

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Беспалов Виктор Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГЛУБОКОЙ
УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ
ТЭС НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ**

Специальность 05.14.14 – Тепловые электрические станции,
их энергетические системы и агрегаты

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент Л.А. Беляев

Томск – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1.1. Энергетический ресурс глубокой утилизации тепла дымовых газов.....	11
1.2. Анализ существующих технологий глубокой утилизации тепла дымовых газов.....	19
1.3. Использование воздуха в качестве нагреваемой среды при глубокой утилизации тепла дымовых газов.....	24
1.4. Выводы по главе 1.....	26
ГЛАВА 2. ТЕХНОЛОГИЯ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗДУХА В КАЧЕСТВЕ НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ.....	27
2.1. Описание технологии	27
2.2. Анализ режимов работы.....	31
2.3. Выводы по главе 2.....	38
ГЛАВА 3. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ УСТАНОВКИ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ.....	39
3.1. Оптимизация конструкции теплоутилизатора (конденсационной зоны)	39
3.2. Оптимизация конструкции рекуперативного теплообменника	55
3.3. Совершенствование технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов.....	56
3.4. Выводы по главе 3.....	59
ГЛАВА 4. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УСТАНОВКИ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ.....	60
4.1. Описание алгоритма расчета	60
4.2. Оценка методов расчета коэффициента теплоотдачи и его влияние на общий коэффициент теплопередачи.....	67
4.3. Выводы по главе 4.....	73
ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АДЕКВАТНОСТИ АЛГОРИТМА РАСЧЕТА.....	74
5.1. Исследования на лабораторной установке.....	74

5.2. Обработка результатов эксперимента.....	80
5.3. Исследования на экспериментальной установке Томской ТЭЦ-3.....	85
5.4. Выводы по главе 5.....	89
ГЛАВА 6. МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УСТАНОВОК ДЛЯ ГАЗОВЫХ КОТЛОВ РАЗНОЙ МОЩНОСТИ	90
6.1. Методика проектирования конденсационных поверхностных пластинчатых установок глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха	90
6.2. Результаты проектирования установок для больших, средних и малых газовых котлов.....	91
6.3. Выводы по главе 6.....	100
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ	101
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	102
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.	113
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.	114
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.	115
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.	116
ПРИЛОЖЕНИЕ 5.	117
ПРИЛОЖЕНИЕ 6.	118
ПРИЛОЖЕНИЕ 7.	119

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Утилизация тепла уходящих газов является одним из основных способов повышения эффективности энергетических котлов ТЭС. С началом массового применения природного газа в котельных установках, задача полезного использования тепла дымовых газов приобрела особую важность. Одной из особенностей работы тепловой электростанции на природном газе, или другом углеводородном топливе является повышенное содержание водяных паров в продуктах сгорания. В условиях конкурентного рынка часть станций работает на пониженной мощности, следовательно, объем дымовых газов значительно меньше проектного и меньше скорость их течения в трубе. При низких массовых скоростях дымовых газов в газоходах и дымовой трубе возникает конденсация водяных паров, что приводит к увлажнению стенок, а в зимний период к промерзанию и образованию наледей. Такие явления резко снижают надежность и срок службы газоходов и дымовых труб. Из-за опасности конденсации водяных паров приходится увеличивать температуру уходящих газов, что приводит к росту тепловых потерь котла с уходящими газами.

Глубокая утилизация тепла подразумевает снижение температуры дымовых газов ниже точки росы водяных паров с их последующей конденсацией. При этом утилизируется значительная часть скрытой теплоты конденсации, а конденсат после дополнительной обработки может быть использован для восполнения потерь воды в энергетическом цикле или теплосети. Осушение дымовых газов снижает точку росы остаточных водяных паров и предотвращает выпадение влаги в дымовой трубе, что приводит к снижению затрат на ее ремонт и продлению срока службы. Рассматриваемый подход можно применить практически на любом предприятии, где производится сжигание природного газа или другого углеводородного топлива.

Наряду с достаточно большим количеством научных публикаций по утилизации тепла дымовых газов и разработанных конденсационных теплоутилизаторов основная масса газовых котельных и энергетических предприятий продолжает терять тепло и редко использует его глубокую

утилизацию. Этому есть ряд причин, вызванных отсутствием универсальных методик расчета и проектирования теплоутилизаторов конденсационного типа.

Не разработаны эффективные технологии утилизации тепла дымовых газов с повышенной глубиной (температурой дымовых газов на выходе из конденсатора ниже 20°C).

- Недостаточно проработаны возможности использования другой среды (не воды) в качестве нагреваемого теплоносителя с целью утилизации тепла.
- Недостаточно исследован вопрос выбора оптимальной глубины утилизации (температуры охлаждения дымовых газов в конденсаторе).
- Отсутствуют типовые конструкторские разработки конденсационных поверхностных теплоутилизаторов пластинчатого типа, которые значительно проще и дешевле, чем применяемые теплоутилизаторы с оребренными биметаллическими трубками.

Степень проработанности проблемы. Вопросами утилизации тепла дымовых газов стали интенсивно заниматься в нашей стране и за рубежом после того как котлы на природном газе получили широкое распространение в промышленности. Продукты сгорания природного газа содержат большое количество водяных паров и обладают значительным потенциалом для утилизации тепла. Сформировалось несколько научных школ по изучению процесса конденсации водяных паров из смеси с большой долей неконденсирующихся газов. Исследовательские работы велись Киевским НИИСТ под руководством Б.Н. Лобаева и И.З. Аронова. Основное внимание было уделено разработке контактных теплоутилизаторов. В настоящее время нашей стране и за рубежом наибольшее распространение получила разработка контактных теплоутилизаторов с активной насадкой (КТАН).

В Самарском государственном техническом университете в этом направлении ведутся работы под руководством профессора А.А. Кудинова. Известна многолетняя работа ученых Московского энергетического института под руководством профессоров Ю.А. Кузма-Кичты, А.С. Седлова, А.П. Солодова, А.Б. Горяева.

Контактные и поверхностные теплообменные аппараты, применяемые для глубокой утилизации тепла дымовых газов, используют воду для отвода тепла конденсации водяных паров. На сегодняшний момент проектируемые и эксплуатируемые конденсационные теплоутилизаторы имеют небольшую глубину утилизации: температура дымовых газов снижается в конденсационной зоне не более чем до $30\div 40^{\circ}\text{C}$.

Поверхностные пластинчатые конденсационные теплоутилизаторы с подогревом воздуха разрабатываются в Харьковском политехническом институте. Известны работы А.В. Ефимова, Л.В. Гончаренко, предложивших использовать разработанную Московской компанией ООО «ФАСТ ИНЖЕНИРИНГ» оригинальную конструкцию теплообменного аппарата со спиралеобразными гофрированными пластинами для газовых котлов небольшой мощности.

Целью исследования является разработка эффективной технологии утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды для повышения полноты утилизации.

Задачи исследования:

1. Разработать новую технологию утилизации тепла дымовых газов с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды.
2. Разработать алгоритм расчета и оптимизации конструкций установок глубокой утилизации тепла дымовых газов.
3. Разработать методику проектирования установок глубокой утилизации тепла дымовых газов и предложить варианты конструкций установок на широкий диапазон производительности с определением области их применения и оценкой экономической эффективности.

Научная новизна:

1. Предложена и обоснована новая идея, развивающая научную концепцию утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе отличающаяся повышенной глубиной утилизации за счет использования воздуха в качестве нагреваемой среды.

2. Создан и апробирован оригинальный алгоритм расчета установки утилизации тепла дымовых газов, отличающийся возможностью определять оптимальную глубину утилизации тепла (конечную температуру охлаждения) дымовых газов для экономических и климатических условий региона и позволяющий рассчитывать основные параметры установок заданной производительности.
3. По новым экспериментальным и расчетным данным получено критериальное уравнение подобия для нахождения коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности теплообмена при конденсации водяных паров в пластинчатых теплоутилизаторах.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. Разработанная технология подтверждена патентами на изобретения (№ 2436011, № 2606296) и позволяет повысить коэффициент использования топлива котлов на природном газе на 15÷17%. Для ТЭС возможно полное замещение собственных нужд по теплу даже при утилизации тепла четверти расхода дымовых газов. Максимальная эффективность достигается при утилизации всего объема дымовых газов, например, на газовых котельных или ТЭЦ промышленных предприятий, где есть возможность осуществить воздушное отопление производственных цехов.
2. Программный продукт, реализующий алгоритм оптимизации и расчета установки, предназначен для проектирования промышленных установок глубокой утилизации тепла дымовых газов и может использоваться научными, проектными и промышленными организациями (свидетельство о гос. рег. программ для ЭВМ №2016610134).
3. Доказана экономическая целесообразность применения конденсационных теплоутилизаторов не только в регионах Сибири, но и в Центральном регионе России.
4. Полученное критериальное уравнение подобия применимо для нахождения коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности теплообмена при конденсации водяных паров в пластинчатых теплоутилизаторах.

5. Результаты исследования и предложенная методика использованы при проектировании промышленной установки для Томской ТЭЦ-3. Проект одобрен экспертами ПАО «Интер РАО». Реализация проекта намечена на 2018 год. Спроектированы типовые установки для газовых котлов большой и малой энергетики.

Методология и методы исследования. Основу теоретических исследований составляют классический метод теплового баланса системы и ее элементов и методы расчета тепло- и массообмена. Оптимизационные расчеты основаны на методе технико-экономических расчетов в энергетике. Базой экспериментальных исследований являлась лабораторная установка кафедры АТЭС ТПУ и экспериментальная установка, смонтированная на Томской ТЭЦ-3.

Положения, выносимые на защиту:

1. Технология утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды.
2. Алгоритм оптимизации и расчета установок глубокой утилизации тепла дымовых газов.
3. Новые экспериментальные данные, подтверждающие адекватность алгоритма расчета. Критериальное уравнение подобия, позволяющее вычислять коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к вертикальной поверхности теплообмена при конденсации водяных паров в пластинчатых теплообменных аппаратах.
4. Методика проектирования установок глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха и использованием поверхностных пластинчатых теплообменных модулей.

Степень достоверности и апробация результатов. Разработка технологии утилизации тепла дымовых газов проводилась с применением алгоритма расчета, включающего основные уравнения теплового баланса и теплопередачи каждого элемента схемы. Выходные параметры установки рассчитываются итерационными методами с заданной погрешностью, не превышающей 1%. Расчетные коэффициенты теплопередачи проверены на лабораторной и

экспериментальной установках. Отклонения не превышают 10%. Результаты экспериментов подтвердили эффективность разработанной технологии и адекватность алгоритма расчета.

Основные положения и результаты диссертационных исследований докладывались и обсуждались на международном семинаре «Устойчивое развитие и ресурсоэффективность», Австрия, г. Вена, 27–31 октября 2013 г.; III Международном форуме «Интеллектуальные энергосистемы», г. Томск, 28 сентября – 2 октября 2015 г.; VI Всероссийской научно-практической конференции «Теплофизические основы энергетических технологий», г. Томск, 13–15 октября 2015 г.; Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика – 2016» с элементами школы молодых ученых, г. Ялта, 19–25 сентября 2016 г.

Проект промышленной установки для Томской ТЭЦ-3 получил высокую оценку на конкурсах международных выставок: золотые медали Международной выставки-конгресса «Высокие технологии. Инновации. Инвестиции (Hi-Tech'2012)» (Санкт-Петербург, 13–15 марта 2012 г.), Межрегиональной специализированной выставки «Энергосбережение. Энергетика. Электротехника – 2012» (Томск, 14–16 ноября 2012 г.), Международного форума и выставки «Высокие технологии XXI века» (Москва, 25–26 апреля 2013 года); серебряная медаль Международной промышленной выставки-форума «Развитие инфраструктуры Сибири - IDES / СИБПОЛИТЕХ» (Новосибирск, 16–19 октября 2012 г.).

Личный вклад автора состоит в проведении патентных исследований и совершенствовании технологии утилизации тепла дымовых газов, выборе методов и алгоритмов расчета установки, выводе целевой функции для оптимизации глубины утилизации тепла и получении расчетных данных об эффективности применения теплоутилизаторов, проведении экспериментальных исследований на лабораторной и экспериментальной установках, обработке полученных результатов эксперимента, разработке методики проектирования

конденсационных поверхностных пластинчатых теплоутилизаторов и проектировании ряда конструкций различной производительности.

Публикации. Основные результаты диссертационных исследований опубликованы в 13 печатных работах, из которых 3 статьи в научных журналах, рекомендованных ВАК, 2 патента на изобретение, 1 свидетельство о регистрации программ для ЭВМ и 4 публикации в изданиях, индексируемых базами данных Scopus и Web of Science.

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа включает: введение, шесть глав, основные результаты и выводы, список литературы, содержащий 104 наименования, приложения. Объем диссертации составляет 119 страниц машинописного текста, 34 рисунка, 20 таблиц и 7 страниц приложений.

Автор выражает благодарность кандидату технических наук, доценту кафедры Атомных и тепловых электростанций Беспалову Владимиру Ильичу за консультирование во время подготовки диссертации, а так же руководству Томской ТЭЦ-3 в лице директора станции Ковалева Олега Викторовича и главного инженера Боберя Романа Евгеньевича за поддержку при проведении экспериментов и проектных работ.

ГЛАВА 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РЕСУРС И СТЕПЕНЬ ПРОРАБОТАННОСТИ ТЕМЫ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

1.1. Энергетический ресурс глубокой утилизации тепла дымовых газов

Одним из первых научных трудов, посвященных вопросам глубокой утилизации тепла дымовых газов, стала книга Исаака Зиновьевича Аронова «Использование тепла уходящих газов в газифицированных котельных» [1]. В ней дан исторический экскурс исследований. Первые разработки по утилизации тепла дымовых газов начались в начале прошлого века. Так известна установка контактного экономайзера, которую осуществил профессор Сильницкий А.К. в 1929 году. Позднее разработки велись в ленинградской Оргэнерго. После Великой отечественной войны доцент Института энергетики БССР Г.Б. Пекелис продолжил развивать тему утилизации тепла дымовых газов посредством контактного подогрева воды. В то время большинство котлов работало на твердом топливе. Если говорить о сжигании твердого топлива (уголь, торф и др.), то влагосодержание дымовых газов не велико и зависит в основном от влажности самого топлива [2,3]. При глубокой утилизации тепла дымовых газов качество полученного конденсата не позволяет полезно его использовать из-за наличия серной и азотной кислоты, образующийся при растворении в воде оксидов серы и азота. Более того, вышедшие методические указания [4] по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газоходов котлов (РД 34.26.105-84), прямо говорили о недопустимости снижения температуры уходящих газов твердотопливных и мазутных котлов ниже температуры точки росы паров серной кислоты, а эта температура выше точки росы водяных паров. Именно по этому до 60-х годов прошлого века глубокая утилизация тепла дымовых газов не нашла широкого применения.

Вопросами утилизации тепла дымовых газов стали интенсивно заниматься в нашей стране и за рубежом после того как котлы на природном газе получили широкое распространение в промышленности. Продукты сгорания природного

газа содержат большое количество водяных паров и обладают огромным потенциалом для утилизации тепла [1,5,6].

Тепловую энергию, содержащуюся в дымовых газах можно условно разделить на две части. Первая обусловлена повышенной температурой уходящих газов. Это тепло утилизируется снижением температуры за счет полезного нагрева другой среды (воды, воздуха и т.д.). Температура уходящих газов в данном случае может быть снижена до температуры точки росы водяных паров, содержащихся в дымовых газах.

Вторая является скрытой теплотой конденсации водяных паров. Утилизация этого тепла требует конденсации водяных паров, при этом выделяемое тепло нагревает воду, воздух или другую среду. В общепринятой терминологии такая утилизация называется глубокой [7].

Процесс утилизации тепла за счет охлаждения дымовых газов до температуры точки росы предшествует конденсации водяных паров. Количество утилизируемого тепла зависит от начальной температуры дымовых газов t_g . Она как правило достаточно высока и составляет 130°C для ТЭЦ и крупных котельных, 150°C для средних локальных котельных и 170°C и выше для небольших газовых водогрейных котлов. Конечная температура дымовых газов равна температуре точки росы водяных паров.

Для дальнейшего анализа удобнее перейти к расходам и мощности. При сравнении взят расчет для расхода V_0 исходных дымовых газов $1 \text{ м}^3/\text{с}$, что приблизительно соответствует газовому котлу мощностью 2,7 МВт (2,3 Гкал/ч). Максимальная тепловая мощность утилизатора Q_o за счет охлаждения дымовых газов до температуры точки росы водяных паров t_{1s} вычисляется по уравнению теплового баланса.

$$Q_o = V_0 \cdot c_{v.g} \cdot (t_g - t_{1s}),$$

где $c_{v.g}$ – объемная теплоемкость дымовых газов ($\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$). При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,2$ температура точки росы водяных паров в дымовых газах t_{1s} равна 56,7°C.

Результаты расчетов сведены в таблице 1.1.

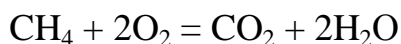
Таблица 1.1. Энергетический ресурс для утилизации тепла за счет охлаждения дымовых газов до температуры точки росы водяных паров.

Начальная температура дымовых газов, t_g (°C)	130	150	170
Максимальная теоретическая мощность утилизатора за счет охлаждения дымовых газов до температуры точки росы водяных паров, Q_o (кВт)	100	126	153
% от тепловой мощности котла	3,7	4,7	5,7

Таким образом, при охлаждении дымовых газов до температуры точки росы теоретически можно получить от 3 до 6 % дополнительной тепловой мощности.

Наличие водяных паров в дымовых газах определяется составом сжигаемого топлива, его влажностью и коэффициентом избытка воздуха [8,2].

При сжигании газообразного топлива, например природного газа, содержащего в основном метан, образуется большое количество водяных паров.



Влагосодержание дымовых газов составляет от 150 до 108 грамм на килограмм сухих газов ($г/кг.с.г$), в зависимости от коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1 \div 1,4$) [3].

