =16x1,2 мм, наружная трубка алюминиевая с накатанным на ней оребрением. Ребристая поверхность имеет диаметр по вершине ребер 39 мм, по основаниям ребер 18 мм. Толщина ребер у основания 0,8 мм, у вершины - 0,3 мм. Профиль ребра трапециевидный. Ребра накатываются с шагом 2,8 мм.

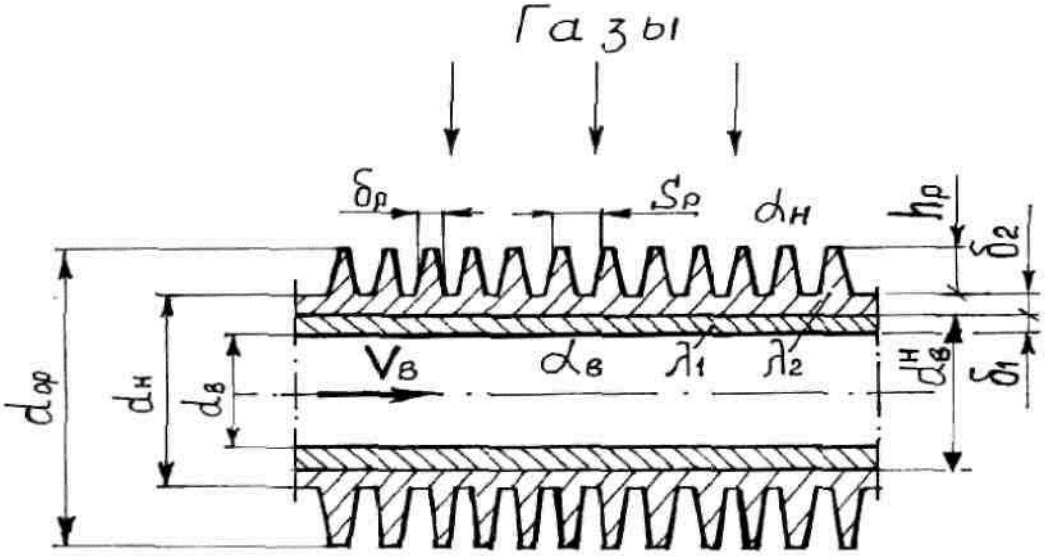


Рис. 3.1. Биметаллическая трубка калорифера КСк–4–11

Натурные испытания конденсационного теплоутилизатора на базе калорифера КСк-4-11 проводились на Ульяновской ТЭЦ-3 в 1996 и 1999 гг. Экспериментальные исследования позволили получить числовые значения коэффициентов теплопередачи КТ в зависимости от скорости уходящих продуктов сгорания и степени орошения наружной поверхности теплообменника конденсатом продуктов сгорания. Данные по коэффициентам теплопередачи $K_{кт}$ представлены в таблицах 4.4-^4.6, П2.7-НП2.12 и на рис. 4.2, 5.2 настоящей монографии.

При расчете процессов тепло- и массообмена удобно пользоваться критериальными уравнениями. В настоящей работе получено критериальное уравнение, описывающее процесс тепло- и массообмена при глубоком охлаждении газов в КТ поверхностного типа, которое имеет вид (3.14) (см. п. 3.2).

Для получения числовых значений коэффициента *B* и показателей степени *m, R, n* выполним математическую обработку опытных данных.

Коэффициент теплопередачи теплоутилизатора $K_{кт}$ рассчитывался при отнесении теплового потока к наружной оребренной поверхности теплообменника (калорифера).

Коэффициент теплопередачи через ребристую многослойную стенку при отнесении теплового потока к оребренной поверхности равен [24]

$$* \quad = \text{----} = \text{----г-------}\text{^---------}, \qquad (3.15)$$

$$\frac{1}{a_я} \frac{F}{Ъ} + \left| \frac{(*}{l} + \frac{Ъ)Ъ}{я,j} \right| \frac{1}{*\backslash} + \frac{1}{(y.}$$

где a_{ff}, $a_{,,}$ - коэффициент теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях рабочей трубки калорифера, Вт/(м~-К); *Fj/F/* -отношение наружной оребренной поверхности к внутренней гладкой поверхности (коэффициент оребрения); *dj, S?* - толщина стенки соответственно внутренней стальной трубки и наружной алюминиевой трубки, м; А/, *Xj* — коэффициент теплопроводности соответственно материала внутренней и наружной стенок рабочей трубки калорифера, Вт/(м-К).

В данном случае можно использовать формулу для плоской стенки потому, что d_H/d_H=0,016/0,018=0,8889>0,5, а суммой термических сопротивле-

$$\frac{8_1}{} + \frac{\&1}{)} \quad s \quad 2$$

нии $= 2{,}89 \cdot 10$ " (м"-К)/Вт можно пренеоречь. $\frac{1}{K}$

Теплообменный элемент (рабочая трубка) калорифера имеет следующие геометрические параметры (см. рис.3.1): $c/_e$=0,0136 м; d''=0,016 м; £/„=0,018 м; <4;„=0,039 м; /?$_p$=0,0105 м; ^/=0,0012 м (1,2 мм); <5^0,001 м (1,0 мм); 5$_P$=0,0028 м (2,8 мм); ^=0,0055 м (5,5 мм). S,/d_{op}=l,064, S_2/d_{op}=0,923, F_2/F,=15.

Из уравнения (3.15) определяется *а».* Для этого сначала рассчитывается a_e. За основу приняты результаты испытаний, проведенных в 1996 г. (см. табл. 4.4^4.6 и рис. 4.2 настоящей монографии). Режим движения воды в трубках калорифера для всех проведенных опытов является турбулентным (V>3 м/с; Re_e=3 0,0136/(1-10 ^{6})=40800, $a_в$ =10455 Вт/(м^2-К)). Для л.|=50 Вт/(м-К) и Ь=205 Вт/(м-К) уравнение для определения *а,,* принимает следующий вид

$$a = \text{----------}! \text{----------}. \qquad (3.16)$$
$$МК \quad -0{,}001944$$

Дальнейшие расчеты по определению числовых значений *B, m, R* и *n* выполнялись по методике, изложенной в [2]. Для определения показателя степени *m* при числе Рейнольдса уравнение (3.14) записывается в виде

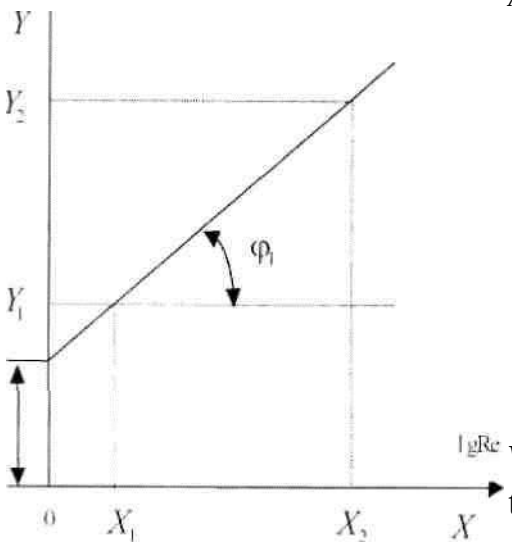
$$Nu = (B\text{-}K^R\text{-}P_r'').Re^m. \qquad (3.17)$$

Логарифмируя уравнение (4), получаем

$$£_g Nu = \%()3 \cdot K^R \cdot P;) + m \blacksquare Eg\ Re\ .$$

Обозначая *igNit* через Г, *igRe* через*X*и *fg\B-K*^{R} ■ *P")* через С/, можно написать $Y=Cj+ m\text{-}X.$

Последнее уравнение является уравнением прямой линии. Показать степени *m* численно равен тангенсу угла наклона прямой к оси абсцисс *X*. Следовательно значение *m* можно определить с помощью графического представления опытных данных в координатах *ligNu = f_x{lgK)* (см. рис.3.2). Показатель степени *m* равен



$$m = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} = \operatorname{tg}\varphi_1$$

Результаты вычислении представлены в табл. 3.1, а граф и к зависимости *fgNu = f\(fgRe)* -на рис. 3.3. Вычисления выполнялись для скорости газов 1,0<К<4 м/с. В расчетах принимались следующие параметры продуктов сгорания:

ν_r =20,58- 10~^{6}м^2/с$Д_г$=0,03072Вт/(м-К) для $t_г$=0,5(134+46)=90°С (использовались экспериментальные данные, пред-Рис. 3.2. Зависимость *tgNu = f^gRe*) ставленные *m* рис. 4.2 и в табл. 4.4*4.6).

За определяющий линейный размер при вычислении *Nu* и *Re* принимался наружный диаметр трубки калорифера d_H - 0,018 м, так как $a_в \approx a_u$. Из рис. 3.3 получаем $m = \frac{1,644 - 1,444}{3.575 - 2.94} = 0.315$.

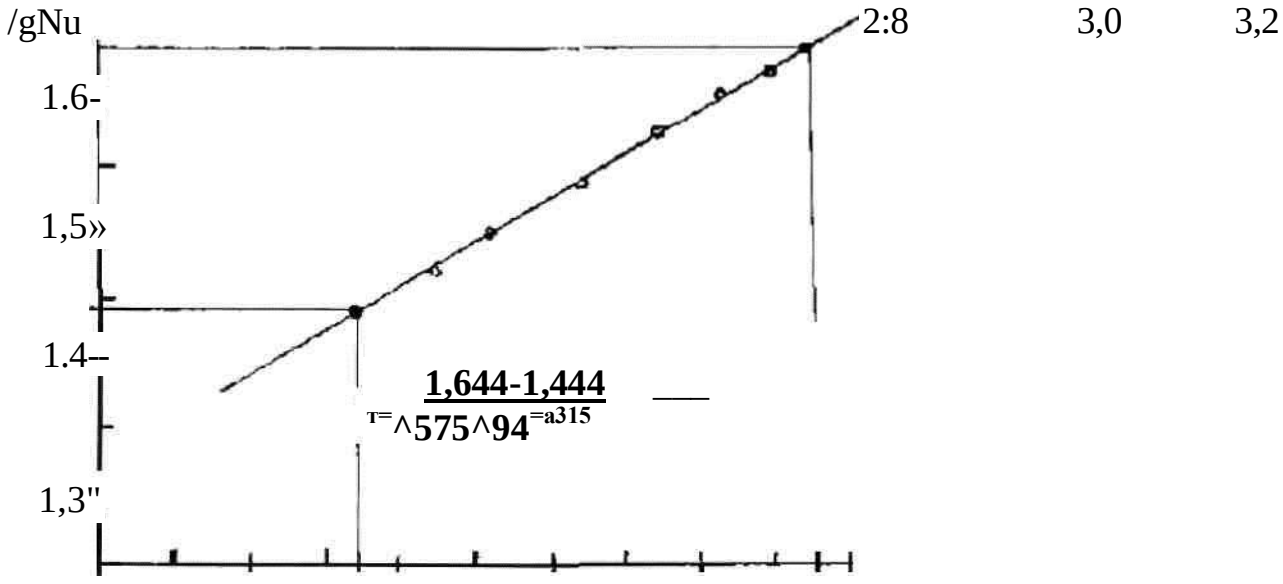


Рис. 3.3. График зависимости *ZgNu* от *IgRe:* t,=90 "С; ν_r =20,58-10^ м:/с: X_r =0,03072 Вт/(м-К)

Таблица 3.1

Результаты вычислений критериев Рейнольдса *Re* и чисел Нуссельта *Nu* для установления зависимости *lgNu=m-lgRe:* С/-=90 °С; v, =20,58-10"^{6};

А, =0,03 072 Вт/(м-К)

V,. м/с	1,0	1.25	1.5	2,0	2.5	3.0	3.5	4,0
Re	875	1093	1312	1749	2186	2623	3061	3498
IgRe	2,942	3.052	3.118	3.243	3.34	3.419	3.486	3.544
Вт/(м--К)	43.44	45.94	48.59	53,44	57,19	60,78	63,28	65.62
Вт/(м^{2}К)	47.45	50.46	53.66	59.64	64,34	668.92	72Д6	75.22
Nu	27.81	29.56	31.44	34,95	37,70	40,39	42.29	44,08
LgNu	1.444	1.471	1.498	1,543	1.576	1,606	1.626	1,644

Для определения показателя степени при критерии орошения *К* уравнение (3.14) представляется в виде

$$\frac{Nu}{Re} = (B\text{-}Pr'')\text{-}K^{n} \qquad (3.18)$$

Логарифмируя уравнение (3.18), получаем

$$lg\hat{}L = lg\{B\text{-}Pr'')+R\text{-}IgK.$$

Введя обозначения $lg\frac{}{Re'''}=r\backslash$, $IgK=£$, $lg\backslash B\blacksquare Pr'')=C_2$, имеем

$$n=C_2+R\text{-}4. \qquad (3.19)$$

Следовательно значение R можно определить с помощью графического представления опытных данных $lg\frac{Nu}{Re''} = f_y(\backslash gK)$ (см. рис. 3.4).

Показатель степени R определяется

$$R = tg(p_2 = \frac{Щ\sim V,}{£\ -1}$$

Результаты вычислений представлены в табл. 3.2, а фафик зависимости

$tg\frac{\hat{}}{Re^{m}}$ *f->{£qK)-m* рис. 3.5.Вычисления выполнялись для *2,2<W* <4,0 кг/(м -ч).

В расчетах принималось Re=2187, что соответствует скорости газов V,=2,5 м/с. Теплофизические параметры принимались при средней температуре газов t,=90 "С.

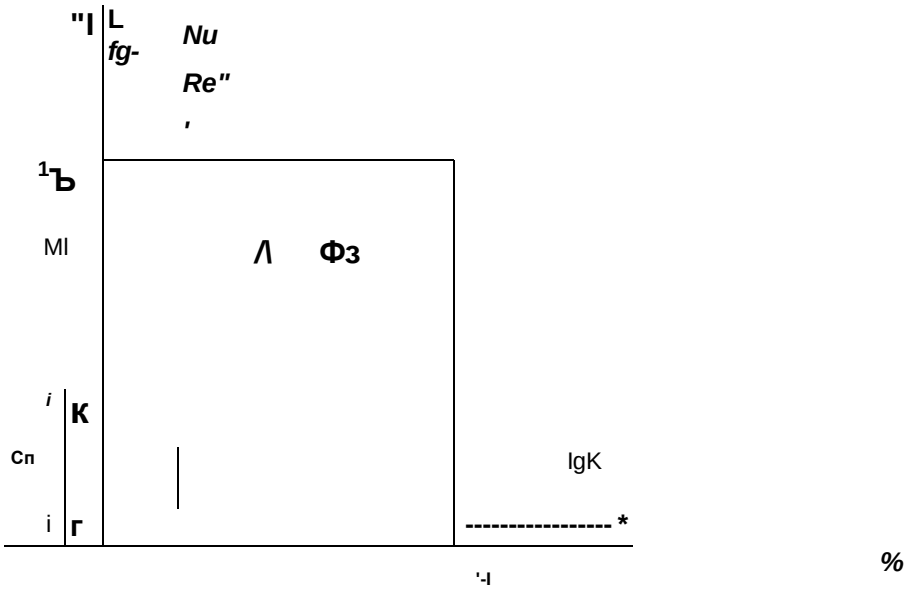


Рис. 3.4. зависимость /g-------= f_2 *[igK)*
Re"'

Таблица 3.2

Результаты вычислений критериев орошения *К и* чисел Нуссельта *Nu* для ус-
Nuтановления зависимости *1ц*— - =*R-hK*\ v_r
=20,58-10"^{6}; А. =0,03072 Вт/(м-К);
Re р,- =0,9739 кг/м^3; $ц_г$ =20,04-10"^{6}
кг/(м-с)

W. кг/м^-ч	2 2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4.0
V,-. м/с	2.5	2.5	2.5	2.5	2,5	2.5	2,5
Re=v,$d_)$,/V	2187	2187	2187	2187	2187	2187	2187
Re^m	11.27	11.27	11,27	11.27	11.27	11.27	11.27
/UЗт/(м^2-К)	49.91	51.72	53,53	55.34	57.15	58.96	60.08
$a_{,,}$ Вт/(м^2-К)	55.27	57.5	59.75	62,01	64.29	66.59	68,03
Ми=$a_(ДД_г$	32.38	33,69	35,01	36.33	37,67	39,02	39,86
Nu/Re^m	2.873 1	2.9894	3.1065	3,2236	3,3425	3,4623	3.5368
LgNit/Re^m	0.4583	0.4756	0.4923	0.5083	0,5241	0.5394	0.5486
<=WdH/(3600^,-)	0.5489	0.6238	0.6986	0.7734	0.8483	0.9231	0.998
IgK	-0.260	-0.205	-0.1558	-0,1116	-0.0715	-0.0347	-0.0009

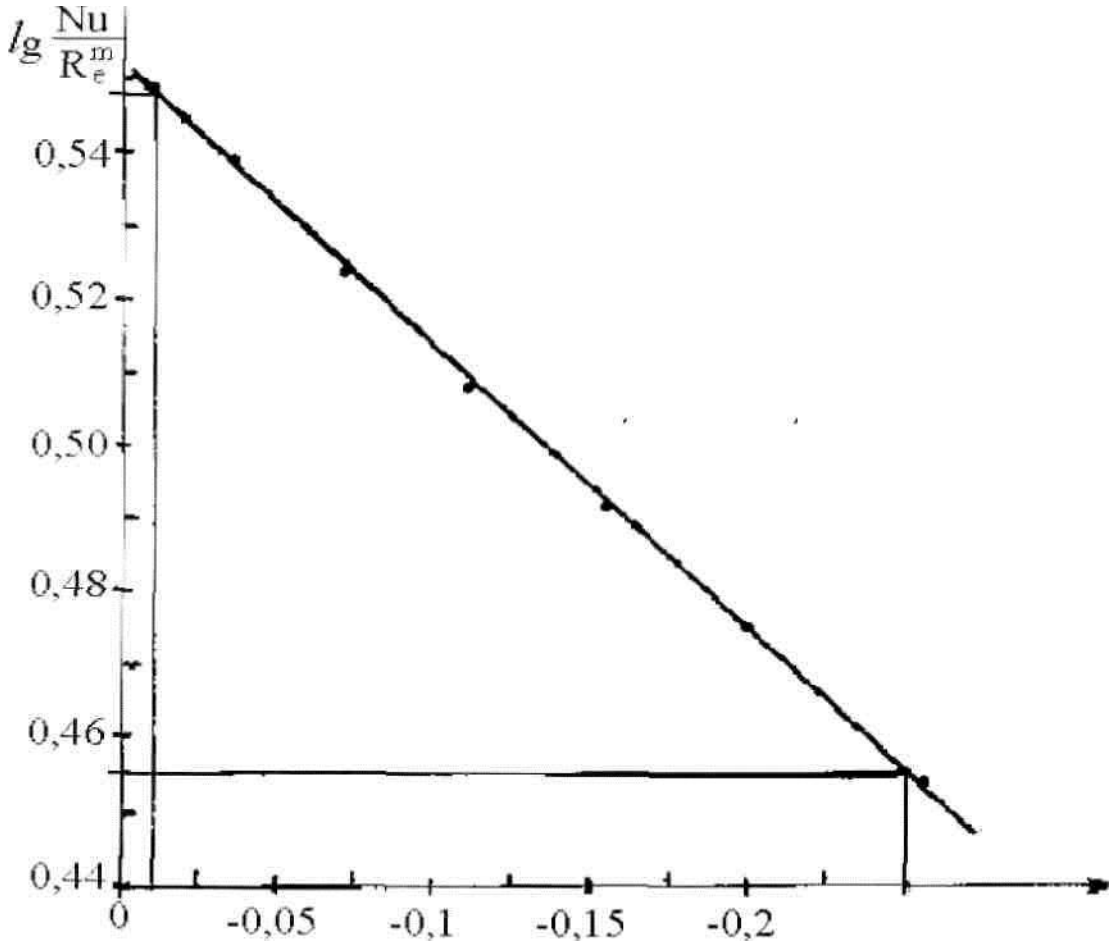
Получено следующее значение *R*

$$R = \frac{0{,}548-0{,}455}{-0{,}009+0{,}249} = 0{,}3875.$$

Принимаем #=0,388.

Показатель степени *n* при критерии Прандтля определить по данным опытов затруднительно, так как критерий Прандтля практически не изме-

нялся ввиду того, что рабочим телом во всех случаях были продукты сгорания при средней температуре 80-100 °С (при 80 °С *Pr=0,696*, а при 100 "С /V=0,69 см [4]). Однако представляется целесообразным ввести *Pr* в степени 2/3, что позволяет распространить полученные результаты на сравнительно узкую область значений критерия Прандтля, характерную для газов [3].



IgK: I,=90°С: V_r =20.58-10[ч]\м^2/с: $\frac{Nu}{Re^{r1}}$ Рис. 3.5. График зависимости $.q— от

X_r =0,03072 Вт/(м-К); p_r =0,9739 кг/м^3: ц$_г$ =20,04- КГ" кг/(м-с)

Это подтверждается следующими соображениями. Наружная теплооб-мекная поверхность калорифера состоит из множества прерывистых ребер, на которых возникают ламинарные пограничные слои (по крайней мере на большей части поверхностей). Основные решения для ламинарного пограничного слоя указывают, что для газов в диапазоне чисел Прандтля *0,5^L0* критерий *Pr* входит в расчетные уравнения в степени 2/3 [1, 3].

Таким образом уравЕгегаке (3 14) можно чаписать в виде

Тогда $$M^{\neq\text{Я}}\wedge, \qquad (3.20)$$

$$/* \qquad M/ \qquad {}^{v\,L}$$

$$Re''''\text{-}*^{1}\text{-}'' \quad Pr$$

Для определения Я примем (см. таил. 3.2): /¥«=36,33; /?с=2187; Л-0,7734; /V=0,693-

$$5 = \frac{36.33}{2\ I\text{K}7 \quad {}^{F}\text{ - }0{,}773\ 4^{\circ}\ \blacksquare''\blacksquare''\text{ - }0\ 693^{2}} = \frac{36.33}{11{,}2\ 7\ 0.9051\text{ - }0{,}783\ I} = 4{,}548$$

Принимаем JJ^4_t55. Искомое критериальное уравнение представляется в виде

$$Nt_{fMrii}=4_t55Re\wedge;iC\wedge Pr\backslash\backslash \qquad (3\text{-}21)$$

При вычислении №/, /?*?, Л', представленных в формуле (3,21 К определяющим размером является внешний диаметр трубки. Скорость газ»и, необходимая для определении *Re** ,.i, подсчитываете я по еампму у IKOMY поперечному сечению пучка трубок, Определяю шей температурок является средняя температура газов.

Проверка согласованности результатов вычислений по формуле (3.21) с ДАННЫМИ, представленными в тай л, 4,4^4,6 монографии и в табл. 3.1, представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Результаты вычислений коэффициентовтеллоотдачи *a„* по формуле (Я) и ик сравнение с опытными данными (к,)

п/п	V. мУс	W, кг.'(м'-ч)	R<VJ	K i ..1	а* Вт/(U^{Z}-К)	а,. Вт/($м^2$К)	Ol 110- снл. пэтреш-сюсч ь 0. %
1	1.(1	:.5J	::^	0.8588	43.80	47.45	+7,69
2	0,371		MW	*u t , U -*	47>52	49.43	'3,86
3	2.0	}.\	Т74Ч	1). 77.15	57,80	^>.f._	+3.09
-1	2.5	3,1	2187	0.7725	62.02	64.3J	+3,61
5	3J8	Э,9в2	3306	0£И5	77,82	7<S.5I	-1,72
й	4	4.0	3499	0.W8	79,38	77,03	-3.05

Примечание: для первой строки вычисление критериев *Re* и *Рг* производилось для случая, когда f;=83 *"С*

Анализ результатов вычислений коэффициентов теплоотдачи для различные значений скорости движения уходящих продуктов сгораний и плот-

ностей орошения наружной поверхности теплообменника конденсатом ды мовых газов $_{л}$ „$_{л}$ ^ ^ ^„-ы расчетов по критериальному урав нению вида $Nu_{rd=4}$~ удовлетворительно согласуются с опытными данными. Критериальное уравнение (3.21) получено при 875<Де<3500, 0,55 <^< 1,0, 0,5<Рг<1,0.

3.4. Тепло- и массообмен при движении продуктов сгорания в газоотводящих трубах

При установке конденсационных теплоутилизаторов за котлами уходящие продукты сгорания охлаждаются до температуры ЗО-е-50 "С и одновременно час тично осушаются. Влагосодержание продуктов сгорания снижается с 0,110-е-0,120 кг/кг с. г. до 0,3 -е- 0,60 кг/кг с.г, а их точка росы также снижается с 50 + 60 °С до 30 ч- 40 °С. Известно, что основным условием надежной работы наруж ных газоходов и дымовых труб является обеспечение в расчетный период экс плуатации теплового режима без образования конденсата на их внутренних по верхностях. Для соблюдения этого условия температура внутренней поверх ности наружного газохода и газоотводящей трубы t_m должна быть выше точки росы t Важно выполнение этого условия в оголовке дымовой трубы, то есть **£ > '„** С этой точки зрения уменьшение температуры газов после КТ является неблагоприятным фактором, так как при этом снижается ***Ь**** а уменьшение влагосодержания газов - наоборот положительным фактором, так как снижается ^ Совместное влияние этих факторов на надежность эксплуатации трубы проявляется неоднозначно. Отсутствие фундаментальных исследований в этой области не позволяет принять правильное решение в практике проектирования КТ и вызывает неуверенность эксплуатационного персонала котельных установок в возможности широкого использования КТ для повышения экономичности теплогенери-рующих установок. Основная задача состоит в определении параметров, при которых обеспечивается надежная эксплуатация дымовых труб, отводящих в атмосферу охлажденные и частично осушенные в КТ продукты сгорания.

Для предупреждения конденсации водяных паров в газоходах и дымовых трубах при отводе охлажденных и частично осушенных в КТ продуктов сгорания осуществляется: байпасирование части горячих газов; подмешивание к охлажденным газам горячего воздуха; подогрев охлажденных газов. Наиболее простым способом защиты газоходов от гидратной коррозии является байпасирование части неохлажденных продуктов сгорания. Такой способ защиты был принят в теплоутилизационной установке, внедренной на Ульяновской ТЭЦ-3 [18,23].

С целью установления основных условий надежной работы газоотводящих труб котельных установок, снабженных конденсационными теплоутили-

заторами, проанализируем процессы тепло- и массообмсна движущихся в трубе продуктов сгорания для случая ее защиты от гидра гной коррозии методом банпаеировапня части горячил газов. В произвольном сечении у уравнение теплового баланса уходящие продуктов сгорания {газов) к дымовой трубе (см, рис. 3.6) в пределах элемента *dy* представим в виде

$$dQ, =</£*> \qquad (3.22)$$

где *dQ,* - изменение теплосодержания продуктод сгорания, Вт, па участке *dy,* соответствующее изменению ик температуры *n&dt,* *'С: dQ_n - изменение теплового потока, Вт, па участке *dy*\ передаваемого через конструкцию дымовой трубы tf окружающую среду

$$\text{rfft} = -G_r C_r dt. \qquad (3.23)$$

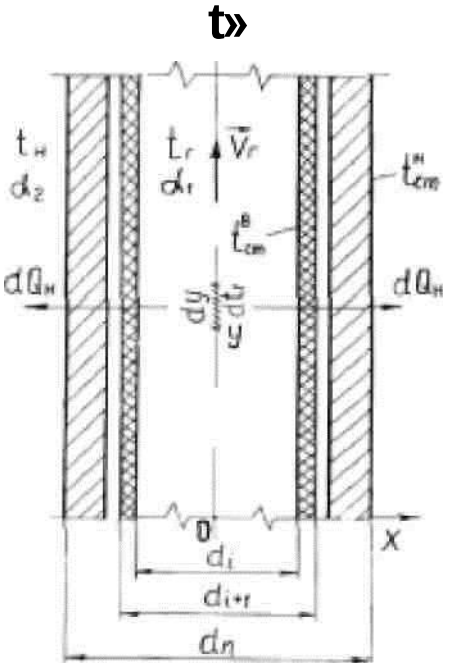


Рис. 3.6. Схема TeciJtLHSLJMgiia лро-JIYKTOB сгорания в дымовой

тле G_r- расход продуктов сюрания, кг/с: G -теплоемкость продуктов сгорания, Дэк/ (кг -*"С).* Знак *«-»* означает понижение температуры продуктов сгорания при их движении в дымовой трубе.

где ii_t — лн1сей1гьЕй коэффициент теплопередачи от продуктов сгорании через цилиндрическую стенку ДЫМОЙОЙ трубы в наружный воздух. Вт/(м-К); *Ь~* температура продуктов сгорания, па участке *dy, 'С* ; r_{if}- температура наружного воздуха, С.

Согласно уравнению < э.22> имеем $-G_r C_r dt = K_i x(t_t - t_{)f})dy.$ (3.25) Разделим перемен 1гые в (3.25) и проинтегрируем полученное уравнение по *у* от 0 до *у* и по *t* от г™ до //■. получим в основании дымовой груйы, 'С':

13.26)

где *f,* температура продуктов спораним,

(3.27)

$$a_z c_z$$

(3.2Й)

Уравнение 0-27) позволяет рассчитывать температуру гало а в любом сечении дымовой трубы. При v=0 *u- = t'p* ; *njwy ^И^ $t_r = t^v_r$'.*

0-29)

\ $^{G}r^{c}t$

где *t** — температура газов н оголовке дымовой трубы, *С; $H_{щр}$ - высота га-юот водя щей фу бы, к.

Уравнение {3.28) можно представить в следующем виде

CUD)

it и: (331)

Линейный коэффициент теплопередачи многослойной цилиндрической стенки дымовой трубы рассчитывается по формуле [14,24]

I

(3.32) K =

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 A_2} + \sum_{a\,d}^{i\,n} \frac{y^i}{bl}}$$

где оо, сг_' ■■ коэффициент теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях трубы, *Бт/(.\с К); d_h d_2* - соответственно внутренний и наружный диаметры трубы, м *{dt=d_t, d_2-d_{tt}* для скемы на рис 3.6); *К* - коэффициент теплопроводности материала /-го слоя трубы; *t* -I, *2+...>* и; л -количество слоев п конструкции дымоной трубы. Значения кои^бшигеиипч теплоотдачи я/, я: рассчитываются по следующим у равно [иян.

$$a_t = a_{ia} + a_{ijrt} \qquad (3J3)$$

где $a_{u>}$ £e_u. - соответствен ню коэффициент лучистого и конвективного теп* лообмена на внутренней поверхности трубы.-

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяется по формуле |9]

$$Л|.,-4,<1 \cdot 10'' \quad \frac{^ + 0{,}5}{2} \quad «Г? \quad I- \quad \frac{*тя}{} \quad ' \quad I \quad I- \quad m\,)\,Г, \qquad C3.34)$$

где Гг. 7^- "■ абсолютная тем перл тура соответственно продуктов сгорания и внутренней поверхности (ствола) гаюотводящей трубы, *К*\ 0^. — O.S; (J - степень черноты потока газов, определяется вяаннсимости от суммарной оп-шчеекпи м. мнниы газового потока.

При температурах. гаюв50+Ю0'С $я_{1т}$=5 -г 5,5 Вт/(ы -*С).

Предварительные расчеты показывают, что режим движения газов в дымовых трубах всегда является турбулентным (например, даже при V_r=\ м/с; di =0,5 м; V'^21,54-10"^{6} м^2/с; Re=23213). Поэтому коэффициент $a_{1к}$ может быть рассчитан по формуле [9, 24]

$$Nu = 0.021\ Re^{\circ *}\text{-}Pr \qquad \text{e, ,} \qquad (3.35)$$

где $s_{(}$=1 при $H,,_4Jdi$ > 50. Для дымовых труб £>= 1,0 -*■ 1,05.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы определяется по формуле [9]

$$a_2=6{,}3(K\text{-}vJ^{iM}, \qquad (3.36)$$

где *Ун* - средняя скорость ветра, м/с; *К*— коэффициент, учитывающий изменение скорости ветра по высоте трубы (при H_{mp} = 25; 50; 100 и 150 м; *К* соответственно равен 1,2; 1,6; 2,1 и 2,3).

Для га зоот водящих труб конической формы средние расчетные внутренний и наружный диаметры d_u d_2 могут быть расчитаны по следующим формулам [36]:

"iff$^+$"!// &2B "*" "2//

где индексы «в» и «и» означают соответственно верхний и нижний диаметры трубы. Для стальных труб $d_{!B}$ =d_{iH} =d_t; d_2B =d_2n =d_2.

Температура и влагосодержание продуктов сгорания на входе в дымовую трубу связаны с долей перепускаемых по байпасу газов 5 уравнением теплового баланса для продуктов сгорания и законом сохранения массы для водяных паров в газах

$$SX'_{a+}(l\text{-}\$)X''_{yc}=X_{0CH}, \qquad (3.38)$$

где C , С"$_ч$, C_{OC11} - теплоемкости продуктов сгорания до и после КТ и смешанных газов на входе в дымовую трубу, Дж/(кг-К); t'_{vx}, $X[_x$ и t''_{yx}, $X'',_y$- температуры, "С, и влагосодержания, кг/кг с.г., газов соответственно до и после КТ; X_{oeti} - влагосодержание смешанных газов на входе в дымовую тру-бу.

Температура внутренней поверхности трубы t_{cm} , °С, может быть определена из уравнения теплопередачи от газов к наружному воздуху

$$**.=*г\text{-}(*г\text{-}*н)К, \quad IM)' \qquad (^{3\text{-}39}>$$

Дтя оголовки гаюотводящей трубы имеем

$$С='М'г\text{-}'яК/М). \qquad (3.40)$$

Для того, чтобы получить зав ней мостъ *tf.* от параметров газов па входе в КГ и на выходе из него и от лил и байпасируемых газов, выразим *{?"* из (3J6) н подставим данное значение в (3-28). с учетом (3.37) будем иметь

$$SOL \quad o\text{-}a\pounds x \quad -t_{l(}\ \underline{\backslash tfxjt}\ - \quad \frac{K\hat{}И^{шр}}{G_y C,} \qquad (3.41)$$

Значение *tf.* из (3.4Ю) подставим в (3J9J$_т$ получим

$$\frac{«W.}{C} \cdot \frac{(L\text{-}6JC}{C} \quad]—L.\ \hat{}\ \ M\ I \quad \frac{A:,П//_{тг}}{<?,г,} \qquad (3.42)$$

Значение *f"'_* должно быть не менее тючки росы fy, кагорам определяется из выражения (3.1).

Учитывая, чтоЛ^ = *8X'$_{yx}$* + (I - *S)X'$_y$,* получаем

$$t_B\text{-}m>ig \quad \frac{iooo(y;+(!\text{-}*)*;)''}{(3.77 + 1Ш5a_{кТ})} \qquad 0.43)$$

где otjgt- коэффициент избытка воздуха в газоходе перед K'J'.

Доля байпасируемых газов, необходимая для предотвращу кия кон ле Flea цни водяных. паров в дымовой трубе, устанавливается нI решения следующего уравнения

$$C='„+ЛЛ \qquad (3.44)$$

где *At* - превышение температуры внутренней поверхности газоотводящей трубы по отношению к /> A/ принимается равной lO-s-15 ^{C}СД что вполне достаточно л ля предупрежден и я гидратной коррозии в наружных газоходах и дымовых трубах.

Температура на наружной поверхности цилиндрической стенки в оголовке дымовой трубы равна

$$^\text{-}^\text{-}'•'жГ\text{-}A \qquad (3.45)$$

Подученные аналитические зависимости (3,28), (3.4]), (3.42), (3.43] позволяют рассчитывать поля температур уходящих газов на внутренней и наружной поверхностях дымовой трубы в зависимости от доли байпасируемых неохлажденных газов, теплофизических характеристик материалов стенки трубы и продуктов сгорания, геометрических параметров трубы н нн-тенсивпости воздействия окружающей среды, т.е. устанавливать условия надежной защиты газоотводяших труб от гидратной коррозии методом байпа-сирования части неохлажденных продуктов сгорания.

Вычисление температурных полей в стенке газоотводящей трубы пе является конечной не лью, а дает лишь исходные данные, необходимые для оп-

ределения термических напряжений, которые в общем случае возникают в телах при их жестком закреплении или появлении неоднородного температурного поля. Вследствие температурного воздействия на элементы трубы на более нагретой поверхности возникают радиальные и окружные напряжения сжатия, на менее нагретой - растягивающие радиальные и окружные напряжения. При этом тепловое расширение конструктивных элементов дымовой трубы происходит в условиях свободной деформации.

Параметром, определяющим значение термических напряжений в элементах трубы, является градиент температуры, а в случае стационарного режима работы - перепад температур по толщине кирпичной кладки или железобетонной оболочки, то есть стенки дымовой трубы.

Для футеровки из кислотоупорного кирпича допустимый А/ принимается равным 80 °С, а для обеспечения надежной работы железобетонной оболочки принято оптимальным поддерживать температуру на внутренней поверхности железобетонной стенки не более 100 °С, хотя по строительным нормам допускается использовать обычный бетон при температуре до 200 °С.

Таким образом при конструировании и эксплуатации труб важно знать температурный режим их работы и перепады температур на стенке ствола, футеровки и изоляции. От температурного режима во многом зависит надежность работы как металлических, так и обычных железобетонных и кирпичных дымовых труб.

Так как температурное расширение конструктивных элементов дымовых труб происходит в условиях свободной температурной деформации, то в вертикальных сечениях однородного ствола трубы возникают только температурные напряжения, вызванные неравномерным нагревом стенки ствола по толщине. При этом у наружной поверхности стенки трубы возникают растягивающие напряжения, которые воспринимаются стяжными кольцами из полосовой стали (в случае установки последних).

Температурное напряжение в кладке газоотводящей трубы может быть рассчитано по формуле [34] (при'. -■=20-^300 °С)

$$\wedge = 0.165_{Л},-E, \quad (346)$$

где ^ - свободная температурная деформация кладки кольцевого сечения ствола трубы; Е0 - начальный модуль упругости кладки, МПа

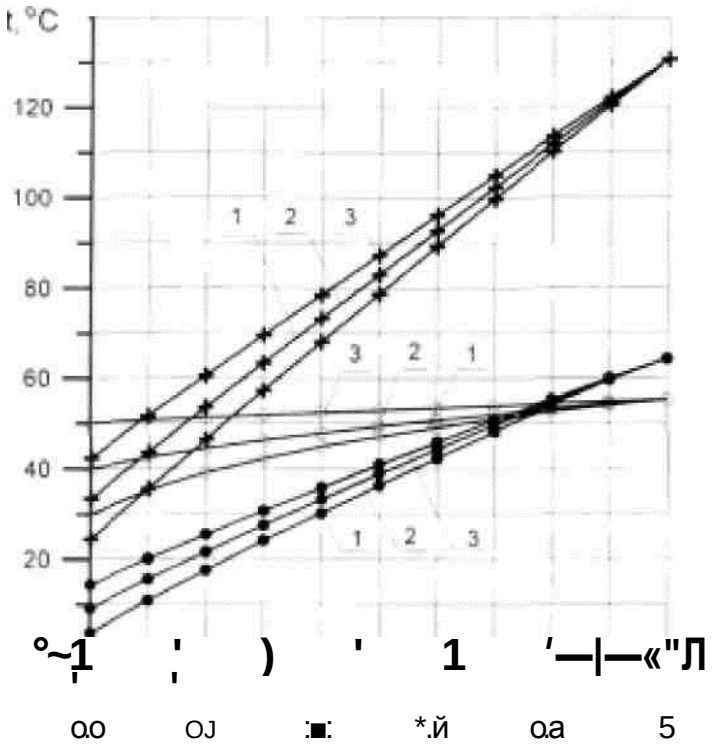
$$i_{кл\,t} = \alpha_{кл\,p} \Delta t \frac{d_1}{d_2},$$

где [a]» I - расчетный температурный коэффициент линейного расширения кладки, 1/°С (*[a]»Г^ [1ЛС]*при ^[20]-°° ') ; - температурный перепад по толщине стенки ствола трубы, [V] = '- ' '"- -. Здесь <-» > *— - соответ-

ственпо температура внутренней и наружной поверхности кладки ствола фубы.

Для дымовых труб, выполненных. Hi кирпича глиняного марки 100 на растворе марки 50, E_0 =3000 Ml J я *(t„* =0,03 10^h *кгекм').*

Представленные аналитические ча вне if мости не пользовались для расчетов температур ныл пилен, термических напряжений и других параметров работы кирпичные га-аогводящих труб высотой 30 м и 60 м и металлических труб высотой 32 м п *АЛ,2* м. Расчеты выполнялись на ПЭВМ но специально разработанной программе на алгоритмическом языке БЕЙСИК (см, приложение 4). Ряд рсчультатов расчетов по определению температурных полей на внутренних поверхностях в оголовках дымовых труб представлен на графиках рис. 3,7+3.i 1, а термических напряжении - tia рис, 3.12+3.13. Результаты вариантных расчетов для кирпичной трубы высотой 30 м и металлической трубы высотой 32 м при V„=7 м/с представлены в табл. 3.4, 3.S.



J'EIC. *$.1.* Зависимость z_p и /* от *Л* при Г„- Юл*, *t'* =150 *Св f,=-30 **C*

I - £ =30 *X\ 1- t'vx* =40 ^{\ 3 - /", =50 Ч.'; +++ - кирпичная труба. //„,,=30 *м*\ - точка *росы;* • • • - стальная труба, /£^=32 .и

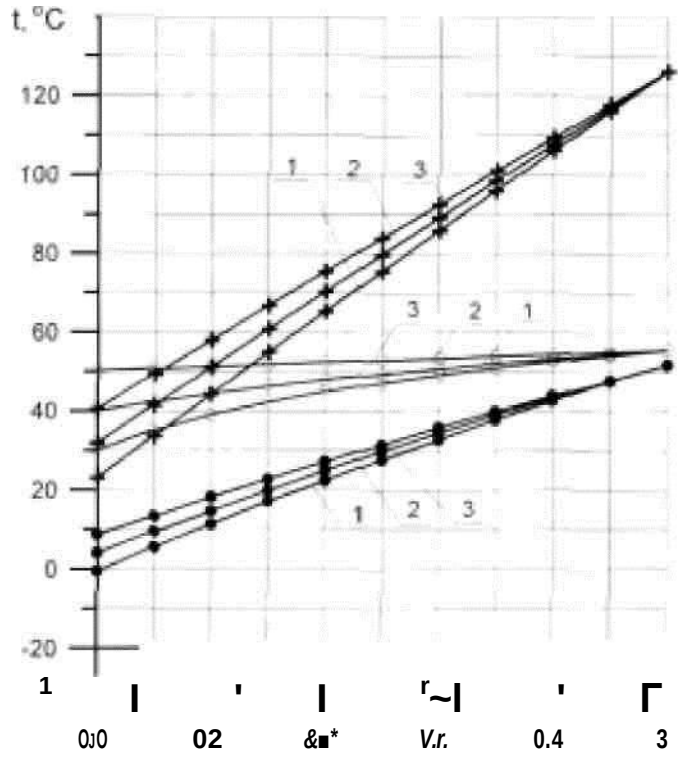
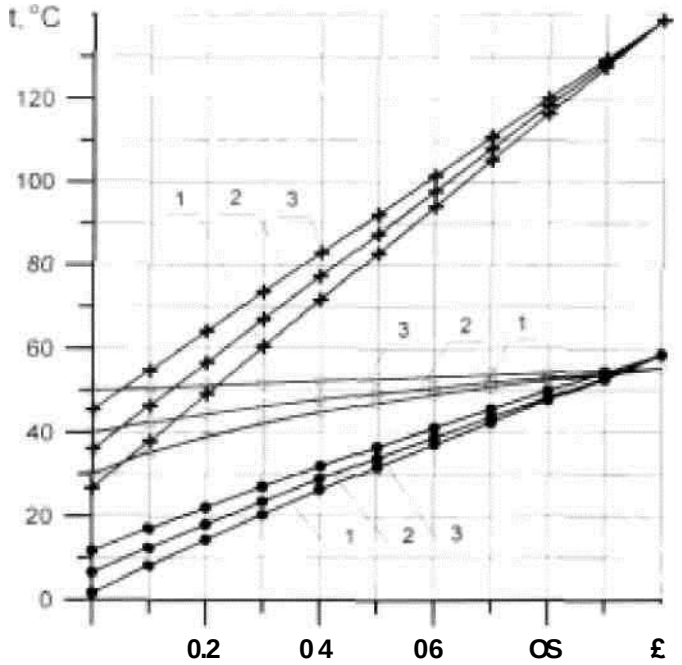


Рис. 3.8. Зависимость f_r **и ^ от** <S **при** K^7.iA, **С** $^{= 150}$ ^ ^{и} **'н=-30°С; I** - **J* -30-С. *2^ /",=40** "С, **1** - **Г^-50°С; + + + - кнрцичка*** ipv&h H_{nip}*^10.it:* -**Tii4t^укк:ы: •••- стальная ipjGa. *Hmp=i-* «**



Рнс. 3Я Завнсн кость /, и *С* от £ при F»H 0 «fr, /J,=] 50 «С и /,~-J0 *С\ I - £ -30 4\ 2 - /* =40 °С, 3 - /'$_T$ =50 °С; +++ - кирпичная труба. //^=60 ли - точки росы; • • • - **стальная 1у|>бц,** //^ **44.**Z **if**

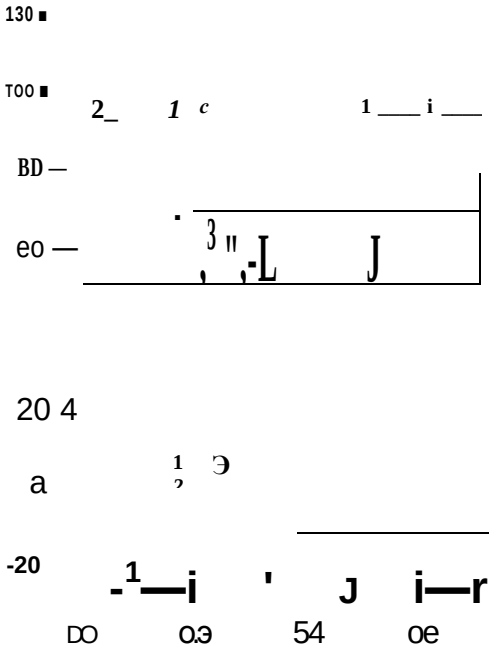


Рис. 3] 0. Зависимость t_p н С от *6* при f'fl=7 »Лг* f^-l50 °С и *н=-30 *С:
I - Г^ =30 *С f 2 ^ =40 ЧГ, 3 - /^ =50 ПС; +++- кирпичная тру ба. *Нщ=Ю м*\
■-точка росы; •••- стальная труба, /£,=44,2.и

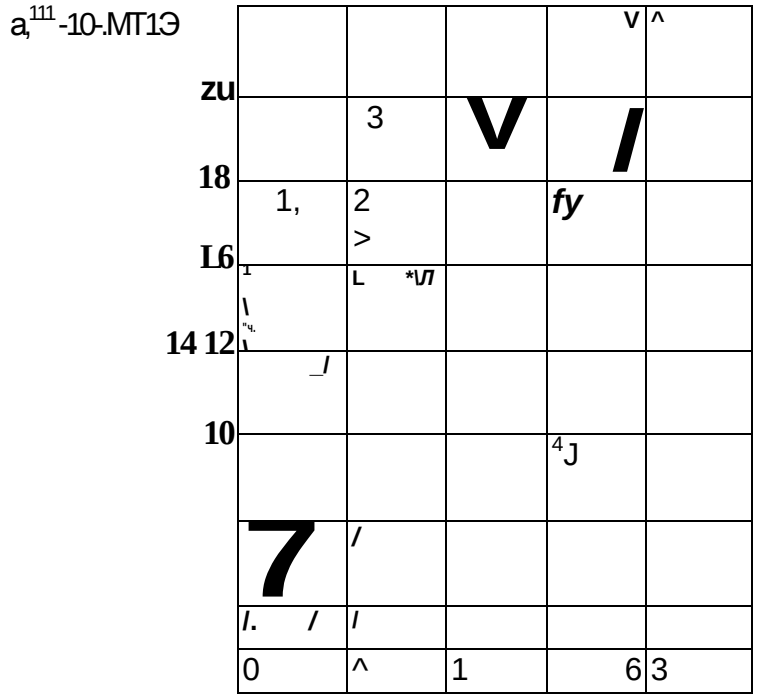
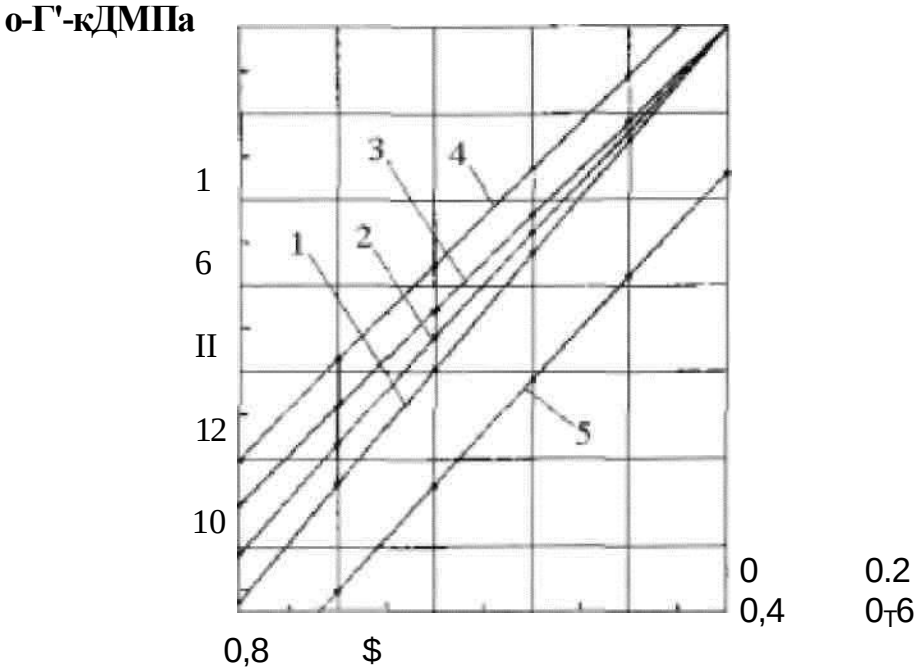


Рис. ЗЛ1. Зависимость <т^* -10 * МПа^эт доли байпзснрусмых гатов 6 для кирпичной трубы; /^=30 *м*\ *V*<>=] О .«Л:: f ^=150 'С: /,=-30 "С;] - f', =3 О ЧГ: 2 - £ =40 °С:



Рнс .3.12. Заькснмйсп, о J"' -] 0 ", M11 ipvfiu: //^=60*; 1>1Ojwt, Г^, = 150"С;
IV^-JO^{й}С: 1 - £ = 30 *41*; 2 - £ =40 °Г:
3 - /J =50 *С; *4* - £ =50 "С- /^=-40 °С; 5 - *", =40 °С; /„=0 «С

Таблица 3.4

Результаты расчета процесса тепломассообмена при движении продуктов сгорания в кирпичной труб*. Исходиые лакные: //„^=30 м; $Г_0$=7 м/с; /^=150 ^{С}С

£-30 "С; Г.--30'С

5	V. I'	/Г", "с	Г. ^{Г}С	*0,* *.р*	- . ^{h}."Ант ' -	кг/кг^.г.	а,. Ml hi
о	зо.оз	10,00	28,10	:з.оо	-26,в0	2.56	0,07096
0.1	35.19	43.25	40.00	33.70	-И,20	1.45	О.ОВ53
о.;	30.30	56.2*	51,70	44.31	-25,60	4 39	*0.IW5*
0.3	41.24	69.04	63т40	54.90	24,90	5.34	0,1136
0,4	44.И7	яо.%	75.00	65,30	-24,30	6.2*	0.1275
ii.i	47,L3	«.14	86,40	75,60	-23.70	7.2.1	W.14I4
0.6	40.11	105.L7	ет,во	К 5.90	-23.10	8.17	6,1551
1Х7	50.ЙК	116,95	юч.ю	96,00	-12т50	9.12	0.16К7
i-.S	5147	128.61	L20.J0	106,10	-21.90	10.06	О.L822
0,4	53,91	I?9,92	131,50	116,10	-21.30	11,0]	6,1955
I.N	-.■■:	150.00	м:.бо	126.00	-20.70	11,95	0,2ОЕВ

/;,-40т^„--зо°с

6	г.. С	f™/С	Л". с			X„-№- кг/кгс.г.	<Т,.\Шы
0	40.02	40,00	37.80	J 1 .НУ	26,3 и	4.65	(10826
0.1	42.37	52.02	48,60	41,50	■25,70	5.38	0.0957
0,2	44,42	63,84	159,30	51.20	-25.: 0	Ы]	0.100
0.3	4(i.24	75,45	70,00	60.SO	-24,Ь0	6.Я4	0.122
0.J	*47.ЧХ*	86.35	80.60	70,о 0	24.00	7.57	0.1.1-1
0.5	49.35	(«.06	91.10	79.S0	2 J .40	8.30	0.147
0.6	50.7:	109.07	I 'М ;"	80.20	22 90	9.03	0.160
0.7	5] .УК	119.89	111.40	98,50	-2 2.."50	4.76	0.172
U.K	S3.14	129.97	122.20	107,70	21.80	10.49	0.184
0,9	54,23	139,92	1 32.40	II6.W	-21.20	11,22	0,19?
1.0-	55.24	150.00	142,60	126,00	-20.W	11.95	0209

г; =50 'С; /,= -30 "С

	л., ■ (	.ГА Ч г ■	*Г*, С	**С ***		кг/кг с г	Cf,. ММ:i
0	50ЛЮ	50.00	47.40	40,40	25.S0	Н.<i-	0.0943
0.1	50.61	Г.1..М1	57.20	49,30	-25.30	«,9?	0,1061
<J.2	51 20	71.42	66,90	58.00	24.70	9,30	0.1179
■1.3	51 76	К 1,85	76.60	66.80	-24,20	9,63	0.1295
(1.4	52.31	92.10	86.20	75,40	23.70	9,96	6,1411
МЛ	52,84	102.18	75.70	84.00	-23.20	10,30	0.L526
U.h	53,35	112.07	105.20	92.50	-22.70	10,63	0.1640
0.7	53,84	121.НО	114.70	101.00	-22,20	L0.95	О.I 75л
чЛ	54.32	131.36	12-1.00	100.40	*-2* [,70	11,29	0.1865
0.9	*4 7"	140 76	133.30	11 7.71)	-2t,20	11,62	0,1980
1...	55.24	150.00	U2.60	114.60	20.70	11.96	0,2088

£=40 "(;;*„= О "С

6	„,-с		I----------		*1* *С	К1/КГС.Г.	СТj. МП;*
0	4<1.<12	II .1.1	38.70	35,30	2 11	4.65	0,0472
0.1	42.37	52,02	49.60	45,10	2.70	5.38	0,0604
0,2	44.42	63.84	63 JO	54.80	**V>**	ft, И	0.0734
0,3	46.24	75.45	70,00	I:-Uм	**\.*x***	6,84	0.0863
0.4	47.98	86.85	81.60	74.10	4,43	7.57	0.0991
0,5	49,35	98.06	42.20	К3 ,60	4.99	8.30	0.11 18
0.6	50,72	I09j07	102.60	93.00	V--,	ij.Il!	0.124^
U.-	51,98	119.89	111.00	102.40	6.12	9,76	0.1370
M.N	.-":. 1-J	129,97	123.40	111.60	6,67	10,49	0.144-1
0.9	54.23	1 34.42	135.60	122.BO	7.22	11.22	0,1617
1.0	55.24	I50,(KI	143,R0	130.00	Г"	11,95	и. П39

Таблица 3.5

Результаты расчета процесса тепломассообмена при движении продуктов сгорания в металлической трубе. Исходные данные: $H_{тр}$—Ъ2 м; V_Q=7 м/с;

£=30"С;*$_{Н}$=-30*С

З	*Тр, °С*	** ОСИ 1 г* , L	**С.*с**	*Г"* . "С *ст-*	*сшм **	кг/кг с. г.
0	30,03	30,00	17,91	-0,57	-9.28	2,50
0.1	35.19	43.25	28.20	5.57	-4,97	3.45
0,2	39,10	56.26	38.12	11,50	-0.80	4.39
0,3	42.24	69.04	47.80	17,20	3,22	5.34
0,4	44.87	80,90	56.70	22,40	6,87	6,28
0,5	47,13	93,14	65,80	27,70	10.60	7,23
0,6	4^.11	105.17	74.70	32.80	14.20	8,17
0.7	50.88	1 16.95	83.30	37.80	17.70	9.12
0.8	52,47	128.61	91.80	42,60	21.10	10.06
0,9	53,91	139.92	99,94	47.60	24.50	11.01
1,0	55.24	150.01)	107.14	51.50	27,30	11.95

С=4(ГС;Г„=-3(ГС

й	7>, °С	j *ОСИ* о р			*л Of* ол *С/ПМ'*	кг/кг с.г.
0	40.02	40.00	25,65	4.04	-6,05	4.65
0.1	42,37	52,02	34,88	9,52	-2,19	5,38
0,2	44.42	63.84	43.86	14.80	1.53	6.11
0.3	46.24	75.45	52,60	19.90	5.13	6.84
0.4	47.98	86.85	61.12	24,90	8.60	7.57
0.5	49.35	98.06	69,50	29.90	12.14	8.30
0.6	50.72	109.07	77.60	34,54	15,40	9.03
0.7	51,98	119,89	85.50	39.04	18.60	9,76
0.8	53.14	129,97	92.80	43.20	21.50	10,49
0,9	54.23	139,92	99.90	47,50	24,50	11,22
1.0	55.24	150,00	107.14	51.50	27.34	11.95

f'«50"C;f,«-30"C

6 ! '	' ■	jfH'ft ^p	гр	,-lll			KГ 'KI L'.I .
0	50.00	?lj.l.'l.'	33,30	S.57	-2.86	N..--
ал	50.61	60,so	41,60	13.40	0.54	B.97
од	51.20	71.42	49,60	IS.30	3.98	9.30
0,3	51.76	8L85	^7,40	22.ЯО	'.IK	9.63
0,4	52,31	92.10	65.0-J	27,20	10,30	9.%
0,5	52,К4	102 IB	72.50	31.50	12,30	10.30
U.(,	5135	112.07	79,80	35.90	16.40	10.63
0,7	53.«4	I:I.RO	:„.i„,	39.90	19.20	10,95
0,8	54,32	IJU6	42 .SO	43.SO	21,90	и.·*'
0_t9	54.79	140.76	100,50	47.60	24,60	11.62
1.0	".?Л	150.00	Ki7.L(i	51.50	27.30	11.96

/;,мот,^ч5-с

й	fc'C		Г с	'L'JM ■ ^		
0	40.02	40.00	2S.72		J. 82	4,65
0.1	42,37	52.02	38.01	17.29	7,72	5.л«
0,2	44,42	63.8 J	47,05	::/i4	11.49	ft. 11
0.3	46.24	75.45	55.85	27.K2	15.13	6,84
0,4	47,98	8{>.K5	64.42	32.82	IX.i ■<	7.57
0.5	49.35	98.06	7: .77	37.fi?	22.06	8.30
ii.f,	50.72	109.07	&0.9:	42.36	35.36	9,03
I-.7	51,98	119,89	sa.90	47.13	28.72	9.76
0J	53,14	/29.97	96,24	51,31	JIM	J 0.49
0,9	54,23	139,92	L03,44	55J$	34,53	11.22
1.(1	>5.24	150.D0	i |n o'-.[1]	59.46	37.40	.

r;-40"C;^-0'C

6	Ь с	CVC	C' - rc	С с	.Pill'	X_m ■ 10' . кг.-'кI a.
0	40,02	;,I.;I.I	31,7R	19.35	13,62	.
0,1	42.37	52,02	41,12	24.9J	17.55	5.38
0,2	44.42	63.B4	50.22	30.35	21,36	u II
0.3	46.24	75,45	59,10	35.71	25,13	6,84
0.4	47.98	86.85	67.72	J0.78	28.69	7.57
0.5	J 9.35	98.06	76.13	-.5.08	32,14	8.30
0.6	50.72	109,07	84.32	50.42	35.48	9.03
0.7	51,98	1J 9.89	92,31	55.02	38.72	9.76
0.Й	53.14	] 29.97	99.73	59,45	4L.B3	10,49
0,9	54.23	139.92	■ f>.97	63.56	44,73	11.22
1.0	55,24	150.00	114.26	,.-,-;	47,63	11.95

Анализ результатов вариантных расчетов позволяет сделать следующие выводы.

1) При использовании в котельных установках КТ защиту дымовых труб от гидратной коррозии наиболее просто и надежно осуществлять методом байпаси-рования части неохлажденных продуктов сгорания.

2) Доля байпасируемых газов в основном определяется теплозащитными свойствами ограждающих конструкций дымовых труб и скоростью движения в них продуктов сгорания. Для кирпичных и железобетонных газоотводящих труб количество байпасируемых газов составляет 2СН-25 % от их общего количества

3) Металлические газоотводящие трубы в расчетный зимний период (при FT < 7 м/с и температуре наружного воздуха $t_{Н}$ = -30 °С) работают в конденсационном режиме как при наличии в котельной КТ, так и при его отсутствии. Поэтому при использовании металлических дымовых труб отпадает необходимость в подмешивании неохлажденных продуктов сгорания в поток газов, покидающих КТ. В этом случае необходимо поддерживать положительную температуру внутренней поверхности газоотводящей трубы для предотвращения замерзания на ней конденсата водяных паров.

4) Наличие в котельных установках КТ снижает температурный перепад, свободную температурную деформацию и термические напряжения в конструктивных элементах дымовых труб в 2,0-г2,5 раза, что повышает надежность работы как обычных кирпичных и железобетонных, так и металлических газоотводящих труб.

5) Абсолютное охлаждение газов в кирпичных трубах высотой 30м (без футеровки) при скоростях уходящих продуктов сгорания 7-^10 м/с составляет 7ч-5 °С при работе котлоагрегатов в обычных условиях и 4,5-^3,0°С при установке конденсационных теплоутилизаторов, а в кирпичных трубах высотой 60 м (с футеровкой) - 3-ь2°С и 2-е- 1,5°С соответственно при работе котлов без конденсационных теплоутилизаторов и при установке КТ.