Влагосодержание d определяет точку росы водяных паров в дымовых газах. Начальное влагосодержание дымовых газов d_1 определяется составом топлива, коэффициентом избытка воздуха и исходным влагосодержанием воздуха. Как правило, эта величина известна. Влагосодержание и температура насыщенных водяных паров [9,10] связаны между собой при атмосферном давлении зависимостью

$$d_n(t) = A \cdot \frac{10^b}{760 - 10^b}, \text{ где } b = \frac{156 + 8,12 \cdot t}{236 + t}, A = \frac{1000 \cdot R_{c.г}}{R_w} = \frac{99,24 + 622 \cdot \alpha}{0,199 + \alpha} \quad (1.1)$$

Глубина утилизации будет определяться количеством сконденсированной влаги, то есть разностью влагосодержания дымовых газов до и после утилизации.

Конденсация водяных паров начинается при охлаждении дымовых газов ниже температуры точки росы t_{1s} .

Нижний предел температуры конденсации водяных паров теоретически составляет $t_0 = 0^\circ\text{C}$. При более низких температурах конденсат будет замерзать. Влагосодержание дымовых газов при 0°C составляет $d_0 = 3,7$ (г/кг.с.г).

На практике, конечно, необходим запас в несколько градусов для предотвращения образования льда. Теоретически возможное количество сконденсированной влаги D_k будет определяться разностью начального влагосодержания d_1 и d_0 [9].

$$D_k = (d_1 - d_0) / 1000 \text{ (кг/кг.с.г)}.$$

Из расчета состава дымовых газов вычисляются объемные и массовые расходы сухих дымовых газов G_s и водяных паров G_w (кг/с).

Максимально возможный расход конденсата $G_k = D_k \cdot G_s$ (кг/с).

Массовый расход остаточных водяных паров в уходящих дымовых газах

$$G_p = G_s \cdot d_0 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}. \quad (1.2)$$

Утилизируемая тепловая мощность при конденсации водяных паров вычисляется из теплового баланса.

$$Q_k = \Delta Q_s + Q_w - Q_p \quad (1.3)$$

Теплота, получаемая за счет охлаждения сухих дымовых газов

$$\Delta Q_s = G_s \cdot c_{p.s} \cdot (t_{1s} - t_0), \quad (1.4)$$

где $c_{p.s}$ – теплоемкость сухих дымовых газов.

Теплота исходных водяных паров

$$Q_w = G_w \cdot h_1'' \quad (1.5)$$

где, h_1'' – энтальпия насыщенных водяных паров при температуре t_{1s} .

Теплота остаточных водяных паров в дымовых газах

$$Q_p = G_p \cdot h_0'' \quad (1.6)$$

где, h_0'' – энтальпия насыщенных водяных паров при температуре t_0 .

При составлении балансового уравнения (1.3) принято допущение, что отсутствует потеря тепла за счет повышенной температуры конденсата.

Подстановка выражений (1.2, 1.4, 1.5, 1.6) в выражение (1.3) дает

$$Q_k = G_s \cdot c_{p.s} \cdot (t_{1s} - t_0) + G_w \cdot h_1'' - G_s \cdot d_0 \cdot h_0'' \cdot 10^{-3} \quad (1.7)$$

В таблице 1.2 представлены расчеты для разных значений коэффициента избытка воздуха. Принято $t_0 = 0^\circ\text{C}$, $d_0 = 3,7 \text{ г/кг.с.г}$, $h_0'' = 2501,1 \text{ кДж/кг}$.

Таблица 1.2. Энергетический ресурс для утилизации тепла дымовых газов расходом $1 \text{ м}^3/\text{с}$ за счет конденсации водяных паров.

Коэффициент избытка воздуха, α	1	1,1	1,2	1,3	1,4
Начальное влагосодержание, $d_1 \text{ (г/кг.с.г)}$	150,51	136,88	125,67	116,27	108,29
Начальная температура точки росы, $t_{1s} \text{ (}^\circ\text{C)}$	59,49	57,84	56,35	54,98	53,73
Энтальпия насыщенных водяных паров при температуре t_{1s} , $h_1'' \text{ (кДж/кг)}$	2608,7	2605,7	2603	2600,6	2598,3
Массовый расход сухих дымовых газов, $G_s \text{ (кг/с)}$	1,0676	1,0842	1,0982	1,1103	1,1207
Массовый расход водяных паров, $G_w \text{ (кг/с)}$	0,1607	0,1484	0,1380	0,1291	0,1214
Расход конденсата, $G_k \text{ (кг/с)}$	0,1567	0,1443	0,1339	0,1249	0,1171
Максимальная теоретическая мощность конденсатора, $Q_k \text{ (кВт)}$	472,66	439,17	410,74	386,3	365,07
% от тепловой мощности котла	17,5	16,3	15,2	14,3	13,5

Таким образом, максимальная теоретическая мощность теплоутилизатора, только за счет конденсации водяных паров, составляет от 472 до 365 кВт в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Это дополнительно полученная полезная мощность, которая составляет 13÷17% мощности котла [1,11].

Общая полезная мощность теплоутилизатора складывается из мощности, полученной при охлаждении дымовых газов до температуры точки росы и

конденсации содержащихся в них водяных паров. Дополнительная тепловая мощность котла может составить от 13 до 21%. Теоретический потенциал утилизации тепла показан на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1. Теоретический потенциал утилизации тепла дымовых газов котлов на природном газе.

На практике теплоутилизаторы не могут сконденсировать все водяные пары. Для оценки глубины процесса удобно использовать два коэффициента [12]. Коэффициент осушения дымовых газов K_o равен отношению расхода конденсата к его максимально извлекаемому значению. При $K_o = 1$ происходит максимально возможная теоретически конденсация водяных паров, а при $K_o = 0$ конденсации нет. Здесь определяющим фактором является конечная температура дымовых газов равная температуре точки росы остаточных водяных паров. Она определяет конечное влагосодержание, итоговый расход конденсата и мощность конденсатора.

Коэффициент глубины утилизации тепла K_z , определяемый как отношение действительной мощности теплоутилизатора к теоретической (максимально возможной). Этот коэффициент является более показательным для сравнения теплоутилизаторов, так как учитывает тепловую мощность, получаемую от охлаждения перегретых дымовых газов, а также потери тепла с конденсатом и остаточными водяными парами.

В таблице 1.3 представлена различная глубина утилизации для дымовых газов расходом $1 \text{ м}^3/\text{с}$ с коэффициентом избытка воздуха $\alpha=1,2$ (остальные параметры см. в таблице 1.2).

Таблица 1.3. Влияние температуры охлаждения дымовых газов на глубину утилизации.

Конечная температура охлаждения дымовых газов, t_0 (°C)	0	10	20	30	40	50
Расход конденсата, G_k (кг/с)	0,1339	0,1296	0,1219	0,1082	0,0845	0,0436
Мощность конденсатора, Q_k (кВт)	410,8	389,1	358,3	312,0	239,5	121,7
Коэффициент осушения дымовых газов, K_o	1	0,97	0,91	0,81	0,63	0,33

На рисунке 1.2 изображены зависимости расхода конденсата и мощности теплоутилизатора от конечной температуры дымовых газов.

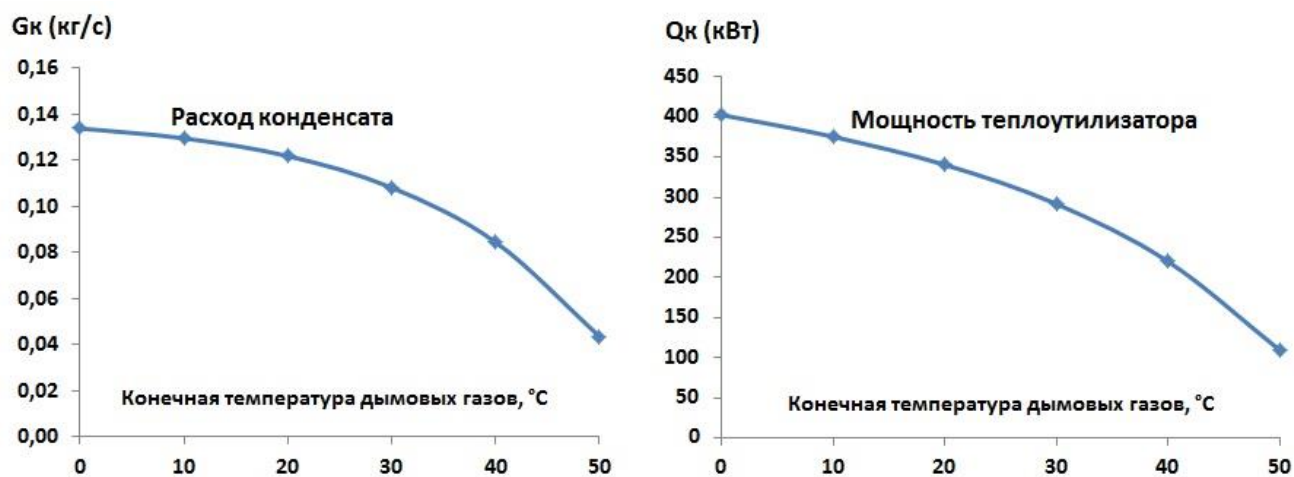


Рисунок 1.2. Зависимости расхода конденсата и мощности от конечной температуры дымовых газов.

На рисунке 1.3 изображены зависимости коэффициента осушения дымовых газов от их конечной температуры при различных коэффициентах избытка воздуха.

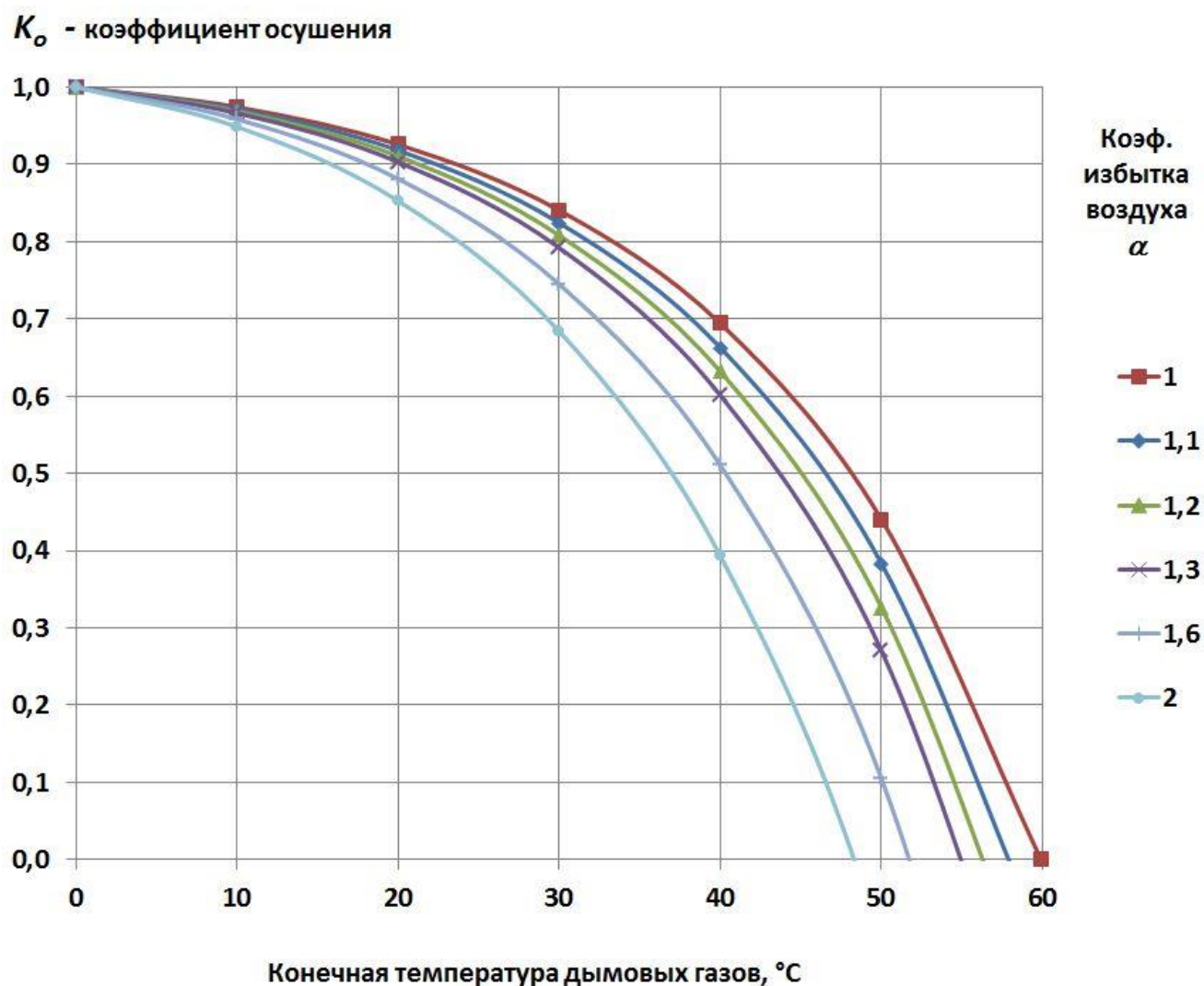


Рисунок 1.3. Зависимости коэффициента глубины осушения от конечной температуры дымовых газов при различных коэффициентах избытка воздуха.

По характеру кривой можно выделить три области. Первая расположена в диапазоне конечных температур от 40 до 55°C. Здесь происходит конденсация основной части водяных паров (более половины при $\alpha < 1,6$). При снижении конечной температуры до 10°C продолжается интенсивная конденсация с выделением полезной мощности. Третья область лежит ниже 10°C. Снижение конечной температуры ниже 10°C не приводит к значительному увеличению расхода конденсата и росту мощности. Оптимальное значение конечной

температуры дымовых газов должно быть расположено в районе $10\div 30^{\circ}\text{C}$, что примерно соответствует коэффициенту осушения $0,95\div 0,75$.

Однако, анализ существующих технологий глубокой утилизации тепла говорит о том, что большинство установок проектируется и работает с более высокой конечной температурой дымовых газов.

1.2. Анализ существующих технологий глубокой утилизации тепла дымовых газов

Сформировалось несколько научных школ по изучению процесса конденсации водяных паров из смеси с большой долей неконденсирующихся газов. Большая исследовательская работа велась Киевским НИИСТ под руководством Б.Н. Лобаева и И.З. Аронова. Основное внимание было уделено разработке контактных теплоутилизаторов [13]. Работы этих ученых во многом определили дальнейшее развитие рассматриваемой темы. В своих книгах И.З. Аронов разработал методику расчета контактных теплоутилизаторов, рассмотрел различные конструкции и принципы их работы, обобщил результаты испытаний и эксплуатации контактных утилизаторов тепла с пассивной насадкой.

В середине 60-х годов были реализованы ряд проектов установок контактных экономайзеров на предприятиях Москвы. Службами Мосэнерго проводились испытания экономайзеров, установленных за крупными котлами. Испытания велись и в других регионах страны от Урала до Украины. Глубокое охлаждение дымовых газов котлов на природном газе признано наиболее эффективным методом экономии газа.

В контактных теплообменных аппаратах конденсация водяных паров, содержащихся в дымовых газах, происходит на орошаемой поверхности или на капельках распыляемой воды. Высвобожденное тепло нагревает эту воду, и нагретая вода далее используется в технологическом процессе. Корпус таких аппаратов вертикальный (обычно цилиндрический большого диаметра) содержит в верхней части форсунки для разбрызгивания холодной воды. Дымовые газы подаются снизу противотоком. Различают три типа контактных теплообменников:

без насадки, когда конденсация происходит на капельках распыляемой воды; с пассивной насадкой, когда конденсация происходит на орошаемой поверхности насадки (чаще всего в качестве насадки используют засыпку керамическими кольцами); с активной насадкой, когда используют теплообменную насадку для отвода тепла водой дополнительного контура. Основным преимуществом контактных теплообменников является высокая тепловая эффективность и простота конструкции [13,11]. Именно такие теплоутилизаторы получили широкое распространение с 60-х годов прошлого века [13,14]. В работах Аронова И.З. приводятся результаты теплотехнических испытаний некоторых контактных экономайзеров, установленных на Киевской ТЭЦ-2, Кунцевской ткацко-отделочной фабрике, Минском камвольном комбинате и др. [1]. Температура дымовых газов на выходе из экономайзеров $37\div 48^{\circ}\text{C}$. Анализ приведенных данных показал коэффициент осушения $0,3\div 0,5$ и коэффициент глубины утилизации $0,4\div 0,8$.

Обзор научных работ по утилизации тепла сделан в книге сотрудников Самарского государственного технического университета А.А. Кудинова и С.К. Зиганшиной [11]. Отдельная часть книги посвящена глубокому охлаждению уходящих газов. В работе так же приведены теплотехнические показатели контактных экономайзеров, разработанных НИИСТ. Блочные контактные экономайзеры ЭК-БМ1 различной мощности, охлаждающие дымовые газы с 140 до 35°C . Коэффициент осушения этих устройств составляет $0,65$. Контактнопверхностные экономайзерные агрегаты АЭМ-0,6 охлаждают дымовые газы до 50°C , что соответствует коэффициенту осушения $0,34$.

В настоящее время наибольшее распространение получила разработка контактных теплоутилизаторов с активной насадкой (КТАН), как в нашей стране [15-19], так и за рубежом. Обзор их конструкций и теплотехнические характеристики так же приведены в [11]. Разработанные Рижским политехническим институтом и Латгипропромом теплоутилизаторы КТАН охлаждают дымовые газы до 40°C , что соответствует коэффициенту осушения $0,6$.

В странах северной Европы широко применяется «конденсерная» технология утилизации тепла дымовых газов [20-22], позволяющая увеличить температуру нагреваемой воды за счет увлажнения дутьевого воздуха и повышения температуры точки росы утилизируемых дымовых газов.

Общим недостатком контактных теплоутилизаторов является ограничение температуры нагрева воды температурой точки росы дымовых газов и низкий коэффициент осушения (не выше 0,7).

В поверхностных теплообменных аппаратах теплообмен и конденсация водяных паров происходит на поверхности двух разделенных сред. Нагреваемой средой обычно служит холодная вода, используемая для подпитки сетевого контура. Конструкции поверхностных теплоутилизаторов представляют собой вертикальный или горизонтальный газоход со встроенным пучком горизонтальных оребренных трубок. В качестве последних обычно используют промышленные калориферы КСк с биметаллическими (сталь – алюминий) оребренными трубками.

Основную сложность при проектировании поверхностных теплоутилизаторов представляет определение коэффициента теплоотдачи от влажных дымовых газов к стенке поверхности теплообмена при конденсации находящихся в них водяных паров. На сегодняшний день не разработана универсальная методика расчета коэффициента теплоотдачи от дымовых газов (или паровоздушной смеси при малом содержании паров) с конденсацией водяных паров к стенке поверхности теплообмена. Все известные методы основываются на обработке результатов экспериментальных данных и предлагают зависимости в довольно узких пределах изменения физических параметров сред. Применимость того или иного метода расчета для функционально схожих теплоутилизаторов требует анализа и обоснования.

В работах А.А. Кудинова и его учеников предложена методика расчета коэффициента теплопередачи для поверхностных конденсационных теплоутилизаторов, основанная на обработке экспериментальных данных при испытании действующих теплоутилизаторов с оребренными трубками. Для

выведенного по принципу подобия критериального уравнения были рассчитаны соответствующие коэффициенты.

Проведены испытания поверхностных теплоутилизаторов Ульяновской ТЭЦ-3 [11]. Анализ глубины утилизации этих теплоутилизаторов представлен в таблице 1.4.

Таблица 1.4. Анализ глубины утилизации поверхностных теплоутилизаторов Ульяновской ТЭЦ-3.

Расход дымовых газов, $m^3/ч$	2,59	1,77	1,57
Коэффициент избытка воздуха	1,25	1,25	1,25
Температура дымовых газов на входе, °С	134	134	129
Температура дымовых газов на выходе, °С	48	47	45
Мощность теплоутилизатора, кВт	518,1	468,7	404,7
Коэффициент осушения (K_o)	0,38	0,42	0,49
Коэффициент глубины утилизации (K_c)	0,40	0,52	0,52

Известна многолетняя работа ученых Московского энергетического института под руководством профессоров А.С. Седлова, А.П. Солодова [23], Ю.А. Кузма-Кичты [24]. В диссертации Д.Ю. Бухонова [25,26] приведен обзор и анализ известных методов расчета конденсационных теплообменных установок, их применимость для расчета теплоутилизаторов. Отклонения коэффициентов теплопередачи согласно известным методикам составляют 70÷500%. В работе этих авторов предложена методика для расчета коэффициента теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке поверхности теплообмена. Так же рассмотрены способы интенсификации процесса теплообмена впрыском воды на оребренные трубки и дополнительной турбулизацией потока дымовых газов. Объектом исследования являлся поверхностный теплоутилизатор с горизонтальным пучком оребренных труб из нержавеющей стали [24-26]. При интенсификации

теплообмена с впрыском воды на поверхность труб достигалось охлаждение дымовых газов до 42°C .

Многочисленные публикации зарубежных авторов обнаруживают схожий подход [27-29]. Проводятся эксперименты на действующих или лабораторных образцах теплоутилизаторов. По результатам исследований выводятся критериальные уравнения по принципу подобия и рассчитываются необходимые коэффициенты.

Подробно процесс конденсации влаги из дымовых газов рассмотрен в докторской диссертации А.Б. Горяева, профессора НИУ «МЭИ» [30,31]. При постановке задач были использованы системы дифференциальных уравнений, позволившие при решении находить поля распределения температур, энтальпий, коэффициентов теплопередачи и т.д. по поверхности теплообмена.

Обобщение публикуемых данных о применяемых теплоутилизаторах показывает, что охлаждение дымовых газов обычно происходит до температуры $35\div 45^{\circ}\text{C}$. Коэффициент осушения составляет не более 0,7. Коэффициент глубины утилизации так же не высок. Это обусловлено использованием воды в качестве нагреваемой среды. Контактные и поверхностные теплообменные аппараты, применяемые для глубокой утилизации тепла дымовых газов, используют воду для отвода тепла конденсации водяных паров. При использовании сетевой воды теплового потребителя температура обратного контура должна быть ниже 40°C , что противоречит повсеместно применяемым в нашей стране температурным графикам теплосетей (150–70, 90–65). Такие схемы применимы для низкопотенциальных систем отопления, используемых в некоторых зарубежных странах. Нагрев воды для нужд ГВС редко применяется из-за малых расходов и большой суточной неравномерности. В большинстве установок глубокой утилизации тепла применяют нагрев подпиточной воды от 10 до 40°C .

1.3. Использование воздуха в качестве нагреваемой среды при глубокой утилизации тепла дымовых газов.

Увеличить глубину утилизации можно при использовании другой среды нагрева, которая имеет отрицательные рабочие температуры, например холодный воздух. В зимнее время на большинстве территории России устанавливается отрицательная температура. Для регионов Сибири среднемесячная температура воздуха в зимние месяцы опускается ниже минус 15°C [32,33]. Сравнение температурных графиков конденсационных теплоутилизаторов при использовании воды и воздуха показаны на рисунке 1.4.

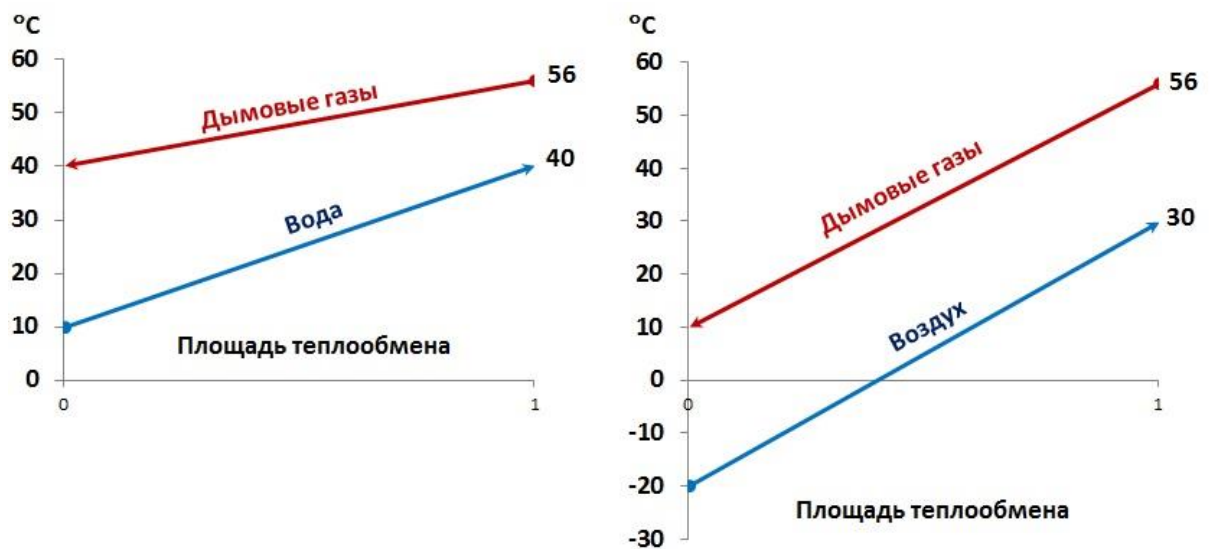


Рисунок 1.4. Сравнение температурных графиков конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа при использовании воды и воздуха.

Как видно из графиков, воздухом дымовые газы охлаждаются значительно больше [34]. Представляется возможным достижение высокого коэффициента глубины утилизации, приближающегося к 1.

Обычно подогрев воздуха дымовыми газами используют для подачи его в топку котла и обеспечения более эффективного процесса горения топлива [35,35]. При этом используется штатный воздухоподогреватель котла пластинчатого или трубчатого типа, в котором при охлаждении дымовых газов температура не достигает точки росы водяных паров и конденсации нет.

Известны конструкции пластинчатых теплообменных аппаратов, разработанных Московской компанией ООО «ФАСТ ИНЖЕНИРИНГ» [37-39]. Несмотря на сложность конструкции в связи со спиральной геометрией оребренных пластин ряд российских машиностроительных заводов наладил их производство. Такие теплообменники могут быть использованы, в частности, для подогрева воздуха дымовыми газами. В Харьковском политехническом институте сотрудниками под руководством профессоров Ефимова А.В. и Гончаренко Л.В. рассмотрена возможность использования подобной конструкции теплообменников в качестве конденсационных воздухоподогревателей для утилизации тепла дымовых газов [40]. Разработан метод теплового расчета и расчета конструкции конденсационного воздухоподогревателя пластинчатого типа, входящего в состав теплоутилизационной системы «котел – теплоутилизаторы».

Общей особенностью всех установок глубокой утилизации тепла дымовых газов является то, что основная часть водяных паров конденсируется и соответственно падает влагосодержание, но на выходе из теплоутилизатора относительная влажность дымовых газов близка к 100%. Это неизбежно приведет к дальнейшей конденсации водяных паров в дымоходах и дымовой трубе. Чтобы этого не происходило нужно нагреть уходящие дымовые газы. Самым простым и распространенным способом нагрева является обвод части исходных дымовых газов мимо теплоутилизатора и их подмес к осушенным дымовым газам, что снижает эффективность утилизации. Другим способом является рекуперация – нагрев осушенных дымовых газов исходными в поверхностном теплообменнике. Эти и другие способы описаны в работе А.А. Кудинова [11].

Еще одним способом снижения относительной влажности дымовых газов является подмес к ним подогретого воздуха [14]. Однако такой способ не снижает влагосодержания дымовых газов и его целесообразно использовать как дополнительный к глубокой утилизации тепла.

1.4. Выводы по главе 1

1. Определен энергетический потенциал глубокой утилизации тепла дымовых газов котлов на природном газе. Максимальное количество тепла, которое можно утилизировать из продуктов сгорания природного газа составляет от 13 до 21% от мощности котла. Оно зависит от температуры дымовых газов и коэффициента избытка воздуха. Большая часть утилизируемого тепла до 17% составляет скрытая теплота конденсации водяных паров.

2. Анализ существующих технологий глубокой утилизации тепла говорит о том, что в нашей стране и за рубежом используются контактные и поверхностные теплоутилизаторы различных конструкций. Коэффициент глубины осушения дымовых газов существующих установок составляет от 0,3 до 0,7. Большинство установок используют в качестве нагреваемой среды воду.

3. Использование воздуха в качестве нагреваемой среды позволяет снизить конечную температуру точки росы дымовых газов до предельных значений и приблизить коэффициент глубины утилизации к 1.

ГЛАВА 2. ТЕХНОЛОГИЯ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗДУХА В КАЧЕСТВЕ НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ

2.1. Описание технологии

Предложена новая технология глубокой утилизации тепла дымовых газов с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды (Рисунок 2.1). Исходные дымовые газы охлаждаются в газо-газовом поверхностном пластинчатом рекуперативном теплообменнике ТО, нагревая противотоком осушенные дымовые газы для предотвращения возможной конденсации водяных паров в газоходах и дымовой трубе [41]. В газо-воздушном поверхностном теплоутилизаторе ТУ происходит дальнейшее охлаждение дымовых газов и конденсация водяных паров с нагревом воздуха. Воздух подается в теплоутилизатор блоком вентиляторов В. Дополнительный дымосос Д компенсирует аэродинамическое сопротивление газового тракта теплообменников. Перед дымососом Д по газоходу рециркуляции подводится небольшое количество (5÷10%) подогретых осушенных дымовых газов для исключения конденсации остаточной влаги на лопастях дымососа. Конденсат после дополнительной обработки используется для восполнения потерь в теплосети или паротурбинном цикле. Нагретый воздух направляется в производственное помещение котельного цеха, для его вентиляции и отопления. Из этого помещения воздух подается в котел, для обеспечения процесса горения [42].

Регулирование температуры нагретого воздуха осуществляют изменением расхода осушаемых дымовых газов или расхода воздуха при помощи изменения числа оборотов дымососа или вентиляторов в зависимости от температуры наружного воздуха. При снижении расхода влажных дымовых газов уменьшается аэродинамическое сопротивление газового тракта устройства, что компенсируется снижением числа оборотов дымососа. Дымосос обеспечивает

разницу давлений дымовых газов и воздуха в конденсаторе с целью предотвращения попадания дымовых газов в подогреваемый воздух.

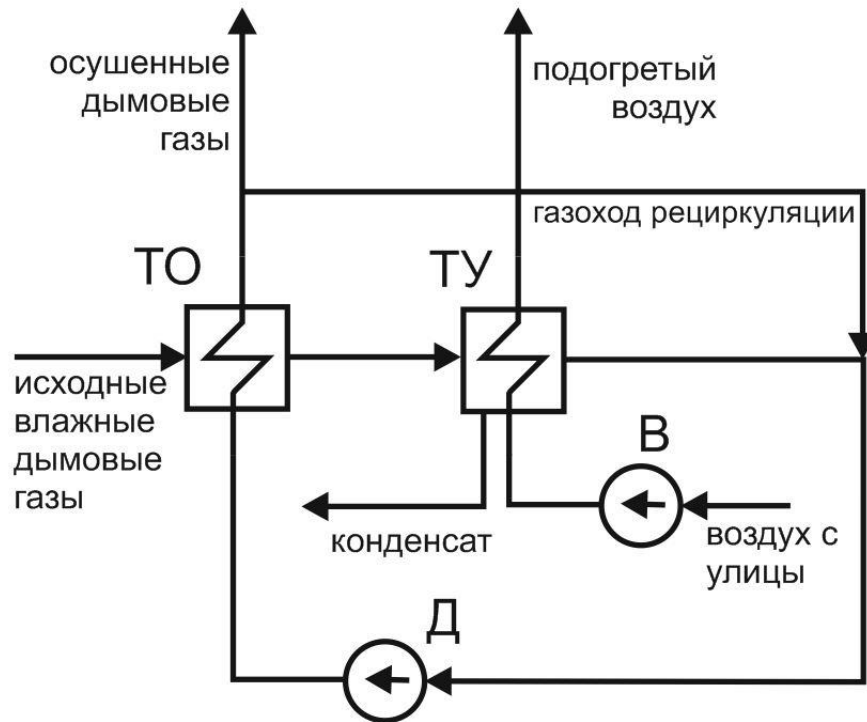


Рисунок 2.1. Технология глубокой утилизации тепла дымовых газов.

Теплообменник ТО и теплоутилизатор ТУ представляют собой поверхностные пластинчатые теплообменники, выполненные из унифицированных модульных пакетов (Рисунок 2.2), которые скомпонованы таким образом, чтобы движение теплоносителей осуществлялось противотоком (Рисунок 2.3).

В зависимости от объёма осушаемых дымовых газов, подогреватель и конденсатор формируются из рассчитываемого количества пакетов. Блок вентиляторов для подачи воздуха может состоять из одного или нескольких вентиляторов. Теплоутилизатор на выходе осушенных дымовых газов имеет инерционный каплеуловитель, выполненный в виде вертикальных жалюзей.

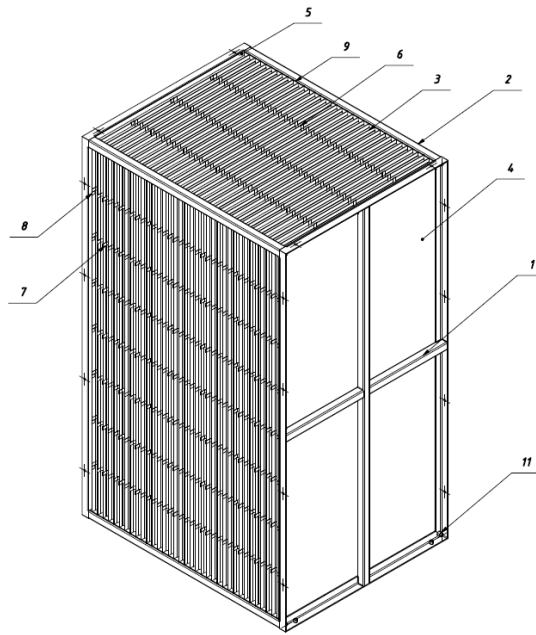


Рисунок 2.2. Унифицированный теплообменный модуль (пакет).

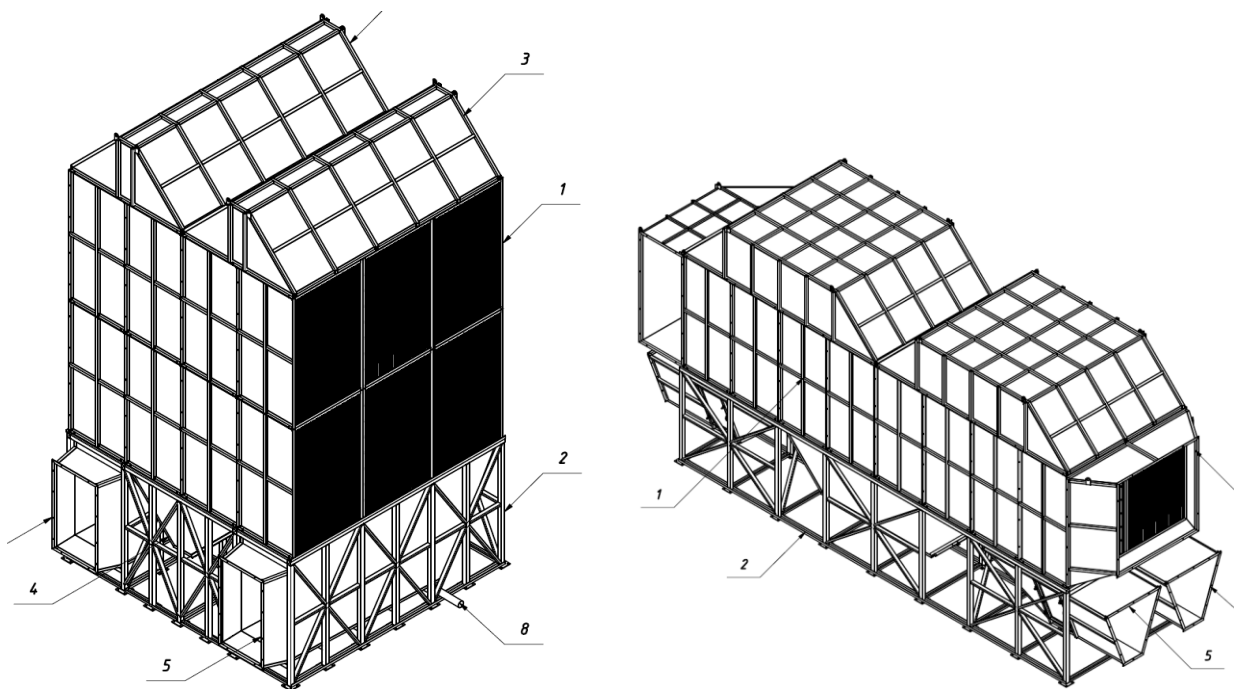


Рисунок 2.3. Примерная компоновка теплоутилизатора и теплообменника.