Глава 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Газифицированные теплогенерирующие установки имеют сравнительно высокие технико-экономические показатели, что обусловлено отсутствием потерь теплоты от химической и механической неполноты сгорания природного газа. Однако потери теплоты с уходящими газами значительны и составляют 16-^18 %, а в установках без хвостовых поверхностей - 25 % и более при сведении теплового баланса по высшей теплоте сгорания [2, 4].

Одним из путей существенного улучшения использования топлива в те-плогенерирующих установках является глубокое охлаждение (ниже точки росы) уходящих продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах (КТ) контактного или поверхностного типов. Особенно эффективно приме-нение КТ при утилизации продуктов сгорания природного газа, что объясняется повышенным содержанием в них водяных паров (более 20 % по объему при коэффициенте избытка а=1,0) и высоким качеством выделяющегося из продуктов сгорания конденсата водяных паров (обессоленной воды), который после дегазации (удаления растворенных в нем CO_2 и 02) используется в качестве питательной воды котлов.

В настоящей главе представлены описание и результаты натурных ис-пытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, смонти-рованного в газоходе за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ № 2 Ульяновской ТЭЦ-3.

4.1. Устройство конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа

Теплоутилизатор предназначен для более полного использования тепла уходящих газов парового котла ДЕ-10-14ГМ путем глубокого их охлаждения с целью повышения коэффициента использования топлива котельной установки. При этом тепло уходящих газов используется для подогрева сырой

воды, поступающей на химводоочистку. Основным элементом теплоутилиза-тора является биметаллический калорифер КСК-4-11-02 ХЛЗ Костромского

калориферного завода (площадь поверхности нагрева - 114,5 м ; площадь живого сечения — 0,685 м).

Калорифер 1 установлен в существующем газоходе 2 диаметром 0,5 м между водяным экономайзером и дымососом парового котла ДЕ-10-14ГМ Ульяновской ТЭЦ-3 (см. рис. 4.1).



Рис. 4.1. Схема теплоутилизационной установки:
1 – конденсационный теплоутилизатор; 2,3 – существующий и байпасный газоходы;
4 – регулирующий клапан; 5 – люк; 6 – конденсатосборник; 7 – гидрозатвор

Для регулирования расхода уходящих газов через КТ предусмотрен бай-пасный газоход 3 диаметром 0,5 м, на байпасном и существующем газоходах установлены регулирующие клапаны 4 поворотного типа, приводимые в действие исполнительными механизмами МЭО-250/25-0,25. В верхнем коробе, соединяющем существующий газоход с КТ, смонтирован люк 5 диаметром 0,45 м для осмотра и очистки калорифера. Байпасный газоход расположен на высоте 2,05 м от уровня пола и врезается в основной газоход на расстоянии 3 м от центра калорифера (от центра существующего вертикального газохода). В нижней части вертикального участка существующего газохода предусмотрен цилиндрический конденсатосборник 6 высотой 0,4 м для сбора конденсата дымовых газов и последующего непрерывного отвода его через гид-

розатвор 7 в бак чистых стоков. Гидрозатвор выполнен из цилиндрического трубопровода диаметром 32 мм.

Нагреваемая вода подается в калорифер и отводится от него по трубопроводам диаметром 50 мм.

Теплоутилизационная установка снабжена следующими контрольно-измерительными приборами.

1) Ртутным термометром с ценой деления 0,1 °С, предназначенным для измерения температуры подогреваемой воды и установленным на трубопроводе на выходе из КТ.

2) Ртутными термометрами с ценой деления 1 °С, предназначенными для измерения температуры уходящих продуктов сгорания на выходе из КТ и перед дымососом (после смешения охлажденных в КТ газов и газов, прошедших по байпасному газоходу).

3) Стандартной диафрагмой (Ф = 50 мм), установленной на подающем трубопроводе подогреваемой воды и предназначенной для измерения ее расхода.

Температура воды на входе в КТ измеряется штатным прибором U 001, установленным на тепловом щите ХВО; температура уходящих газов на входе в теплоутилизатор измеряется штатным прибором 2К6, установленным на ГРЩУ-1; расход газа на котел определяется по штатному прибору 2К-75, а расход пара - 2К-67, установленными на ГРЩУ-1; количество конденсата дымовых газов измеряется мерным способом с помощью секундомера и сосудом емкостью 3 л; количество оксидов азота (NO_X) в продуктах сгорания перед КТ и после него (в пересчете на NO_2) определяется переносным газоанализатором.

В процессе проведения испытаний КТ производится отбор проб конденсата дымовых газов для проведения его химического анализа с целью решения вопроса о возможности использования конденсата в тепловом цикле котельной установки.

Коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания перед КТ определяется расчетным путем по показаниям кислородомера - прибора 2К 76, установленного на ГРЩУ-1.

Конденсационный теплоутилизатор работает следующим образом. Продукты сгорания природного газа после водяного экономайзера при температуре 135-И50 °С и влагосодержании 0,11-^0,12 кг/кг с.г. поступают в основ-

ной газоход 2 и затем разделяются на две части. Основная часть (около 80 %) продуктов сгорания по основному газоходу поступает в калорифер 1, остальная часть (около 20 %) направляется в байпасный газоход 3. В калорифере осуществляется глубокое охлаждение продуктов сгорания до 354-40 °С, при этом происходит конденсация части (50ч-60 %) содержащихся в газах водяных паров. Влагосодержание продуктов сгорания снижается до 0,03 5^-0,046 кг/кг с.г., а их точка росы становится равной 35-г40 °С (при $t_{ух}$=\50 °С и $a_{ух}$=1,25, $t_р$=55,24 °С, см. п. 3.4 настоящей монографии). Таким образом полезно используются как физическая теплота продуктов сгорания, так и скрытая теплота конденсации части содержащихся в них водяных паров. На выходе из калорифера поток продуктов сгорания изменяет направление движения на 90°, что способствует отделению от газов капельной влаги. Затем охлажденные продукты сгорания смешиваются с проходящими по байпасному газоходу неохлажденными газами и при температуре 65-=-70 °С отводятся через дымовую трубу в атмосферу. Влагосодержание продуктов сгорания на входе в дымовую трубу становится равным 0,044-ьО,093 кг/кг с.г., а их точка росы - 39^45 °С.

Часть водяных паров, сконденсировавшихся из продуктов сгорания, под действием силы тяжести поступает в конденсатосборник 6 и затем через гидрозатвор 7 отводится в бак чистых стоков котельной установки.

Исходная сырая вода в количестве 20-^40 т/ч при температуре 3-ь5 °С подается в калорифер, подогревается до температуры 20-^22 °С и направляется на химводоочистку.

В первоначальном проекте КТ предусматривался специальный каплеот-делитель - кассета из колец Рашига КК-25 для отделения от газов капельной влаги. Ввиду трудности монтажа каплеотделителя на горизонтальном участке существующего газохода было принято решение при проведении испытаний КТ каплеотделитель не устанавливать. При этом учтено, что роль коленного сепаратора - каплеотделителя в разработанной установке выполняет поворотная часть существующего газохода на участке калорифер - конденсатосборник. Испытания КТ показали, что в настоящей установке монтаж специального устройства для отделения от газов капельной влаги, как это делается в теплоутилизаторах контактного типа, не требуется.

4.2. Натурные испытания конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа на Ульяновской ТЭЦ-3

В октябре 1996 г. были проведены натуральные испытания КТ. Испытания выполнялись в соответствии с разработанной программой (см. приложение 5) при паропроизводительностях котла 10, 8 и 6 т/ч. При каждой нагрузке котла испытания проводились в четырех режимах работы КТ, которые устанавливались изменением расхода уходящих газов, проходящих по байпасно-му газоходу и соответственно через КТ. В первом режиме 50 % уходящих из котла газов пропускалось через КТ, а остальная часть направлялась по бай-пасному газоходу, во втором режиме через КТ пропускалось 60 % газов, в третьем - 80 % , а в четвертом -100 %. Расход воды через калорифер не изменялся в течение всех четырех режимов работы КТ, то есть оставался постоянным при заданной паропроизводительности котла.

В каждом режиме измеряли следующие параметры: температуры уходящих газов на входе и выходе КТ и перед дымососом (после смешения), расход воды через КТ, температуры воды на входе и выходе КТ, температуру и расход газового топлива на котел, содержание кислорода в уходящих газах перед КТ, количество и температуру водяных паров, сконденсировавшихся из уходящих газов (конденсата дымовых газов), ток электродвигателя дымососа. Производился отбор проб уходящих газов из газохода после дымососа с целью определения содержания оксидов азота и отбор проб конденсата дымовых газов для выполнения лабораторного анализа и определения возможности использования его в системе теплоснабжения котельной. Параметры работы котла и КТ измеряли после наступления стационарного режима, который определялся по стабилизации температур уходящих газов на входе в КТ и выходе из него. Время наступления стационарного режима составляло 25-КЗО минут.

Целью проведения исследований было решение практической задачи -определение теплотехнических параметров работы КТ при различных тепло-производительностях котла и выявление оптимальных режимов эксплуатации теплоутилизатора. Результаты натурных испытаний КТ поверхностного типа на базе калорифера КСк-4-11-02 ХЛЗ представлены в таблицах 4.1, 4.2 и 4.3.

Таблица 4.1

Результаты испытания К.Т (18J0.96). Ларопроизводительность котла 10 т/ч

№№ п/п	Наименование из меряемо го параметра	Усл. о5о-шач.	1 ... ИЗМ.	Степень открытия шибера на свободном газоходе, %			
				100	80	20	‖
1	Температура газон на входе в теплоутнлкзатор	**С**	■с	134	134	134	134
2	!■■■■ ^ мм 14. \о *с*	**С**	Г	41,5	43,5	45,5	48
Э	Температура пгюв перед дымососом	t_p	■с	92	87	70	4^
4	Температура воды перед ntri 1 лоуги л изаторо м	<i	"С	9	9	9	9
5	То же после утилизатора	*t*M*	**'С**	23	23,3	24.4	25.5
6	Расход пгьл1$_3$| через теп- *AO}* MJ.JIIUIIOp	G_a	*м^у/ч*	26	26	26	26
7	Расход гача на котел	V_f	М^J/4	725	725	725	725
К	Температура газа	*h*	С	4.8	4,5	4.8	4*8
9	Содержание кислорода е уходящих газах	0_3	%	4,2	4$_+$2	4$_П$2	4,2
10	Кол t [честно кол еле El еата дымовых газов	G_K	м'/ч	0365	0.395	0,462	0,461
]]	Температура конденсата	*t**	**X**	4]	43	45	47,5
12	Ток электродвигателя дымососа	I,	Л	29* 28	29* 28	29* 2S	29* 28
13	Содержание оксидов ачота в плах до КТ	*NO,*	мг/м	217,5	217,5	217,5	217$_н$5
14	Содержание оксидов аэота в газах перед ды-мососом	*NO,*	мг/м	167	157,5	155	141

Примечание: * значение тока электродвигателя дымососа до включении КГ.

Таблица 4.2

Результаты испытания КТ (24.10.96). Паропроизводительность котла 8 т/ч

п/п	Наименование измеряемого параметра	Усл. обо-з нач.	Ед. изм.	Степень открытия шибера на свободном газоходе, %			
				100	80	20	0
1	Температура газов на входе в теплоутилизатор	**С**	*С*	134	134	134	134
о	То же на выходе	**С**	Т	40	43	44	47
3	Температура газов перед дымососом	'>.	°С	88,5	77,5	66	55
4	Температура воды перед теплоутилизатором	>;	*"С*	7,5	7,5	7,5	7,5
5	То же после утилизатора	***п***	*"С*	17,9	18,7	19,4	20,3
6	Расход воды через теплоутилизатор	G_H	м7ч	32	32	31,5	31,5
7	Расход газа на котел	*У г*	м'7ч	610	610	610	630
8	Температура газа	*(г*	°С	8,4	8,4	8,4	8,4
9	Содержание кислорода в уходящих газах	0_2	%	4,2	4,2	4,2	4,2
10	Количество конденсата дымовых газов	G.	м /ч	0,324	0,34	0,426	0,423
11	Температура конденсата	*'к*	°С	38	41	42	44
12	Ток электродвигателя дымососа	*1л*	А	26,5* 26	26,5* 26	26,5* 26	26,5* 26
13	Содержание оксидов азота в газах до КТ	NO_x	мг/м"	200	200	200	200
14	Содержание оксидов азота в газах перед дымососом	NO_x	мг/м"	162	161	133,5	120,8

Примечание: *- значение тока электродвигателя дымососа до включения КТ.

Таблица 4.3

Результаты испытании КТ{29.10.96). Паре производительность котла 6 т/ч

п/п	Наименование измеряе-мого параметра	Уел оGu-знач	НЗМ.	Степень открытия шибера на свободном газоходе, %			
				Kin	40	20	0
1	Температура газов на входе в теплоугилнзатор	';	°С	129	129	129	129
2	Тоже на выходе	**С**	*С*	37	39	43	4 л
	Температура газов перед дымососом	'«	■с	ВО.?	74,5	57,5	ч7,?>
J	Температура волы перед rei шоуткл нзаторон	*?з*	"С	*Ь*	*b*	6	6
5	То же после утилизатора	**'1**	**с**	14,8	I5J	**I6J**	16,9
6	Расход воды через теп-лоутнгжчатор	*Оя*	м-7ч	31,9	31,9	31,У	31,9
7	Расход газа на котел	*Уг*	$м^3$/н	440	440	440	440
К	Температура газа	*'г*	"С	6	6	6	й
9	Содержание кислорода в уходящих газах	***О,***	%	4,2	4,2	4.2	4,2
10	Количества конденсата дымовых газов	G.	м7ч	0,261	0,293	0,328	0,362
II	Температура конденсата	*(у*	'С	34	36	39,5	42
12	Ток электродвигателе дымососа	1г	Л	24* 2ч	24	24	24
13	Содержание оксидов азота в газах до КТ	***Ю,***	мг/$м^1$	197	197	197	197
14	Содержание оксидов азота в газах перед ды-мососом	*NO* 1 ----------	мг/м	155.4	155	136	129

Примечание: *- значение тока электродвигателя дымососа до включения КТ.

Анализ результатов испытаний позволяет сделать следующие выводы.

J) Конденсационный теп.тоу тили затор поверхностного типа на базе биметаллического калорифера типа КСк^-11-02 ХГП за паровым котлом ДЕ-10-14ГМ почполяет охлаждать уходя шие дымовые газ и ниже точки росы (55(24 "С) па псех режимах работы котла. В процессе глубокого охлаждения Продуктов сгорания из них выделяется конденсат водяных паров, который непрерывным потоком отводится и бак чистых стоков.

2) Уходящие продукты сгорания охлаждаются в КТ до температуры /*, =41,5-ь48 *С, г^=40t47 *С и г^=37т45 ВС соответственно при паройрои> водительностях котла (Д) 10, R и *Ь* т/ч. Наибольшее охлаждение продуктов сгорания (до $m'_к=3\sim?$ Ч") наблюдалось при £)$_к^{=}$6 т/ч и в случае^ когда 50 % уходящих газов пропускалось через КТ. При я ом расход воды через тепло-утилнзатор составлял 32 т/ч.

3) Дтя случая, когда НО % уходящих продуктов сгорания пропускалось череч КТ (рекомендуемі-сй "эксплуатационный режим работы теплоутнли заю-ра) исходная сырая вода подогревалась в теплоутнлкзаторе на А;,:-15.4 с, Ak=l 1*9 "С и LV„=l0.] "С при D_K соитие гетненно 10. 8 и 6 т/ч: при тюм расход воды через КТ соответственно составляет *21,* 32 и 32 т/ч. уходящие газы охлаждались до 1смлсратуры t'_n =45,5: 44 и 43 *С

4) Абсолютное количество (массовый расход) конденсата водяных паров. выделенного из продуктов сгорания, равно 365+462, 324-И20 и 261 + V»- <i '| coi4neikMi*ehMo при nnpi4ipon4Eio$_r$Lii[LMMMCiH\ котла [0, 8 и 6 і ч, Первое число соответствует сличаю, когда 50 % уходящих газов пропускалось через теплоутнлизятор, а второе - 100 %.

5} Лабораторный анализ продуктов сгорания на содержание оксидов азота установил, чго количество N0^ в газах перед КТ равно 217$_т$5; 200 и 1У7 мг/.ч'пр.сг., а на выходе из теплоутилизатора - 155,1: 144,3: 143.9 мг.'м^4 пр. ег. еоозветственно при паро]|роизводнтельностях котла Ш$_ч$ В и *Ь* т/ч. На гаыходе]i^{r}t КТ указаніі средние значения концентраций KOi< в продуктах сгорания перед дымососом.

6) Охлаждение продуктов сгорания и частичная конденсация из них водяных паров в конденсационном теплоутилнзаторе обуславливают снижение объема газов, поступающих в дымосос, в среднем в 1,2 раза (при г,н$^{=}$70 *С), что снижает расход электроэнергии, потребляемой электродвигателем дымососной установки. При номинальной паропроизводительно-стн котла 10 т/ч значение тока электродвигателя дымососа после включения КТ снижается па I А (с 29 А до 2Й А). Положительным эффектом является то, что транспортирование охлажденных продуктов сгорания повышает ресурс работы дымен;оса.

7) Для более глубокого охлаждения продуктов сгорания до температуры, например, 25-=-30 °С, необходимо последовательно по ходу движения уходящих газов установить два калорифера типа КСк-4-11-02 ХЛЗ. При этом подогреваемая вода должна по схеме «противоток» последовательно снизу-вверх (см. рис. 4.1) проходить сначала нижний, а потом верхний калорифер.

После проведения испытаний КТ было разработано Дополнение к инструкции по эксплуатации парового котла ДЕ-10-10ГМ и его вспомогательного оборудования «Эксплуатация теплоутилизатора на базе калорифера КСк-4-11» и теплоутилизационная установка была введена в эксплуатацию. В настоящее время продолжительность работы теплоутилизационной установки составляет три отопительных периода.

4.3. Математическая обработка результатов испытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа

Результаты натурных испытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа на Ульяновской ТЭЦ-3, представленные в табл. 8.1, 8.2 и 8.3, позволяют определить теплотехнические показатели работы КТ и выявить оптимальные режимы его эксплуатации. Рассчитывались следующие показатели работы теплоутилизатора: теплопроизводительность, коэффициент теплопередачи, коэффициент полезного действия (КПД), повышение коэффициента использования топлива (к.и.т.) котла, расход конденсата выделенных из дымовых газов водяных паров, влагосодержание продуктов сгорания на выходе из КТ, экономическая эффективность.

Теплопроизводительность КТ определялась по расходам теплоносителей и изменению их теплосодержания, то есть по уравнениям теплового баланса для подогреваемой воды и уходящих газов. Уравнение теплового баланса для уходящих продуктов сгорания составлялось с учетом изменения их количества вследствие конденсации при температуре точки росы (55,24 °С) части содержащихся в газах водяных паров. Теплопроизводительность КТ рассчитывалась также и по приближенной формуле И.З. Аронова [2], при этом вла-госодержания продуктов сгорания определялись по приближенным формулам Л.Г. Семенюка [30].

Расход уходящих продуктов сгорания на выходе из котла (после водяного экономайзера) определялся по составу и расходу газообразного топлива и коэффициенту избытка воздуха в уходящих газах, который рассчитывался для случая полного сгорания газа по кислородной формуле [4, 36].

ТеплопроиЗЁодительниетьгеплоутидизатора

Мри нагревании или осаждении жидкостей или газов количество отданного или полученного тепла определяется по изменению их теплосодержания. Для этого намеряют раскол жидкости и изменение ее температуры. Теплой ро-изводительность конденсационного тепдоутид и затора наиболее просто определяется по уравнению теплового баланса для подогреваемой воды

где £>$_{1Н}$ - тепдоп рои з волн тел ьиисъ теплоутилизатора, LJт; $0_{Л}$- расход подогреваемой ноды. кг/с; $C_{в}$- удельная теплоемкость воды, Дж/{кг-'С); \С ~ ^{r}j) ~ температура воды на входе в теплоутилиэятор и на выходе из него соответствен но, 'С.

При глубоком охлаждении уходящих газов тешюпрои'эводительнпсть конденсационного тшлоутилизагора может быть рассчитана по приближенной формуле И.1 Аронова *[2]*

$$CL = K\ 0.33(г;_1\text{-}c)^{+4}35\frac{v... - т..}{0.6 + дг}\ 1.163» \qquad 14.21$$

где Г,. - расход уходящих газов на входе в теплоутилизатор при нормальных условиях, иг/с; *t[,. t*^ -температура у ходящих газов соответственно на входе II теплоутилизатор и на выходе из него, 'С; *x'„* - влагосодержание продуктов сгорания ira входе в теплоутилизатор, кг/кг сг,; *x[$_t$* - влагосодержание насыщенных продуктов сгорании на выходе из теплоутилизатора, кг/ч г с.г.

Нлагосодержания продуктов сгорания *x[$_{л}$* и *x'* определялись по при-ближенным формулам Л.Г. Семенюка (см. п. *ЪЛ)'*

$$.<,=(o.IЗ + T_{fl}\text{-}aJ/(a_w\text{-}0.05a)_f \qquad (4.2\ а)$$

где *x*^ - влагосодержание дутьевого воздуха, кг/кг св., ь рае четах принималось .т$_{й}$ = 0,01 кг/кг св.; а,.$_{г}$- коэффициент избытка воздуха в газах перед тешюутилиштором:

$$= 0,\underline{0006382+0,004^{\wedge}} \quad *«„ \qquad 2$$

Расход уходящих газов на входе в теплоутилизатор рассчитывался по составу и расходу газообразного топлива и коэффициенту избытка воздуха

в уходящих продуктах сгорания последующим зависимостям [4].

В расчетах принимался следующий состав газообразного топлива (Уренгойского месторождения) в процентах по объему (данные НТО Ульяновской ТЭЦ-3);

CHj= 98i>7&; C_2Нб=0,349; CJI_K=0,l9l; C_4H_{ia}=0,0l8; пСчНн^ОДО; CO;=$0_1$004; Ы,-Ю,738; $,-=7973 ккал/м\ Qj =8867 ккал/м'; р =0,681 кг/м\

Теоретическое количество сухою воздуха, необходимое для сжигания I м^ сухого природно] *о* i аза

$$VI =0,047610,5CO+<W H_{:}+1,5 H_{:}S+I(m+n/4)CmHn-Or]. \quad (4.3)$$

$$V[= 0,0476[2-9в,678+3,5\ 0,349+5\ 0,191+\&,S\ 0,0391= 9*5098\ м^J/н^J.$$

Теоретический объем азота

$$К» =0,79\ ^+N^100,$$

$$J\ '\bullet =0,79-9,5098+0.738/100-7,5201 \quad (4.4)$$

Теоретический объем трехатомных газов

$$\mathbf{r^{\circ} -(^{\circ} +r'^{D}\ '\ *''^{\circ} =0}$$

$$^=0,0l[C0_2+COH_3S+I(mCmHn)] \quad (4,5)$$

$$г£_{:} = 0,01\ [0,004+1\ 98,678+2-0,349+\ 3\ 0,191\ \blacksquare+4-0_1039j=l\ ,00]$$

Теоретический объем водяных паров

$$^{F_w}\%^{t\pm}\wedge<>UH_{:}S+H.+I(0_{>}5nC{:}mHi^+0.l24drl-0_10161V_o^f, \quad (4.6)$$

$$r.f_{l:}=0_TOI\ 0,5(4\ 98,678+6\ OJ49+8\ 0J9I+100.039)+0,01619_7509B-2J467$$

Объем сухих продуктов сгорания

$$Уг^{=\ v^{\circ}}+^vZ,\ ^+\ V_t>. =7,52+1,00\ l+(l\ ,254\ )-9_n509g=l\ 0,898. \quad (4.7)$$

Объем водяных паров

$$г^=^+0,016(^-1)\ Г,; =2,1467+0,0161(1,25-1)\ 9,5098=2,185. \quad (4.8)$$

Суммарный объем влажных продуктов сгорания

$$У= r_jf + r_{WiJ} = l0_1898+2,l85=l3,Oft35\ м^3\ пр.с.г.V\ газа. \quad (4.9)$$

Расход уходящих газов на входе в теплоутилизатор равен

УуГВК где *В*- расход газообразно;о топлива па котел при нормальных условиях. В настоящей работе определение теплопроизводительности утилизатора производилось по формуле *{АЛ).* Результаты этих расчетов представлены в таблицах 4.^{J}, 4.5, 4.6. Однако с целью проверки правильности измерения параметров работы холла и геплоутилизатора для опытов при полностью закрытом регулирующем клапане на бай пас ном газоходе расчет прои!впди-тельностн теп лоу тили затора дополнительно производился и по [[юрмуле

(4.2). Расхождение результатов расчетов по формулам (4.1*)* и *[А2]* не превышает 5-г7 %.

Анализ результатов расчетов показал, что тепло производительность те-плоутнличатора сильно зависит от степени охлаждения продуктов сгорания EL п мепмлей степени от расхода газов. Так. например, для опытов при паро проитводителыюсти котла Ц, = Ют/ч тепдоп рои чводите л м гость КГ возросла £ 0,39 до 0,4495 Гкал/ч (на 1.1 ,2 %\ а расход уходяших газов через геплоути-ЛИЗ&ТОр при ЭТОМ noipcn: с 4661 до 9.122 м *Ы* (на 50%). Аналогичные результаты получены и [грп производительностях котла в т/ч и 6 т/ч. То есть увеличение расхода уходящих газов на 50 % (а 2 раза) обуславливает повышение теплел роизводительноети теплоутилизатора лишь па 11,2 %.

Эго объясняется тем, что при глубоком охлаждении уходящих газов те-Етлопронзводительность теп лоути ли затора склады Baeie я из двух составляющих: И физической теплоты газов; 2) скрытой теплоты парообразования (конденсации) водяных паров. Мри более глубоком охлаждении уходящих газов увеличивается количество сконденсировавшихся из них водяных паров и резко Ентзрастает доля теплоты конденсации водяных паров в общей со* егтавлниижй геплоеъема. Количество tel]J]OTЫ, получаемой за счет конденсации водяных паров из уходящих газов, составляет порядка 40-=-50 % тепло-производительности конденсационного теплоутили затора,

Повышение коэффициента использования топлива котельной

Повышение коэффициента использования топлива котельной установки по высшей теплоте сгорания топлива при глубоком охлаждении уходя щи х газов в конденсационном теплоутнлизаторе рассчитывается по формуле

$$д_{,,} ,= _Ййи_ . 1 оо, \qquad (4.10)$$

где Лтд. - повышение к и т . , *%; {)м* - тепло производительность утилизатора, Вт (ккал/ч); *В*- расход газообразного топлива на котел при нормальных условиях, $м^3$/с(м*/ч); Ун - высшая теплота сгорании газа, Д^к/м^ккал'м*).

Характер изменения к.и.т. котла соответствует характеру изменения те-плопронзводительности теплоутнлнзатора> что подтверждает анализ уравнения (4.10), в котором переменной величиной при заданной паропроизводительности котла является $(?_{inr}$.

Числовые значения к.и.т. котла № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 при работе те-плоутилизатора составляют: 5,98+7,05 %; 6,38^-7.72 % и 735+9J1 % соответственно при п вропронз води тел ьн остях котла $Ю_п$ 8 и б т/ч- Среднее значение увеличения к.и.т. котла по $д'_я$ составляет примерно 7+8 %. Возрастание чн-

еловых значений к.и.т. при малых паройроизводительностях котла объясняется более глубоким охлаждением уходящих газов и относительным ростом при этом количества конденсата дымовых газов. По отношению к низшей теплоте сгорания природного газа значения Д//$_{(}$. составляют следующие величины *{Qfcl&H* = 1,112128): 6,65+7,84; 7,09-8,65; 8,23-10,13 соответственно при паропроизводительностях котла 10, 8 и 6 т/ч.

Коэффициент теплопередачи теплоутнлизатора

Коэффициент теплопередачи теплоутнлизатора рассчитывается по формуле

^=-=^=-, (4Л1)

где Q_m - теплопроизводительность теплоутнлизатора, Вт; А\,,,- коэффициент теплопередачи теплоутилизатора, Вт/(м"-^{3}С); *F*^ - площадь теплоот-дающей поверхности теплоутнлизатора, м"; Д/$_ф$ - средний температурный напор, °С.

где Дг$_{г;}$-С-^ >' *Ь*и*=**-**'в;* 6^=1,0.

Расчет по уравнению (4.1 I) показал, что среднее значение $К_{кт}$ при Д. = 10 т/ч составляет « 63 Вт/(м$^{:}$ -°С), при Д = 8 т/ч - 54,8 Вт/(м^2-°С), а при Д. = 6т/ч-48Вт/(м$^{:}$-°С).

Таким образом, с увеличением теплопроизводительности котла (расхода уходящих газов через калорифер) увеличивается и коэффициент теплопередачи теплоутилизатора, что обуславливается как увеличением скоростей движения газов через калорифер, так и увеличением степени орошения теп-лообменной поверхности конденсатом уходящих газов.

Экспериментальные исследования позволили получить зависимость коэффициента теплопередачи $К_{кт}$ КТ в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания (см. рис. 4.2). Значения коэффициента теплопередачи $К_{кт}$ в условиях конденсации водяных паров превышают значения $К_{кт}$ при «сухом» теплообмене (для воздуха) в 1,5+1,8 раза для экономайзеров ТДККБ и ВТИ при V=4 м/с /0=9,5 и АГ=14 Вт/(м^2-К) соответственно. При скоростях газа 1,8+2,5 м/с просматривается зависимость $К_{кт}$ от плотности орошения *W* наружной поверхности теплообменника конденсатом продуктов сгорания: изменение *W z* 2,8 до 3,19 кг/(м^2-ч) (в 1,14 раза) обуславливает повышение $К_{кт}$ с 48,1 до 60,08 Вт/(м^{2}К) (в 1,25 раза).