К достоинствам использования воздуха относится то, что его конечная температура 30°C вполне достаточна для воздушного отопления производственных помещений [43]. Часть нагретого воздуха подается в котел, обеспечивая процесс горения газа [44]. Балансовые расчеты показывают, что для утилизации тепла дымовых газов с расходом $1 \text{ м}^3/\text{с}$ расход воздуха составляет 7,5

m^3/c . Процесс горения требует расход воздуха примерно $0,75 m^3/c$. Остальной нагретый воздух отапливает производственные помещения, полностью покрывая собственные нужды по теплу. При этом водяное отопление цехов может быть полностью отключено. Создаваемое избыточное давление исключает присосы холодного воздуха в помещения. Штатные крышные вентиляторы для подачи воздуха на дутье в котел тоже могут быть отключены. Снижение собственных нужд признано одним из важнейших способов повышения эффективности ТЭС [45-50]. Расчет собственных нужд регламентирован приказом Министерства энергетики РФ N 323 от 30 декабря 2008 года «Об утверждении порядка определения нормативов удельного расхода топлива при производстве электрической и тепловой энергии» [51]. Собственные нужды энергопредприятия по теплу складываются из затрат тепла на подогрев дутьевого воздуха, обеспечивающего процесс горения топлива, и отопление производственных и административных помещений. Согласно предложенной технологии предполагается переход с водяного отопления на воздушное.

Еще одним важным достоинством является возможность закачки подогретого воздуха в дымовую трубу. Анализ работы многих электростанций и газовых котлов показывает, что в условиях рынка электроэнергии они довольно часто работают не на полную мощность. Расход дымовых газов и их скорость в дымовой трубе меньше проектной. При охлаждении ниже точки росы водяных паров возле стенок трубы они начинают конденсироваться. Это приводит к увлажнению стенок, а в зимний период к промерзанию и образованию наледей. Такие явления резко снижают надежность и срок службы газоходов и дымовых труб. Ежегодные обследования и ремонт дымовой трубы обходятся энергопредприятиям в огромные суммы. Из-за опасности конденсации паров приходится увеличивать температуру уходящих газов, что приводит к росту тепловых потерь котла с уходящими газами. Одним из способов предотвращения конденсации является подмес сухого воздуха в дымовую трубу [14,52]. Это увеличивает скорость потока и снижает его влагосодержание. Используются

также способы вентилирования воздухом внутренних стенок дымовой трубы, подробно проработанные коллективом исследователей СамГТУ [53].

К недостаткам использования воздуха следует отнести тот факт, что такое большое количество нагретого воздуха не всегда возможно полезно использовать. Например, в отдельных модульных газовых котельных, где нет большого объема помещений. В этом случае целесообразно использовать для утилизации только часть дымовых газов, рассчитанную на повышенный нагрев только дутьевого воздуха. Проведенные балансовые расчеты показали, что для энергетических котлов ТЭС достаточно использовать для утилизации всего четверть расхода дымовых газов. При этом подогретого воздуха хватит для дутья в котел и отопления помещений. Однако даже для такого случая можно повысить эффективность газового котла на $3\div 5\%$.

Максимальная эффективность использования воздуха достигается для газовых котельных или ТЭЦ, размещенных на территории промышленных предприятий, где есть возможность осуществить воздушное отопление расположенных рядом производственных цехов, складских и административных помещений. При этом есть возможность утилизировать тепло всего расхода дымовых газов. На предложенную технологию получен патент №2436011 (Приложение 1).

2.2. Анализ режимов работы

Возможны несколько вариантов работы спроектированной установки и соответственно режимов регулирования ее производительности.

Для анализа режимов работы спроектирована установка для утилизации тепла дымовых газов расходом $1 \text{ м}^3/\text{с}$. Расчетная схема установки представлена на рисунке 2.4. Установка спроектирована на базовый режим работы для средней температуры наружного воздуха отопительного периода минус $8,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (принято для условий г. Томска). Базовый режим обеспечивает максимальный пропуск воздуха через теплоутилизатор, обеспечивающий достаточный теплосъем при приемлемом аэродинамическом сопротивлении воздушного тракта (до 1 кПа).

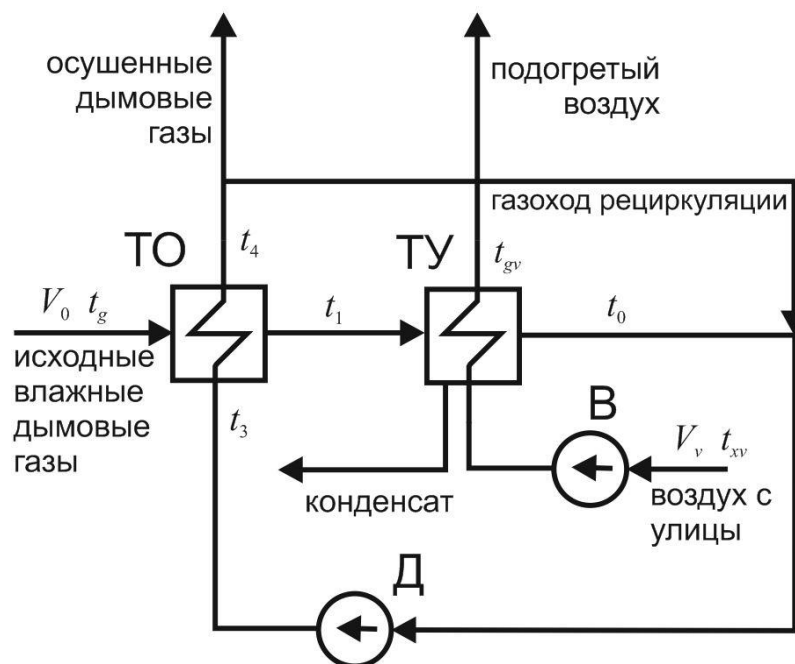


Рисунок 2.4. Расчетная схема установки.

Параметры работы установки при изменении наружной температуры воздуха без регулирования расходов дымовых газов и воздуха приведены в таблице 2.1. Приняты следующие общие исходные параметры.

Начальная температура дымовых газов $t_g = 170$ °С.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,2$.

Начальное влагосодержание дымовых газов $d_1 = 125,7$ г/кг.с.г.

Температура точки росы водяных паров исходных дымовых газов $t_{1s} = 56,7$ °С.

По газоходу рециркуляции направлено 10% расхода осушенных дымовых газов.

Работа установки при постоянном расходе дымовых газов возможна в случае, если она спроектирована на расход дымовых газов котла при минимальной его производительности, соответствующей началу или концу отопительного периода. Тогда при работе котла на максимальную мощность будет утилизироваться тепло только части дымовых газов.

Эксплуатация установки с принятым неизменным расходом воздуха при наружной температуре ниже минус 15 °С невозможна из-за замерзания конденсата на поверхности теплообмена. Необходимо уменьшить расход воздуха или применить частичную рециркуляцию воздуха, направив часть подогретого

воздуха на вход вентиляторов. Согласно конструкции рециркуляция воздуха осуществляется в нижней части установки где расположены конденсатосборники. При этом подогретый воздух обтекает емкости, препятствуя замерзанию конденсата.

Таблица 2.1. Параметры работы установки без регулирования.

Параметры установки	Входная температура воздуха t_{xv} , °C					
	5,0	0,0	-5,0	-8,5	-10,0	-15,0
Выходная температура воздуха t_{gv} , °C	38,3	35,7	32,7	30,3	29,2	25,2
Расход воздуха V_v , м ³ /с	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Расход дымовых газов V_0 , м ³ /с	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Температура дымовых газов на входе в теплоутилизатор t_1 , °C	125,4	123,6	121,2	119,2	118,2	115,6
Температура охлаждения дымовых газов t_0 , °C	32,2	26,3	19,1	13,2	10,4	3,0
Тепловая мощность теплоутилизатора Q_{ty} , кВт	383,9	410,8	433,7	446,7	451,0	463,5
Тепловая мощность рекуператора Q_{ro} , кВт	60,4	62,8	66,0	68,8	70,1	73,6
Температура подогретых осушенных дымовых газов t_4 , °C	89,3	86,8	83,6	80,9	79,6	76,2

При уменьшении входной температуры воздуха уменьшается его выходная температура и растет мощность теплоутилизатора.

Режим работы с постоянным расходом дымовых газов и регулированием расхода воздуха приведен в таблице 2.2. Такой режим возможен при проектировании установки на утилизацию тепла определенной части всего объема дымовых газов. Температура воздуха на выходе из теплоутилизатора поддерживается на уровне 30°C.

Таблица 2.2. Параметры работы установки с регулированием расхода воздуха.

Параметры установки	Входная температура воздуха t_{xv} , °C						
	5,0	0,0	-5,0	-8,5	-10,0	-15,0	-20,0
Выходная температура воздуха t_{gv} , °C	30,3	30,3	30,3	30,3	30,3	30,3	30,3
Расход воздуха V_v , м ³ /с	13,5	11,4	9,9	9,0	8,7	7,8	7,0
Расход дымовых газов V_0 , м ³ /с	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Температура дымовых газов на входе в теплоутилизатор t_1 , °C	120,4	120,2	119,4	119,2	119,1	118,7	118,3
Температура охлаждения дымовых газов t_0 , °C	17,5	16,1	13,8	13,2	12,9	11,8	10,5
Тепловая мощность теплоутилизатора Q_{ty} , кВт	438,5	441,0	445,6	446,7	447,3	449,1	450,8
Тепловая мощность рекуператора $Q_{ю}$, кВт	66,8	67,4	68,5	68,8	68,9	69,4	70,0
Температура подогретых осушенных дымовых газов t_4 , °C	82,8	82,2	81,1	80,9	80,7	80,2	79,6

При таком режиме работы рециркуляцию воздуха можно применять при более низких температурах, так как снижение расхода воздуха препятствует замерзанию конденсата. Однако все же не следует допускать температуру воздуха на входе в теплоутилизатор ниже минус 20°C.

При положительных температурах наружного воздуха для обеспечения достаточного теплосъема требуется увеличение расхода воздуха, что влечет квадратичное увеличение аэродинамического сопротивления воздушного тракта. Такие режимы являются нежелательными.

Режим работы с постоянным расходом воздуха и регулированием расхода дымовых газов приведен в таблице 2.3. Такой режим возможен при проектировании установки на утилизацию тепла части расхода дымовых газов. Температура воздуха на выходе из теплоутилизатора поддерживается на уровне 30°C.

Таблица 2.3. Параметры работы установки с регулированием расхода дымовых газов.

Параметры установки	Входная температура воздуха t_{xv} , °C						
	5,0	0,0	-5,0	-8,5	-10,0	-15,0	-20,0
Выходная температура воздуха t_{gv} , °C	30,3	30,1	30,2	30,3	30,3	30,0	30,2
Расход воздуха V_v , м ³ /с	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Расход дымовых газов V_0 , м ³ /с	0,66	0,78	0,91	1,00	1,04	1,16	1,30
Температура дымовых газов на входе в теплоутилизатор t_1 , °C	117,0	117,7	118,7	119,2	119,6	120,4	121,6
Температура охлаждения дымовых газов t_0 , °C	14,0	13,1	13,4	13,2	13,6	13,9	15,6
Тепловая мощность теплоутилизатора Q_{ty} , кВт	292,4	346,7	405,7	446,7	463,9	517,6	577,3
Тепловая мощность рекуператора Q_{to} , кВт	47,4	55,3	63,2	68,8	71,0	77,9	85,2
Температура подогретых осушенных дымовых газов t_4 , °C	84,6	82,8	81,7	80,9	80,7	80,0	79,9

Из результатов расчета видно, что при низких температурах наружного воздуха требуется больший расход дымовых газов. Если установка была

спроектирована на расход дымовых газов $1 \text{ м}^3/\text{с}$ и это предельное значение при максимальной мощности котла, то такие режимы невозможны.

Наиболее целесообразным режимом является режим с регулированием расхода дымовых газов при положительных температурах наружного воздуха и регулированием расхода воздуха в мороз. Пример такого режима приведен в таблице 2.4.

Таблица 2.4. Параметры работы установки с регулированием расхода дымовых газов и расхода воздуха.

Параметры установки	Входная температура воздуха t_{xv} , °С						
	5,0	0,0	-5,0	-8,5	-10,0	-15,0	-20,0
Выходная температура воздуха t_{gv} , °С	30,3	30,1	30,2	30,3	30,3	30,3	30,3
Расход воздуха V_v , $\text{м}^3/\text{с}$	9,0	9,0	9,0	9,0	8,7	7,8	7,0
Расход дымовых газов V_0 , $\text{м}^3/\text{с}$	0,66	0,78	0,91	1,0	1,0	1,0	1,0
Температура дымовых газов на входе в теплоутилизатор t_1 , °С	117,0	117,7	118,7	119,2	119,1	118,7	118,3
Температура охлаждения дымовых газов t_0 , °С	14,0	13,1	13,4	13,2	12,9	11,8	10,5
Тепловая мощность теплоутилизатора Q_{ty} , кВт	292,4	346,7	405,7	446,7	447,3	449,1	450,8
Тепловая мощность рекуператора Q_{to} , кВт	47,4	55,3	63,2	68,8	71,0	77,9	85,2
Температура подогретых дымовых газов t_4 , °С	84,6	82,8	81,7	80,9	80,7	80,0	79,9

Сравнительный анализ режимов продемонстрирован на рисунке 2.5.

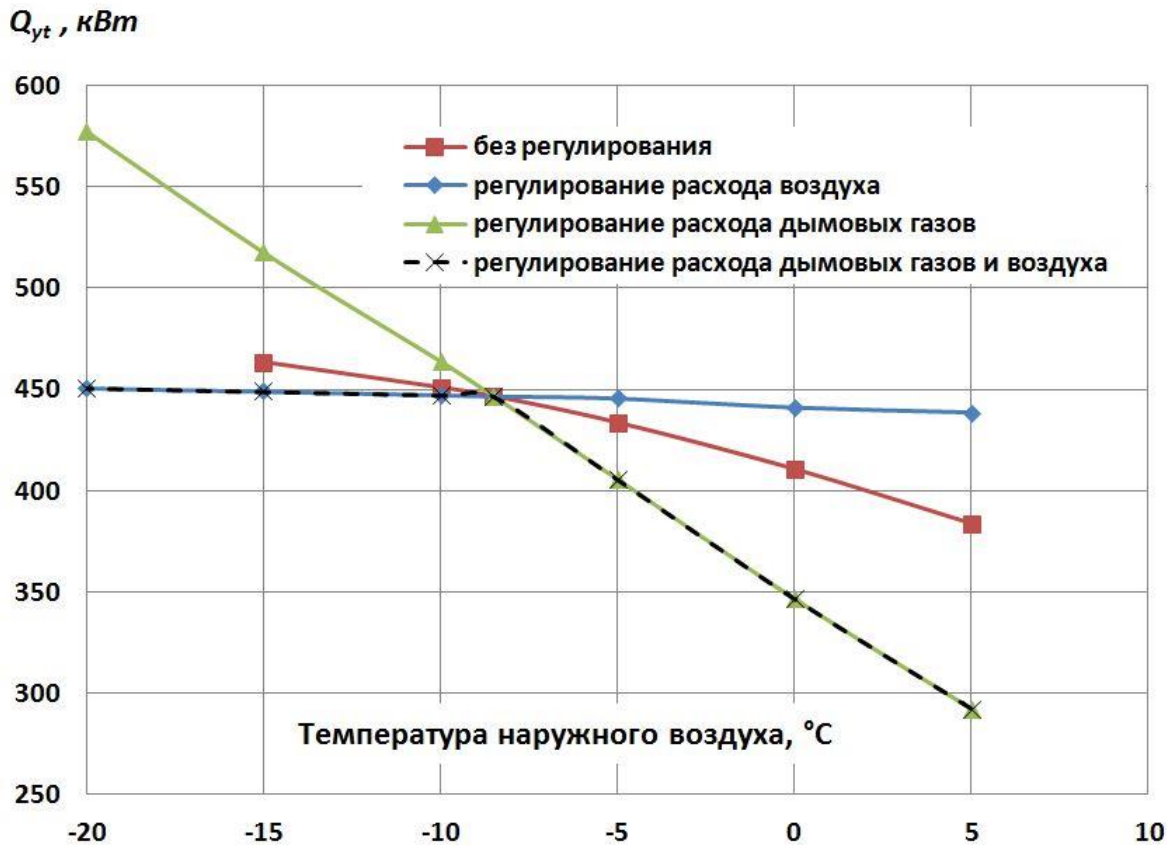


Рисунок 2.5. Зависимость мощности теплоутилизатора от температуры наружного воздуха при различных режимах регулирования.

При анализе графиков видно, что при постоянном расходе дымовых газов наблюдается небольшое изменение мощности, однако достаточный теплосъем при положительных температурах затруднителен в связи с необходимостью увеличения расхода воздуха. При низких температурах наиболее целесообразно увеличение расхода дымовых газов, в случае если имеется их запас до 30 %. Такое возможно при проектировании теплоутилизатора для части дымовых газов. Если такого запаса нет, то необходимо снижать расход воздуха для предотвращения замерзания конденсата.

При проектировании теплоутилизатора на весь объем дымовых газов режим работы будет соответствовать последнему варианту. При положительных температурах расход топлива в котел уменьшается, соответственно снижается расход дымовых газов и мощность теплоутилизатора. При низких температурах снижается расход воздуха, так как нет дополнительного расхода дымовых газов.

2.3. Выводы по главе 2

1. Разработана новая технология утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды.
2. Для ТЭС возможно полное замещение собственных нужд по теплу даже при утилизации тепла четверти объемного расхода дымовых газов. Технология может быть применена на любых предприятиях, использующих сжигание газа, и способна повысить коэффициент использования топлива.
3. Максимальная эффективность достигается для газовых котельных или ТЭЦ, размещенных на территории промышленных предприятий, где есть возможность осуществить воздушное отопление производственных цехов, при этом утилизируется весь объем дымовых газов.
4. Анализ режимов работы установок, реализующих предложенную технологию, показывает целесообразность применения регулирования их производительности, как расходом воздуха, так и расходом дымовых газов в зависимости от условий проектирования. Установки предполагают непрерывную работу весь период отопительного сезона.

ГЛАВА 3. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ УСТАНОВКИ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

3.1. Оптимизация конструкции теплоутилизатора (конденсационной зоны)

Оптимизацией конструкций различных теплоутилизаторов занимались многие российские [54-56] и зарубежные [57] авторы. Общие подходы основаны на методике технико-экономических расчетов в энергетике.

Всякое мероприятие по энергосбережению следует оценивать по величине прибыли, которое оно способно принести. В общем виде прибыль EE_y является функцией двух основных факторов ее определяющих – дополнительных приведенных затрат на энергосберегающее мероприятие C и снижения издержек E_y , связанных с ним.

$$EE_y = E_y - C \quad . \quad (3.1)$$

Годовые приведенные затраты зависят от капитальных вложений в установку K , нормативного коэффициента эффективности капитальных вложений E_{nc} и текущих эксплуатационных издержек C_o .

$$C = E_{nc} \cdot K + C_o \quad (3.2)$$

Эксплуатационные издержки для теплоутилизаторов в основном определяются затратами энергии на преодоление дополнительного гидравлического (или аэродинамического) сопротивления теплообменников и газоходов. Компоновка теплоутилизационной установки осуществляется в виде компактного энергоблока, в котором все оборудование (вентиляторы, дымосос, конденсатор и теплообменник) расположены максимально (на сколько возможно) близко друг к другу и поэтому тепловая мощность утилизатора, определяемая расходом дымовых газов (как источник тепла), определяет расход воздуха (потребитель тепла). Отсюда пропорциональная зависимость эксплуатационных энергетических затрат от тепловой производительности установки. Как показал анализ дополнительных затрат энергии на экспериментальной установке [42], в энергетическом эквиваленте они составляют не более 3÷5% от сберегаемого тепла

и не более 10÷12% в экономическом эквиваленте, который представим через коэффициент C_{co} . Тогда

$$C_o = E_y \cdot C_{co}. \quad (3.3)$$

Капитальные затраты в общем случае можно представить как функцию величины поверхности теплообмена F (m^2) и удельных затрат на ее создание C_f (руб./ m^2).

$$K = F \cdot C_f \quad (3.4)$$

Снижение издержек источника за счет глубокой утилизации тепла дымовых газов при неизменной величине отпуска тепла потребителям приведет к соответствующему снижению годового расхода топлива ΔB и затрат на него E_y .

$$\Delta B = \frac{\Delta Q^y}{\eta_k^n \cdot Q_n^p} \quad (3.5)$$

Здесь ΔQ^y – годовое количество тепла, полученное от теплоутилизатора (МДж); η_k^n – КПД котла нетто; Q_n^p – объемная теплота сгорания топлива (МДж/ m^3). Если известна цена газообразного топлива C_g (руб./ m^3) то

$$E_y = \Delta B \cdot C_g = \frac{\Delta Q^y \cdot C_g}{\eta_k^n \cdot Q_n^p}. \quad (3.6)$$

Из уравнения (3.1) видно, что прибыль тем больше, чем больше разница между снижением издержек и дополнительными приведенными затратами. Капитальные вложения определяются расчетной производительностью теплоутилизатора Q_k .

Текущие эксплуатационные издержки, зависящие от текущей производительности теплоутилизатора, связаны с годовым снижением издержек по принятой зависимости (3.3). Тогда выражение (3.1) после подстановки (3.2, 3.3, 3.4) принимает вид:

$$EE_y = E_y - (E_{nc} \cdot F \cdot C_f + E_y \cdot C_{co}) = E_y \cdot (1 - C_{co}) - E_{nc} \cdot F \cdot C_f$$

или с учетом (3.5, 3.6)

$$EE_y = \frac{\Delta Q^y \cdot C_g}{\eta_k^n \cdot Q_n^p} \cdot (1 - C_{co}) - E_{nc} \cdot F \cdot C_f. \quad (3.7)$$

В этом уравнении есть две величины, которые напрямую зависят от расчетной производительности теплоутилизатора Q_k , это ΔQ^y и F .

Требуемая (расчетная) поверхность теплообмена может быть найдена по уравнению теплопередачи, где исходной принимается расчетная тепловая нагрузка.

$$F = \frac{Q_k \cdot 10^3}{k_t \cdot \overline{\Delta t_c}}, \quad (3.8)$$

Здесь k_t – общий коэффициент теплопередачи ($Bm \cdot m^2/K$); $\overline{\Delta t_c}$ – средний температурный напор.

В общем случае $Q_k = f(G_s, \alpha, d_1, d_0, t_{1s}, t_0)$, где G_s – массовый расход сухих дымовых газов, $кг/с$; α – коэффициент избытка воздуха; d_1, d_0 – начальное и конечное влагосодержание дымовых газов в граммах на килограмм сухих газов ($г/кг.с.г$); t_{1s}, t_0 – начальная и конечная температура дымовых газов.

Выражение (1.7) можно записать как функцию мощности теплоутилизатора от конечной температуры дымовых газов:

$$Q_k(t_0) = G_s \cdot c_{p.s} \cdot (t_{1s} - t_0) + G_w \cdot h_1'' - G_s \cdot d_0 \cdot h_0'' \cdot 10^{-3} \quad (3.9)$$

Остальные параметры вычисляются согласно (1.1.–1.6.) (см. таблицу 1.2).

При проектировании поверхностных конденсационных теплоутилизаторов с подогревом воздуха [34] важно учитывать оптимальную глубину утилизации и принимать соответствующую температуру дымовых газов на выходе t_0 . Эти параметры напрямую влияют на площадь теплообмена и стоимость установки.

Средний температурный напор $\overline{\Delta t_c}$ находим из условия противоточного движения теплоносителей. Температура нагреваемого воздуха увеличивается от t_{xv} до t_{gv} , а отдающие тепло дымовые газы охлаждаются по мере конденсации пара от t_1 до t_0 ($^{\circ}C$). Воздух для отопления помещений целесообразно нагревать только до $25 \div 30^{\circ}C$, а начальная температура конденсации пара в дымовых газах гораздо выше. Зададим некоторое значение недогрева воздуха $\Delta t_n = t_{1s} - t_{gv}$.

$$\text{Тогда} \quad \Delta \bar{t}_c = \frac{t_0 - t_{xv} - \Delta t_n}{\ln \frac{t_0 - t_{xv}}{\Delta t_n}}. \quad (3.10)$$

Как видно $\Delta \bar{t}_c = f(t_0, \Delta t_n, t_{xv})$. Если принять во внимание, что независимые переменные Δt_n и t_{xv} не связаны друг с другом функционально, то можно принять $\Delta \bar{t}_c = f(t_0)$.

В данном случае была принята среднелогарифмическая зависимость, хотя эта зависимость не всегда применима для расчета теплоутилизаторов. В своих работах [30-31] А.Б. Горяев анализировал процессы конденсации водяных паров из газовых смесей. Им были разработаны методики расчета распределения температур по площади теплообмена. Такая точность расчетов целесообразна для газо-водяных поверхностных конденсационных теплоутилизаторов. В настоящей работе такие зависимости распределения температур не рассматривались.

Наиболее сложно находится величина коэффициента теплопередачи от дымовых газов к воздуху k_t . Очевидно, что его значение будет определять величину поверхности теплообмена и прибыли практически в линейной зависимости. Существенно увеличить его можно только увеличением коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху. Как известно интенсификация этого теплообмена связана с необходимостью увеличения скорости движения воздуха, что в свою очередь ограничивается квадратичным ростом потерь напора. В рамках принятых значений относительных текущих издержек $C_{co} = 0.1$ расчеты показывают, что коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху α_2 невозможно поддерживать более $100 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

В условиях когда недостаточно уверенно определяется и коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке α_1 , который, как показывают ранее проведенные эксперименты, значительно выше, чем со стороны воздуха α_2 , из-за процесса конденсации водяных паров, целесообразно для упрощения задачи в расчетах принимать значения k_t в пределах $40 \div 60 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Более подробно эта тема рассмотрена в [58].

Тогда для определения поверхности теплообмена уравнение (3.8) после подстановки (3.9, 3.10) запишется в виде

$$F(t_0) = \frac{Q_k(t_0) \cdot 10^3}{k_t \cdot \Delta \bar{t}_c(t_0)} = \frac{G_s \cdot c_{p.s} \cdot (t_{1s} - t_0) + G_w \cdot h_1'' - G_s \cdot d_n(t_0) \cdot h_0''(t_0) \cdot 10^{-3}}{k_t \cdot \Delta \bar{t}_c(t_0) \cdot 10^{-3}}. \quad (3.11)$$

Энтальпия насыщенного пара h_0'' в пределах температур от 0 до 60°C с достаточной точностью аппроксимируется линейной функцией

$$h_0''(t_0) = 1,809 \cdot t_0 + 2501,1 \quad . \quad (3.12)$$

В уравнениях (3.9, 3.11) все величины либо задаются в исходных данных, либо определяются в зависимости от t_0 .

Графики функций (3.9) и (3.11) показаны на рисунке 3.1.

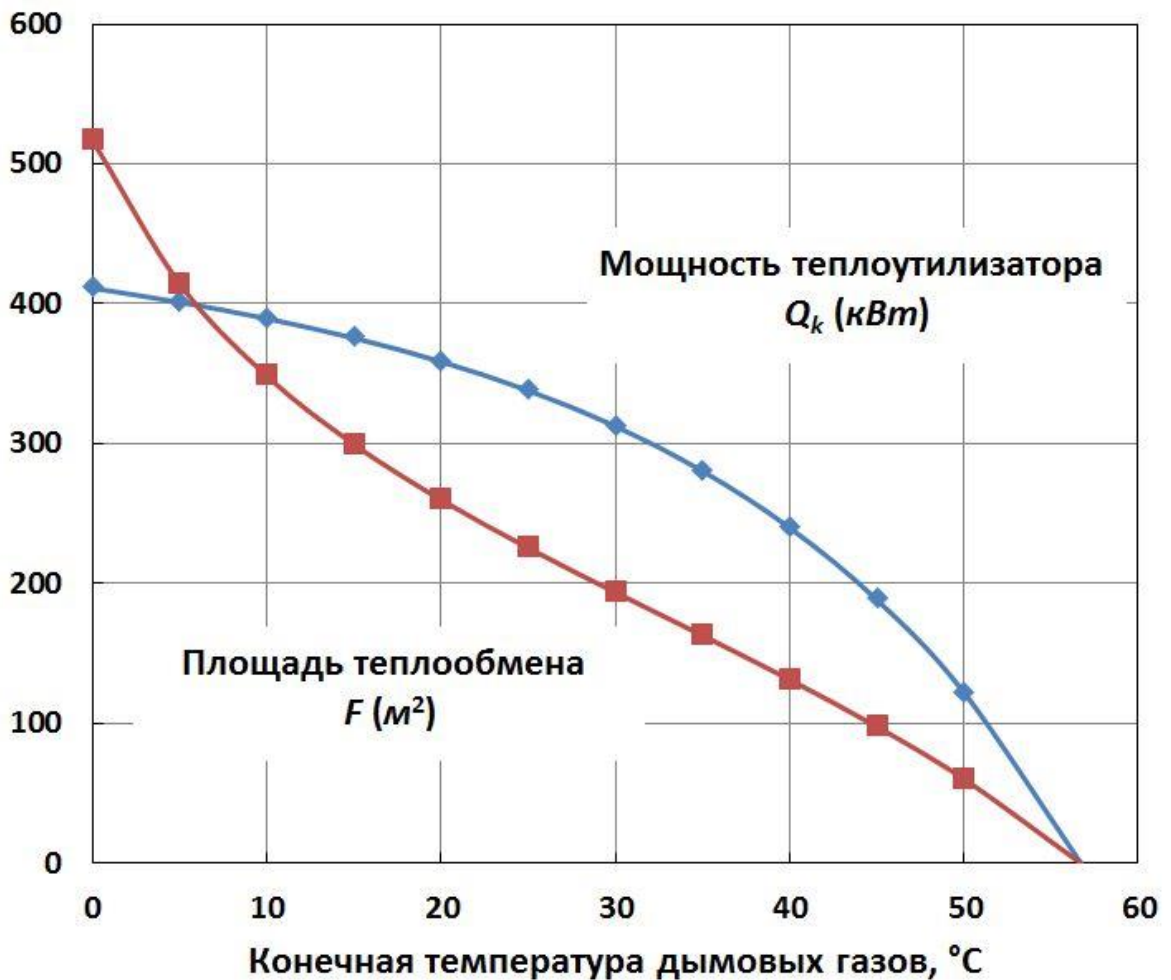


Рисунок 3.1. Зависимость тепловой мощности теплоутилизатора и площади теплообмена от конечной температуры дымовых газов.

Нелинейность зависимости мощности обусловлена нелинейностью функции влагосодержания $d_n(t)$ от температуры (1.1). Нелинейность зависимости площади теплообмена обусловлена нелинейностью мощности (3.9), а так же нелинейностью среднего температурного напора (3.10).

Годовое количество тепла, полученное от теплоутилизационной установки, определяется по усредненному за период работы расходу дымовых газов через нее. Расход подогреваемого воздуха также берется постоянным. По продолжительности стояния температур наружного воздуха определяется средняя температура t_{hp}^c отопительного периода τ_{hp} . Если при определении площади теплообмена F (3.11) вычислять средний температурный напор $\overline{\Delta t_c}$ исходя из того, что входная температура воздуха равна средней температуре отопительного периода $t_{v1} = t_{hp}^c$, то тепловая мощность теплоутилизатора $Q_k(t_0)$ будет близка средней мощности установки за отопительный период Q_k^{hp} .

Таким образом, годовую выработку тепла этой установкой с достаточной степенью точности можно определить

$$\Delta Q^y = 3,6 \cdot Q_k^{hp} \cdot \tau_{hp} = 3,6 \cdot Q_k(t_0) \cdot \tau_{hp} \quad (3.13)$$

и тогда уравнение (3.6) приводится к виду

$$E_y = \frac{3,6 \cdot Q_k(t_0) \cdot \tau_{hp} \cdot C_g}{Q_n^p \cdot \eta_k^n} \quad (3.14)$$

Целевая функция оптимизации конечной температуры дымовых газов t_0 с учетом (3.7, 3.11, 3.13, 3.14) выглядит следующим образом

$$EE_y = Q_k(t_0) \cdot \left(\frac{3,6 \cdot \tau_{hp} \cdot C_g \cdot (1 - C_{co})}{Q_n^p \cdot \eta_k^n} - \frac{E_{nc} \cdot C_f \cdot 10^3 \cdot \ln \frac{t_0 - t_{xv}}{\Delta t_n}}{k_t \cdot (t_0 - t_{xv} - \Delta t_n)} \right)$$

или после подстановки выражений (3.9, 1.1, 3.12)

$$EE_y = \left(G_s \cdot c_{p.s} \cdot (t_{1s} - t_0) + G_w \cdot h_1^n - G_s \cdot \left(A \cdot \frac{10^{\frac{156+8,12 \cdot t_0}{236+t_0}}}{760-10^{\frac{156+8,12 \cdot t_0}{236+t_0}}} \right) \cdot (1,809 \cdot t_0 + 2501,1) \cdot 10^{-3} \right) \times \left(\frac{3,6 \cdot \tau_{hp} \cdot C_g \cdot (1 - C_{co})}{Q_n^p \cdot \eta_k^n} - \frac{E_{nc} \cdot C_f \cdot 10^3 \cdot \ln \frac{t_0 - t_{xv}}{\Delta t_n}}{k_t \cdot (t_0 - t_{xv} - \Delta t_n)} \right) \quad (3.15)$$

Оптимизируемый параметр t_0 , критерий оптимизации:

$$EE_y = \max EE_y(t_0, C_g, Q_n^p, \tau_{hp}, t_{xv}, k_t, C_f, E_{nc}, C_{co}).$$

Срок окупаемости теплоутилизатора вычисляется как отношение капитальных затрат к разности годового снижения затрат и годовых эксплуатационных издержек.

$$T_r = \frac{K}{E_y - C_0}.$$

В таблице 3.1 представлен расчет целевой функции для расхода дымовых газов $1 \text{ м}^3/\text{с}$. Параметры продуктов сгорания взяты из таблицы 1.1. В приведенных расчетах приняты значения, наиболее подходящие для проектирования теплоутилизатора, работающего в климатических и экономических условиях г. Томска.

Продолжительность отопительного периода $\tau_{hp} = 5352$ часа при средней температуре $t_{xv} = -8,5^\circ\text{C}$ [59]. Холодный воздух нагревается до 30°C .

Принята к расчету оптовая цена газа ОАО «Газпром» с 1 июля 2015 года, реализуемая потребителям Томской области [60] $C_g = 3,75 \text{ руб./м}^3$ с расчетной объемной теплотой сгорания $Q_n^p = 33,08 \text{ МДж/м}^3$. КПД газового котла нетто $\eta_k^n = 0,95$.

Рассматриваемая конструкция поверхностного пластинчатого конденсационного теплоутилизатора с подогревом воздуха, рассмотренного ранее [12,42], имеет по опыту проектирования удельную стоимость площади теплообмена $C_f = 3300 \text{ руб./м}^2$. Коэффициент теплопередачи от дымовых газов к воздуху, исходя из рассмотренных выше положений, принят $k_t = 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

При проектировании энергетического оборудования нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений принимается $E_{nc} = 0,15$.

Коэффициент эксплуатационных затрат принят $C_{co} = 0,1$. Расчеты, проведенные при проектировании реальных установок тепловой мощностью от 1 до 15 *MВт*, подтверждают, что коэффициент эксплуатационных затрат не превышает принятое значение.

Таблица 3.1. Экономические показатели глубокой утилизации тепла.