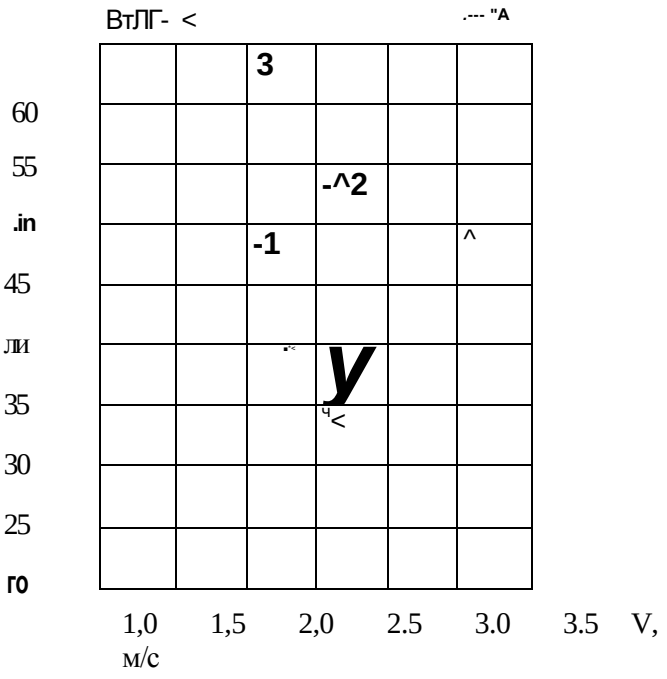


Рис. 4.2. Зависимость коэффициента теплопередачи Кип, Вт/(М *К), ОТ СКОрОСТЙ газов V. м/с. и плотности орошения W, кг/(м"-ч): 1 W = 2,28 +■ 3.57: 2 - W = 2.83 - 3,67: 3 - W = 3,19 + 4.03; 4 - для воздуха («сухой» теплообмен)

Результаты исследований по определению коэффициентов теплопередачи обобщены. Получено критериальное уравнение, устанавливающее зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи от критериев Рейнольде а (Re), Прандт-ля (Рг) и орошения (К) {см. п. 3,2). Введение критерия орошения К позволяет устанавливать зависимость Nu от плотности орошения наружной поверхности теплообменника конденсатом дымовых газов, которая зависит от степени охлаждения продуктов сгорания. Результаты обработки и обобщения опытных данных представлены в п. 3.3

Коэффициент полезного действия конденсационного теплоутилизатора

КПД конденсационного теплоутилизатора по высшей теплоте сгорания газообразного топлива рассчитывается по формуле

(4.13)

$$C_{ух} \blacksquare V_{ух}$$

Где Q_{Km} - теплопроизводительность конденсационного теплоутилизатора, кВт: G_M - массовый расход продуктов сгорания, проходящих черев тепло-утилизатор, кг/с; /' - энтальпия уходящих газов на входе в теплоутилиза-тор, кДж/кг.

$$C_{ух} = У_{ух} \; -о'_{гух}, \qquad (4.14)$$

где ^ = 1,295 кг/м - плотность продуктов сгорания природного газа при нормальных условиях,

$$C\text{-}[(Q,\text{-}+Q;_{у}\text{-}<)\text{-}4+2491\text{-}x;]) \qquad (4.15)$$

где $C_{гг}, C_{ап}$ - соответственно удельная теплоемкость сухих продуктов

сгорания и водяных паров при **'i** и ***»**, кДж/(кг-°С)

Анализ результатов расчетов КПД теплоутилизатора показывает, что его изменение обусловлено в большей степени изменением температуры уходя щих газов з теплоутилизатора (степенью охлаждения газов). В диапазоне'на вы"ходе и «цена» 1 % повышения КПД конденсационного теп лоутилизатора составляет « 2 °С понижения $t_{ух}$, в диапазоне С==50-ИО °С -2,5-к3 °С, а в диапазоне '- =40^-30 °С - 5V7 °С понижения **V _** В традиционных поверхностных котлах и экономайзерах, например, при ***>** = 1,2-=-1,25 снижение температуры уходящих продуктов сгорания на 18ч-20 °С позволяет повысить КПД установки (котла) примерно на 1 % в диапазоне *&=1*50-^250 "С.

Результаты расчетов теплотехнических параметров работы конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, выполненного на базе биметаллического калорифера типа КСк-4-11-02 ХЛЗ, представлены в таблицах 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 и на рис. 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 и 4.6. В таблицу 4.7 сведены результаты экспериментальных исследований теплоутилизатора для случая, когда 80 % продуктов сгорания проходило через калорифер, а 20 % газов направлялось по байпасному газоходу с целью повышения температуры продуктов сгорания на входе в дымовую трубу и исключения конденсации остаточных водяных паров в наружных газоходах и в газоотводящей трубе. Режим работы КТ, когда 80 % продуктов сгорания проходит через калорифер рекомендован и в действительности является эксплуатационным (рабочим) для условий работы парового котла № 2 и теплоутилизатора Ульяновской ТЭЦ-3.

На рис. 4.3, 4.4, 4.5 представлены зависимости соответственно тепло-производительности КТ, повышения коэффициента использования топлива котла и КПД теплоутилизатора от расхода уходящих газов через КТ и степени орошения наружной поверхности теплообменника (калорифера) конденсатом уходящих продуктов сгорания.

На рис. 4.6 приведены зависимости экономической эффективности теплоутилизатора от расхода уходящих газов через КТ и степени охлаждения продуктов сгорания в теплоутилизаторе.

Результаты лабораторного анализа уходящих продуктов сгорания на содержание оксидов азота, проведенного в химлаборатории Ульяновской ТЭЦ-3, дополнительно представлены в таблице 4.8. Результаты лабораторного анализа показывают, что использование конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа сокращает выбросы оксидов азота в атмосферу в среднем на 27-^29 %.

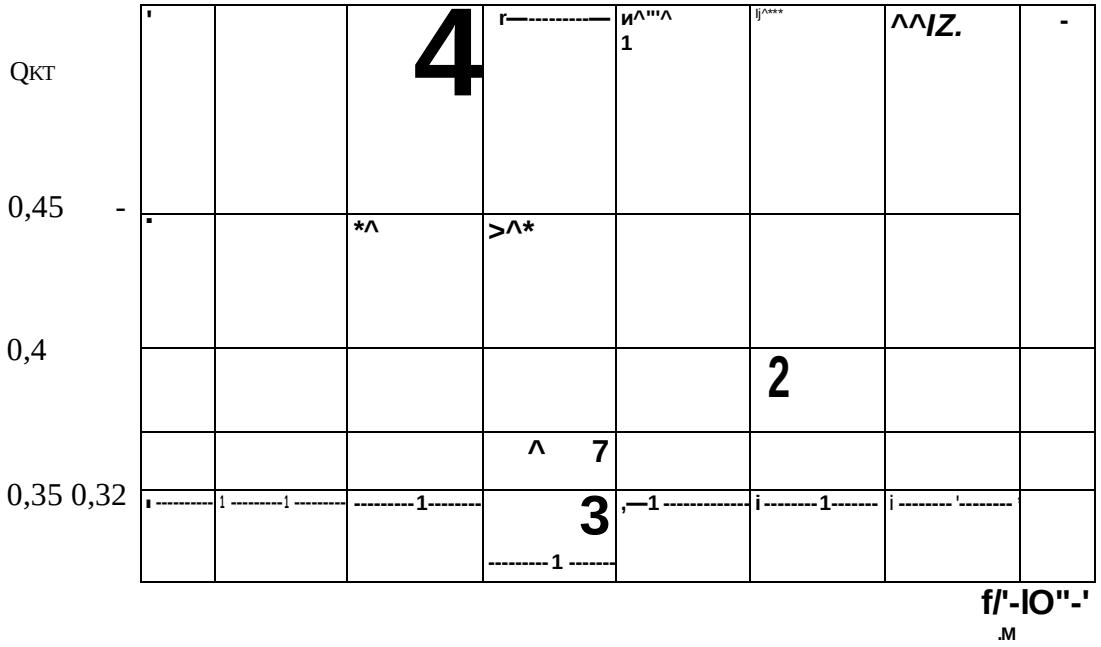


Рис. 4.3. Зависимость теплопроизводительности КТ $O_{к,,,}$ МВт, от расхода газов $У'_{ух}$, м^3/ч: 1 - /Л=! О т/ч, ^ =41,5^48 Т; 2 - Д.=8 т/ч. £ =40-ь47 *'С:* 3 - А=6 т/ч, С=37и45оС

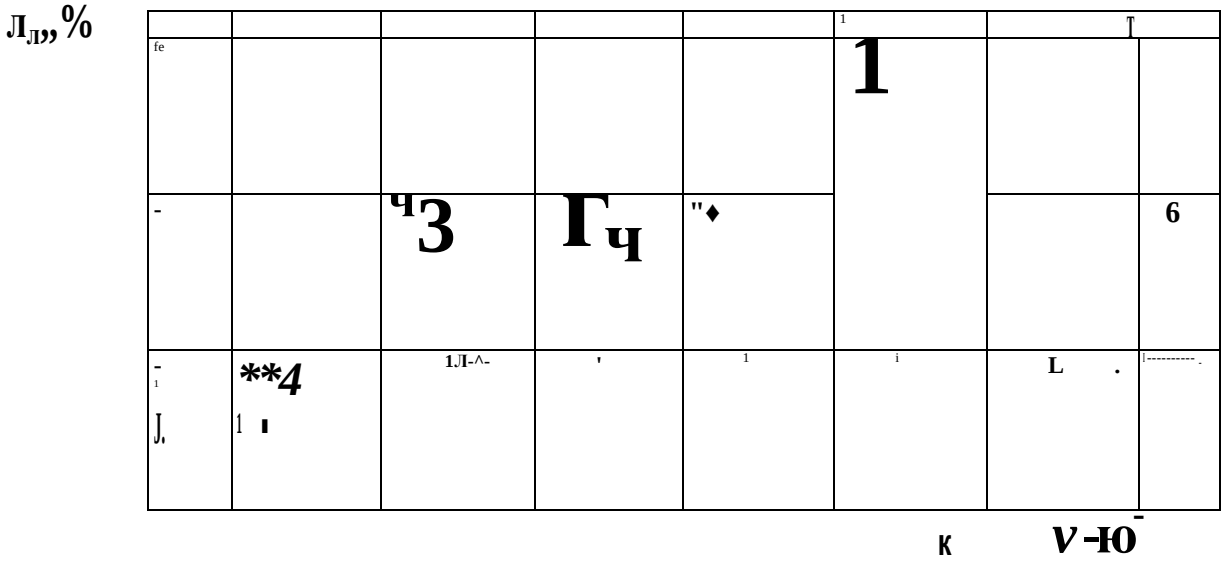
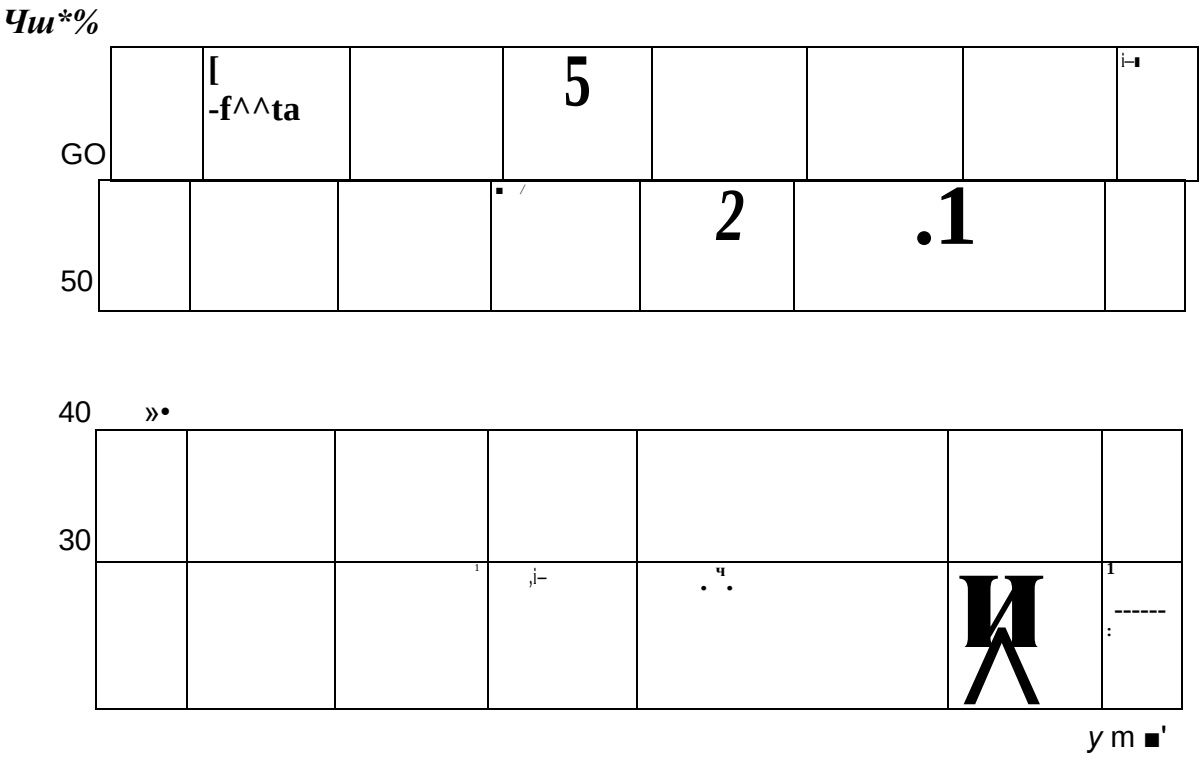
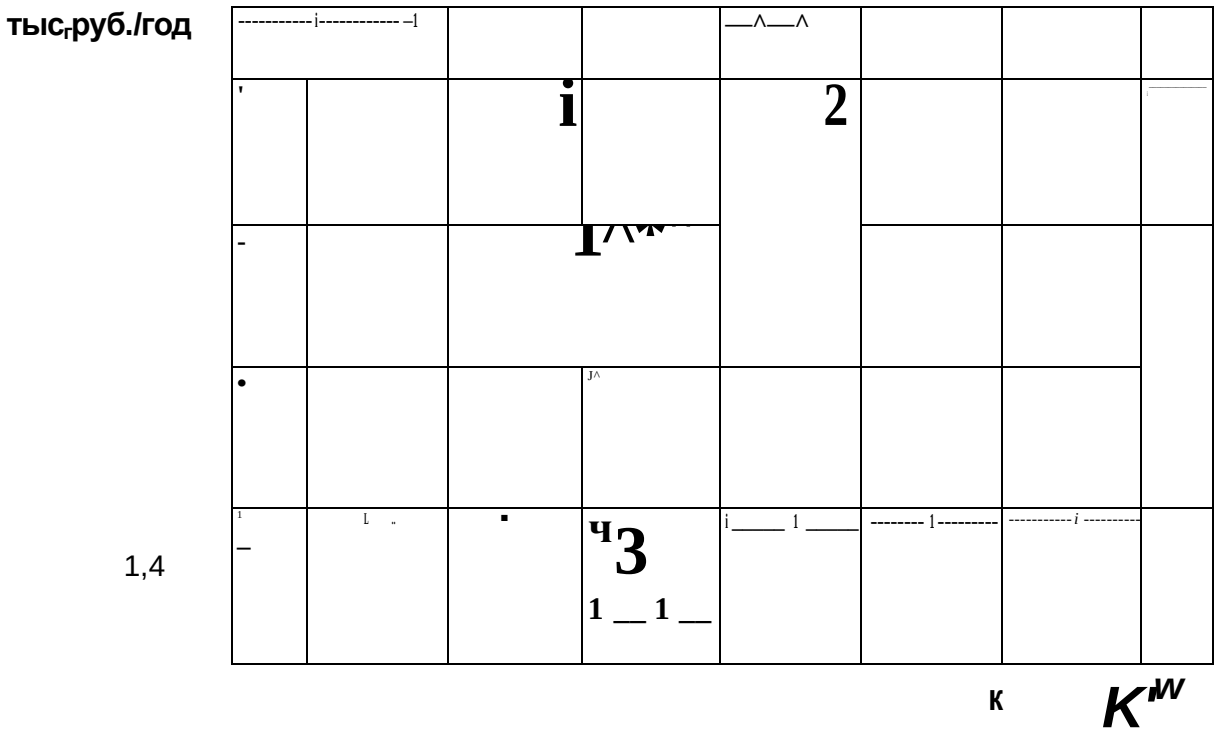


Рис. 4.4. Зависимость повышения к.и.т. котла *(SX\K*, %, от расхода газов *V*. м^3/ч: 1 - D,,=l 0 т/ч; 2 - Д.=8 т/ч; 3 - £>,=б т/ч



Рнс. 4.5. З&внснмосгь КПД теплйугнлизатора $ц_m$. %, от jiacxoja latun P , м /ч; I - 0_h=IO т/ч; 2 - Я=& т/ч; 3 - $О_л$=6 т.'ч



Рнс. *А.Ь.* Ззвпснмочлх экономической эффект внести К'Г Д™, тыс.руб./под от расхода газов *V* , м^3/чг] - D_K=IO т/ч; 2 - $Й_Е$=В т/ч; 3 - /)»=6 т/ч

Таблица 4.4

Теплотехнические параметры КТ. Паролроизводительность котла 10 т/ч

n/ti	четняги к^рачетра	Уел обоан.	шмер.	Степень открытия шноеры на обводном і пэсхоос, %			
				100	40	20	0
1	Kni^HLLneiiF тепло-передачи теплиутн-лнзаторя	«мі	Вт/м'-К	50,08	60.0	6J.5I	Wi.fi
2	]\ы'ХОДуЛОдящн.чJ7J-ДО teptf'I тшпоути-.■цеыюр	К 1 ч	н'Аі	4661	55^	745Я	9322
'	('K%ipoLTh raws	V	м/с	I.S90	2.26B	3.024	3.780
-1	*К** *ффицпсн-у* из-бытка шзчдуха	Нтт		1.25	i.:>	125	1,25
5 h	'Геплопрснтидн-тельноегь тяиюути-jjjjjrupa	Ovr	*МВт* *Гка.ч* / ч	u,4>.f. 0.378	0.4490 0.3861	0.48J& 0,4158	0.5 IS 1 0.4455
	Повышен не к. н .т. Д п котла noQ^.		%	5.9»	6.]	6.5R	7,05
7	КПД геплиутнлкза-гора	н	%	56.fr	*AS* ;	38.9	33,3
s	Снижение сщцержа-ни и NU* в газах		т, млн'	50,i	60	62,5	76,5
9	**Paux\Vl конденсата** дымовых га&ов	С,	**КТ'Ч**	362	392	45S	456
Ю	EJiai осолержание га-юв па выходе нІ КГ	V	**кг** / *кг* с.с\	СОЯ	U.05K	0.065	0.076
1.1	Срслнгтй темпера-**Т>РНЫП IMJIUp**		'С	63.9	65.4	66,5	t>K .41
12	Экономическая тнр^ктнвнопь:						
	- насчет ил-реи^ йО-ДЫ	':	тыс. руб-ЛтЭД	ISA. 1	I^OJ	204,6	21У J
	-мечет улавливл-нння	а	тыс. pvfj./год	5,964	6.454	7,546	7.513
	- *тл* счет уненмис-i-FJjjf rudJJJJloms ^.*ICK-троя* aiira'i t-m JIHMU-соса		**ТЪВ-** р^О./гол	**ii.-S**	0.5 B	0.58	0.5 Я
	- сум мерная	*'К,*	тыс. гтуб./гол	192J6	197,1	212,7	227.4

Таблица 4.5

Теплотехнические параметры КТ . Паро производительность котла 8 т/ч

п/п	Наименование расчетного параметра	Усл. обози.	! Ел. из мер.	Степень открытия шибера на обводном газоходе. %			
				100	40	20	1 0
I	Коэффициент теплопередачи теплоутилпзатора	" *кт*	Вт/м^2-К	51,5	52,7	55.7	58.3
2	Расход уходящих газов через теплоути-лизатор	V_{vt}	м^3/ч	3873	4647	6! 96	6383
-у	Скорость газов	V	м/с	1.57]	1.884	2,513	2,832
4	Коэффициент избытка воздуха	а>*		1.25	1,25	1.25	1.25
5	Теплойроизводи -тельность теплоутилизатора	Q*.	*МВт* *Гкал/ч*	0.3873 0.333	0.4164 0.358	0.4361 0.375	0.4687 0,403
6	Повышение к.и.т. котла но Q'$_t$	**А %**	%	6,38	6.86	7,19	7.72
7	К1 !Д теплоутилиза-тора	*П,п*	%	60.8	54.5	42.8	40.8
8	Снижение содержания NO.$_v$ в газах	ANC\	мг/м'^{1}	38	39	66.5	79.2
9	Расход конденсата дымовых	G_K	кг/ч	321	337	423	420
10	Влагосодержание газов на выходе из КТ	*ух*	*кг* / *кг с.г.*	0.046	0.056	0.060	0.072
II	Средиии темп ера-туриый напор	Alcp	Г	65.6	67.7	68.3	70.2
12	Экономическая э<			)фективность:			
	- за счет нагрева волы	$э_т$	тыс, руб./год	163,9	176,2	184,6	198,4
	- за счет улавливания конденсата	$э_к$	тыс. руб./год	5,289	5,552	6,969	6,920
	- за счет уменьшения мощности электродвигателя дымососа	$э_й$	ТЫС. руб./год	0.29	0.29	0.29	0.29
	- суммарная	э	тыс. руб./год	139,5	182,0	191.9	205.6

Таблица 4.6

Теплотехнические параметры КТ. Паропр^ичндцительннсть котла 6 г/ч

-№INL ' и/п.	MiiiitiL-jKHKiHKi; **jiao** чепшги параметра	Уел- **ODOJ.**	F:.T щмер.	Стслсньоткрытая шифера на об-водим пволйДС%			
				ИМ	40	*2\!*	
1	Kivjrjiitiiiniitfnr тегг^к»-перелачн тсплоутнли-ытори	$Л_{Л1П}$	BWK	44,7	45 J	48 J	51.3
❜	Раскол уходящий газов ЧСрСТТСЛЛО>ТР{БИ-НТОВ	***К***	$м^3$-'ч	2*17	33*0	4507	5634
▪	Ctfiipoci ь 1 тон	V		1.142	1.271	I.S:K	2.2Я5
4	**Ко Н^фИДНЁЦТ iliHIiLEKLI** воздухе	**0>т**		1,23	1.25	1.25	1.25
❜	Темлоирол з ноли і *м ь-лтцгть тенлаутали»-тра	СЬ	/"кол/ч	0J268 **0,231**	**033Т3** 0,290	0.5745 0.322	0.4047 0JW
6	HoHUUUIltlc; *к.и.т.* ЕСЮТ-	^	%	7..*5	7,61	Я.44	9,11
7	**КПД** геллйутилтвето-ра	Ъ.	"..	70,6	Й0.7	N,.,,	43,7
К	**('ИНЖСНИС СОЛСрЖ-IIIILIH** N0^ Р 1 ajH3(	**ДГ^О-ч**	мг/м-'	41 rf	42	61	6S
9	дымниык газов		Кг/ч	:>9	291	317	359
JO	Клагосодержин we га- ■' inn I La вЬЕХО.ЧС HI KI	;	*Кг кгсг.*	(МЙ9	0,044	0,056	0,063
11	Средний температур- **IIEiEh'i 1ШГЮр**	$Л^_р$	С	**44/?**	65.1	6B,U	6S.9
12	Ок(пі imiiiчЁСгяш і(|>ı|к:к THHkLнтI i»:						
	- за ечет нагрева воды	$Э_я$	тыс. руб./год	1383	142.7	158,5	171,3
	- га счет улавлнвалия конденсата	**Л**	тис. рубЛод	4.267	4,975	5,223	5,915
	за счет уменьшения MOHUIOCTH YlCKTpCv дьлглтеля лынс]ц]са	**Л**	**Thlt.** руб/год	-	-	-	-
_	-суммарная	**—Гкяг**	тыс, рубУгод	142.6	N7,7	I«,7	\--.2

Таблица 4.7

Результаты экспериментальных исследовании кондевсацион Fioro теплоутид нзаторя

№	1 Кшмснонаннс парЕХмегра	Усл. обучк.	II IM.	Значение параметра npti нагрузке котла, г'ч		
				:н	S	*h*
1	Температура гашв Fia и-ходс ь Kl	,J*	**С**	1^-1=	13J	134
1	Теинервгура гсиои на в-ыдоле а КМ"		Т	*45J*	43	41,5
.1	1 см пература raws перед дымососом	hh	■с	70	66	57.5
4	Температура воды перед КТ		**С**	9	7.?	6
5	1 Температура волы после КТ	n	**■С**	24,4	19.4	1Л.1
6	Расход воды череэ КГ	(r,'I	г/Ч	27	32	**■I "**
7	Расход raw Fia котел	' f	М .'4	725	610	4411
Е	ГсяжирЗтури **rii+j**	**■J**	С	4,8	4J8	***и***
Ч	КОЛ-НИ ММ/ДОСИТД ДЫМОВЫХ 1'U'tOEI	ft	МЧ	0.462	и.-и?	0,320
10	**Cl'мIIl'рJ ivpa конденсат**	'*	*С	45	42	39,5
11	Ni k ı.'lL'K ipii. UHIKIliMU /UJMOCOCa	Ч	Л	2д* 28	2о	24* 24
1-	t плерасакне оксадйв паств в raias пе-ред КТ	jVO,	м гЛи	217.?	200	197
13	Содержание оксилов азота *п* iaus пе-рел лимосоеоы	**Шл**	м г/и[1]	155	Ш*5	По
14	К"и з[]м|нцне»1 и-и!итка йслдуха » гатэч	"		I.2S	1.25	1.25
15	РАСКОЛ уходящих г^тши **через К** Г	J'Vv	M-J/4	7458	6196	4507
16	Теп поп роняли тслыгпсть КТ	f	МВт	0.484	0,436	0,375
[7	**Ко icfnjtn!j 11 ен i i i'ıJ.Jcıı ic р^'шчн КТ**	***К***	П| н ■К	63.5 J	И.7	4М.1
18	Повышение к.й.т. котла по $Q'_н$	АПГ	"..	6,58	7,19	8.44
19	КПД пеплоугалнздтора ru> Q'#	**V.;**	%	5 8,9	42.R 1	50. Си
20	*Спилим* скорость laioh в тсплоути.ш-laiKipc; Г		ч-s с	**Ш**	2,51	I.N.[1]-

Примечание: " - значение тока >лектродвигателл дымесоса до включения КТ.

Таблица 4.8

Результаты лабораторного анализа газов на содержание оксидов азота NO_t

Нагрузка котла. *т)ч*	Содержание NO_x *it газах* до КТ, мг/м^3	Значение параметра при включении КТ				Сниже-| ние содержа-' ни я NO_s,% ^{l}
		Темп. газов перед дымо-сосом / „. "С	Содержание NO_s в газах перед дымо-сосом, мг/м^3	Среднее значение	Среднее значение $NO_,$, мг/м^3	
10	217.5	92 87 *10* 48	167 157,5 155 141	74.25	155.12	28,69
8	200	88.5 77,5 66 *55*	162 161 133,5 120,8	71,75	144.33	27.84
6	147	80.5 74.5 57,5 47.5	155,4 155 136 129	65.0	143.85	27.0

При расчете экономической эффективности теплоутилизатора учитывалась экономия тепловой энергии, химически очищенной воды за счет улавливания конденсата водяных паров из продуктов сгорания и электроэнергии за счет снижения мощности электродвигателя дымососа. Расчет производился по следующим формулам:

$$Э_т \sim e_т \blacksquare Q_{Kт} \blacksquare n; \quad Э_к = e_ш - G_K \blacksquare n; Э_д = e_э - M - n,$$

где $Э_т$, $Э_к$, $Э_д$ -соответственно экономия за счет тепловой энергии, химически очищенной воды и электроэнергии, руб./год; $e_т$, $e_{ха}$, $e_э$ - соответственно себестоимость тепловой энергии, руб./Гкал (руб./МВт), химически очищенной воды, руб./т, и электроэнергии, рубУ(кВт-ч); *AN* -экономия энергии, Вт; п - число часов работы парового котла № 2 Ульяновской ТЭЦ-3, ч/год.

$$AN = -JTV, \blacksquare AI - \cos«? = S \blacksquare 380 - A! \blacksquare 0{,}855 = 562\ JAAI$$

В расчетах принималось: ^=119,5 руб./Гкал; $e_{хв}$=4 руб./т; $e_э$=0,25 руб/кВт.

При расчете экономической эффективности за счет улавливания конденсата продуктов сгорания $Э_к$ учтена только стоимость химически очищенной воды и не учитывалась стоимость тепловой энергии, затрачиваемой на нагревание сырой воды в количестве G_K от температуры *1в-Ъ-^1* "С до ?к=40-ь45 °С.

В пятой главе монографии (см. п. 5.3) представлен расчет экономической эффективности от внедрения КТ на паровом котле ДЕ-10-14 ГМ Ульяновской ТЭЦ-3 с учетом теплоты конденсата водяных паров, выделившегося из продуктов сгорания, при их глубоком охлаждении. Стоимость тепловой энергии, затрачиваемой на нагревание сырой воды в количестве G_K=450 кг/ч от 5 до 45 °С составляет 8,866 тыс. руб./год.

Анализ результатов вычислений позволяет сделать следующие выводы:

1. При номинальной паропроизводительности котла (10 т/ч) теплопроизво-дительность КТ составляет 0,48-=-0,52 МВт (0,416-^0,445 Гкал/ч). Дополнительная экономия получена за счет улавливания конденсата водяных паров из уходящих газов в количестве 420-^450 кг/ч при температуре 43ч-47 °С и снижения потребляемой электродвигателем дымососа мощности на 0,56 кВт.

2. Внедрение КТ позволяет повысить к.и.т. парового котла ДЕ-10-14 ГМ на 6,6-ь9,1 % (по высшей теплоте сгорания). При номинальной паропроизводительности котла 10 т/ч А// =6,6^-7,05 %. Возрастание к.и.т. котла, а также КПД теплоутилизатора при малых паропроизводительностях котла объясняется более глубоким охлаждением уходящих газов и относительным ростом при этом количества конденсата дымовых газов. Например, для условий проведенных испытаний при охлаждении продуктов сгорания до температуры 45,5 °С из 1 $м^3$ газов конденсируется 0,0557 кг водяных паров, а при охлаждении газов до температуры 41,5 °С - 0,0701 кг, т.е. на 20,5 % больше.

3. Годовой экономический эффект от внедрения КТ (в ценах на тепловую энергию, химически очищенную воду и электроэнергию на февраль 1998 г. соответственно 119,5 руб./Гкал, 4 руб./т и 0,25 руб./(кВт-ч)) при номинальной паропроизводительности котла 10 т/ч составляет 212,7 тыс.руб. Срок окупаемости приведенных затрат в данное энергосберегающее мероприятие составляет 1,5-^-2,0 месяца

4. При всех паропроизводительностях котла и на всех режимах работы КТ снижается содержание оксидов азота в уходящих продуктах сгорания на 27-^29 %. Использование конденсата водяных паров из дымовых газов в системе теплоснабжения котельной установки обеспечивает экономию химически очищенной воды в количестве 1730-И 850 тонн в год и средств (реагентов и электроэнергии) на ее приготовление. При этом сокращаются сбросы про-

дуктов регенерации от натрий-катионитных фильтров в окружающую среду благодаря уменьшению числа регенераций.

5. Для КТ поверхностного типа впервые получены числовые значения коэффициентов теплопередачи $K_т$ продуктов сгорания к нагреваемой воде в условиях конденсации водяных паров из газов. При скоростях газов 1,89-^3,78 м/с и плотностях орошения наружной поверхности КТ конденсатом продуктов сгорания 3,19-^4,03 кг/(м^2-ч) значения $K_{кт}$ составляют 57,64-^64,14 Вт/(м^2-К). Установлено, что значения $K_т$ в условиях конденсации водяных паров из газов превышают значения $K_{кт}$ при сухом теплообмене для водяных экономайзеров ВТИ и ЦККБ соответственно в 4,6 и 6,8 раза.

4.4. Снижение выбросов оксидов азота за счет конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа

Для снижения вредных выбросов оксидов азота в окружающую атмосферу необходимо стремиться к рациональному использованию топлива в теплогенерирующих установках, так как уменьшение количества сжигаемого топлива всегда ведет к снижению загрязнения среды.

Природный газ является наиболее экологически чистым топливом, однако при его сжигании концентрации токсичных оксидов азота в уходящих газах велики и составляют (в пересчете на диоксид) в среднем 2,7 тонны за один час работы электростанции с установленной мощностью 1000 МВт [4].

Использование способов снижения образования оксидов азота в топках котлов всегда целесообразнее и экономичнее, чем очистка продуктов сгорания уже после их удаления из котла. Наиболее распространенными способами снижения концентрации оксидов азота в продуктах сгорания топлива являются: сжигание с малыми избытками воздуха; ступенчатое сжигание; рециркуляция продуктов сгорания; впрыскивание влаги в топку; комбинированное применение рециркуляции дымовых газов и двухступенчатого сжигания топлива. Однако эти методы обуславливают снижение КПД котлов, поэтому более эффективными следует признать способы, которые одновременно ведут к уменьшению количества сжигаемого топлива и сокращению вредных выбросов.

Одним из путей решения проблемы является использование конденсационных теплоутилизаторов - экономайзеров, которые позволяют охлаждать уходящие продукты сгорания котлов ниже точки росы, что приводит к конденсации части водяных паров, содержащихся в газах. В процессе глубокого охлаждения происходит уменьшение содержания в уходящих газах окислов азота, углерода, сажистых частиц и др., так как часть их переходит в скон-

денсировавшиеся водяные пары. Степень очистки уходящих дымовых газов повышается по мере понижения их температуры, *потому* что увеличивается количество сконденсировавшихся водяных паров и одновременно уменьшается объем газов. При этом повышается тешголроизводителъность теплоутилизационной установки, что обуславливает повышение к.и.т. котла, то есть сокращение объема сжигаемого топлива.

Таким образом в КТ наряду с охлаждением продуктов сгорания происходит снижение в газах содержания оксидов азота. Снижение температуры уходящих продуктов сгорания отрицательно сказывается на рассеивании оксидов азота в наружном воздухе, а уменьшение содержания NO_x в газах наоборот является положительным фактором с точки зрения уменьшения выбросов оксидов азота в окружающую среду. Совместное влияние этих факторов на содержание NOx^{B} атмосферном воздухе после их рассеивания проявляется неоднозначно. Возникает необходимость определения содержания NOx^{B} атмосферном воздухе после рассеивания оксидов азота *и* сравнения действительных значений *NOx* с ПДК.

В настоящей работе выполнены расчеты концентрации *NOx в* атмосферном воздухе после их рассеивания для случаев глубокого охлаждения уходящих продуктов сгорания в КТ и работы котельной в обычном режиме. Расчеты выполнялись для одиночного источника выбросов (дымовой трубы) по следующей формуле [8]

$$C\text{»}, -\frac{\text{''''}}{\text{.}}, \qquad \frac{\text{'}}{\text{„'}}. \qquad \text{C4.16)}$$

$$M \blacksquare F\, m\text{-}n\text{-}rj$$

$$\text{»}\%\blacksquare(>,- -i,,)F$$

где *А* - климатический коэффициент; *М~* расход выбрасываемого в атмосферу вредного вещества *(NO_x)*, г/с: *F* - коэффициент, учитывающий скорость осаждения твердых частиц в атмосферном воздухе ; *И* - высота дымовой трубы, м; V_r - полный расход удаляемых из газоотводящей трубы продуктов сгорания, м /с; t_r t_H - соответственно температура продуктов сгорания и атмосферного воздуха, °С; *m* , и - коэффициенты, учитывающие условия выхода газовоздушной смеси из устья источника выброса; *q*- коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности.

Для определения коэффициентов *m* и *n* сначала рассчитывают два вспомогательных параметра соответственно /'и *У,,,* по формулам:

$$(4.18)\ V_m = 0{,}65 \left(\frac{V_г Ч_г - h)}{H}\right)^{1/3}$$

где V_0 - скорость выхода продуктов сгорания из устья газоотвод я щей трубы, м/с; Д, - диаметр устья трубы, м. Значения *m* и *n* находят из следующих выражений:

т=1/(0,67+0,1/^{a5}+0,34/^{ш}) при / < 100;

т=1,47//$^{,/3}$ при *f*> 100;

$n = AAV_m$ при V_m <0,5;

и-0,522 *V;* -2,13 К$_я$+3,] 3 при 0,5 < V_m < 2,0;

л=1 при J^ 2,0.

Результаты двух вариантных расчетов для кирпичной дымовой трубы высотой 30 м представлены на рис. 4.7, 4.8, Для первого варианта расчетов V_0 = 7 м/с, для второго — V_a = 10 м/с. Все расчеты выполнялись при следующих исходных данных: Д, = 1,0 м; *A* =160 (для Среднего Поволжья); F=l (для газообразного топлива); >; = 1 (местность равнинная); значение *tu* изменялось *от* - 40 до + 40 *"С* через *At = 10 'С. При глубоком* охлаждении газов в КТ расчет выполнялся для трех значений температуры уходящих продуктов сгорания : t_r= 60 "С; 70 "С и 80 *"С* и при *(J'NOX* ~ 0,1551 г/м^3, а при работе котельной без КТ -для t_r = 130 "С и 150°С и Gx_{0x} = 0,2175 г/м". Данные по содержанию оксидов азота в уходящих газах и по температурам уходящих продуктов сгорания приняты по результатам натурных испытаний КТ поверхностного типа на ульяновской ТЭЦ-3 [18]. В настоящем расчете приняты наибольшие значения содержания оксидов азота в продуктах сгорания *G NOX* и *G №х* при работе котла ДЕ-10-14ГМ на максимальной нагрузке 10 т/ч и минимальные значения скоростей выхода газов из устья газоотводящей трубы. То есть рассмотрены наиболее неблагоприятные условия отвода газов и рассеивания NO_x в атмосферу.

Анализ результатов расчетов показывает, что при использовании в котельных установках КТ концентрация оксидов азота *Сыох* ^{в} атмосферном воздухе после их рассеивания не превышает $C_{?;0x}$ в случае работы котельной в обычном режиме (при отключенном теплоутлизаторе) в диапазоне температур наружного воздуха от -40 до +20 ^{C}С при К$_о$=10 м/с и в диапазоне температур от -40 до 15 °С при V_0 =7 м/с. Действительные значения Cvov ^{ВО} всех рассмотренных случаях не превышают предельно допустимой концентрации (ПДК) выбросов *NOx,* равной для котельных 0,085 мг/м .

Vo=10 м/с
с глубоким охлаждением
без охлаждения
t,=130°C
t,=150°C
t,=80°C
t,=70°C
t,=60°C
$C_{m_{NO_x}} \cdot 10^3$, мг/м³
t, °C

Vo=7 м/с
с глубоким охлаждением
без охлаждения
t,=130°C
t,=150°C
t,=80°C
t,=70°C
t,=60°C
$C_{m_{NO_x}} \cdot 10^3$, мг/м³

Глава 5. КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В ГАЗИФИЦИРОВАННЫХ ТГУ

Важной составляющей энергетических затрат при эксплуатации тепло-генерирующих установок являются затраты на восполнение потерь теплоты с покидающим декарбонизаторы и деаэраторы выпаром Q_{ebm}. Традиционным способом снижения Q_{ebm} является использование в котельных поверхностных теплообменников для подогрева воздуха, сырой или химически очищенной воды. Однако этот способ имеет недостаток, заключающийся в необходимости установки теплообменника-утилизатора с достаточно большой поверхностью теплообмена. Эффективное решение, позволяющее одновременно с упрощением котельной установки обеспечить полное использование выпара, заключается в направлении выпара атмосферного деаэратора в газоход перед конденсационным теплоутилизатором поверхностного типа. Утилизация выпара позволяет дополнительно интенсифицировать теплообмен в КТ за счет повышения плотности орошения и использования скрытой теплоты конденсации выпара. Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации КТ на паровом котле № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 показывают перспективность комплексного использования теплоты уходящих газов и выпара термического деаэратора в КТ поверхностного типа. Такое решение обладает конструктивными и эксплуатационными достоинствами, обеспечивает высокую степень утилизации выпара и теплоты, уходящих продуктов сгорания, что повышает эффективность использования топлива в котельных установках и одновременно сокращает выбросы в окружающую среду.

Защита оборудования и трубопроводов котельных и тепловых сетей от внутренней коррозии является одной из актуальных проблем теплоэнергетики. Решающую роль в предупреждении внутренней коррозии играет проти-вокоррозионная обработка подпиточной воды, которой восполняются потери в системах теплоснабжения и в пароводяных циклах теплоэнергетических установок. Совершенным способом водоподготовки является использование в -системе теплоснабжения котельной конденсата продуктов сгорания, охла-жденных ниже точки росы. Продукты сгорания природного газа содержат до 20 % по объему водяных паров, использование конденсата продуктов сгора-

ния сокращает производительность химводоочистки, а в отдельных случаях и вообще можно отказаться от химводоочистки. В настоящей главе представлена схема котельной без химводоочистки, в которой подпитка осуществляется конденсатом водяных паров из уходящих газов, охлажденных в КТ [20,48].

5.1. Утилизация выпара атмосферного деаэратора в конденсационном теплоутилизаторе поверхностного типа

С целью повышения параметров работы КТ и степени очистки газов, а также комплексного использования теплоты уходящих газов и выпара атмосферного деаэратора разработана схема котельной, в которой выпар деаэратора утилизируется в КТ поверхностного типа [19] (см. рис. 5.1). Эта схема реализована на паровом котле ДЕ-10-14 ГМ №2 Ульяновской ТЭЦ-3.

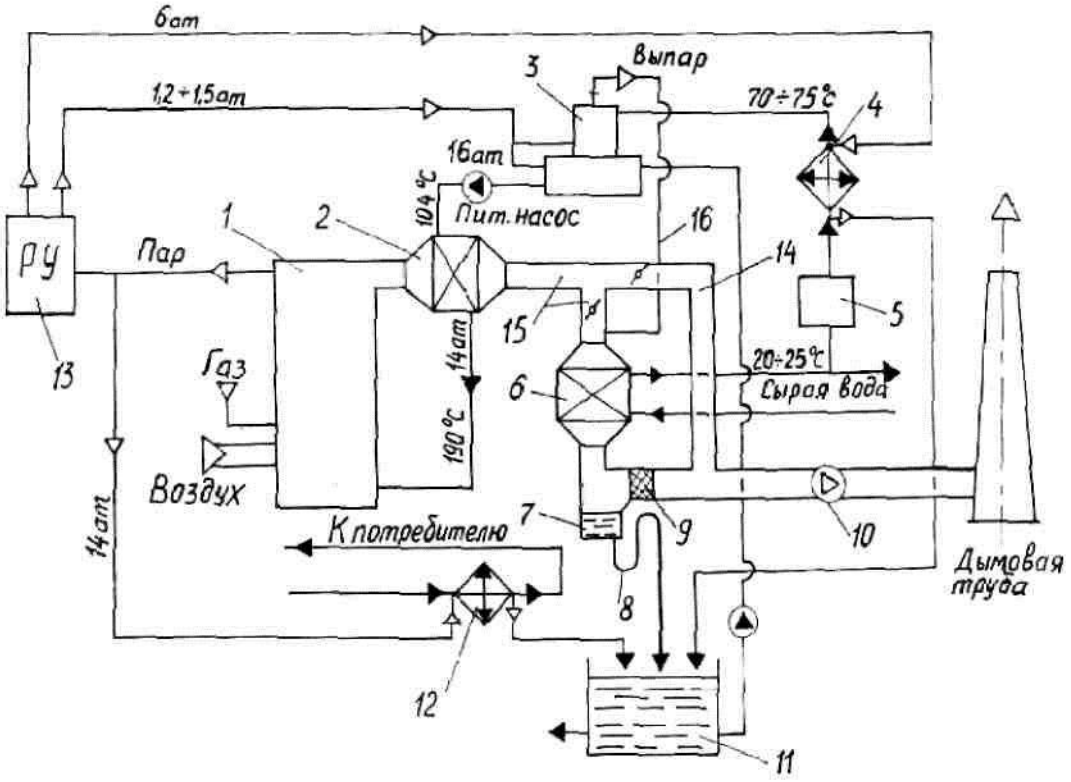


Рис. 5.1. Схема котельной установки с утилизацией выпара атмосферного деаэратора

Котельная установка содержит: паровой котел 1; водяной экономайзер 2; термический деаэратор 3 питательной воды, патрубок отвода выпара которого подключен трубопроводом 16 к основному газоходу 15 перед конденсационным поверхностным теплообменником-теплоутилизатором 6 теплоты

продуктов сгорания; кожухотрубные теплообменники 4 и 12; систему 5 химводоочистки; сборный конденсатный бак И; дымосос 10; редукционную установку 13; байпасный газоход 14. В основном газоходе дополнительно установлены сборник 7 конденсата продуктов сгорания с гидравлическим затвором 8 и сепарационное устройство - каплеуловитель 9.

Котельная установка работает следующим образом. Продукты сгорания природного газа после котла 1 проходят водяной экономайзер 2, охлаждаются до температуры 135-=-150 °С и затем разделяются на две части. Основная часть (около 80 %) продуктов сгорания по основному газоходу 15 поступает в конденсационный теплоутилизатор поверхностного типа 6, остальная часть (около 20 %) направляется в байпасный газоход 14. В конденсационном теп-лоутилизаторе 6 осуществляется глубокое охлаждение продуктов сгорания до температуры 35^-40 °С , при этом происходит конденсация части содержащихся в Них водяных паров. Таким образом полезно используются как физическая теплота дымовых газов, так и скрытая теплота конденсации части содержащихся в них водяных паров. Затем охлажденные продукты сгорания проходят сепарационное устройство - каплеотделитель 9, где от газов отделяется капельная влага, смешиваются с проходящими по байпасному газоходу 14 неохлажденными продуктами сгорания и при температуре 65н-70 °С дымососом 10 отводятся через дымовую трубу в атмосферу.

Исходная сырая вода подогревается в конденсационном теплоутилиза-торе 6, после чего последовательно проходит систему химводоочистки 5, ко-жухотрубный теплообменник 4, термический деаэратор 3, водяной экономайзер 2 и подается на подпитку в паровой котел 1. Часть подогретой в тепло-утилизаторе 6 воды может направляться к внешнему потребителю (на рис. 5.1 не показан).

Основной поток пара, вырабатываемого в котле 1, поступает в кожухот-рубный теплообменник 12, где в процессе теплообмена конденсируется, конденсат отводится в сборный конденсатный бак 11. Часть пара направляется в редукционную установку 13 и после понижения давления подается в кожу-хотрубный теплообменник 4 для подогрева химически очищенной воды и в деаэратор 3 для деаэрации подпиточной воды и конденсата, поступающего в деаэратор из бака 11.

Выпар термического деаэратора 3 по трубопроводу 16 поступает в основной газоход 15 к теплообменнику-утилизатору 6. На наружной поверхности теплоутилизатора 6 выпар совместно с уходящими продуктами сгорания охлаждается и конденсируется, при этом дополнительно интенсифицируется теплообмен за счет конденсации выпара и орошения поверхности теплообменника. Затем выпар совместно с конденсатом продуктов сгорания поступа-

ет в сборник 7 и через гидравлический затвор 8 непрерывно отводится в сборный конденсатный бак 11.

Осенью 1998 г. была произведена реконструкция паровой котельной Ульяновской ТЭЦ-3, содержащей три котлоагрегата ДЕ-10-14 ГМ и два атмосферных деаэратора ДСА-25. Выпары деаэраторов были направлены в газоход перед КТ поверхностного типа, выполненного на базе биметаллического калорифера КСк-4-11. В марте 1999 г. были произведены предварительные натурные испытания котла с КТ и атмосферных деаэраторов.

Испытания проводились на производительности котла 8 т/ч, в двух режимах работы КТ. В первом режиме выпар деаэраторов направлялся в атмосферу, а во втором режиме - в конденсационный теплоутилизатор.

Целью испытаний являлось выявление возможности утилизации выпа-ров двух деаэраторов ДСА-25 в КТ на базе калорифера КСк-4-11 и установление параметров работы атмосферных деаэраторов, КТ и котельной в целом.

В результате предварительных натурных испытаний было установлено, что КТ на базе калорифера КСк-4-11 позволяет охлаждать продукты сгорания ниже точки росы и полностью утилизировать выпар двух деаэраторов ДСА-25. При этом за счет утилизации выпаров двух деаэраторов ДСА-25 производительность установки повышается на 5-ь10 %, а количество конденсата дымовых газов увеличивается в среднем на 15 -=-20 %. Направление вы-пара деаэратора в КТ позволяет уменьшить содержание кислорода в подпи-точной воде за счет разрежения в трубопроводе, отводящем выпар. Экспериментальные исследования показали, что при работе ДСА-25 в обычном режиме содержание кислорода в подпиточной воде составляет 0,020 мкг/л, а при направлении выпара деаэратора в КТ это значение может быть снижено до 0,015 мкг/л, однако при этом увеличивается расход выпара.

В апреле 1999 г. были вновь проведены натурные испытания котла с КТ и атмосферных деаэраторов. Испытания проводились по специально разработанной программе на трех паропроизводительностях котла ДЕ-10-14ГМ 8, 9 и 10 т/ч. На каждой производительности котла испытания проводились два раза. Вначале испытания проводились для случая, когда выпар деаэраторов направлялся в атмосферу, а затем эти же опыты выполнялись для случая, когда выпар деаэраторов направлялся в теплоутилизатор. Каждый раз испытания производились в четырех режимах работы теплоутилизатора. Результаты испытаний представлены в таблицах П2.1-^П2.6 приложения 2. После проведения экспериментальных исследований была произведена математическая обработка результатов испытаний по формулам, представленным в п. 4.3 настоящей монографии. Результаты математического анализа представлены в таблицах П2.7-ЯТ2.12 и на рис. 5.2-^5.5.

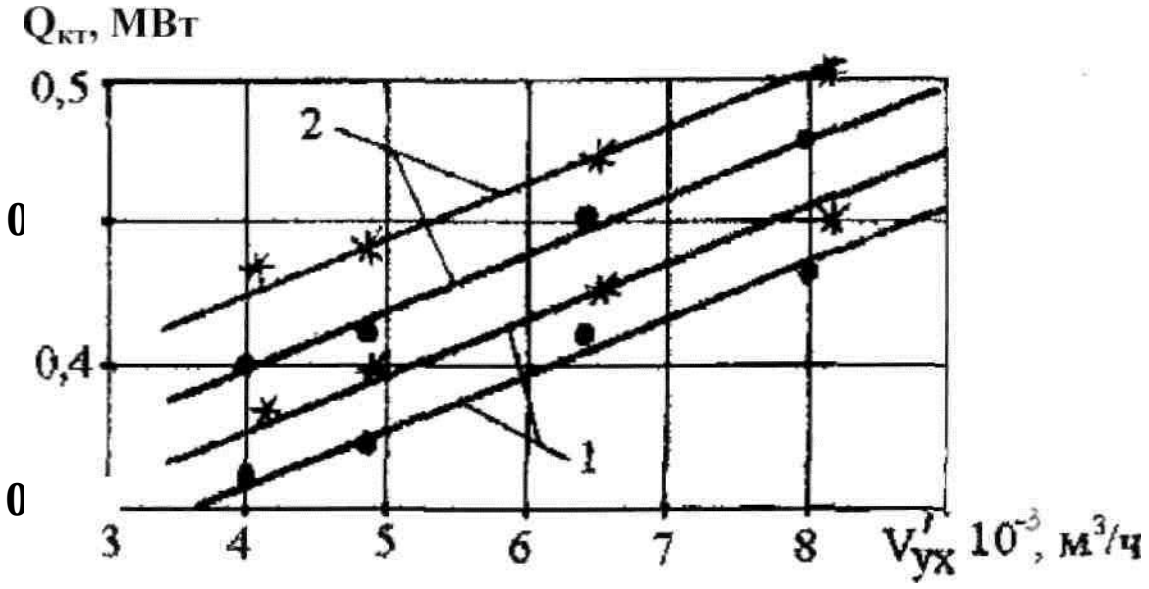
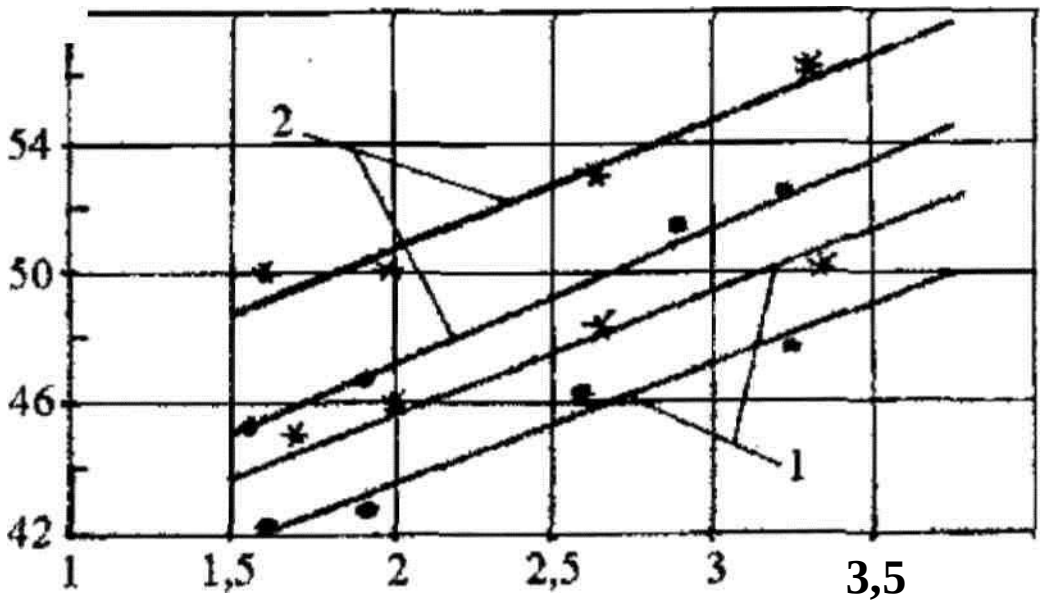
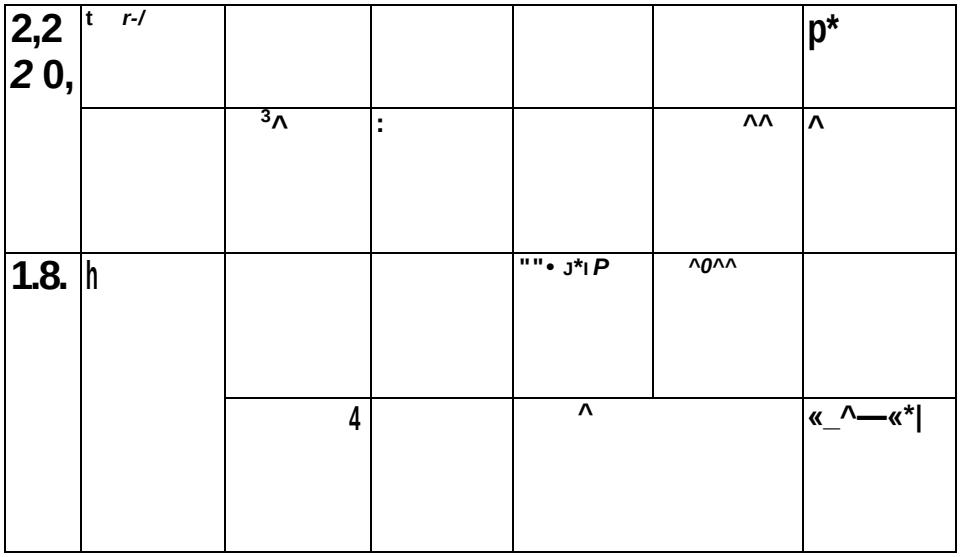


Рис.5.2, Зависимость теплопроизводителыюсти Q_{KI}, МВт, от расхода газов V'_{vx}. м /ч: t - выпар направлен в атмосферу; 2 - выпар направлен в КТ; • • • - Q_K = 8 т/ч; * * *- Q_K = 10 т/ч

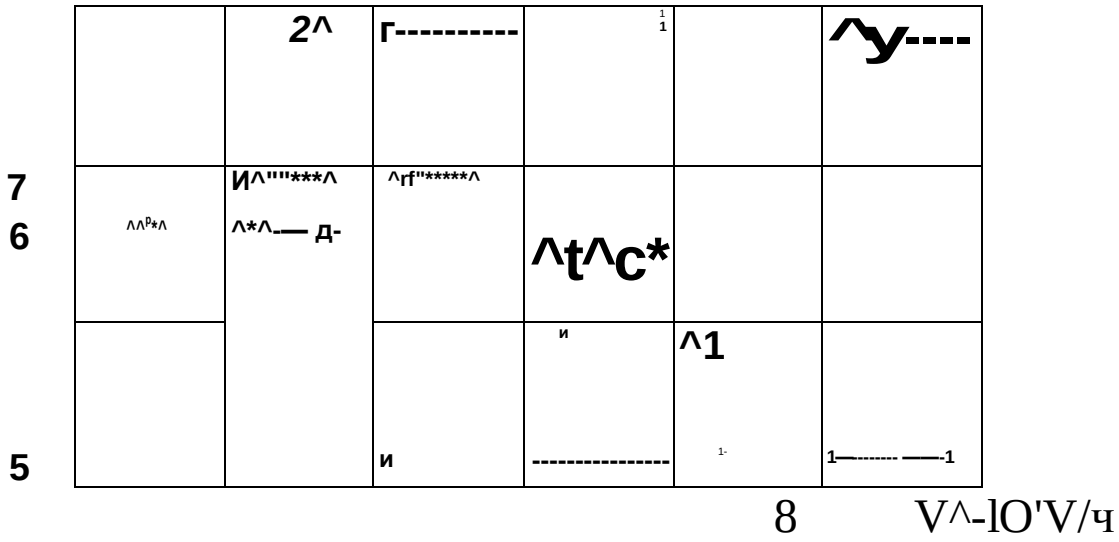


К,ВтУм?К
***56* Г**

Рис,5.3. Зависимость коэффициента теплопередачи $К_{кт}$, Вт/(м~. К). КТ от скорости газов V'_{vx}. м/с: 1 - выпар направлен в атмосферу: 2 - выпар направлен в КТ ;•••-£), < =8 т/ч; * * *- Q_K = 10 т/ч



Ри^.5,4, Зависимости экономической ^фектнвкостн КТЭы, рубУгвд* от рнсХцДн
гачон $P_{и}$,, м /ч: 1 - пни сар направлен п атмосферу; *2* - рмл ар напрасен в К'J;
■ + • - Qк ■ в т/нч • * +- Q_K = 10 т/ч



frio.5. Заяысцw)crin **повышении *км. v.* когда Лт|$_{ь1}$. "о. <и расхода газов $P_{и}$, н^3/ч:**
1 - випар направлен **и атмосферу; 2 - выпар оправлен в *КЛ***
■ • ■ - Q, = в гЧ * * *- Q_K = Ю т/ч

Экспериментальные исследования КТ производились на паропроизводительностях котла 8, 10 и 9 т/ч соответственно 8.04, 9.04 и 13.04.99. Однако при проведении испытаний на нагрузке котла 10 т/ч (09.04.99) давление пара на котле было равно 7 кгс/см^2, то есть ниже номинального (13 кгс/см^2). По тепловой мощности (по расходам газообразного топлива и соответственно ухо дящих продуктов сгорания) этот режим работы котла соответствовал паропроиз-водительности 8 т/ч, поэтому результаты, представленные в таблицах П2.3, П2.4 и П2.9, ШЛО, в действительности соответствуют режиму работы котлоагрегата 8 т пара / ч.

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы.

1) Направление выпара двух атмосферных деаэраторов ДСА-25 в газоход перед теплоутилизатором обуславливает повышение производительности КТ в зависимости от расхода выпара на 5-8 %. Представленные *в* таблице П2.13 расчеты показывают, что выпар ДСА-25 в КТ на базе калорифера КСк-4-11 утилизируется практически полностью. Направление выпара в газоход перед теплоутилизатором, установленным на всасывающей стороне дымососа, не нарушает работу атмосферных деаэраторов, при этом могут быть созданы условия, повышающие качество деаэрации питательной воды котлов.

2) При паропроизводительности котла 8 т/ч и для случая, когда 80 % уходящих продуктов сгорания пропускалось через теплоутилизатор, теплопроизводительностьКТ Q_{Km} составила 0,4133 МВт (0,3554 Гкал/ч) при направлении выпара ДСА-25 в атмосферу и 0,4538 МВт (0,3901 Гкал/ч) при направлении выпара в теплоутилизатор. Возрастание Q_{Km} за счет утилизации выпара составило 0,0405 МВт (0,0347 Гкал/ч), при этом расход конденсата увеличился на 68 л/ч. Теплота конденсации выпара составляет 0,0424 МВт (0,0365 Гкал/ч).

3) Суммарная экономическая эффективность теплоутилизационной установки при паропроизводительности котла 8 т/ч составляет 207,519 тыс. руб./ год. При этом экономическая эффективность за счет утилизации выпара двух ДСА-25 в количестве 68 кг/ч равна 15,192 тыс. руб./ год.

4) Теплотехнические показатели конденсационного теплоутилизатора на базе калорифера КСк-4-11 02 ХЛЗ после трех лет эксплуатации снизились на 4—5 %, что обусловлено образованием накипи на внутренних поверхностях рабочих трубок калорифера, а также за счет уменьшения теплообменной поверхности КТ, так как в марте 1999 г. при проведении предварительных испытаний было обнаружено нарушение герметичности и одна трубка калорифера была заглушена.

Расчет экономической эффективности от внедрения КТ и использования выпаров двух деаэраторов ДСА-25 на Ульяновской ТЭЦ-3 представлен в п. 5.3 настоящей монографии.

5.2. Котельная установка без химводоочистки

В процессе охлаждения продуктов сгорания в конденсационном теплоути-лизаторе ниже точки росы их влагосо держание снижается. При этом из продуктов сгорания выделяется конденсат (обессоленная вода), а продукты сгорания близки к полному насыщению. Выделяющийся в КТ конденсат при контакте с продуктами сгорания природного газа поглощает О: и $C0_2$. Исследования качества конденсата из продуктов сгорания природного газа, проведенные М.Б. Равичем, Л.И. Друскиным в МИНГ им. Губкина, Г.М. Климовым в Горьковском инженерно-строительном институте, в лаборатории химического анализа Ульяновской ТЭЦ-3, показали достаточно высокие его качества. Конденсат продуктов сгорания природного газа лишен взвешенных, веществ карбонатной жесткости и имеет сухой остаток менее 5 мг/л. Он практически является бессолевой водой и превосходит в этом смысле воду, умягченную в водоподготовительных установках промышленных котельных. Конденсат продуктов сгорания природного газа после дегазации вполне может быть использован для питания котлов низкого давления [17, 23]. В главе 3 представлены зависимости, позволяющие рассчитывать количество получаемого из продуктов сгорания конденсата при их глубоком охлаждении.