Расчетный параметр	Конечная температура точки росы, t_0 (°C)					
	0	10	20	30	40	50
Расход конденсата, G_k (кг/с)	0,134	0,130	0,122	0,108	0,085	0,044
Мощность конденсатора, Q_k (кВт)	411,2	389,5	358,7	312,5	240,0	122,1
Годовая экономия топлива, ΔB (м ³)	252134	238808	219938	191571	147115	74843
Годовое снижение затрат, E_y (тыс.руб).	945,5	895,5	824,8	718,4	551,7	280,7
Температурный напор в конденсаторе, Δt_c (°C)	15,9	22,4	27,6	32,3	36,5	40,6
Площадь теплообмена конденсатора, F (м ²)	517	348	260	194	131	60
Капитальные затраты, K (тыс.руб).	2218,1	1494,7	1115,2	831,2	563,5	258,3
Годовые приведенные затраты, C (тыс.руб).	427,3	313,8	249,8	196,5	139,7	66,8
Ожидаемая годовая прибыль, EE_y (тыс.руб).	518,2	581,8	575,0	521,9	412,0	213,9
Срок окупаемости, год.	2,6	1,9	1,5	1,3	1,1	1

Графики зависимостей $E_y(t_0)$, $C(t_0)$ и $EE_y(t_0)$ с учетом принятых выше факторов C_g , C_f , C_{co} , k_t , E_{nc} показаны на рисунке 3.2.

тыс.руб.

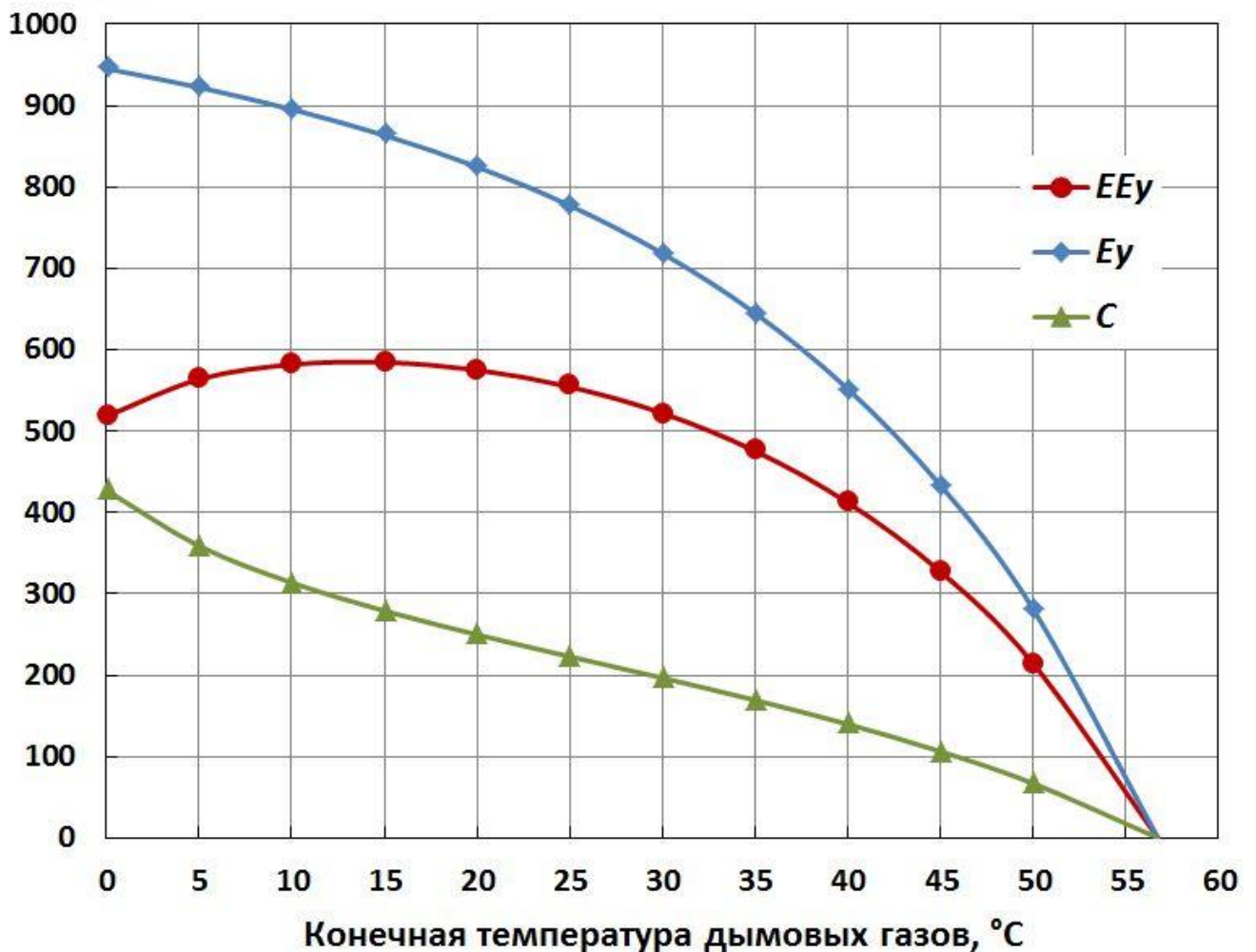


Рисунок 3.2. Графики зависимостей годового снижения затрат на производство тепла E_y , годовых приведенных затрат C и ожидаемой годовой прибыли EE_y от конечной температуры дымовых газов t_0 при глубокой утилизации тепла.

Для определения оптимального значения конечной температуры дымовых газов находится производная целевой функции (3.15) и значение t_0 , где она принимает нулевое значение.

$$EE'_y(t_0) = 0$$

Формула производной была получена при помощи пакета MathCad и выглядит достаточно громоздко, нагляднее привести график (Рисунок 3.3).

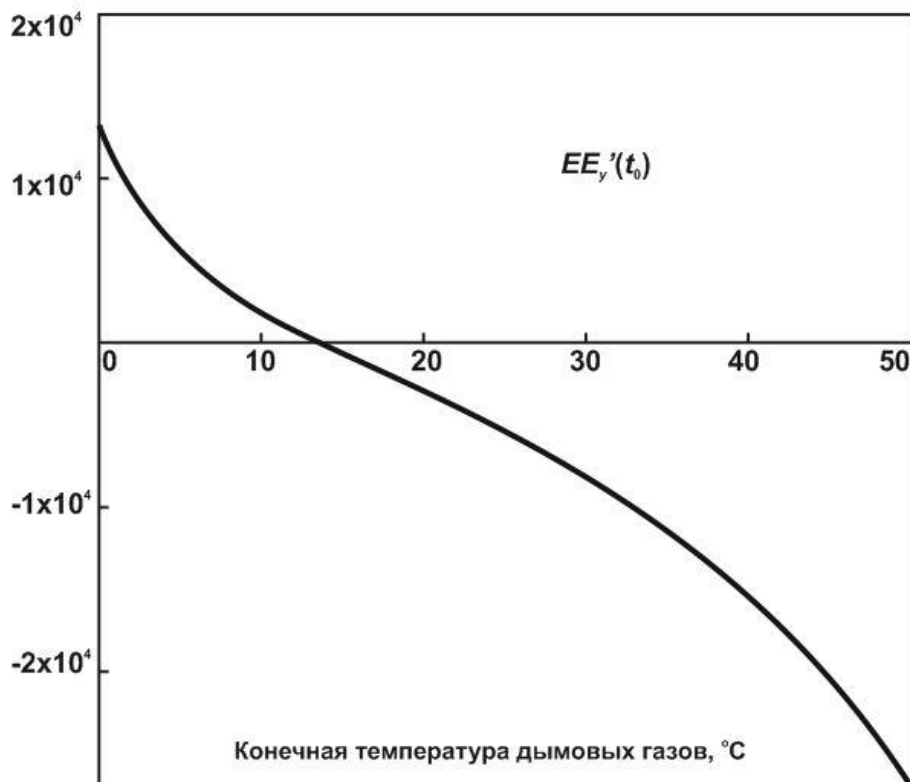


Рисунок 3.3. График производной функции ожидаемой годовой прибыли $EE_y'(t_0)$ от конечной температуры дымовых газов t_0 при глубокой утилизации тепла.

Оптимальное значение конечной температуры дымовых газов для приведенных выше факторов равно 13°C . При этом, срок окупаемости составил 1,7 года. Важно отметить, что найденная температура позволяет вычислить оптимальную площадь конденсации, на которую следует проектировать теплоутилизатор. После проектирования рассчитываются режимы работы этого теплоутилизатора при различных температурах наружного воздуха. В течение отопительного периода она будет меняться, влияя на глубину утилизации и мощность установки. При эксплуатации необходимо регулирование подачи холодного воздуха и частичная его рециркуляция с целью предотвращения замерзания конденсата.

Пологий характер целевой функции возле точки максимума определяет довольно широкий диапазон температур при незначительном отклонении от максимальной ожидаемой прибыли. Так при отклонении оптимальной точки на

5°C ожидаемая прибыль уменьшается на 1%, а срок окупаемости уменьшается до 1,5 года.

Оценка влияния каждого из факторов на оптимальное значение дает следующие результаты.

Общий коэффициент теплопередачи влияет непосредственно на площадь теплообмена и, как следствие, на капитальные затраты. Увеличение коэффициента снижает оптимальную температуру. Так при его изменении от 30 до 70 $Вт/(м^2 \cdot К)$ оптимальная температура меняется от 20 до 10°C.

Снижение удельной стоимости площади теплообмена уменьшает капитальные затраты на утилизацию тепла увеличивая ожидаемую годовую прибыль. В расчетах исследовалось как снижение, так и увеличение удельной стоимости площади теплообмена. Например, в случае применения нержавеющей стали вместо оцинкованных стальных листов она может увеличиться вдвое и более. Значение менялось от 2 до 6 тыс.руб. за квадратный метр площади теплообмена, при этом точка оптимума смещалась от 8 до 20°C (Рисунок 3.4).

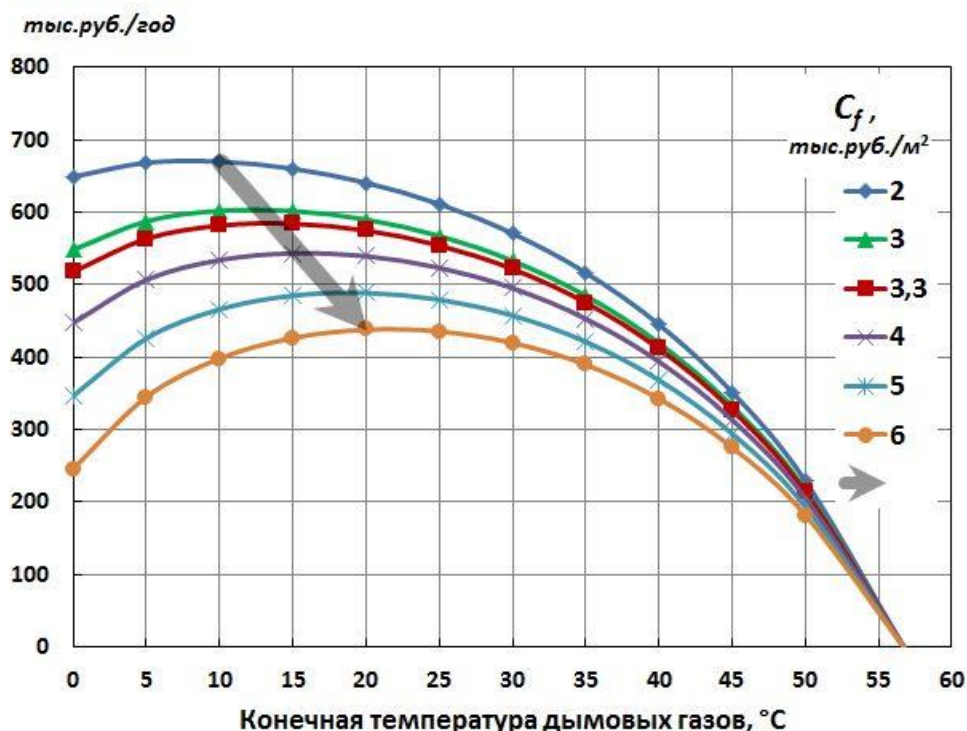


Рисунок 3.4. Смещение максимума целевой функции при изменении удельной стоимости площади теплообмена.

Если вместо постоянного значения C_f взять линейную функцию, которая увеличивает удельную стоимость при уменьшении площади теплообмена, то смещения точки оптимума не происходит, так как эта точка расположена ближе к области максимальных значений мощности теплоутилизатора.

Эксплуатационные затраты рассчитываются с применением коэффициента (3.3). Оценка его влияния на оптимум целевой функции показана на рисунке 3.5. Значение коэффициента эксплуатационных затрат менялось от 0,05 до 0,3, при этом точка оптимума целевой функции смещалась незначительно от 13 до 16°C.

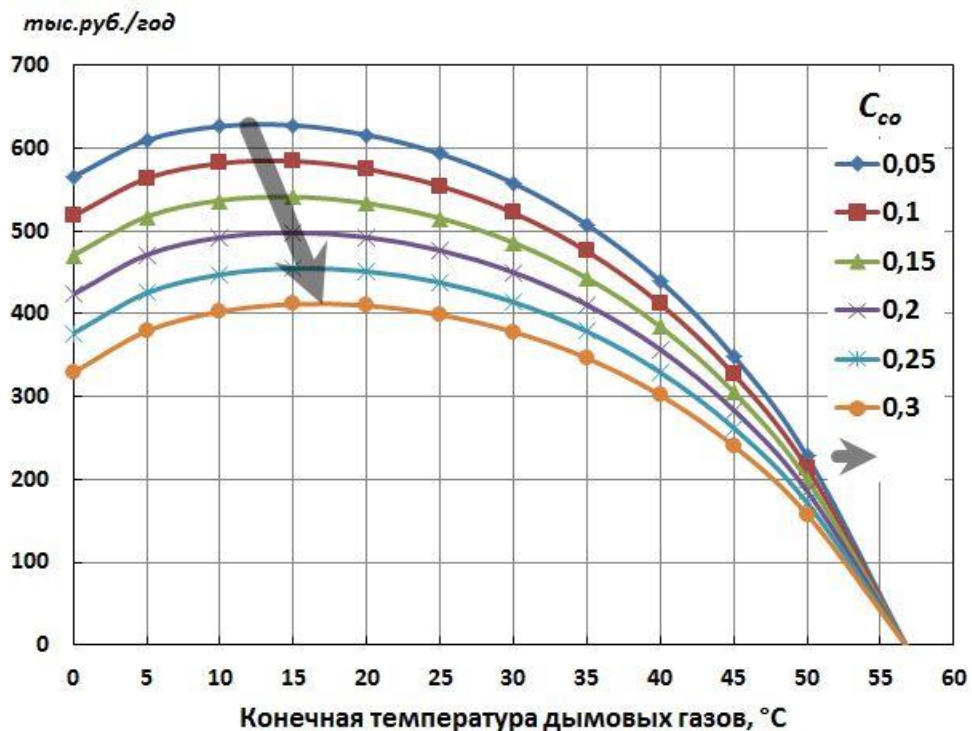


Рисунок 3.5. Смещение максимума целевой функции при изменении значения коэффициента эксплуатационных затрат.

Увеличение стоимости топлива (природного газа) C_g ведет к росту экономического эффекта от его экономии, увеличению годовой прибыли и снижает значение оптимальной температуры. Значение менялось от 2,5 до 6 руб. за кубометр газа, при этом точка оптимума смещалась от 19 до 8°C.

Влияние климатических факторов нужно рассматривать вместе, так как для каждого региона меняется средняя температура отопительного периода и его

продолжительность. При выборе различных регионов от Якутска до Северного Кавказа точка оптимума смещалась от 2 до 28°C.

Все перечисленные факторы менялись в реальных пределах изменения величин. Выявлено незначительное их влияние на значение оптимальной температуры, которое не поднималось выше 28°C.

Наиболее верно рассматривать взаимное влияние климатических и экономических факторов для различных регионов. Для разных регионов меняется оптовая цена газа, что существенно влияет на эффективность применения установок. На рисунке 3.6 показаны графики целевой функции для всего рассмотренного диапазона регионов России.

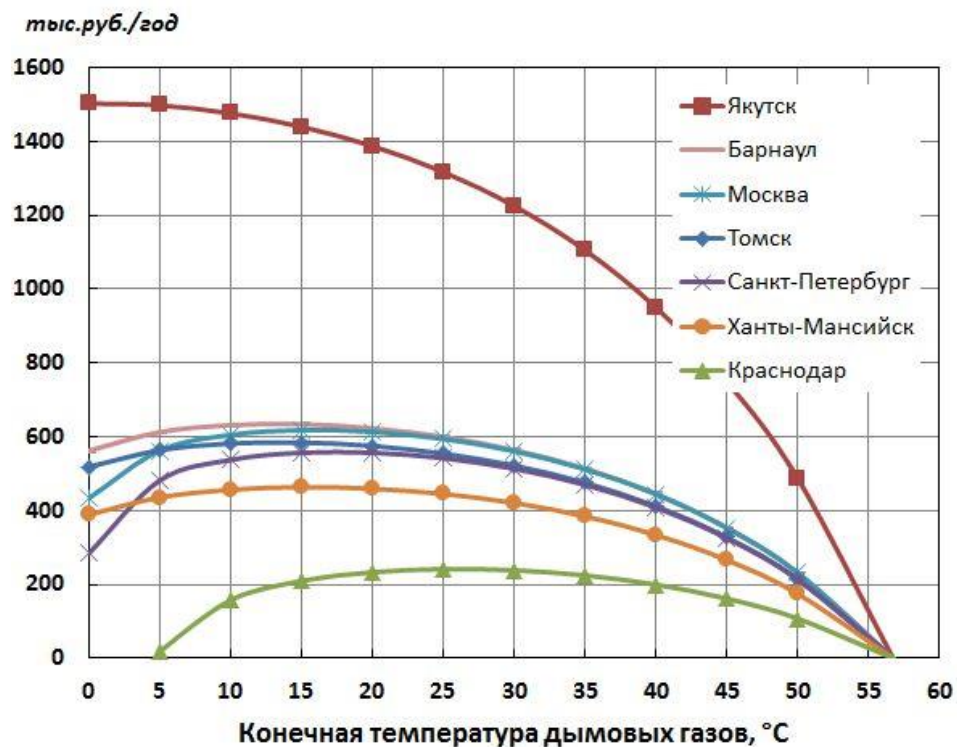


Рисунок 3.6. Зависимость графика целевой функции от региона России при взаимном влиянии климатических и экономических факторов.

Видно, что максимальный эффект даст работа утилизационных установок в наиболее холодных и удаленных районах, где сравнительно высокая цена на газ. В таких регионах установка глубокой утилизации тепла будет работать практически весь долгий отопительный период на максимальную мощность. Срок окупаемости капитальных затрат составит менее одного отопительного периода.

Наименее выгодна эксплуатация установок в теплых регионах юга России. Высокая цена топлива не компенсирует снижение затрат при коротком отопительном периоде с высокой средней температурой воздуха. Оптимальная конечная температура охлаждения дымовых газов для таких регионов составляет около 25°C, а срок окупаемости почти 3 года. Результаты оптимизационных расчетов для некоторых городов приведены в таблице 3.2. Города расположены в порядке наибольшего значения приведенной годовой прибыли от внедрения установки глубокой утилизации тепла.

Таблица 3.2. Результаты оптимизационных расчетов для некоторых городов.

Город	Отопительный период		Цена на газ	Оптимальная температура	Срок окупаемости
	Средняя температура	Длительность			
	$t_s, ^\circ\text{C}$	$t_{om}, \text{час}$			
Якутск	-20,6	10394	4	2	0,9
Барнаул	-7,7	5304	4,04	14	1,6
Москва	-3,1	4943	4,37	15	1,7
Вятка	-5,4	5544	3,821	15	1,7
Томск	-8,5	5352	3,75	13	1,7
Ульяновск	-5,4	5088	4	15	1,75
Санкт-Петербург	-1,8	4796	4,215	17	1,7
Уренгой	-13,1	6864	2,395	13	1,9
Ханты-Мансийск	-8,8	6000	2,819	15	2
Краснодар	2	2682	4,46	25	2,8

В Западной Сибири (Рисунок 3.7) наибольшая эффективность теплоутилизаторов просматривается в южных районах (Алтай, Кузбасс, Томск, Новосибирск), в то время как в более холодных районах севера традиционно низкие цены природного газа снижают эффект от его экономии. Значения оптимальной конечной температуры охлаждения дымовых газов довольно близки и составляют от 13 до 15°C, однако срок окупаемости для южных районов меньше на 3÷4 месяца.

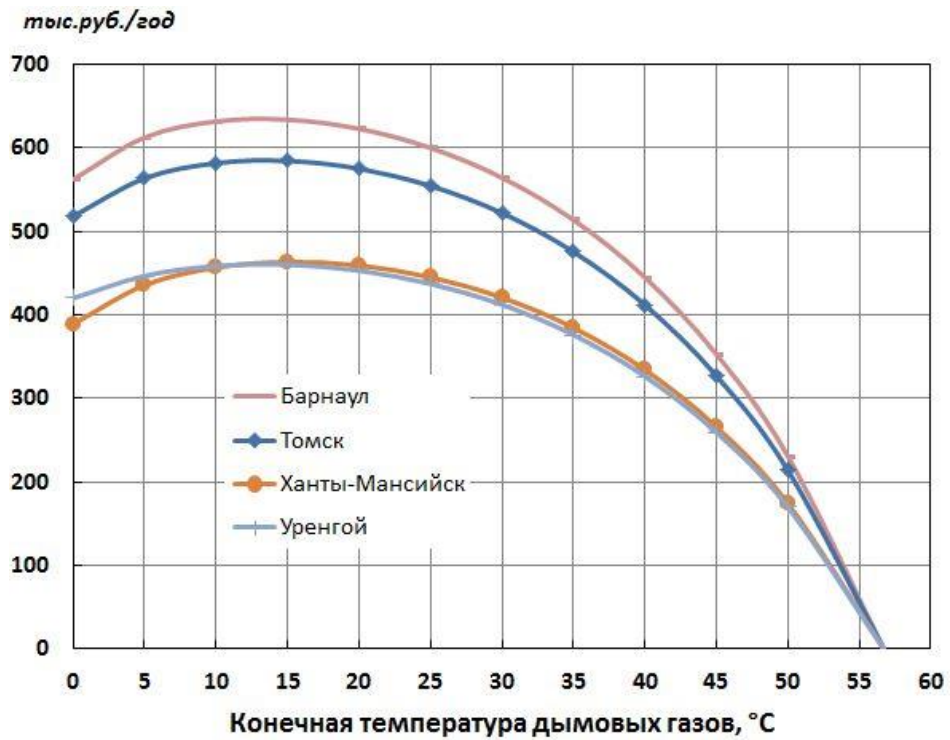


Рисунок 3.7. Графики целевой функции для регионов Западной Сибири.

В Центральном и Северо-западном регионах (Рисунок 3.8) взаимное влияние факторов максимально, что говорит о хорошей эффективности применения утилизации тепла.

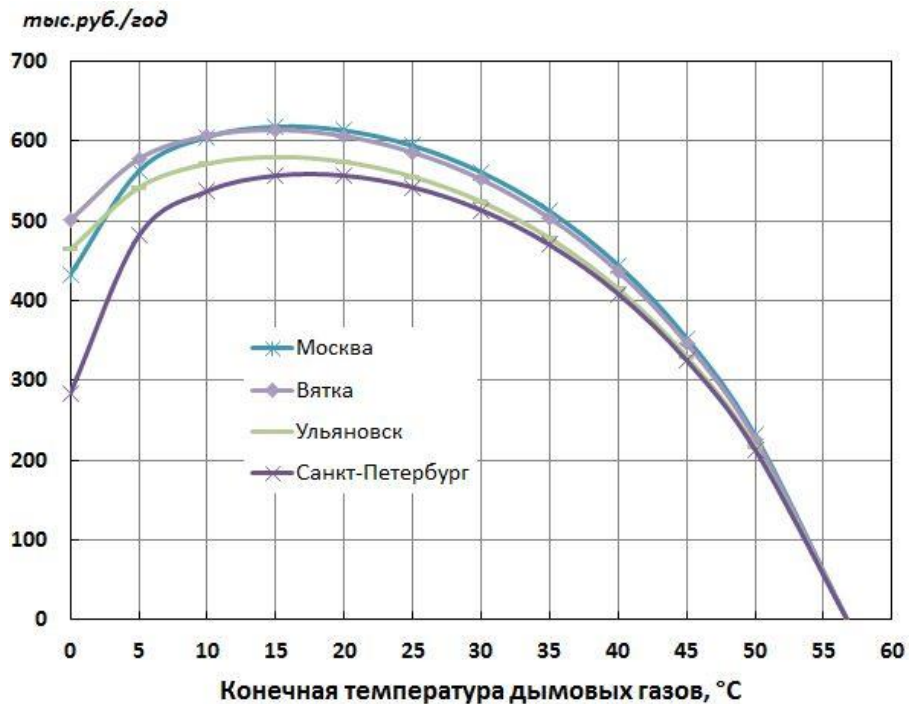


Рисунок 3.8. Графики целевой функции для Центрального и Северо-западного регионов.

Видна экономическая привлекательность Московского региона в связи с высокой ценой на газ.

Наиболее интересным является сравнение эффективности применения теплоутилизаторов в регионах Западной Сибири и Центральном. При наложении графиков (Рисунок 3.9) видно, что установки будут иметь близкую эффективность в Москве и Барнауле, немного меньшую эффективность в Ульяновске и Томске.

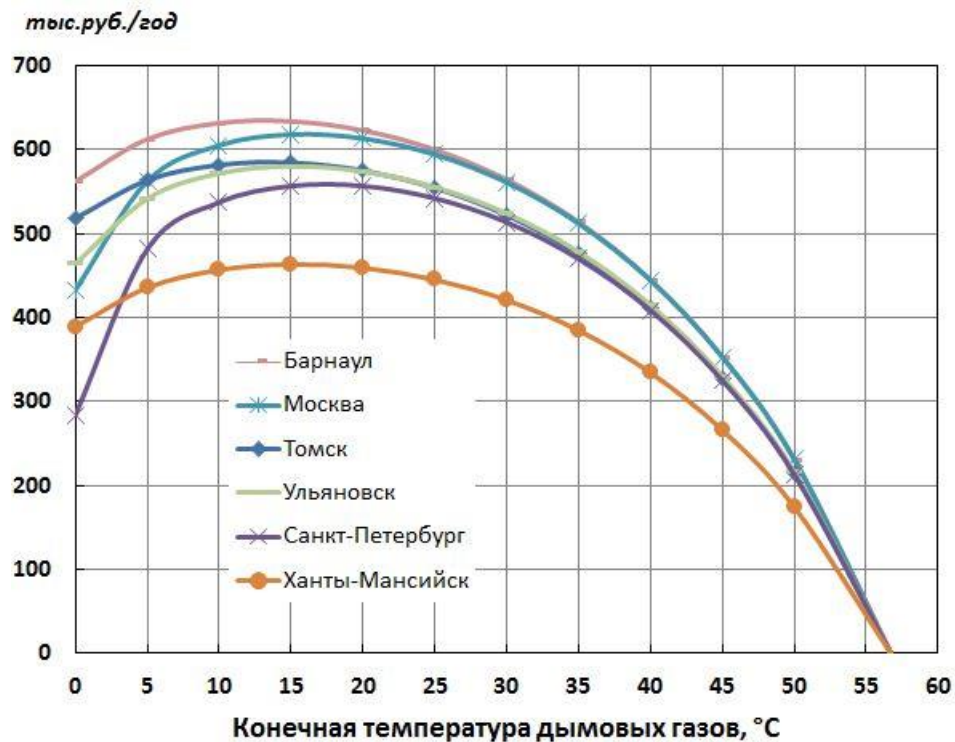


Рисунок 3.9. Сравнение графиков целевых функций для регионов Западной Сибири с графиками для Центрального и Северо-западного регионов.

Значения оптимальной конечной температуры охлаждения дымовых газов составляют от 14 до 16°C, срок окупаемости 1,7÷1,75 года. Ожидаемая приведенная годовая прибыль энергопредприятия от внедрения теплоутилизационной установки в Западной Сибири и в Центральных районах России будет близка по величине, несмотря на различные климатические условия.

Полученные данные доказывают перспективность Центрального и Северо-западного регионов для проектирования и применения установок глубокой утилизации тепла.

3.2. Оптимизация конструкции рекуперативного теплообменника

Технологически рекуперативный теплообменник предназначен для предварительного охлаждения исходных дымовых газов и подогрева осушенных, которые выходят из конденсационной зоны теплоутилизатора с температурой насыщения остаточных водяных паров. Для подачи осушенных дымовых газов в дымовую трубу их необходимо нагреть на величину, которую определяют потери тепла в газоходах и самой трубе. То есть создать температурный запас для предотвращения возможной конденсации водяных паров. Это расчетная величина, зависящая от состояния газоходов и трубы на конкретном энергопредприятии. Задача расчета охлаждения дымовых газов в дымовой трубе решена авторами А.А. Кудиновым и С.К. Зиганшиной в работах [61-62].

При минимизации температурного запаса необходимо чтобы температура дымовых газов на выходе из дымовой трубы не опускалась ниже точки росы остаточных водяных паров. Температура нагрева определяет площадь теплообмена рекуперативного теплообменника, его мощность и соответственно, по тепловому балансу, температуру охлаждения исходных дымовых газов. Как показали расчеты, в большинстве случаев на рекуперацию требуется 10÷13% тепловой мощности теплоутилизационной установки. При этом температура охлажденных дымовых газов не достигает точки росы из-за высокой начальной температуры дымовых газов (130÷170°C и выше). Это приводит к образованию в теплоутилизаторе сухой зоны и существенному уменьшению конденсационной.

Коэффициент теплопередачи в сухой зоне в несколько раз ниже, чем в конденсационной. Это существенно снижает эффективность использования поверхности теплообмена.

3.3. Совершенствование технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов

Дальнейшее совершенствование технологии глубокой утилизации тепла предполагает установку дополнительного элемента для доохлаждения дымовых газов (Рисунок 3.10). Если охладить дымовые газы до температуры, близкой к точке росы, то на всей поверхности теплоутилизатора будет происходить конденсация.

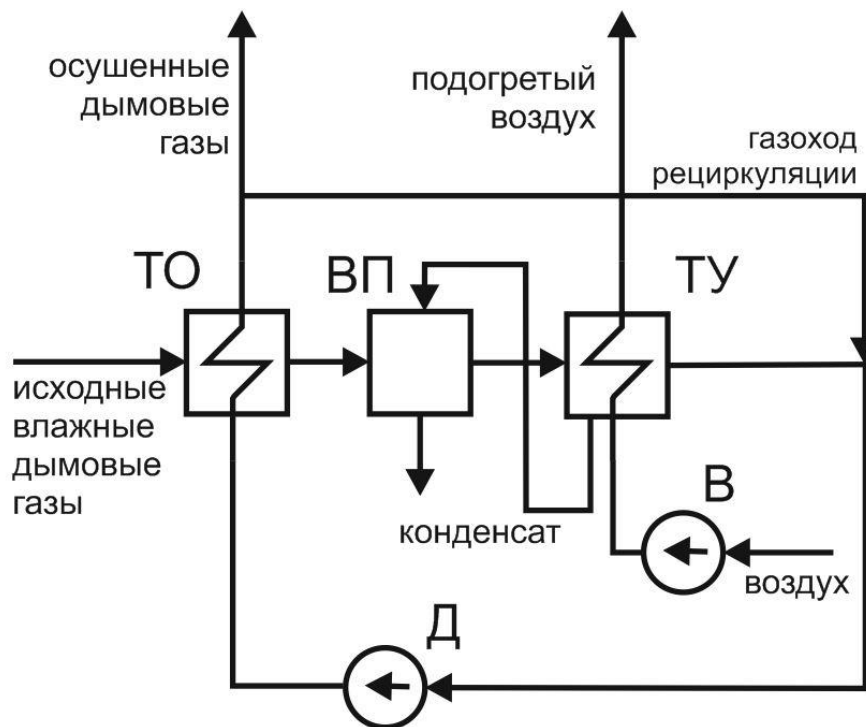


Рисунок 3.10. Усовершенствованная технология глубокой утилизации тепла дымовых газов.

Рассмотрены три варианта конструкции дополнительного теплообменника для доохлаждения дымовых газов. Поверхностный теплообменник с оребренными биметаллическими трубками для подогрева воды имеет большие размеры, металлоемкость и стоимость. Поверхностный пластинчатый теплообменник с подогревом воздуха дешевле, но не эффективен из-за низкого коэффициента теплопередачи и отсутствия необходимости в дополнительном подогреве воздуха. Наиболее эффективен контактный газо-водяной теплообменник – водоподогреватель ВП. На входе в водоподогреватель дымовые газы имеют

достаточно высокую температуру $130\div 90^{\circ}\text{C}$, что позволяет нагревать воду до $50\div 65^{\circ}\text{C}$ с частичным ее испарением. На выходе из водоподогревателя дымовые газы имеют температуру точки росы содержащихся в них водяных паров, что повышает эффективность использования поверхности теплообмена в конденсаторе, исключает образование сухих зон конденсатора и повышает коэффициент теплопередачи. В качестве нагреваемой воды целесообразно использовать полученный в теплоутилизаторе конденсат. Для снижения аэродинамического сопротивления по дымовым газам, конструкция водоподогревателя может быть без насадки с разбрызгиванием конденсата в свободном объеме. В случае высоких скоростей дымовых газов предполагается комплектовать водоподогреватель насадкой в виде пластинчатых ячеек для стекания конденсата с целью предотвращения уноса капель в теплоутилизатор. В отдельных случаях можно рассмотреть конструкции водоподогревателя с активной насадкой или с барботажным слоем.

Проведенные патентные исследования показали патентоспособность предложенной усовершенствованной технологии. Получен патент на изобретение № 2606296 «Способ глубокой утилизации тепла дымовых газов» [63] (Приложение 2).

В таблице 3.3 приведены результаты поверочного расчета варианта исполнения установки для котла на природном газе мощностью 11 MWt . Расчеты проводились для температуры наружного воздуха минус 20°C . Расчет показывает, что использование водоподогревателя приводит к исчезновению сухой зоны в конденсаторе, интенсифицирует теплообмен и увеличивает мощность установки. Процент утилизированного тепла увеличивается с 14,52 до 15,4%, при этом температура точки росы водяных паров в осушенных дымовых газах снижается до 17°C . Примерно 2% тепловой мощности не утилизируется, а используется для рекуперации – нагрева осушенных дымовых газов до температуры 70°C .

Таблица 3.3. Сравнительные характеристики исполнений теплоутилизационной установки.

Расчетные параметры	при отсутствии водоподогревателя	с водо- подогревателем
Расход дымовых газов, m^3/c	4	4
Температура исходных дымовых газов, °C	150	150
Расход воздуха, m^3/c	30	30
Площадь поверхности теплообмена теплоутилизатора, m^2	826	826
Площадь сухой зоны конденсатора, m^2	307	0
Температура нагретого воздуха, °C	21	23
Тепловая мощность теплоутилизатора, kWt	1597	1664
Расход полученного конденсата, kg/c	0,46	0,5
Тепловая мощность водоподогревателя, kWt	0	30
Температура конденсата, °C	45	60
Тепловая мощность рекуперативного теплообменника, kWt	202	217
Площадь поверхности теплообмена теплообменника, m^2	200	200
Температура осушенных дымовых газов, °C	74	70
Температура точки росы водяных паров в осушенных дымовых газах, °C	20	17
Общий % утилизируемого тепла	14,52	15,4
% на подогрев воздуха	14,52	15,13
% на подогрев конденсата	0	0,27
% тепла на рекуперацию	1,84	1,97

3.4. Выводы по главе 3

1. Полученная целевая функция ожидаемой прибыли энергопредприятия от конечной температуры дымовых газов на выходе из конденсатора t_0 имеет максимум и зависит от большого числа факторов: средней температуры и длительности отопительного периода, стоимости природного газа, общего коэффициента теплопередачи, удельной стоимости площади теплообмена.

2. Для принятых в работе значений перечисленных факторов в климатических и экономических условиях г. Томска оптимальная конечная температура дымовых газов на выходе из конденсатора составила 13°C . Расчетный срок окупаемости составил 1,7 года.

3. Полученные данные доказывают перспективность Центрального и Северо-западного регионов для проектирования и применения установок глубокой утилизации тепла. Значения оптимальной конечной температуры охлаждения дымовых газов составляют от 14 до 16°C , срок окупаемости $1,7 \div 1,75$ года. Ожидаемая приведенная годовая прибыль энергопредприятия от внедрения теплоутилизационной установки в Западной Сибири и в Центральных районах России будет близка по величине, несмотря на различные климатические условия.

4. Пологий характер целевой функции в области ее максимума расширяет диапазон температур при проектировании теплоутилизаторов.