где *Ag".* - приведенное количество получаемого из продуктов сгорания конденсата;

8 ев ~ приведенный теоретический расход сухого дутьевого воздуха, *gf!"* = 1.415 ;

g"p - приведенное теоретическое количество сухих продуктов сгорания,

gcr~ 1,333; ctyx - коэффициент избытка воздуха в газоходе перед КТ; *X'* - влагосодержание продуктов сгорания на входе в КТ, кг/кг ст.; *X** - влагосодержание продуктов сгорания после КТ, кг/кг **ст.**

Представленные приведенные характеристики рассчитаны по отношению к низшей теплоте сгорания топлива Q^C_H, Мкал/м'[1]. Влагосодержания продуктов сгорания могут быть рассчитаны по следующим формулам (см. п. 3.1):

$$X'_{ух}=(0,\3 + X_д a_у)/(a_{ух}0,05Ъ),$$

где *Хц* - влагосодержание дутьевого воздуха, кг/кг ст.;

$$X''^{\wedge} = [(0,0006382 + 0,004^{\wedge} У'^{062'''}]/(0,199 + a_{ух}),$$

где Гщ - температура продуктов сгорания после КТ, °С .

Анализ представленнъгх зависимостей показывает, что количество выделяющегося из продуктов сгорания конденсата в большей степени зависит от температуры уходящих газов и их влагосодержания. Одним из путей увеличения

влагосодержания газов и количества выделяющегося из продуктов сгорания конденсата является подогрев и искусственное увлажнение дутьевого воздуха, например путем нагрева его в контактном воздухоподогревателе. При этом дутьевой воздух достигает практически полного насыщения и его влагосо-держание будет определяться температурой подогрева.

При нагреве контактным способом дутьевого воздуха котла до 45-^50 "С его влагосодержание возрастает с 0,008-^0,01 до 0,06-^-0,07 кг/кг св. Это количество водяных паров балластом переходит в дымовые газы. Если в этом случае уходящие продукты сгорания охладить в *конденсационном* теплоутилизаторе до температуры 40 "С, то количество выделяющегося из продуктов сгорания конденсата в ряде случаев будет достаточно для работы котельной без водоумягчитель-ной установки (при расчетной норме подпитки 0,5 % трубопроводов закрытой системы теплоснабжения),

По величине Ag", рассчитывается абсолютное количество конденсата

$Ag_{>t}$, которое может быть получено при сжигании I м^3 природного газа и последующем охлаждении продуктов сгорания ниже температуры точки росы. Например, при a_v=T,3; $г_и$=40 °С ; ^д=0,01 кг/кг св. получаем $X'_{ш}$ =*0,11514* кг/кг с.г.; $X^{я}$ =0,0465 кг/кг св.; Ag* =0,120635. В этом случае при сжигании 1 м природного газа с теплотой сгорания Q^l_H =7973 ккал/м^3 выделяется абсолютное количество конденсата Ag_{lt}=0,120635-7973/1000=0,96182 кг. При увеличении влагосодержания дутьевого воздуха до 0,02 кг/кг св.$X'_{ух}$ =0,1256, Ag" = 0,13902 и 4gi» составит 1,1084 кг, а при ^=0,07 кг/кг св. - 1,8418 кг.

Анализ работы парового котла ДЕ-10-14 ГМ Ульяновской ТЭЦ-3 показывает, что при номинальной нагрузке 10 т пара / ч расход природного газа составляет 712 м^3/ч. Внедрение конденсационного поверхностного теплоутилиза-тора на паровом котле № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 позволило повысить к.и.т. котла в среднем на 7-г- 8 % и одновременно снизить содержание оксидов азота в уходящих газах на 27-^29%. Абсолютное количество конденсата водяных паров из уходящих газов составило 0,462 м^3/ч [18]. Снижение содержания токсичного диоксида азота в уходящих продуктах сгорания произошло за счет его растворения в конденсате *дымовых* газов, выделившемся при их охлаждении ниже точки росы, равной 55,3 "С при $сц_к$=1,25. Таким образом, конденсационный теплоутили-затор является не только теплообменником, но и в определенной степени газоуловителем. При этом степень очистки продуктов сгорания от оксидов азота, а также и от других компонентов, обладающих растворимостью в воде, повышается с увеличением степени орошения уходящих продуктов сгорания.

При нагревании дутьевого воздуха в контактном воздухоподогревателе до температуры 47 °С абсолютное количество конденсата дымовых газов при их ох-

лаждении до 40 °С составит «1,8418 кг/ч на 1 м'[1] сжигаемого природного газа, а при сжигании 712 м /ч газа - 1311 кг/ч.

Увлажнение дутьевого воздуха позволяет получить дополнительный эффект в виде уменьшения содержания NO_x в продуктах сгорания в топке. Установлено, что с увеличением содержания водяного пара в дутьевом воздухе с 0,01 до 0,03 кг/кг св. содержание оксидов азота в продуктах сгорания в топке снижается в 2ч-3 раза [33]. С целью энергоресурсосбережения и сокращения выбросов в окружающую среду разработаны схемы котельных установок без цеха химводоочистки, в которой утилизируются теплота *уходящих продуктов сгорания* (физическая и конденсации водяных паров), выпары атмосферного деаэратора и воздушного декарбонизатора [20, 48, 49].

Схема котельной без цеха химводоочистки представлена на (рис, 5.6).

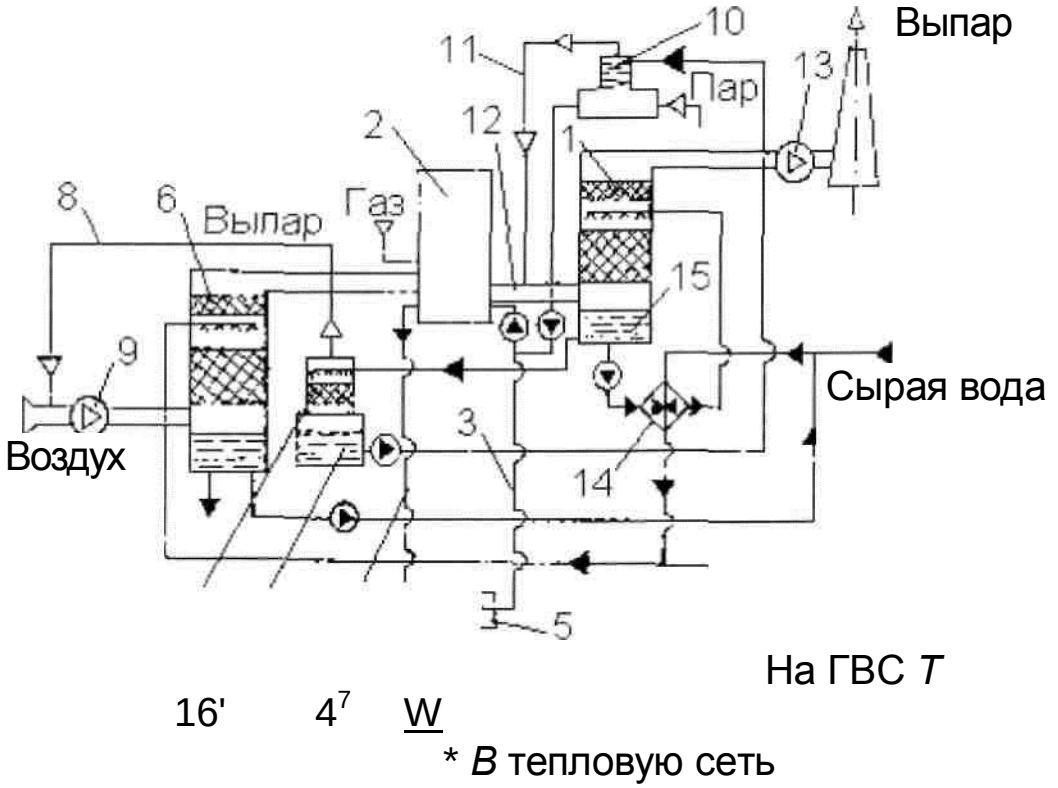


Рис. 5.6. Схема котельной установки без химводоочистки

Котельная установка содержит: снабженный контактным экономайзером I котел 2, параллельно подключенный своими подводящей и отводящей линиями соответственно 3 и 4 к греющему тракту тепловой сети 5 контактный воздухоподогреватель 6; воздушный декарбонизатор 7, патрубок отвода выпара которого соединен трубопроводом 8 с всасывающим коробом дутьевого вентилятора 9 котла; атмосферный деаэратор 10 с патрубком отвода выпара, соединенным трубопроводом !! с каналом 12 уходящих *дымовых* газов; *дымосос 13* и теплообменник 14. Экономайзер 1 имеет сборник 15 орошающей воды и конденсата уходящих продуктов сгорания, соединенный с подводящей линией 3 котла 2 через сборный бак 16 декарбонизатора и деаэратор 10.

Теплообменник 14 подключен своим греющим трактом к сборнику 15 экономайзера 1, а трактом нагреваемой среды к сборному баку контактного воздухоподогревателя 6 и к системе горячего водоснабжения (на рис. не показана).

Котельная установка работает следующим образом. Уходящие продукты сгорания после котла 2 поступают в экономайзер 1, где охлаждаются ниже точки росы в результате прямого контакта с потоком орошающей воды, при этом из продуктов сгорания происходит частичная конденсация водяных паров. Нагретая орошающая вода проходит через теплообменник 14, охлаждается и возвращается в контактный экономайзер 1.

Конденсат (обессоленная вода), выделяющийся из продуктов сгорания в процессе их глубокого охлаждения в контактном экономайзере 1 стекает в сборник 15 и удаляется из него через сборный бак 16 декарбонизатора 7, откуда подается в атмосферный деаэратор 10 и далее на подпитку греющего тракта 3 тепловой сети 5.

Насыщенный дутьевой воздух после контактного воздухоподогревателя 6 подается в котел 2, откуда продукты сгорания с содержащимися в них водяными парами направляются в контактный экономайзер 1. Подогрев и увлажнение дутьевого воздуха способствуют увеличению производства собственного конденсата, выделяющегося из продуктов сгорания в экономайзере 1.

Выпар декарбонизатора 7 подается по трубопроводу 8 во всасывающий короб дутьевого вентилятора 9, что частично снижает производительность воздухоподогревателя и позволяет полностью утилизировать теплоту выпара и выпар декарбонизатора.

Охлажденная в воздухоподогревателе 6 вода прокачивается через теплообменник 14, где она подогревается и возвращается в воздухоподогреватель 6. При этом часть водопроводной (сырой) воды расходуется на компенсацию испарившихся в контактном воздухоподогревателе водяных паров.

Реконструкция паровой котельной Ульяновской ТЭЦ-3, состоящей из 3-х котлов ДЕ-10-14 ГМ, позволит повысить КПД котлов по высшей теплоте сгорания на 8ч-10 %, уменьшить расход подпиточной воды на *2,3+2,4* $м^3$/ч из расчета постоянной работы двух котлоагрегатов, полностью утилизировать выпар атмосферных деаэраторов и снизить содержание оксидов азота в уходящих продуктах сгорания не менее, чем в 2 раза. Использование конденсата уходящих продуктов сгорания в системе теплоснабжения ТЭЦ обеспечивает экономию реагентов и электроэнергии на приготовление химически очищенной воды, при этом сокращаются сбросы продуктов регенерации от натрий-катионитныгх фильтров в окружающую среду.

5.3. Экономическая эффективность от внедрения КТ на паровом котле ДЕ-10-14 ГМ Ульяновской ТЭЦ-3

Суммарный экономический эффект от внедрения КТ и использования вы-паров двух деаэраторов ДСА-25 на Ульяновской ТЭЦ—3 рассчитывается следующим образом.

Теплопроизводителъность теплоутилизатора Q_{Tf} МВт, примем равной 0,4836 МВт (0,4158 Гкал/ч) по данным [18] (см. главу 4 настоящей работы).

Количество теплоты *О в,* МВт, получаемой от использования вы пара атмосферного деаэратора^равно

$$Q_B=G_B[(t_B\sim t_w)C+r]0,2J\%-\backslash 0\text{^},$$

где G/j- расход выпара, кг/ч; /$_{й}$, /$_{№}$- температура соответственно выпара и холодной воды, "С ; С- теплоемкость конденсата, кДж/(кг-°С); г-удельная теплота парообразования (конденсации водяных паров), кДж/кг. Для условий работы ДСА -25 Ульяновской ТЭЦ-3 C_B=2-5СМ00 кг/ ч; ^104 °С; $t_{xl}f=5$ °С; 04,187кДж/(кг-°С); ^2261 кДж/кг.

£>й=100-[(104-5Н187+2261]-0,278-10''^{6}=0,07438 МВт

Количество конденсата дымовых газов G_K примем равным 450 кг/ч; температуру конденсата - 45 *"С.* Тогда количество теплоты от использования конденсата дымовых газов в системе теплоснабжения ТЭЦ составит

£$_A$=450-(45-5 И, 187-0,278-10 ^{6}=0,02095 МВт.

Суммарное количество утилизируемой теплоты равно

$$Qc=Qr^{+}Qfi+Qb$$

0г=О,4836+0,07438+0,02095=0,57893 МВт.

Стоимость сэкономленной тепловой энергии составит

$$3j=Q_c\text{- ef=0,57893Т 19,5/1,163=59,486 руб./ч,}$$

где e_m =119,5 руб./Гкал - себестоимость 1 Гкал тепла, в ценах на февраль 1998 г. (в деноминированных рублях).

Стоимость сэкономленного конденсата (химически очищенной воды) равна

3^G#+G$_A$)-^I0^4t00+450)-4-10~^{3}=2,2 руб./ ч,

где е,\д =4 руб./т - себестоимость 1 тонны конденсата, в ценах на февраль 1998 г. (в деноминированных рублях).

Экономия электроэнергии за счет снижения мощности электродвигателя дымососа равна

$AN = j5\text{-}U_e\text{-}AI\text{- }cos\ \varphi = S$ ■ 380 -1 ■ 0.855 = 562,74 Вт, где А/ — снижение тока электродвигателя дымососа, А. Стоимость сэкономленной электрической энергии составит $Э_З = AN$ ■ е$_э$=0,5627ФО,25=0,1407 руб./ч,

где е$_э$=0,25 руб./(кВт-ч)-стоимость 1 кВт-ч электрической энергии.

Годовой экономический эффект от комплексного использования теплоты уходящих продуктов сгорания парового котла ДЕ-10-14 ГМ№ 2 и выпаров двух атмосферных деаэраторов ДСА-25 Ульяновской ТЭЦ-3 составит

ЭгКЭг+Элв+ЭэК

где *n* - число часов работы парового котла № 2, ч/год; п=4119 ч /год (данные за 1998 г.),

Эг=(59,486+2,2-К), 1407)4119=254,664 руб./год. Э/=254,664 тыс. руб./год. При этом экономическая эффективность за счет работы конденсационного теплоутилизатора составляет

$Э_{кТ}$=*[{*0,4836+0,02095)- 119,5/1,163+1,80+0,1407]-4119-221536 руб./год, а за счет утилизации выпаров двух атмосферньгх деаэраторов ДСА -25

3=^(0,07438-119,5/1 Л 63+100-4-10">4119=33128 рубУгод. В работе [18J годовой экономический эффект от внедрения КТ рассчитывался из условия повышения коэффициента использования топлива котла на 8 % и составил 91812 руб./год. Расхождение результатов объясняется несоответствием действующих тарифов на газообразное топливо и тепловую энергию, а также повышением цен на тепловую энергию.

[.глал 6. TFTI.IOBOH РАСЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТРПДОУТИЛИЗА ТОРОВ

бЛч ТЧтмовон расчет контактных геп.чолмм н заторов-экономайзера в

В результате расчета контактного теплоутилизаторэ-чкономай^ра у залавливают: теплопротволнтельность экономайзера по таданному расходу н параметрам дымопых газов на алоле в экономайзер и *на* выходе ич него; количество подозреваемой воды и ее конечную температуру; геометрические параметры контактной камеры: площадь поперечного сечения, поверхность геп.юобмена, об-ьем и высоту насадки,

Расчет прои энолится и следующей последовательности.

1) Рассчитывают ооъемный расход дымовых газов при нормальных фи зических условиях. $V,_h$ м^3/ч, последующей приближенной формуле [2]

J;IV a_{ys} - коэффициент избытка воздуха в укодних гаэак; Q* - теплопроич-воднтельность котла, ккал/ч; *rf"* - тепловой КПД котла по низшей теплоте СГораНия гача.

2) Опр^л^.тдюттеплопроизволительность контактного чкономайчера $O_{y,ч}$

ь.ч.1.1 ч

гЛО + $x,_{t}$ где t_{Ht} J_{lh} - температура дымовых газов соответственно на входе в чконогаан-зер и на выхолс и? него. С: *Хц,* $J_{>(}$ - влагосодержаЕше дымовых соответственно на вход!.˙ и выходе из него, кг/кг с.г,; л'д - рассчитывается ЕЮ формуле *{2.1),* а:r_{lT}- по (2.4.)

$$J(u=(Q_t\ I3+x_B\text{-}aJ/(a\text{^} - 0.058);$$

$$0{,}0006382 + 0.004a \qquad {}_D \text{ Й№}$$

$$* \qquad 0J99+V$$

3) Определяют температуру мокрого термометра, "С [7, формула (7)] или по графику [2, рис. 1-4].

4) Принимают действительную температуру нагрева воды в контактном экономайзере t_{u2} на 4н-6 Т ниже температуры мокрого термометра t_M [7. табл. 26].

В работе [2] для определения оптимальной температуры нагрева воды в контактном экономайзере предложена следующая формула

$$VT'' +273=m+0,347T_0, \qquad (6.3)$$

где T_{fl} - температура окружающей среды, К; m - коэффициент, равный 218, 223 и 227 при начальной температуре газов соответственно 150, 250 и 450 "С.

Для контактного экономайзера с промежуточным теплообменником в качестве температуры окружающей среды рекомендуется принимать температуру водопроводной воды на входе в промежуточный теплообменник или на выходе из него, то есть в этом случае $To=273+t'_s$ или 273+/g.

5) По уравнению теплового баланса рассчитывают расход орошающей (нагреваемой) воды G_{op}, кг/ч

$$G^QJlCMnHei)], \qquad (6.4)$$

где С,- теплоемкость воды при средней температуре, ккал/(кг°С); $C_{,;} = 1,0$ ккал/(кг-°С) в пределах 5< /,;<80 "С; /„-->. $t_{,;!}$ - температура нагреваемой воды соответственно на выходе из контактной камеры экономайзера и на входе в нее, *"С*

6) Приводят объемный расход дымовых газов к рабочим условиям

$I \quad + 273$ '" " 273 где $V,$ - рабочий (действительный) объем дымовых газов на входе в экономайзер, м7ч.

7) Рассчитывают объемный расход сухих дымовых газов при нормаль ных физических условиях Vf_f'', м7ч

$$V^{\text{г}}\blacksquare\blacksquare\blacksquare<\text{-}y \frac{V_{\text{г}}, a_{yx}}{{}^{u}\,У^{\circ}a} \frac{}{+V} \qquad \text{f6 6)}$$

где $У®_г$ - объем сухих продуктов сгорания при а=1,0, м^3 с.г./м^3 газа; $V_{н\ 0}$ - объем водяных паров в дымовых газах, м^J Н.0/м" газа.

Основные характеристики продуктов полного сгорания природного газа представлены в [7, приложение 3].

8) Рассчитывают массовый расход сухих дымовых газов

$$G_c,=V;rP_c,, \qquad (6\text{-}7)$$

где/л.. - плотность сухих дымовых газов, кг/м^3,

9) Определяют коэффициент орошения $B,$ кг/кг

$$B = -\hat{}. \qquad (*.8)$$

C*

]0| Рассчитываю і площадь поперечного сечения контактной камеры экономайзера Q^$_T$ м"

$$\mathbf{A, = — *} \qquad \mathbf{<*^{9}>}$$

где И-',. - скорость движения дымовых газов в контактной камере экономайзера, м/с. Значения ЙУ, в зависимости от плотности орошения насадки представлены на графиках |4, рис. В-9], см. также [2, п. VI-6-7].

11) Находят плотность орошения экономайзера Z, м^3/(м^-ч)

$$L = \frac{°\Delta}{} , \qquad (6.10)$$

где Q_{ffl} - площадь поперечного сечения контактной камеры экономайзера, м ;

/J: ■ nu>TEiocLb орошающей воды при средней температуре, кг/м'^{1}.

12) Рассчитывают средний температурный напор в экономайзере

где *Ац*= г,-Лз- ^$_и$= £$_л$-/«$_и$-.

13) Определяют требуемую но верх if ость теплообмена контактной каме ры экономайзера F_{KXi} м'

$$Г_{й=}_£\hat{}_ф \qquad (6.12)$$

где АУ — поверхностный коэффиз1иект теплопередачи насадки, ккалДм ᵀч'С);

р —степень смачивания насадки водой (7, рис. 3-3. рис. 2.31].

"Значения коэффициентов теплоотдачи в зависимости от скорости гаэон №\, плотности орошения контактной камеры подои, размеров элементов и ВЫСОТЫ слоя насадки представлены ц [4. табл. 8-1] и [2, рис, ПЫЗ, 111-27, Ш-2Я].

Для контактных экономайзеров, работающих с начальной температурой плов порядка 1 00 *С и в л аз осо держанием около 0,10 кг/кг с,г„ при плотностях орошения до іО м"7м^2-ч и скоростях газов *ло 1,5* м/с, для распета поверхностною коэффициента теплопередачи насадки можно использовать формулу Н.М, Жаворонкова

$$Ю = № ReY\,ReV\,Pr*''. \qquad (6\,J\,3)$$

Здесь $Ks=K_F d$&., где *d,,* - гидравлический диаметр насадки, м; /,. - коэффициент теплопроводности газов при средней температуре в насадке, ккалДм-ч-'С);

$Re, = \frac{\Delta}{v_t}$ - критерии Реинольдса для газов,

где v,- кинематический коэффициент вязкости газов при средней температуре в насадке, м/с;

$Ke_u = \frac{^{w}B^{d}B}{^{2}}$ - критерии Реинольдса для воды, ^{v}n где W_B - скорость орошения насадки водой, м/с; Уд — коэффициент кинематической вязкости воды, м^2/с;

$Pr_{гг} - \frac{v}{}$ критерий Прандтля для газов.

В работе [10] формула Н.М Жаворонкова для определения поверхностного коэффициента теплопередачи насадки *К/.-*, Вт/(м -К), представлена в виде

$$K_r = 7,\backslash W^{QJ} L^{(iJ}. \quad (6.14)$$

14) Рассчитывают объем насадки V_{lliiC}, м , и высоту слоя насадки $n_{нас}$, м

F

где *S*- поверхность насадки в единице объема, м /м^J. Значения .S' приведены в [4, табл. 3 - [].

Объемный коэффициент теплопередачи насадки является произведением K_F на площадь поверхности 1 м насадки (например, для КК-25 при укладке рядами эта площадь составляет 242 м^2/м^3).

6.2. Тепловой расчет конденсационных поверхностных теплоутылизаторов

Задачей теплового расчета является установление теплопроизводитель-ности экономайзера по заданному расходу и параметрам дымовых газов на входе в экономайзер и на выходе из него, определение количества подогреваемой воды и геометрических параметров теплоутилизатора: поверхности теплообмена; числа ребристых труб в ряду и количества рядов; высоты теплообменника.

Исходные данные: теплопроизводительность котла *О к,* МВт (Гкал/ч); коэффициент избытка воздуха в уходящих газах a_{vx}; КПД котла по низшей теплоте сгорания ;;"; температуры теплоносителей газов на входе в тепло-утилизатор и на выходе из него t_H и t_{vx} °С, нагреваемой воды соответственно -*Хы* и t_{B2} "С.

Расчет производят в следующем порядке.

П Определяют объем расхода дымовых тазов на входе в тепл оути л и затор при нормальных [(нпнческпх ycnoRvinx *Уц,* им /чь по формуле (3. *])*

$$y_{„}=(0.U5+U32aJ\ Qt/OtfrjS).$$

2) Приводят объемный расход дымовых газов на входе в теплоутилиза-тор к рабочим условиям

$$У_{«} = У_{п} —\sim 273 \frac{г + 273}{п} \quad (6.15)$$

где *У* - рабочий (действительный) объем дымовых газов на входе в тепло-утилщатор, мЛч.

j) Рассчитывают действительный расход дымовых тагов на выходе из теплоутилизатора V_t , м^5/ч

" 27.1

4) Определяют средний объемный расход дымовых газов при рабочих условиях *Уф* м^э/с

$$Г = -Й \frac{\text{-------}}{2} £ \frac{\text{---------}}{3600}. \quad (6.17)$$

5) Находят массовый расход дымовых газов $G^{\wedge}_f$ кг/ч

$$GrVftpKf \quad (6JS3$$

где р^ =1,295 кг/км^3 - плотность дымовых газов среднего состава при нормальных физических условиях.

6) Рассчитывают энтальпию газов па входе в теплоутнлитатор ///, кДж/кг

$$I_{tt}4C_{C}s+C_{4„}XH)ti_{S}+249i\ хн, \quad (6.19)$$

где C_{tf} - теплоемкость сухих продуктов сгорания, кДж^Скг-'С), в зависимости от г,.. и f,,; С=.$_г$- "svsLJio^NLifncTb водяных паров сшраний, кДжАкг'*С), в зависимости от *1ц\ хц* влагосодержапие продуктов сгорания па выходе в теп-лоутнлитатор. кг/кг ст.

Xfi рассчитывается ло формуле (3.3)

$$^{x}н = \frac{(0J3 + .t_{„}flr_{JT}\ у}{(a^{\wedge}-0,058)}$$

7) Рассчитывают энтальпию газов на выходе из теплоутилизатора /,:, кДж/кг

$$/™=fC, +C_{„}xJt^249I\ x_{m} \quad (6.20)$$

где x_{w}, - в л агоси держание газов на выходе из экономайзера, кг/кг с.г.

$$\mathbf{г_{и}} = \frac{0,00063\&2+0/Ю4a}{0.199 + a_{n}} \text{ еда } -\boldsymbol{E}- - \boldsymbol{e}$$

У) Определяют теплопрОНЗводнтсльность экономайзера Q_m кДж/ч

$$Q_{„}-=GMtrhJ. \quad (6.21)$$

9) Рассчитывают количество ЕТ^J-ренаемой воды (7$_{Дп}$ кг/ч

где *Сц*- теплоемкость воды при средней температуре$_{н}$ кДж/(кт-'С).

10) Рассчитывают средний температурный напор в теплоутилиэаторе

где Jf* =/' -f.-: ^J_A, = /' -л

11) Определяют коэффициент теплопередачи поверхностного теплоутилизатора Л", Вт7(ы^{а,}*С)

где 4и1$_{+}$ Я™ - соответственно толщина, м, и коэффициент теплопроводности материала. Вт.$^{:}$(м^2-"С), 1-го слоя трубы; /= [, 2«..., ет; *m* - количество слоен, составляющих трубу; я^ - коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к нагреваемой иоде, ВтДм*^{г}"С); *а..^,* - приведенный коэффициент зеплоотлачи от дымовых газов к наружной поверхности конденсационного теплообменника, Вт/(м'^{л}С), $а_{гяр}$ рассчитывается по критериальному уравнению (3.21).

Значение д^ зависит от режима движения теплоносителя (нагреваемой воды} в трубопроводе и рассчитывается по общеизвестным критериальным уравнениям [14.24]. Значение *а.$_{//f}$,* зависит от плотности орошения наружной поверхности теплообменника конденсатом водяных паров, вылепившихся при охлаждении газов ниже точки росы.

12) Рассчитывают поверхность теплообмена конденсационного поверх ностного экономайзера/\$_{г}$, и^2

$$F,,-Q,,/(KAlJ, \qquad (6{,}25)$$

13) Вычисляю]- общее количество ребристых труб экономайзера Л^ число рядов труб г,* и высоту экономайзера *Н„„* м$^{:}$

$$N*rFJh* \qquad (6\text{-}26)$$

где *f*^ - поверхность нагрева одной ребристой трубы, м^2.

$$г*гН,Л_{щп} \qquad (С^{6}*^{27})$$

6Л. КПД котлоь и конденсационных теплоутнлнъатороъ

Кондекеаиионный теплоутиличатор-экономайзер предназначен лля ча-зрева теплоносителя лишь частично используемого в котле, Эффективность КТ растет с увеличением расхода нагреваемого теплоносителя (волы), то есть в КТ нагревается вода в количестве, значите] сьно превышающем потребность котла FI добавочной химически очищенной ноле. Поэтому КТ можно рассматривать как самостоятельный агрегат, получающий тепло извне в виде у холящих дымовых гаю в. Принято считать, что установка КТ повышает к.и.т. в котельной и ь такой же степени (условно) КПД котла.

Тепловой баланс котла. работаюшего на газе. no *Q*^, выражается уравнением, ккал/м\кДж/м^{л})

или, разделив каждый член (6.15) на *(У$_a$*.

fl/$^{+}$flj^{+}flj+ffj"l- £6.30)

Рели пренебречь теплотой, выносимой нз котла с продувочной водой и насыщенным паром на собственпые нужды» а также физической теплотой топлива и воздуха* то количество полезно воспринятой теплоты равно:

а) для даровых котлов

где *D* - паропроизводительность, кг/ч; *B* - расход топлива, м /ч; /„-/„ - энтальпия лапа и питательной волы. ккзл/кг, б) для водогрейных котлов

q^QJB, (6-32}

где *Q*- геплопроизводигельноегь котла , ккал/ч. 1, Для котельных бел конденсационных экяомайэерон КПД котла по *Q*\

ti^Qf/g-Qt/tBg). (6.33)

1-е.іи считать теплоутилтатор-экономайзер элементом котел ьной$_п$ то под полезной теплотой следует подразумевать следующее количество теплоты

где *Q*^ - количество теплоты, полезно используемой в теплоутилкзлторе, ккал/ч,

При нагреве воды

Q^= C$_e$Cв{г,?-U, (6.35)

где *Сз* - расход воды в теплоутилизаторе-экпномайзере, кг/ч; *С»*=\ ккап/(кг*С).

Таким образом, дли паровых котлов

$$£,* = Dli_n\text{-}\wedge_e)fB + C_B G\&(t_{ti}\text{-} < J, \qquad (6{,}36)$$

С другой стороны$_t$ по определению КПД

$$\# = «\text{-}*£,,, \qquad (6\ 3?)$$

где 17Д„ - суммарный КПД котла с КТ по $Q^\wedge$, то есть

$$Q^* \blacksquare gJL, \text{-}Я\wedge Ч, J /»+ВД\wedge \text{-};J /Д. \qquad (6.33)$$

Сопоставив уравнения (6.3?) и (6-33), получим

$$\wedge = СЛ. / ВД = C_E G_B(r_{Bi}\text{-} U/(BQl), \qquad (6.40)$$

где ^^.^ —увеличение к.н.т, котельной при установке КТ,

По аналогии с ураганен и/ем (6.33), формула для К[[Д собственно тепло-утнлизатора-экономайтера имеет в-ид

где $B_{,л}$ - рае ход уходящих газон перед теплоугклизатором-экономайзером при нормальных условиях; /„.г - энтальпия уходящих газов перед КТ. КК;I ■ м

$$\&=/„\text{-}£. \qquad Сб.43)$$

где Д, - энтальпия холодною воздуха, поступающего в котел, ккал/м (газы охлаждаются до f_T,).

То есть

$$\blacksquare _\text{---------}Лй\text{ ----------}_E \quad \underline{\wedge тм} \quad , \qquad (6.44)$$

$$Й/« + /„/« ъ'+/«'е;$$

где <rf - потери теплоты с уходящими собственно из котла газами (до конденсации в экономайзере).

$$* Q_2 \underline{ir\text{-}i,,\ c\text{-}\wedge\text{:-}\wedge\text{-}'\text{:}}$$

$$q§ = д(0{,}318/_{цт}+0{,}Ж/„Д._я\ 10^{\ 4}+0_+О794\wedge,\text{-}0{,}03091,\text{-}О{,}575/\wedge\ 10^J\ \text{-}0{,}077d_e)\ \text{-}$$

$$\text{-}0{,}336/,/]0''^2\text{-}0{,}837\wedge/10\ \text{--}0{,}625лД/10^{\ s}$$

Для случая установки обычного экономайзера, то есть при </,.,-const.

$$?f = 10+0{,}03\ Й5я*\text{-}^И7„ \qquad (6.45)$$

При расчете КПД те плоутилиэатора-э коном айзера н (6.44) необходимо подставлять $х_м$ и / на входе в КТ.

$$Чг\ -SIQв'Qн\ -(Qi/QZ-V-W \qquad \{6.46)$$

Upn установке КТ могут быть достигнуты:

1) $Ач*_m$= 10+20%; ^=90+95%; ^Л™ =95+97 %;

2) разность между *q%* и *q?* при $/_{V1}$ < 60 "С *■ 10 W;

3) при $/_{1Т}$^ 60 "С ^ для котлов с поверхностными экономайзерами и КТ становятся примерно одинаковыми;

4) при $/_{IL}$ tfl КТ более 65 'С установка КТ неэффективна, так как: при этом *q?* *<Ыпри f_{1L} =140*С);

5) [^; становится отрицательной при $/_и$ =57 *С'„

й) при глубоком охлаждении газов (по] 5-г20 'С) можно получить fl*= 1-S-2 % И <?"= -(ft+9) % и таким образом повысить /?"._{кЛг} до 95-97 %. При Гда<60 "С ^" определяется из следующего выражения

^ = (0.1а-0.0IO5)J0.3If>t_{VT} -/$_д$)+^Л, +"J ■■T000](0.6/$_{IT}$ + 790)J.

Тепловой баланс котельных установок в основном определяется по низшей теплоте сгорания топлива. В условиях, когда применяются конденсационные теплообменники, обеспечивающие глубокое охлаждение дымовых газов ниже точки росы и птволяюшие сконденсировать часть содержащихся в уходящих ["азах водяных паров, расчет теплового баланса по низшей теплоте неправомерен, так как эта методика не учитывает изменения влагосодер-жапия газов. Расчет по *Q],* при глубоком охлаждении газов может привести к отрицательным величинам *ц^* , а к.и.т. котельной может превышать !00 %.

Глава 7. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

В настоящее время объем потребления энергии непрерывно возрастает, что является следствием процесса индустриализации, увеличения энергозатрат на добычу природных ресурсов и работу транспорта, на повышение плодородия почв и др. Несмотря на развитие тошгаводобывающей промышленности в нашей стране, топливный баланс ее в течение многих лет является весьма напряженным: опережающими темпами растет потребность в топливе и часто оно расходуется расточительно. Сегодня наша страна в расчете на единицу национального дохода расходует топлива, электроэнергии, металла и других ресурсов более чем в два раза больше, чем в развитых капиталистических странах. Прирост потребности в топливе, энергии, сырье и материалах должен обеспечиваться в основном (на 70-7-80 %) за счет их экономии.

Природный газ является важнейшим видом органического топлива. В настоящее время продолжается тенденция к увеличению доли природного газа в топливном балансе России. Основная стратегия - наращивать добычу природного газа с повышением его доли в топливном балансе. В России на тепловых электростанциях, использующих в качестве топлива природный газ, производится более 40 % электроэнергии, а всего на ТЭС вырабатывается 67,1 % энергии. В перспективе, наряду с природным и технологическими газами (доменным и коксовым), представляется возможным использование в качестве энергоносителей продуктов переработки твердых топлив, в первую очередь водорода. Высокие энергетические качества, термостабильность и относительная чистота продуктов сгорания делают перспективным использование газовых топлив не только в стационарной технике, но и в таких видах транспорта, как автомобильный, авиационный и др. Учитывая изложенное, повышение эффективности использования природного газа является актуальным.

Рассмотрим основные пути повышения эффективности использования газа в котельных установках [4, 21].

1) Закрытие мелких котельных мощностью 3^-6 Гкал/ч, работающих на газообразном топливе, и подключение их потребителей к крупному теплоисточнику дает экономию газа 13-И 6 $м^3$/Гкал (40-ь70 кг условного топли-ва/Гкал). Кроме того, при закрытии одной мелкой котельной экономятся трудовые ресурсы - 6-^9 человек.

2) Замена устаревших моделей котлов и схем компоновки оборудования с отключаемыми и групповыми экономайзерами приводит к снижению расхода газа на 18 - 20 $м^3$/Гкал отпущенной теплоты.

3) Реконструкция тепловой схемы котельной в соответствии с составом потребителей при значительном несоответствии существующей схемы может дать экономию газа до 10 %. Например, перевод отопления помещений с парового на водяное сокращает расход газа на 5V7 %.

4) Теплопотери с уходящими газами (q_2) в котельных установках без хвостовых поверхностей, работающих с коэффициентами избытка воздуха а = $а_{огт}$ достигают 25 %. Мероприятия, способствующие уменьшению q_2, следующие:

а) установка водяного питательного поверхностного экономайзера и воздухоподогревателя - экономия газа 4н-7 %, теплофикационного - 6ч-9 %, конденсационного (контактного) - 10-=-15 %; повышение температуры ухо дящих газов за котлом на 10-И 5 °С приводит к перерасходу газа на 0,7-ь1,0 %;

б) работа котлоагрегата должна производиться с оптимальным коэф фициентом избытка воздуха а = $а_{опт}$.Увеличение коэффициента избытка воздуха в топке выше оптимального на 0,1 приводит к перерасходу газа на 0,7%, при этом на 6-НО% возрастает расход электроэнергии на привод дутьевого вентилятора и дымососа;

в) повышение газоплотности котлоагрегата с целью уменьшения присосов холодного воздуха на 10 % приводит к перерасходу газа на 0,5 % и по вышению расхода электроэнергии на привод дымососа на 4-ь5 %;

г) применение для котельных, сжигающих природный газ, вакуумных деаэраторов, позволяющих снизить температуру питательной воды до 65н-70 °С (по сравнению с температурой 104 °С при атмосферных деаэраторах), обеспечивает более глубокое охлаждение уходящих газов;

д) установка наряду с водяным питательным поверхностным экономай зером конденсационного теплоутилизатора (КТ), позволяющего производить глубокое охлаждение уходящих продуктов сгорания. Например, установка КТ за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ позволяет повысить к.и.т. котельной на 8-т-10% по высшей теплоте сгорания газообразного топлива;

е) поддержание номинальных производительностей и параметров работы котлоагрегата, чистоты наружных и внутренних поверхностей нагрева;

ж) правильное конструктивное оформление конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающее более полное смывание их газами со скоростью, обеспечивающей самообдувку.

5) Потери теплоты с химической неполнотой сгорания должны быть сведены к нулю за счет:

- правильного выбора газогорелочных устройств (например, установка на котлах ДКВР горелок типа ГМГМ вместо устаревших ГМГ обуславливает повышение КПД котлоагрегата на l-f-1,5 %);
- перевода котлоагрегатов на автоматическое регулирование соотношения «топливо - воздух» (т.е. обеспечение оптимального избытка воздуха);
- забора воздуха на горение из наиболее горячих зон помещения ко тельной;
- повышения качества изготовления и монтажа, наладки работы горелок и топочных туннелей.

6) Для снижения расхода газа из-за потерь теплоты в окружающую среду следует:

а) тщательно выполнять монтаж и поддерживать в исправном состоянии ограждения котлоагрегата, при этом температура на поверхности обмуровки в местах, доступных для обслуживающего персонала, не должна превышать 45 °С, а в местах, не доступных персоналу, 55 °С при температуре окружающего воздуха 25 °С;

б) тщательно выполнять монтаж и поддерживать в исправном состоянии изоляцию оборудования, трубопроводов, задвижек, фланцев и др. Например, изоляционный теплопровод диаметром 200 мм при температуре теплоносителя 150 °С имеет потери теплоты 3,35-^6,03 кДж/(м-ч-°С), а не изолированный - 4815-Г-5150 кДж/(м-ч-°С). Срок окупаемости затрат на уст ройство изоляции за счет экономии газа не превышает 3-г4 месяца;

в) сокращать число остановок - растолок котлов (для котлов с поверх ностью нагрева больше 500 $м^2$ на растопку после суточной остановки затра чивается двухчасовой расход топлива при его номинальной нагрузке).

7) Температура питательной воды $t_В$ оказывает существенное влияние на экономичность работы котлоагрегата. Расчеты показывают, что для котлов с РН = 14 кгс/см повышение температуры воды на входе в барабан котла $1_{вб}$ на каждые 10 °С дает экономию газа на 1,7-ь2,2 %. С целью повышения $t_В$ б приходится повышать температуру питательной воды на входе в водяной экономайзер $t_{В\ э}$, что приводит к повышению температуры уходящих газов и к перерасходу газа. С целью обеспечения работы водяного экономайзера

в «сухом» режиме (без конденсации водяных паров из продуктов сгорания) на практике принимают $t_{ВЗ}$= ($t_р$+ 10) °С.

При малом возврате конденсата от потребителей в газовую котельную или его низкой температуре, когда в деаэратор поступает смесь конденсата и химически очищенной воды с температурой, не превышающей 60 °С, экономически эффективным является установка вакуумного деаэратора ($t_{В.З}$« 70 °С). При использовании термических деаэраторов атмосферного типа температура питательной воды на выходе из деаэратора равна 1 $_Д$ = 102-^106 "С. Для понижения $1_Д$ до $t_{ВЗ}$ « 70 °С в тепловой схеме котельной после деаэратора атмосферного типа необходимо устанавливать водоводяные теплообменники, например, для нагрева сырой и химически очищенной воды.

Установка водоводяных теплообменников после атмосферных деаэраторов или использование вакуумных деаэраторов позволяют экономить в котельных, оборудованных котлами ДЕ, ДКВР, l-j-2 % газообразного топлива.

8) Работа котельной установки в режиме пониженного давления приводит к перерасходу топлива и ухудшению работы всей системы, потребляющей пар. Объясняется это следующими причинами:

а) уменьшение рабочего (действительного) давления пара в барабане котла РК приводит к увеличению влажности пара и уменьшению КПД котла, особенно существенно при $Р_к$< 0,5 РНОМ (здесь РНОМ - номинальное давление пара). Кроме того, увеличение влажности пара приводит к гидравлическим ударам в сетях и паропотребляющем оборудовании, увеличению времени технологических процессов, а в некоторых процессах и к браку продукции;

б) уменьшение $Р_к$ вызывает перерасход газа из-за «недогрева» воды в экономайзере (максимальная температура воды после чугунного экономайзера должна быть на 40 "С, а при наличии автоматизации-на 20 °С ниже температуры насыщения, которая, естественно, с уменьшением $Р_к$ уменьшается).

Практика эксплуатации промышленных систем теплоснабжения показывает, что при работе котлоагрегатов в режиме РК^ 0,5 РНОМ перерасход газа составляет 5-^7 %. К сожалению, на практике большинство существующих котельных, оборудованных котлами ДЕ и ДКВР, работают без редукционных установок и именно в режиме $Р_к$< 0,5 РНОМ, который часто соответствует параметрам теплопотребителей.

Обслуживающему персоналу следует иметь в виду, что при повышении влажности пара ухудшается его качество не только из-за уменьшения энтальпии, но и в связи с увеличением его солесодержания. Это приводит к более интенсивному отложению солей в аппаратах и оборудовании и к понижению КПД всей системы теплоснабжения, то есть к перерасходу топлива в котельной.

9) В практике эксплуатации паровых систем теплоснабжения недоста точное внимание уделяется сбору и возврату конденсата в котельную, а это приводит не только к значительному перерасходу топлива, но и к уменьшению надежности работы всей системы теплоснабжения, увеличению экс плуатационных расходов. Увеличение возврата конденсата на 10 % обус лавливает экономию газа в котельной на 1,34-2,2 % в зависимости от темпе ратуры конденсата и качества исходной воды. В этой связи перспективными являются установка после водяного экономайзера КТ и использование кон денсата продуктов сгорания для подпитки котла [48].

При сборе конденсата по открытой схеме потери теплоты, связанные только с его испарением, составляют более 15 %. Испарение воды (конденсата) из открытого бака даже при температуре 804-95 °С составляет 104-22 кг/ч. Уменьшение испарения конденсата может быть достигнуто применением конденсатных баков, соединенных с атмосферой выхлопной трубой, оборудованной оросительным устройством.

Значительная экономия топлива в котельных, особенно при температуре конденсата более 100 °С, достигается применением закрытой схемы использования конденсата. В настоящее время разработано несколько закрытых схем, подробно рассмотренных в работе [10], там же представлены формулы для определения экономии топлива от их использования.

10) Автоматизация технологических процессов в котельной Позволяет кроме повышения надежности и производительности труда получить экономию газа в следующих размерах:

а) регулирование процессов горения и питания котельных установок (котлоагрегатов) - 1,54-3,5 %;

б) регулирование работы водонагревательных установок - 2,04-2,5 %;

в) регулирование работы вспомогательного котельного оборудования - 0,24-0,4 %;

г) регулирование температуры перегрева пара - 0,24-0,3 %. Перерасход топлива из-за неэффективной автоматизации систем и недостаточной обес печенности контрольно-измерительными приборами оценивается в 104-15% [4].

11) Экономия топлива и электроэнергии без дополнительных капи тальных вложений может быть получена за счет оптимального распределения нагрузок между котлами или котельными, работающими на общего по требителя. Для этого необходимо постоянно обеспечивать работу отдельных котлов с максимальным КПД. Экономия газа при оптимальном распреде лении нагрузок между котлами, работающими, например, на покрытие на грузок жилищно-коммунальных потребителей, может составлять 54-12 %.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Программа расчета процессов тепло- и массообмена продуктов сгорания в газоотводяших трубах

```
SCREEN 2
PRINT " РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО - И МАССООБМЕНА В ГАЗО0ТВ0ДЯ-1ДИХ
ТРУБАХ" PRINT
  PRINT " 1 - Расчет 2-х слойной дымовой трубы с L1 = 0.47 и L2
= 0.7"
  PRINT " 2 - Расчет 1- слойной дымсвой трубы с L=0.7" PRINT
INPUT 'Г   Баш выбор"; WER PRINT IF WER = 1 THEN 1 = 1.25: X = .01:
v = 10: Tn = -4 0: t5 = 15 0: t б = 40
   IF WER = 1 THEN d!2 = 3: d22 - 4.88: dll = 4.02: d21 = 6.42:
T = 10
   IF WER = 1 THEN H = 60: LI = .47: L2 = .7
   IF WER = 2 THEN 1 = 1.25: X = .01: v = 7: Tn = -40: t5 = 150:
t6 = 40
   IF WER = 2 THEN dl2 = 1: d22 = 1.34: dll = 1.5: d21 = 2.96: T
= 10
IF WER = 2 THEN H = 30: Ltr = -7 PRINT "
При этом Нтр="; H; "м" FOR QWE = 1 TO
100000: NEXT QWE CLS 2  pi = 3.1415926*
E = 2.713282
   dl = (2 *  dl2 * d22) / (dl2 + d22) d2
   =  (2  * dll * 621)  /  (dll + d21) dc =
   .5 *  (dl + d2) din = dl + 2 * .17
   CY1=1.049075+ .0001948#*t5+1.619^(10Л(-7))*(t5A2)
   CY2 = 1.04 907 5+ . 000194 8#*t6+l.619*(10Л(-7J )*(t6A2)
```

```
    XI = МЭ + X * 1} / (1 - .056) X2 = ;(.00063в2+
    .004*и*E Л <.062*ъe)}/1-199+1) FOR d = 0 TO 1.01 STEP -1 IF d =
    .9000001 THEN d - .9 TFd - +a000001 THEN d - J St = .1
    t31 = t6 - 1
22 t31 - t31 -i- st
    CCOl,Q49Q75+ .CDQ194e#*t31 + l.G19*[10'4-"'n n 4t3l' 4 2}
    L3 = dl * tb * (CYl / COC> + (1 - d) * t6 * (CY2
    / COC)
    IF ltmt.fi * 10) / 10 < INT[(t3 + .2) * Ю)
/ 30 AND INT(t31 - 10J / 10 > INT((t3 - .2) x 10» / 10
THEN 12 ELSE 22 12 S3 = .01
    c4 = t3 7
t4 = t4 - SS
    IF WER - 1 THEN Lna - 6.3 * (1.7 * 4,51 * .66
    IF WER - 2 THEN Lna - 6.3 * (1 .28 * A ,5} л . 66
    lga = (2.276 ♦ (Э.636 * L0 A (-3)) * t4 - (2.143 * 10 Л -7> ) * t4 Л 2) J
10 * (-21
    nu = (12.16 + Й.574 - |10 A (-2И * t4 + 6.721 * (Ю n |-5f) * t4 A 2) 4 10 n
(-61
    Lbk = (lga / dI2) * .021 * [(v * dl2 / nu) Л ,8) * (,702 Л .44) * 1.02
    Lb = 5.25 + Lbk
    IF МВД = 1 THEM KL - 1 / HI / [Lb * dlj ) + (LOGfdln / dl] / (2 * U]) + (LOG(d2
/ din}/(2 * L2 ) ] + M / - L r ^ * d2>) !
    IF WEFL - 2 THEN KL - L / ( (1 / (LJb T dl ] ) + (LQGId2 / dl) / (2 * Ltr! ] + (1 /
(Lna * d2) ))
    К = KL / dl
    F = pi * dc * H
    H = KL * pi * H
    C = 1,049075* ,0QOl946lt*t4+l -6L9* flO" (-7J ] * (t4*2)
    p = (1,25 * 273Л5) / (273,15 + Л * (t4 + t3)l
    G - <pi J dL2 * dl2 * v x p 4 3600) / 4
    t2 - INT ((37.1 * LOG(((L000 * (d * Xl + (1 - d) * Х2Л / (3.77 * .095 * 1)))
/ 2.302585} * I00J / 100
    tl - INTKTn + (d J [CYl / COC) * t5 + (1 - d) * [CY2 / COC) * t6 - Tn) * [I - (K / L b ) ] * E
Л ((-3.6 * M) / |G * COC)П J 100) / 100
    t41 = INTUTn +■ (t3 - Tn) + E * ((-3.6 * M) / (G * COC1 ) ) * 100) / 100
      t71 = t41 - KL+(t41 - T n | * f (l / KL) - < l / l L n a * d2 } J )
    GL - KL * pi * (t41 - Tn)
    IF ИЕЯ • 1 THEN tcl - INT ({1:41 - (QL / pi" ' id / (Lb * dl i : - T.QGfdln / dl)
/ (2 * L I ) ) ) * Ю0> / 100
    EO = 3000
```

```
   WER = 1 THEN IKL - ,000005 * [tcl - t71)*(dln / d2] IF WER
   - 2 THEN IKL - .000005 + [tl - t"M: ' [dl / d2! SKL -
   .165 * IKL * EO
IF INT (1:41 * 10) / 10 <> INT(t4 * 10} / 10 THEN 1 \o - d *
XI * [1 - d) * X2 IF WER = 1 THEN PRINT "При d="; d;
™tp=-n; tl; "tcT + or.="; tlj "tp.op. = "; t41; Чг.ссн.="; t3;
,rtcl-"j tcl; ™ Хосн. = "; Хо; "tCT.H.-™; t71j ,rSKT.= "; SKL
   IF WER = 2 THEN PRINT "При d-*r ch "tp=11; t2;
"tCT,or.="i
tl; "': .;?.=": I4li *Чг.осн.=я; t3;
Хосн,-"; Хо; Чст.нг = "; t?l ; "SKL-1"; SKL
 NEXT d REM 3 AS - INKEYS REM IF AS <>
 " " THEN 3
    INPUT "Производить расчет оптимальный значений (1-да ; 2-нет)";
OPT
IF OPT - 2 THEN GOTO 12 3 SS =
. 1 FOR U = 0 TO 1 STEP .01
FOR d - O TO 1.1 STEP .1 St
= -1 t31 = t6 - .1 29 t31 = t31
+ St
    COC = 1.049075 + .0O01948# * t31 + 1.619 * (10 л
(-7П * tl 31 л 2)
t3 = d * t5 + (СП / COC) + (l - d) * t6 * (CY2 / CGC) IF
INT(t31 * 10) / 10 < IHT[(t3 t .2) * 10] / ■
AND ENT(t31 * 10) / 10 > INT((t3 - .2} * 10) / 10 THEM
13 ELSE 29 13 SS = ,01
    t4 - t3 67 t4
= t4 - SS
IF WER * 1 THEM Lna = 6.3 * (1,7 - 4.5) л .£6 IF WER -
2 THEN Lna - 6.3 * (1,29 * 4.5) л ,66 lga = (2.27Й +
1B.B3Ё * 10 rt (-3)) * t4 - (2.143 * 10 л (-T;) * L4 л
2) + 10 * (-2)
    nu = (12.16 + 6.514 * (ID л £-2)) * t4 + 8.721 *
(10 * [-5)) * t4 ^ 2) * 10 - ]-6>
    :.bk = Uga / 412} * .021 * ({T * dl2 / nu) л .9) *
(+702 A,44) T 1-02
    Lb = 5.25 + Lbk
    IF WER = 1 ГНЕН KL = 1 / (;i / (Lb * dl)) +
(LOG(dln / dl) / (2 * Ll)) + (LOG(d2 / dln)/(2 " L2)l + U/(Lna *
d2) ) ]
```

Продолжетше приложения]

```
    IF WER - 2 THEN KL - 1 / <{1 / (Lb * dlJ) + <LQG(d2 / dl}
f(2 + Ltr)} + (1 / Una * d2])]
    K = KL / dl
    F = pi * dc + н
    M = KL * pi + ti
    p = (1.25 * 213.15) / (273.1b + .5 * [t4 + И3})
    G = [pi * dl2 * dl2 * v T p * 3600) / 4
    t4l - INT({Tn + (t3 - Tn) * E л ((-3,6 * M) / (G * COC>) > * 1.01 / 100
    IF INT(t41 - 10) / 10 <> INT(t4 * 10) / Ю THEN 67
    A = (INT((Tn + (O * 1 + tS + (1 - U) * 1 * t6 - Tn) * (1-iK / T.h) : * F. ■
((-3.6 + M] / (G * СООП "10) ) / 10
    E - (INT( (37.1 * LOG ((1000 + fl) * XI + (1 - Щ * X2] ) / (3,77 + .065 * 1>) /
2.3025651 * 10)) / 10
    J - B + T
    IF к < J + .1 AND A > J - .1 THEN GOTO A ELSE Ь 5 NEXT
Л
    NEXT UA
CLS
    PRINT " При d="; U; "соблюдаемся раренство :
f-m.cг. = tp + dt'h
    Y = U
    PRINT
    PRINT " В этом случае :"
    st - . I
    t31 - t6 - .1 2B
t?". - til ■ 5-
    COC - 1.049075+ .O00194B#*t31+1.6I9+(10*(-7)}*ft31A2)
    t3 - Y x tb + iCYl J COG) + (1 - Y) * tS * (СУ2 / COC)
    IF INT(t31 * 10) / 10 < INT((t3 + .2) * 10)
/ 10 AND INT[t31 * 10) / 10 > INT((t3 - .2) * 10) /
10 THEN 14 £LSE 26 14 SS = .1
    t4 = t3
a " J t 4 = t ^ - s s
    IF WER = 1 THEN i.na * 6.3 * (1.7 * A,5) " .66
    IF WER = 2 THEN Lne * 6.3 * (1.2Й ' 4.5) л .66
    1cд = (2,270 t (6.636 * ID A (-3)) * t4 - (2.143 MO M-7j ) * 14 л 2) *
10 n (-2)
    nu = (12Л6 + 8 + 574 * (10 * (-2)) • tfl + ВЛ21 * (10 п[-5)) * t4 A 2) * 10 л
(-6)
    Lbk - (lga / dl2) * .021 • ( ( v 4 dl2 / nu) л .6) * (.702 A .44 ^ * 1-02
    Lb - b+25 + Lbk
    IF WER = 1 THEN KL - 1 / ( t l / (Lb * dl)) + (LOGtdln / d l ) / ( 2 * Ll>) + (LGG(d2
/ d l n } / ( 2 * L 2 ) ) + [l / {Lna * d 2 ) } )
```

```
IF WER = 2 THEN KL = 1 / (U/(Lb * 41)) + (LOG<d2 / dl) / (2 *Ltr>)
+ (L / (Lna * d2)J)
   K = KL / dL
   F - pi * dc * H
   M - KL * pi * H
   p - (1.25 * 273.15) / (273.15 + .5 + (t4 + t3) )
   G - (pi -1 dl2 * dl2 * v * p * 3600) / 4
   t41 = INT((Tn + (t3 - Tn) * E n   ((-3,6 * M) / (G * COC))) *
100] / 10D
   IF INT(t41 * 10: / 10 <> IWT(t^ * 10> / 10 THEN B7
   tl *■ Tn 4 (У + 1 + t5 + (1 - V) * 1 * t6 - TnJ * (1 - (K / Lb))
* -L Л (1-3.6 * M) / (G *  COO)
   ta = 37,1 * LOG((1000 * ГУ * Xl + (1 - Y) * X2J) /
(3,77 + .0B5 * 1)) / 2.3025B5
   Xo = Y * XI 4 (1 - YJ * X2
   t"7i = t41 - KLMll / KL)-(1 / (d2 * Lna})JMt41 -
   Tn}
   QL = KL * pi * (Ul - Tn}
   IF WER = 1 THEN tcl - INTUtfll - {QL /pi] * (П / (Lb * dl))
4 LOG(dln / dl) / [2 * LI)]) * 100) / 100
   IF WER - 2 THEN tcl - INT([t41 - <QL /pi) * ( [1 / (Lb * dl))
+ LOG(dlQ / dl) / [2 * Ltr] ) ] * 100) / 100
   EO - 3000 IF WER - 1 THEN IKL = .000005*(tcl - t71) * (din
  / d2) IF WER - 2 THEN IKL = .000005 * (tl - t71] * (dl /
  d2)
   SKL = .165 * IKL * EO
   PRINT " * сг.осн.="; t3
   PRINT
   PRINT "  * tr.or.=p; t41
   PRINT
   PRINT N * Xocu="; Xo
   PRINT
   PRINT " + tCT.or.="; tl
   PRINT
   PRINT " + tp="; t2
   PRINT
   PRINT n * tcr.H,="; t71
   PRINT
   PRINT " 4 SKL -"'; SKL
   PRINT
   PRINT n * Охлаждение ух.разов tr ,осн .-tr .or.-"; t3-t4*
   PRINT
   PRINT " - При dt   = "; T
   PRINT ™ - При Тух' = "; t5
   FETNT " - При Тух" - "; t6
   PRINT '" - При Vr.- '"; v 123
CLS
   ENГ.-
```

Приложение 2

Реплыалы JKciitpiiML'fi гп.м>мм\ исследовании К" I пинсрмикчн^н» шва

Таблица П2J

Теплотехнические показатели КТ. Паропроичподитслъность котла К т/ч. Внпар деаэраторов направлен в атмосферу {08.04.99)

V-V-П/П	1 [ailMeHUHiLHIle **HJMC-**ряс*J<TI ч> параметра	Усл. ' ооемг.	Ед ***тчер.***	Степень открытия uiiiiiepa на ofi-*BiKtnmi* гат\оде. [4]л			
				КЮ	Ы»	20	0
1	1'eMiiepaiypa газов на входе в теплоутализа-юр	·I-I	С	137	137	137	137
2	Температура газов ни выходе	[1 1]	С	41	45	***АЬ***	1*
3	Температура газов пе-ред дымососом	'iт	С	***42***	КВ	70	Ml
4	Температура валы *пС~* ред теплоутилизатором	ft	С	03	0.3	0.3	**ГИ**
5	Температура вплы по-сле тепло>тилтзторз	if 'ft	"С	12,8	13.2	14.6	15.0
6	Расход воды через теп-лоутнлизатир	***С*u***	у7ч	24,85	24.Й5	24,85	24.Я>
7	Расход газа па котел	f		630	630	630	*иУ\l*
К	Температура 1*ш	***Т**г*	с	а	а	8	**К**
ч	Содержание кислорода **Н уХОДЯЩИХ [LIiLiX**	***0,***	**%**	4.2	**\.2**	4,2	4.2
10	Количество кон ли неа \л	***G**к*	л/ч	312.?	31б,Я	330	326
It	Температура конденсата	***Т,***	■с	40	42	**4Ь**	47
12	Ток электролвшателч дымососа	*h*	А	27	27	27	27
13	Содержание оксидов азота п газах ло В'Э	***NO,***	иг/к[4]	**|Ч>**	195	2 Ml	210
14	Содержание оке1гдов азота 11 газах перед дц-чиеосо.ч {ДО	*NO,*	мг/м*	178	PN	178	178

Продолжение приложения 2

Таблица *№2*

Termотсхнические показатели КТ. ПарО]|рои1нодитс.льноеть котла 8 т/ч.

Выпар деаэратором направлен в КТ (OS.04.99)

Jfete п/п	Наименование измеряе-мого Параметра	Уел обоза.	Рд. нiмер.	Степени открытия сииоерп ни обводном тэоходс, %			
				J СЮ	60	.■и	0
1	Темпера!ура газов на входе взсплоуптлпэатпр ,	/г	С	137	136	(36	136
2	Температура газов на ВЫХОДА		С	44	4?	46	49
3	Температура гаэоп пе-ред дымососом	*Ы*	***с**	92	ИК5	КО	61
4	Температура поды перс л ген лоу тн л н затором	**'1**	*'С*	0.3	0,3	0.3	0.3
5	Темп ера іура ноли после ■ еи.юугнлшатора	***Ч***	*'С*	14	14,5	16	16.7
6	Расход волы через геп-лоутидизатор	*G,*	м/ч	24,85	24,А5	24тЯ5	24.Й5
7	Расход газа на хотел	*У;*	м^{л}/ч	ми	/..ii i	*ЬЫ*	630
8	Температура газа	***к***	С	10	10	ч.и	**i>.n**
9	Содержание кислорода *а* уходящих газах	**<ь**	*%*	4,2	4J	4.2	4.2
10	Кол*1* Чее гаи коццснсата	$О_ш$	л/ч	361	375	39К	342
11	Температура конденсата	*К*	С	43	44	45	4Й,5
и	Ток электродвигателя дымососа	'	А	27	?.~	27	27
13	Содержание оксидов азота в газах до В^{г}J	$N0_3$ I	мг/м	195	195	195	195
14	Си іср^aniic икси *у.*\\ азота В Г^ах перед ды-мососом (ДО	$NO_т$	мг/м"	15Ь	156	156	156

Продолжение приложения 2 Таблица П2.3 Теплотехнические показатели КТ. Паропроизводительность котла 10 т/ч. Выпар деаэраторов направлен в атмосферу (09.04.99)

п/п	Наименование измеряемого параметра	Усл. обозн.	Ед. измер.	Степень открытия шибера на обводном газоходе. %			
				100	60	20	0
1	Температура газов на входе в теплоутилиза-тр	**С**	'С	134	134	134	134
2	Температура газов на выходе	**С**	°С	42	43	46	48
3	Температура газов перед дымососом	/„	^{L}С	88,8	87,5	76	60
4	Температура воды перед теплоутилизатором	**4**	°С	0,3	0.3	0,3	0,3
5	Температура воды после теплоутилизатора	***1***	*X*	12.8	13,1	13,9	15,0
6	Расход воды через теплоутилизатор	G_B	м^J/4	26,5	26,5	26.5	26.5
7	Расход газа на котел	***Vy***	м°/ч	640	640	640	640
8	Температура газа	*tr*	*X*	10,1	П,7	12,0	12,0
9	Содержание кислорода в уходящих газах	0_2	%	4,6	4,6	4,6	4,6
10	Количество конденсата	$0_к$	л/ч	329.5	335,7	339,4	340,4
11	Температура конденсата	(к	"С	41,5	42	45	47
12	Ток электродвигателя дымососа	*hi*	А	28	28	28	28
13	Содержание оксидов азота в газах до ВЭ	NO_x	мг/м"^{3}	209	209	214	214
14	Содержание оксидов азота в газах перед дымососом (ДС)	NO_x	мг/м^3	190	186	186	186

Продолжение приложения *2* Таблица П2.4 Теплотехнические показатели КТ. Нарої производительность котла Ют/ч. Выпар деазраторов направлен в КТ (09.04.99)

и.'и	Наименование измеряемого параметра	Уел. обОЭНн	F-i. ишер.	Степень открытия шибера па обводном газохоле, %			
				LOU	60		**и**
1	Гемпература газоп иа входе R тсплоутнлнза-тор	**С**	Г	I35	135	135	13?
2	1емпература гаэои *ни* выкоде	**С**	■с	44	45	47	49
3	Температура газов пе-ред дыМОСОеом	**'.«**	f	88,5	85,0	72.5	60
4	Температура волы пе-рел теплоутилнзатором	*;	С	0.3	0,3	0,3	0.3
5	Температура йОДЫ по-сле гегио\тнлмзв.тора	*t*	***с**	14.5	14,7	15,6	16.7
6	Раскол воды через теп-.i',A in нешор	(.V	мVн	26т5	26,5	26.5	26.5
7	Расход і *ат* на когед	... >'■■ ..	м^3/ч	640	640	640	d4U
S	Температура rata	`	'С	4,0	9.0	8.5	* ^
9	Содержание кие:юрода	*Oi*	%	4,2	4,2	*4.2*	4.2
to	Количество конденсата	G_K	л/ч	4П	417,5	428.2	428,6
11	Температура конден-евга	*L*	"С	42,8	43,5	46	4К
12	Ток электродвигателя .i-,i\ii44'i-;i	***h***	Л	27	27	27	27
13	Содержание оксидов азота в гчиак до ВЭ	*NO,*	кг/н	214	214	214	214
14	Содержание оксидов азота и газах перед дымососом (ДС}	Щ	**М1"/м**	16*	164	164	164

Продолжение приложения *2* Таблица П2,5 Тепло технические показатели КТ Папо производительность котла 9 тУч. **Выпар деаэраторов направлен в атмосферу (13,04 99}**

п/п	Наименование изме-ряемого параметра	Ус.]. обозн.	Ед. измер,	Степень о і крыш я шкбера на об-водном гизохо.Чс, %			
				100	60	20	0
1	TeMiiep;t!yp:najoBEj[L пчоде ь тетиюушллзаилр	**с**	Т	138	138	138	138
2	Температура галоп на выходе	**С**	С	44,5	45,5	47.5	49
3	Температура гщлн пе-_**р_ед дымососом**	**'v,**	(	92	*US*	74	62
4	Температура воды перед 1еплоутилшатором	**4**	С	0.8	**о. я**	0.8	0.8
5	Темнериму-ра кипи JlOC;lC теп.1о>тнлн"мтора	<;	***с**	12.6	12.9	Ш	14,6
6	Расход воЛы через тсп-лоутзиизатоо	$f_{;jv}$	м^/ч	29,0	29,0	29,0	29,0
7	Расход зтаза на котел	***i**	мV_4	700	700	700	700
в	Температура гаги	**fj-**	"С	19	19	19	19
9	CiUCpTKLtHUe КНСЛОрОДЯ п уходя ших ппах	***0г***		4ч3	4,3	4.3	4Л
10	*Количагшэ* конденсата	**tv,**	л/ч	308	316,2	334,8	333,2
11	l-.Mi n.-p:ii^p:i kiHrifHUMii	**t**	"С	42	44	4'.	47.8
12	Ток эляародвигателя дымососа	**fc**	А	27	27	27	27
13	Содержание оксидол азота в газах до ВЭ	**va**	мг/м				
14	Содержа! ine окен дои азота в газах перед лы-м пенсом (ДС)	$A^{r}O_t$	мг/м*	194	*[U*	186	186

Продолжение приложения 2 Таблица Г12.6 Теплотехнические показатели КТ. Паропротводителькость котла 9 т/ч.

Вы пар деаэраторов направлен в КТ (13.04.99)

.NVLV. п/п	Наименование наме-ряемою параметра	Уел. обозн.	Ед. нзмер.	Степень открытия шноера На об нол и им гдеокодс, %			
				100	о[)	20	0
J	Температура JTBOBHH входе в тсмлоугилнэатор	**С**	'С	142	142	142	J42
2	Температура і-алон на выходе	**С**	■с	46.0	46,5	**■1М**	50
3	Температура шов перед дымососом	^{f_m}	С	92/90	90	**S0**	Й4
4	Температура иолы перед те1ъпоуптлкзатором	***fi***	*X*	**М**	0,Я	Г~ 0,8	0,8
*	1 емперзгтура волы і IOCJIC геплоутлизагора	<;	С	13,2	13,5	14,4	15.1
6	Расход поды через тел-лоу гили затор	*Ga*	к*/ч	29,0	29,0	$29_ч0$	29_t0
7	РРСЧОц ічип на когеЛ	*Уг*	*м^ч*	700	700	7(К)	700
В	Температура газа	*tr*	'С	!9,0	19,0	**19,0**	19.0
9	Содержание кислорода в уходящих пазах	***О,***	¨v.	4.7	4,7	4,7	4,7
10	Колич«;пзо конденсат	***О,***	л/ч	340,7	$349_ч6$	366,5	364,7
11	Температура котЕдепсагта	***и***	С	44,5	45	47,3	49
f2	"Гок ^электродвигатели дымососа	***К***	А	*21/44,5*	28	28	28
13	Содержание оксидов азота в 1азах ДО ВЭ	*NO,*	мг/ч'				
14	Содержание оксидов азота в газах перед ды-мососом (ДС)	NO_x	мг/м^э	-	-	-	-

11родо.чжеFme приложении *2*

Таблица П2.7

Теплотехнические показатели КТ. Паре производительность котла 8 т/ч. Вы пар деаэратора направлен в атмосферу

	Нанмсновднне расчетного параметра	Усл. ойгон.	Ил. илмер-	Степень открытия шноера ни обводном газоходе, %			
				100	60	20	|
1	Коэффициент ТЯ1-лпперелачн КТ	^ш	Вт/(м*К)	42,16	42.74	4Ь,36	47.58
2	Раскол гаюв череч КТ	***К***	*ч^у!ц*	4004	4&04	6406	8008
3	Скорость сазов	*V*	м/с	1,624	**!.i>4«**	2,6	3.25
4	Ко'*ффнцнснт iii-бьгпса лочдухл	*а г**		i.:.s	1.25	1,25	1.25
5	I'en.nonpoHjsoan-тсльностъ КТ по воле		Гкал/ч МВт	0.3] Ой 0,3613	0.3 206 0.372И	0,3554 0.4133	0.3749 0.4306
	ТеплопронэвОШ-тельность КТ по гаям	*Qr*	Гкал/ч	0,2966	0,3337	О,3943	0,4446
Ь	Повышение к,и.т. котла по Q„	А*.	%	5.72	5,91	6.54К	6,82
1	KI 1Д теллоутилиш-тора	7.л.	%	53,77	4й,24	38,45	32.05
Я	Раскол конденсага .EL,IMlMiE.J\ 1 *0.ЮВ*	**с***	кг/ч	288,6	314,0	343.4	355,97
9	Влагосодержанме газов на выходе ш КТ	*Х^я* г'	кг/кг с.г.	0,0494	0,056	0.0674	0.076
10	Средний |емпера-т>рнь[й	Лг...	**с**	74,Й4	7й.]У	77.85	79*04
11	Экономическая эффекгопноегь;						
	- за счет ненревн воды	**Я,**	Тыс.	152.9	157,789	174,913	1К2,252
	- за счет ^(апливл-ПИЯ Vp'ir.lv.'lk-II.L	**э**я	Тыс. руб./ЮД	] 0.506	11,620	13,381	14.047
	- за счет снижения МОЩНОСТИ ДЫМОСО" *а.*	Эл	Тыс, руб./год	0.2897	0,29	0,2 R97	0.2К97
	— суммарная	•л:	Тыс. руоУтАД	]63,6¥	169,7	188,584	196.589

Продолжение приложения 2 Таблица П2.8 Теплотехнические показатели КТ. Паропроизводительность котла 8 т/ч.

Выпар деаэраторов направлен в КТ

п/п	Наименование расчетного параметра	Усл. обозн.	Ед. измер.	Степень открытия шибера на обводном газоходе, %			
				100	60	20	0
1	Коэффициенг теплопередачи КТ	*Km*	Вт/(м^{2}К)	45.13	46,67	51,49	52,54
->	Расход газов через КТ	***V***	м^3/ч	3976	4771	6384	7980
3	Скорость газов	*V*	м/с	1.612	1.935	2.589	3,236
4	Коэффициент избытка воздуха	«у.v		1.25	1.25	1.25	1,25
5	Тепл опроизводи-тельность КТ по воде	С/д771 ***Яш***	Гкал/ч МВт	0.3404 0.396	0.3529 0.4104	0,3901 0.4538	0.4075 0.4142
	Тешюпроизводи-тельность КТ по газам	*Qr*	Гкал/ч	0,2652	0.305	0,3908	0,4142
6	Повышение к.и.т. котла по Q_B	**A >*h***	%	6,32	6,55	7,21	7,54
7	КПД теплоутилизатора	*fKm*	%	59,35	51.4	42.47	35,49
8	Расход конденсата дымовых газов	G_K	кг/ч	358.1	372	394,8	388.8
9	Влагосодержание газов на выходе из КТ	***К***	кг/кг с.г.	0,0595	0,0634	0,0674	0,0812
10	Средний температурный напор	*ЬIср*	**с**	76,6	76,8	77,0	78.8
II	Экономическая эффективность:						
	- за счет нагрева воды	•-'*m*	тыс. руб./год	167,57	173,690	192.037	200.600
	- за счет улавливания конденсата	**Э,**	тыс. руб. /год	13.427	14,131	15,192	15,633
	- за счет снижения мощности дымосос;!	*Эд*	тыс. руб./год	0,2897	0,2897	0,2897	0,2897
	- суммарная	***э***	тыс. руб./год	181,29	188,110	207,519	219.522

Продолжение приложения 2 Таблица П2.9 Теплотехнические пока1атели К[г]. Паропроиюолитсльность котла 10 т^ч. Вы пар деаэратора направлен в атмосферу

	Наименование расчетного пара-**ме-фц**	Уел. обозн.	Ед-вз мер,	Степень открытия шибери ли об-вили ом гаэо.\оде$_1$ %			
				IMJ	*Ы)*	::i	0
]	**КоПк^фЩИСНТ ТССІ-**лопередачи КТ	**л*м**	Вт/{н^2 К)	45,14	45.Яб	48,17	50,73
:	Расход газов через КТ	***К***	м^п/ч	4L28	4926	6561	8201,5
3	L короегь 1 а К>й	*V*	м/с	1,671	2,0	2,66	3J26
▪1	Кст^н\ч1\[ие]гт из-бытка воэдучд	а,,		1,И	1,2а	1.28	i.:s
^	Тяигопронзйодн-тел ыюсть КТ ж> ноле	0L **ей**	Гкал/ч **мвт**	0,3313 0,3858	0,3392 0,3945	0,4247 1 0,4 5.11	
	Тяитопронтащн-тель постъ КТ Пи іа-	Й	Гнал/ч	0.2S61	0,3297	0,3871	0.4.ЯПЙ
Ь	Повыпкние к.и.т, котла по Q_t	Д*Ь	%	6.05	6,23	6.72	7J7
7	КПД тсплоутнлнэа-пхра	7-	%	57,0	4N.9	39,52	33.73
К	Fасхси коклеисага дымовых i-g-joB	G,	кг/ч	27],2	30*.9	334	342
9	Ьчагосолержаиие газов на выходе из К1	**JT;**	**KI/кг С.Г.**	0,0526	0$_ч$056	0.0674	0,0761
L0	Средний температурный Пущлр	^	С	74,5	75,1	77,0	78.0
11	"Зкшомнчеекая эффективность:						
	- и счет нагрева **болы**	*X*	тыс. руб./год	163,05	166,691	] 79,730	141. "J
	- за счет у;і«wіН№-ння	**Э$_г$**	тыс, руб./год	10.041	11,429	12.850	13.503
	■ ча счет снижения **мощности дымосо-**са	**З***	тыс, руб./год	0,579	0,579	0.579	0,579
	- суммарная		тыс. руб./гол	L73.66	]7*$_ч$970	193 J 70	205,83

Продолжение приложении 2 Таблица 112.10 Теплотехнические показатели КГ. 11аропрч>изводнтельность котла Ют/ч.

Вьтар деаэраторов направлен в КТ

П/П	Наименование расчетного параметра	Vci ООПЗЦ.	1.1. измер.	Степень открытий шибера на обводном гачохоце. %			
				1(Н)	оО	20	0
1	Ктффнпиент теплопередачи КТ	Л"кя1	Ut/{м: К)	50,4 К	50,76	53ц\Й	56,24
2	К J	**С**	**sr%**	4053	4664	6496	*S121*
3	:. ..iipwii. i ы к4i	1	м/с	1,644	1,972	2,634	1293
А	К'очффншкк! избы: ка воздуха	fljat		1,25	US	1.25	1.25
5	Теллопронэподитслытостъ КТ по воде	**0-**	**Гкал/я** \Шт	0,3763 0,4377	0.3SI6 0.4438	0.4054 0.4716	0.4346 0.5055
	Теллопронтодн-тельиость КТ ПО газам	**Рг**	Гкал/ч	0,2АН7	0.3097	0*376?	0,4188
6	НоиЫШСНИС К.П.Т. ко i-m no Q,	**А/?.**	V*	6,85	б,°5	7.37	7.W
7	КПД тсплоутили-затора	?«-	%	64,7	54J	43.5	"..1
8	Расход конденсата дымовых 1 азов	**С?,**	кг/ч	413.7	414,2	424,7	425ц2
9	14лагосодержание ІцінJН h;і КЫ\о,К и; КТ	*;	кг/кг С.Г.	0,051*4	0.0634	0,0717	0,0812
10	Средний температурный напор	%»	**С**	75,7	76.4	77,4	78.4
1:	" >кононн"ісек..ін ■ »ффектнвносгы						
	- за счет и;>1тк-ва воды	$Э_{П1}$	тыс. руо./год	185,22	LS7.831	LW.57I	213,92
	■за **счет улаплн-нания**	$Э_{К}$	тыс. руб^год	1 5.469	15,630	16,550	16,988
	- 1й счет снижения мощности дымососа	**З***	тыс, руб./под	0.579	0,579	0,579	0.579
	суммарная **Э**		тыс. руб./юд	201,27	204.041	216.700	23I.49

Продолжение приложения *2* Таблица П2.11 Теплотехнические показатели КТ. Паролротволигельносгь *котла 9* т/ч. Цыпар деаэратора направлен в атмосферу

ii'll	Наименование расчетное пари-метра	vL:]. обозн.	1. юмер.	Степень открытия шшх'рл \\л уп-водном газохоле, *Уп*			
				100	**60**	20	0
1	Ктффшщещ теп-лопередачи К" Г	**JC,**	Нт/(м^7 К)	44,К5	45,62	48,13	50.*:
2	Расход г*псв чирсз		м'/ч	4305	5166	688Я	8610
3	Скорость і-алов	**Г**		1.75	2,09	2.79	3.49L
4	Коэффициент И>-ribrnrii йочдуча	$^{a}к$		1.257 1,257		1.257	1.257
5	Теплопронзвиди-тсл ъностъ КГ по как-		Гкял/Ч MRi	0.3422 0,39Й	0.3509 0.4081	0,377 0.4385	0,4002 0,4655
	Теллопронзводи-тел ыЕостъ КТ по га-звм	***Qr***	1 "кал/ч	0,2825	о,з:49б	0.Э92И	0,4491
6	Ниньпиекне к.н.т.	**А***	%	ч9	6.07	6,50	6.90
7	*КПД* твило>-птличЧ-тора	**Ъ***	%	*552*	-57,1	3К.О	32.26
К	Расйид «чндснсата дьсмоеьсх гигзов	*G**	кг/ч	254.4	2843	31Ь.О	333.6
*)	Влагосодержанис газов на выходе нз **КТ**	***К***	кг/кг с. г.	0,06 [4	*0,0653*	0.074	0,0*12
10	Средний темнера-пуриый	**&+**	ьС	77,5	7ЯД	79,2	80.0
11	Экономическая эффективность;						
	- щ счет нагрева вода	***Х***	тыс, руб./год	L6S.44	172,72	[S5.567	196.9*7
	- за счет улаллнпа* ныл конденсат	**Л**	тыс. руб./год	9.474	L0.731	12.314	13,215
	- за счет снижения мощности дымосо* да	*%*	тыс, руВ./roj	0,579	0,579	0,579	0.579
	- суммарная	**Эи**	тыс. руБ./год	178,49	184,061	193.461	2I0.7KL

Продолжение приложения 2 Таблица П2.12 Теплотехнические показатели КТ. Паропронзводительность котла 9 т/ч.

Выпар деаэраторов направлен в КТ, 50 %

п/п	Наименование расчетного параметра	Усл. обози.	Вд. из мер.	Степень открытия шибера на обводном газоходе, %			
				100	60	20	0
1	Коэффициент теплопередачи КТ	*Ккт*	Вт/(м^{2}К)	45,7	46,71	49,12	51,37
2	Расход газов через КТ	V_{11}	*м^3/ч*	4403	5283	7044	8805
3	Скорость газов	*V*	м/с	1.785	2,142	2,856	3.57
4	Коэффициент избы тка воздуха	«ы		1.288	1,288	1.288	1,288
5	Теплопроизводи-тельносгь КТ по воде	t; *кт*	Гкал/ч МВт	0,3596 0,4182	0.3683 0,4284	0.3944 0.4587	0,4147 0.4823
	Теплопроизводительность КТ по газам	*Qr*	Гкал/ч	0,2697	0.3159	0.3655	0.4201
6	Повышение к.и.т. котла по $Q_В$	А %	%	6.20	6.35	6.80	7.15
7	КПД теплоутили-затора	*1кт*	%	57,0	48,66	39,08	32,87
8	Расход конденсата дымовых газов	$G_К$	кг/ч	338,0	346,9	363.6	361.8
9	Влагосодержание газов на выходе го КТ		кг/кг ст.	0,0675	0.0696	0.0812	0.0861
10	Средний температурный напор	&(*ср*	°С	79,8	80,1	81,5	82,0
11	Экономическая эффективность:						
	- за счет нагрева воды		тыс. руб./год	177,00	181,285	194,132	204.124
	- за счет улавливания конденсата	$Э_х$	тыс. руб./год	12.838	13,259	14,347	14,544
	- за счет снижения мощности дымососа	$Э_л$	тыс. руб./год	0.289	0,289	0.289	0,289
	- суммарная	*-*нт*	тыс. руб./год	190.13	194,834	208,769	218.958

Таблица П2.13

Результаты расчетов повышения теплоплоизводительности за счет направления выпара в КТ

Теплопроизводительность котла 8 т/ч (08.04.99)

Разность расходов конденсата	ДС$_К$	кг/ч	48.1	57.73	67.5	65.5
Теплопроизводительность конденсационного тешюутилизатора:						
с выпаром без выпара	Qrr	Гкал/ч	0.3404 0.3106	0,353 0,3206	0,3901 0.3554	0,4075 0.3749
Разность теплойро-изводитель	AQ,-r	Гкал/ч	0.0298	0.03227	0.03474	0.0326
Теплота конденсата выпара	AQ,	Гкал/ч	0,026	0.0312	0,0365	0.0354

Теплопроизводительность котла 10 т/ч (09.04.99)

Разность расходов конденсата	**до,**	кг/ч	86.8	81.15 1 88.0		87.5
Теплопроизводительность конденсационного тешюутилизатора:						
с выпаром без выпара	Qкт	Гкал/ч	0.3763 0.3313	0,3816 0,3392	0.4054 0,3651	0,4346 0,3896
Разность тепло-производительности КТ	AQк-т	Гкал/ч	0,0450	0,0424	0.0403	0.045
Теплота конденса-та выпара	*&Q**	Гкал/ч	0,0469	0,0438	0,0475	0.0472

Теплопроизводительность котла 9 т/ч (13.04.99)

Разность расходов конденсата	AG_K	кг/ч	32,4	33,1	31,4	32.2
Теплопроизводительность конденсационного теплоутилизатора:						
с выпаром без выпара	Qкт	Гкал/ч	0,35960 0.3422	0,36683 0,35100	0,3944 0,3770	0,41176 0,4002
Разность тепло-і фоизводительно-сти	AQк:	Гкал/ч	0,0174	0,0173	0,0174	0,01740
Теплота конденса-та выпара	AQ$_a$	*Гкал/ч*	0,0175	0,0179	0.0J70	0,01739

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Аронов И.З. Использование тепла уходящих газов в газифицированных котельных. М.: Энергия, 1967. 191с.

Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1990. 280 с.

Аронов И.З., Пресич Г.А., Смирнов В.А. Анализ тепловой эффективности контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплообменником // Промышленная энергетика. 1986. № 1. С. 44-46.

4. Рациональное использование газа в энергетических установках/
Ахмедов Р.Б., Брюханов О.Н., Иссерлин А.С. и др. Л.: Недра, 1990. 423 с.

Баранов Е.П., Бухаркин Е.Н., Кушнирюк В.В. Опыт использования вторичных энергоресурсов в производственной котельной // Промышленная энергетика. 1988. № 1. С. 21-22.

Богуславский Л.Д., Ливчак В.И. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирование воздуха. М.: Стройиздат, 1990.624с.

Бухаркин Е.Н. К вопросу обеспечения надежных условий использования экономичных котлов с конденсационными теплоутилизаторами // Промышленная энергетика. 1995. № 7. С. 31-34.

Внуков А.К. Защита атмосферы от вредных выбросов энергообъектов. М.: Энергоатомиздат, 1992. 176 с.

Волков Э.П., Гаврилов Е.И., Дужих Ф.П. Газоотводящие трубы ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1987. 280 с.

10. Волховский Е. Г., Шустер А. Г. Экономия топлива в котельных ус тановках. М.: Энергия, 1973. С. 304.

И. Иванов А. В. Операционный метод в задачах теплопроводности и тепло- и массопереноса // Теплофизика в литейном производстве. Изд-во АН БССР, 1963. С. 69-73.

12. Ильин И.Н., Блумберга Д.М., Гришин В.А. Об эффективности контактных теплообменников с активной насадкой // Промышленная энергетика. 1986. №8. С. 22-24.

Теория тепломассообмена / Исаев С.И., Кожинов И.А., Кофанов В.И. и др; Под ред. А.И. Леонтьева. М: Высшая школа, 1979. 495 с.

Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1969.440с.

Карягин Н.П. Из опыта эксплуатации контактных экономайзеров // Промышленная энергетика. 1971. № 1. С. 34-35.

Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.-Л.: Гос-энергоиздат, 1962. 160 с.

Климов Г.М. Повышение эффективности использования природного газа // Промышленная энергетика. 1975. № 8. С. 20-22.

Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Анализ эффективности применения конденсационного теплоутилизатора за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ // Промышленная энергетика. 1997. № 8. С. 8-10.

Кудинов А.А. Повышение эффективности работы конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа // Промышленная энергетика. 1999. №7. С. 30-34.

Кудинов А.А. Энергоресурсосбережение в газифицированных котельных установках // Энергосбережение. Ульяновск: Изд-во «Пресса», 1998. Выпуск №3. С 83-84.

Кудинов А.А. Повышение эффективности использования газа в котельных установках // Энергосбережение. Ульяновск: Изд-во «Пресса», 1998. Выпуск № 4. С 80-82.

Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Энергосбережение в газифицированных котельных установках путем глубокого охлаждения продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2000. №1. С. 59-61.

Кудинов А.А. Тепло- и массообмен в конденсационных теплоути-лизаторах поверхностного типа // Энергосбережение. Ульяновск: Изд-во «Пресса», 1999. Выпуск № 2. С 67-70.

Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.- Л.: Госэнергоиздат, 1956. 392 с.

Моисеев В.И., Пресич Г.А., Аронов И.З. и др. Теплотехнические показатели контактного экономайзера с промежуточным теплообменником // Промышленная энергетика. 1983. № 8. С. 23-25.

Попов А.С., Новгородский Е.Е., Пермяков Б.А. Групповая теплоутилизационная установка паровой котельной // Промышленная энергетика. 1997. № 1.С. 42-44.

Портной М.Ф., Клоков А.А. Использование тепла продуктов сгорания котлов, работающих на газообразном топливе // Промышленная энергетика. 1985. №6. С. 11-12.

Равич М.Б. Ступенчатое использование тепла природного газа в промышленности // Газовая промышленность. 1966. № 3. С. 37-40.

Равич М.Б. Газ и его применение в народном хозяйстве. М.: Наука, 1974.287с.

Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания // Промышленная энергетика. 1987. № 8. С. 47-50.

Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. М.: Стройиздат, 1988. 376 с.

Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Опыт эксплуатации котельных с газовыми контактными водонагревателями // Промышленная энергетика. 1980. № 2. С. 23-25.

Тачтон. Полуэмпирический метод расчета содержания NO_X в продуктах сгорания при наличии впрыска пара. Тр. американского общества инженеров механиков // Энергетические машины и установки. 1984. № 4.

Шишков И.А., Лебедев В.Г., Беляев Д.С. Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия, 1976. 176 с.

Опыт использования контактного подогревателя для промежуточного подогрева подпиточной воды теплосети /С.Е. Шицман, Р.У. Юсупов, Т.В. Чикунова, Д.Ф. Дементьев // Теплоэнергетика. 1981. № 3. С. 24-26.

Щеголев М.М. Топливо, топки и котельные установки. М.: Госиздат лит. по стр-ву и архит., 1953. 543 с.

Юдин И.П., Зайков Ю.П., Михайлов Ф.Е. Применение контактных экономайзеров на котлах, сжигающих природный газ // Энергетика. 1974. №4. С. 15-16.

Thompson D., Goldstick B. Condensation heat recovery application for industrial bindings. - Energic Engineering, 1984, 81, № 2, p. 27-58.

Portrait L. - M. Las calderas de condensacion. - Clima y ambiente, 1985, № 146, s. 55-60.

Levy C. La recuperation de chaleur sur les fumees des chaudieres. -Chauffage, ventilation, conditionnement, 1974, avril, № 3, p. 11-20.

Paros R. Comment recunerer 1'energie thermigue. - Butane propane, 1974, 17, № 10, p. 33-41.

Kremer H. Erhohung des Wirkunsgrades von Heizungsanlagen durch Abkuhlung der Abgase unter Taupunkttemperatur. - Gas, Warme Int, 1981, Bd. 30(41), №6,s.300-304.

Kremer R. Breimwertkessel grosserer Leistung fur Energieeisnarung und Umweltschutz. - Zs. Heizung, Luftung;Klimatechnik, Haustechnik, 1985, 36, № l , s . 15-17.

Sulliven R. E. The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water. -ASHRAE J, 1985, 27, № 3, p. 73-75.

Rado L., Wiedemann K.-H., Scheibe D. Ausnutzug des Breunwertes bei gasbefeurten Warmeerzeugern. - HLH, 1976, 27, № 7, s.256-263.

Stadelmann M. Untersuchuhgen iiber Gas - Kondensationkessel. - Gas, Warme Int., 1983, 32, №11, s.459-464.

Патент № 2148206 Россия, F 22 B 33/18. Котельная установка / А.А. Кудинов (РФ). 8 с.: ил.

Патент № 2127398 Россия, F 22 D 1/36. Котельная установка / А.А. Кудинов, К.Т. Сабиров (РФ). 6 с. : ил.

А.С. 909413 СССР, F 22 D 1/36. Котельная установка / Л.Г. Семе-нюк, Г.А. Пресич, А.Я. Зельцер, В.Г. Григоров (СССР). 6 с. : ил.

50. Юдаев Б.Н. Теплопередача. М.: Высш. школа, 1981. 319 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ В ОБЛАСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕ ЖЕНИЯ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ ЗА СЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ 6

Глава 2. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИ-
ЗАТОРОВ 18

2.1. Контактные тешюутилизаторы с пассивной насадкой.. .....
1
8

Контактно-поверхностные теплоутилизаторы с промежуточным теплообменником... .....
22

Контактные теплообменники с активной насадкой... 24

Конденсационные теплоутилизаторы поверхностного типа 30

Глава 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ГЛУБОКОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ 34

Особенности тепло- и массообмена при глубоком охлаждении продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах... 34

Теплообмен при глубоком охлаждении продуктов сгорания в КТ поверхностного типа.. 37

3.3. Обработка и обобщение результатов натурных испытаний КТ поверхностного типа.. 39

3.4. Тепло- и массообмен при движении продуктов сгорания в газоотво-дящих труба.. 47

Глава 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА 61

4.1. Устройство конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа.. 61

4.2. Натурные испытания конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа на Ульяновской ТЭЦ-3 65

4.3. Математическая обработка результатов испытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа.. 70

4.4. Снижение выбросов оксидов азота за счет конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа.. 85

Глава 5. КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В ГАЗИФИЦИРОВАННЫХ ТГУ 89

5.1. Утилизация выпара атмосферного деаэратора в конденсационном теплоутилизаторе поверхностного типа.. 90

5.2. Котельная установка без химводоочистки.. 96

5.3. Экономическая эффективность от внедрения КТ на паровом котле ДЕ-10-14ГМ Ульяновской ТЭЦ-3.... 100

Глава 6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ 102

6.1. Тепловой расчет контактных теплоутилизаторов-экономайзеров.. 102

6.2. Тепловой расчет конденсационных поверхностных теплоутилизаторов 105

6.3. КПД котлов и конденсационных теплоутилизаторов.. 108

Глава 7. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ 111

Приложение 1. Программа расчета процессов тепло-и массообмена продуктов сгорания в газоотводящих трубах.. 116

Приложение 2. Результаты экспериментальных исследований КТ по верхностного типа v ! :J ^ 121

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....
134