5. Оптимизация конструкции рекуперативного теплообменника требует его минимизации. Площадь теплообмена зависит от необходимого температурного запаса, такого чтобы температура дымовых газов на выходе из дымовой трубы не опускалась ниже точки росы остаточных водяных паров.

6. Использование дополнительного контактного водоподогревателя для доохлаждения дымовых газов перед теплоутилизатором приводит к исчезновению сухой зоны в конденсаторе, интенсифицирует теплообмен и увеличивает мощность установки.

ГЛАВА 4. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УСТАНОВКИ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

4.1. Описание алгоритма расчета

Общая структурная схема установки представлена на рисунке 4.1. Алгоритм позволяет вести расчеты при использовании для целей утилизации тепла всего объема дымовых газов или определенной части. Для подогретого воздуха можно задать необходимый расход дутьевого воздуха подающегося в котел. Остальной объем воздуха после отопления помещений может отводиться в дымовую трубу. Возможен расчет схемы как с водоподогревателем ВП, так и без него.

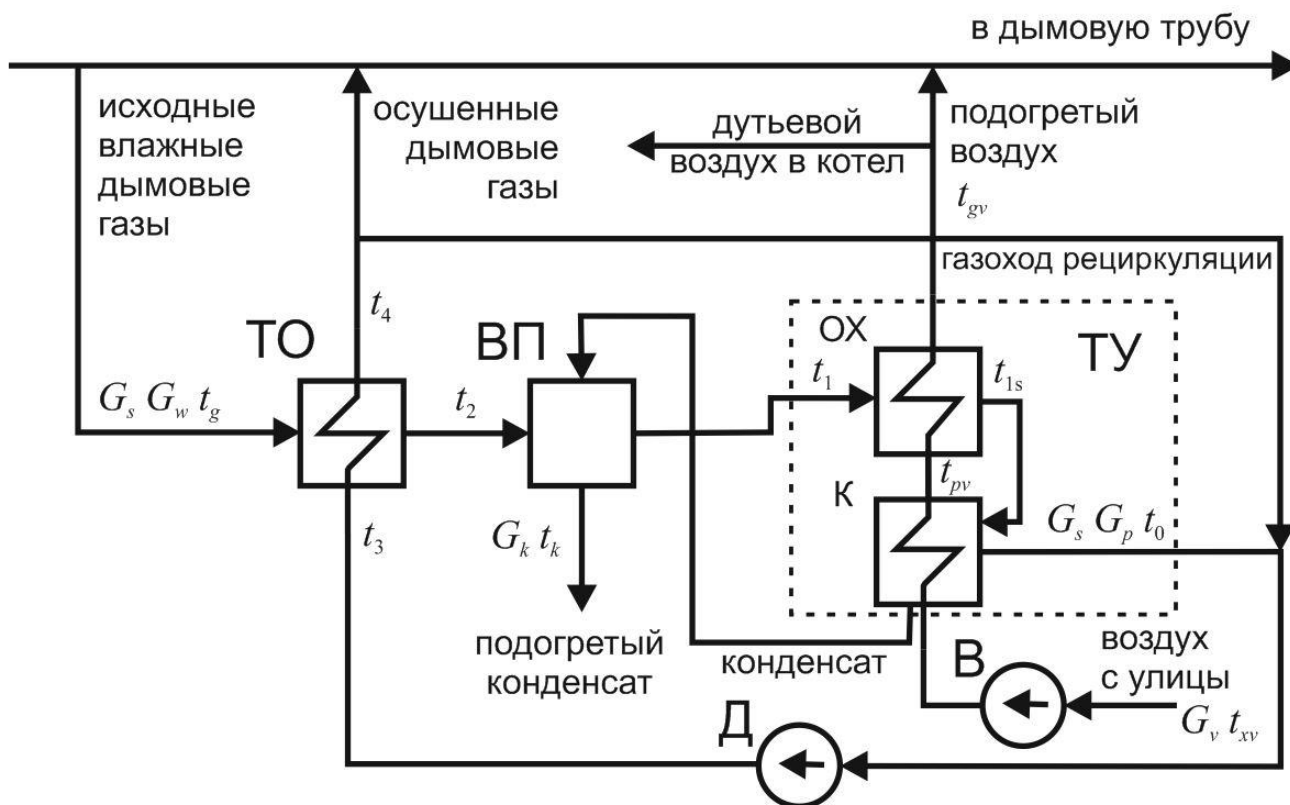


Рисунок 4.1. Структурная схема установки глубокой утилизации тепла дымовых газов.

Теплоутилизатор ТУ – газо-воздушный поверхностный пластинчатый теплообменник – конструктивно единое устройство, условно разделено на две части: охладитель ОХ (сухая зона) и собственно конденсатор К. Воздух подается в конденсатор блоком вентиляторов В.

В общем случае алгоритм расчета установки можно представить как функцию выходных параметров от комплекса входных параметров.

$$R_k = f(C_i, P_j)$$

Входные параметры C_i являются постоянными для конкретной установки:

- геометрические параметры теплообменных модулей;
- компоновка рекуперативного теплообменника и теплоутилизатора;
- состав дымовых газов;

Входные параметры P_j могут меняться:

- параметры дымовых газов: V_g – расход, t_g – температура;
- параметры воздуха: V_v – расход, t_{xv} – температура;
- температурный запас для рекуперации t_p ;

Выходными параметрами R_k являются все остальные расчетные параметры схемы. Ниже перечислены основные из них:

- температура дымовых газов на выходе из теплоутилизатора t_0 и рекуперативного теплообменника t_4 ;
- температура нагретого воздуха t_{gv} ;
- параметры конденсата: G_k – расход, t_k – температура;
- мощность теплоутилизатора $Q_{ox} + Q_k$, водоподогревателя Q_{vp} и рекуперативного теплообменника Q_p .

Алгоритм расчета предусматривает предварительное задание геометрии теплообменных аппаратов [64-65]. Теплообменник ТО и теплоутилизатор ТУ состоят из пластинчатых теплообменных модулей – пакетов. Для пакета задаются: длина, ширина, толщина листа, коэффициент теплопроводности, число листов и зазор между ними. Для каждого теплообменника задается число пакетов и число ходов теплоносителя. Геометрия пакетов теплообменника ТО и теплоутилизатора ТУ может различаться, однако для установок большой мощности (более 1 *MВт*) целесообразно применять унифицированные пакеты. Так, для установки мощностью 10 *MВт* (расход дымовых газов 33 m^3/c) был разработан [42] унифицированный пакет из 72 листов размером 2500 x 1250 мм и

весом 1,2 тонны (см. Рисунок 2.2). Для такого расхода дымовых газов число пакетов составило: 16 для теплообменника и 24 для теплоутилизатора (см. Рисунок 2.3).

Исходными данными являются температура холодного воздуха t_{xv} и массовый расход дымовых газов с температурой t_g , состоящий из сухих дымовых газов G_s и водяных паров G_w . Так же в случае отсутствия водоподогревателя считаем известной температуру дымовых газов на выходе из охладителя ОХ t_{1s} , равную температуре насыщения водяных паров при исходной влажности. Если водоподогреватель присутствует, то будет отсутствовать охладитель ОХ (нет сухой зоны в теплоутилизаторе и $t_1 = t_{1s}$). Остальные параметры вычисляются методами последовательных приближений [66-67]. Блок схема структуры модели показана на рисунке 4.2.

Блок 1 содержит задание исходных параметров и начальных значений искомых величин в первом приближении. В этом же блоке происходит вычисление площадей поверхности теплообмена всех элементов (подогревателя F_p и теплоутилизатора F_t) и расчет эквивалентных диаметров проходных сечений теплообменников. В первом приближении задается максимально низкая конечная температура дымовых газов на выходе из конденсатора t_0 (близкая к 0°C для отрицательных температур воздуха).

Блок 2 предназначен для расчета состава дымовых газов G_s , G_w и определения ожидаемого расхода конденсата G_k [68,69]. Для проведения дальнейших расчетов, исходя из скоростей газовых потоков, задается значение коэффициента теплопередачи k_{tp} подогревателя ТО в первом приближении, которое далее будет уточняться методом простых итераций.

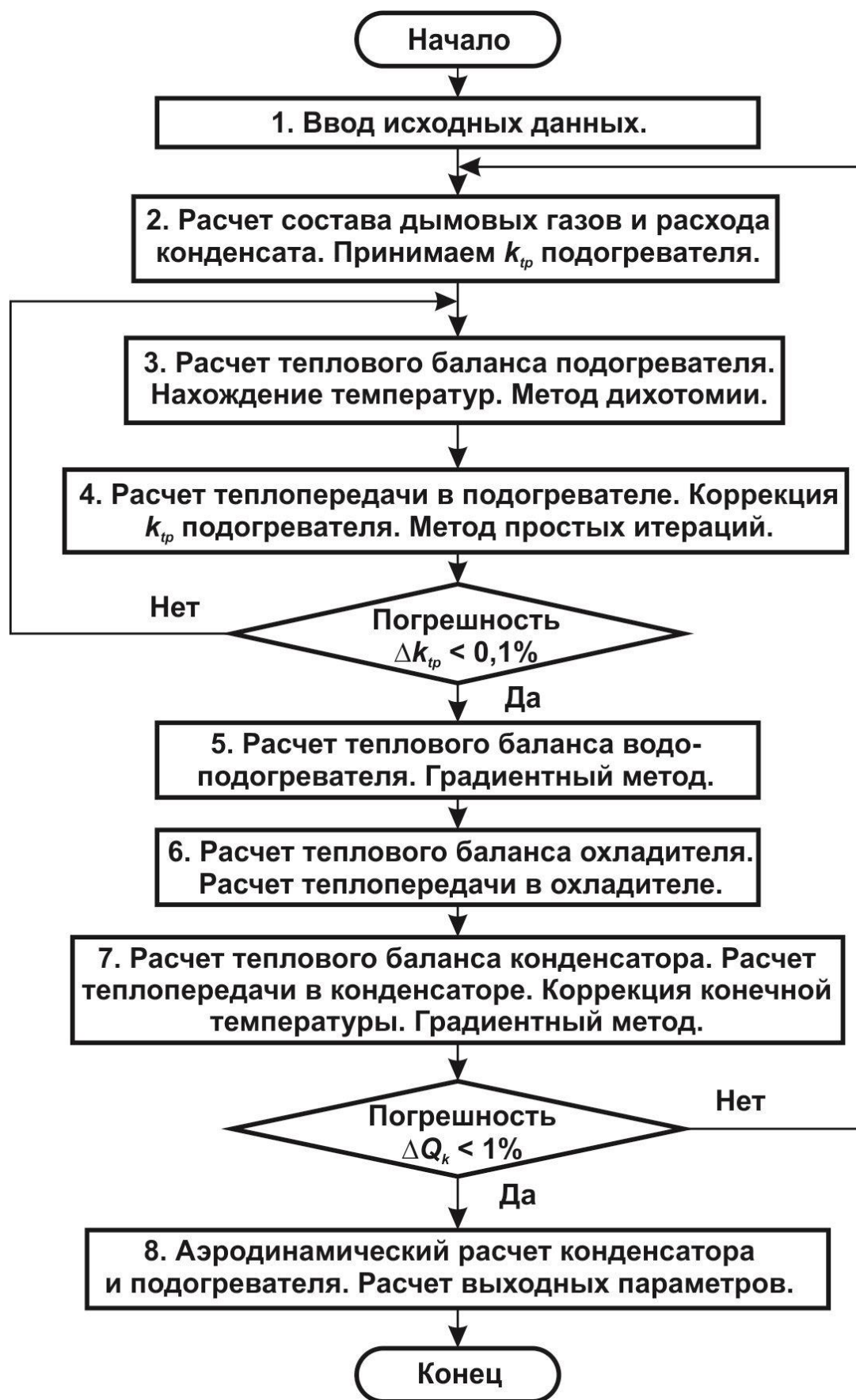


Рисунок 4.2. Блок-схема алгоритма расчета установки по глубокой утилизации тепла дымовых газов.

В блоке 3 рассчитывается тепловой баланс подогревателя по уравнениям [70-75]:

$$Q_p = F_p \cdot k_{tp} \cdot \Delta t_p ;$$

$$Q_p = (G_s \cdot c_{ps} + G_w \cdot c_{pw}) \cdot (t_g - t_2) ;$$

$$G_p = G_w - G_k ;$$

$$Q_p = (G_s \cdot c_{ps} + G_p \cdot c_{pw}) \cdot (t_4 - t_3) ,$$

где Q_p – тепловая мощность подогревателя, G_p – массовый расход остаточных водяных паров в уходящих газах, c_{ps} и c_{pw} – теплоемкости сухих дымовых газов и водяных паров, а Δt_p – температурный напор подогревателя. Температурный напор задается в первом приближении и сводится методом половинного деления (дихотомии).

В блоке 4 проводится расчет теплопередачи подогревателя и вычисляется уточненное значение (очередное приближение) коэффициента теплопередачи k_{tp}

$$k_{tp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (4.1)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде; δ_{cm} , λ_{cm} – толщина и коэффициент теплопроводности стенки.

Для воздушного потока, как и для дымовых газов, без конденсации водяных паров при атмосферном давлении критериальное уравнение имеет вид [75]

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}, \quad \text{где число Рейнольдса } Re = w \cdot D / \nu. \quad (4.2)$$

Здесь w – скорость потока, D – эквивалентный диаметр канала и ν – кинематическая вязкость воздуха или дымовых газов. Коэффициент теплоотдачи от стенки к потоку

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / D , \quad \text{где } \lambda \text{ – коэффициент теплопроводности среды.} \quad (4.3)$$

Если относительная погрешность очередного приближения превышает 0,1%, то происходит возврат к блоку 3. В противном случае считается, что подогреватель условно рассчитан при заданной конечной температуре дымовых газов на выходе из конденсатора t_0 .

Блок 5 рассчитывает тепловой баланс водоподогревателя, при его наличии.

$$Q_{vp} = G_s \cdot c_{ps} \cdot (t_2 - t_1) + G_w \cdot h''_2 - (G_w + G_{isp}) \cdot h''_1 = G_k \cdot c_{pv} \cdot t_k - (G_k + G_{isp}) \cdot c_{pv} \cdot t_{k0}$$

Здесь t_{k0} – температура конденсата перед водоподогревателем; c_{pv} – теплоемкость воды; h''_2 , h''_1 – энтальпия насыщенных водяных паров на входе и выходе из водоподогревателя.

Методом последовательных приближений вычисляется количество нагретого G_k и испаренного G_{isp} конденсата, его установившаяся температура насыщения t_1 , корректируется влагосодержание дымовых газов. Для обеспечения сходимости цикла применен градиентный метод.

Блок 6 производит расчет теплового баланса охладителя и конденсатора для определения температур воздуха t_{gv} и t_{pv} из уравнений [76-79]

$$Q_{ox} = (G_s \cdot c_{ps} + G_w \cdot c_{pw}) \cdot (t_1 - t_{1s});$$

$$Q_{ox} = G_v \cdot c_{pair} \cdot (t_{gv} - t_{pv});$$

$$Q_k = G_s \cdot c_{ps} \cdot (t_{1s} - t_0) + G_w \cdot h''_1 - G_p \cdot h''_0 - G_k \cdot c_{pv} \cdot (t_k - t_0);$$

$$Q_k = G_v \cdot c_{pair} \cdot (t_{pv} - t_{xv}),$$

здесь Q_{ox} и Q_k тепловая мощность сухой и конденсационной зоны теплоутилизатора, G_v – массовый расход воздуха, c_{pair} – теплоемкость воздуха, t_{pv} – температура воздуха на выходе из конденсационной зоны, h''_1 , h''_0 – энтальпия насыщенных водяных паров на входе и выходе из конденсационной зоны.

Далее из уравнений теплопередачи (4.1, 4.2, 4.3) находится коэффициент теплопередачи охладителя k_{tox} и вычисляется площадь сухой зоны при ее наличии

$$F_{ox} = Q_{ox} / (k_{tox} \cdot \Delta t_{ox}).$$

Тогда конденсационная площадь теплоутилизатора $F_k = F_t - F_{ox}$.

При этом если в схеме есть водоподогреватель, то сухая зона отсутствует и

$$t_1 = t_{1s}, \quad t_{gv} = t_{pv}, \quad F_{ox} = Q_{ox} = 0.$$

В блоке 7 проводится расчет теплопередачи конденсационной зоны. Со стороны потока воздуха коэффициент теплоотдачи вычисляется согласно уравнениям (4.2, 4.3). Как уже упоминалось (в разделе 1.2) основную сложность представляет определение коэффициента теплоотдачи от влажных дымовых газов к стенке поверхности теплообмена α_1 при конденсации находящихся в них

водяных паров. Оценка методов расчета коэффициента теплоотдачи и его влияние на общий коэффициент теплопередачи рассмотрена ниже (Раздел 4.2). Рассматриваемая модель позволяет выбирать разные методики для вычисления этого коэффициента теплоотдачи.

По результатам расчета уравнений теплообмена находится тепловая мощность конденсатора Q_k . Если она меньше той же мощности, вычисленной из балансовых уравнений, то конечная температура дымовых газов на выходе из конденсатора t_0 корректируется в сторону увеличения на $0,01^\circ\text{C}$, иначе в сторону уменьшения на ту же величину. Далее происходит возврат к блоку 2. При этом отсекается переход в отрицательные температуры с выводом сообщения о возможности замерзания конденсата при заданных параметрах. Внешний цикл заканчивается при достижении сходимости тепловой мощности в 1%. Таким образом реализуется градиентный метод, сводящий цикл. Применение других методов не позволило получить устойчивое решение из-за большой чувствительности вычисляемых значений к изменяемым параметрам.

Блок 8 завершает необходимые вычисления. Проводятся расчеты потерь давления воздуха и дымовых газов в теплообменнике и теплоутилизаторе. В этом же блоке выполняется расчет параметров основного потока, идущего в дымовую трубу после подмеса к нему осушенных дымовых газов и подогретого воздуха.

Разработанный алгоритм расчета реализован в виде программного продукта (приложения), который позволяет подобрать оптимальные геометрические параметры установок различной производительности и провести поверочные расчеты их работы. Приложение разработано в системе программирования Borland Delphi. Интерфейс приложения изображен на рисунке 4.3. Получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2016610134 «Расчет установки по глубокой утилизации тепла дымовых газов» [80] (Приложение 3).

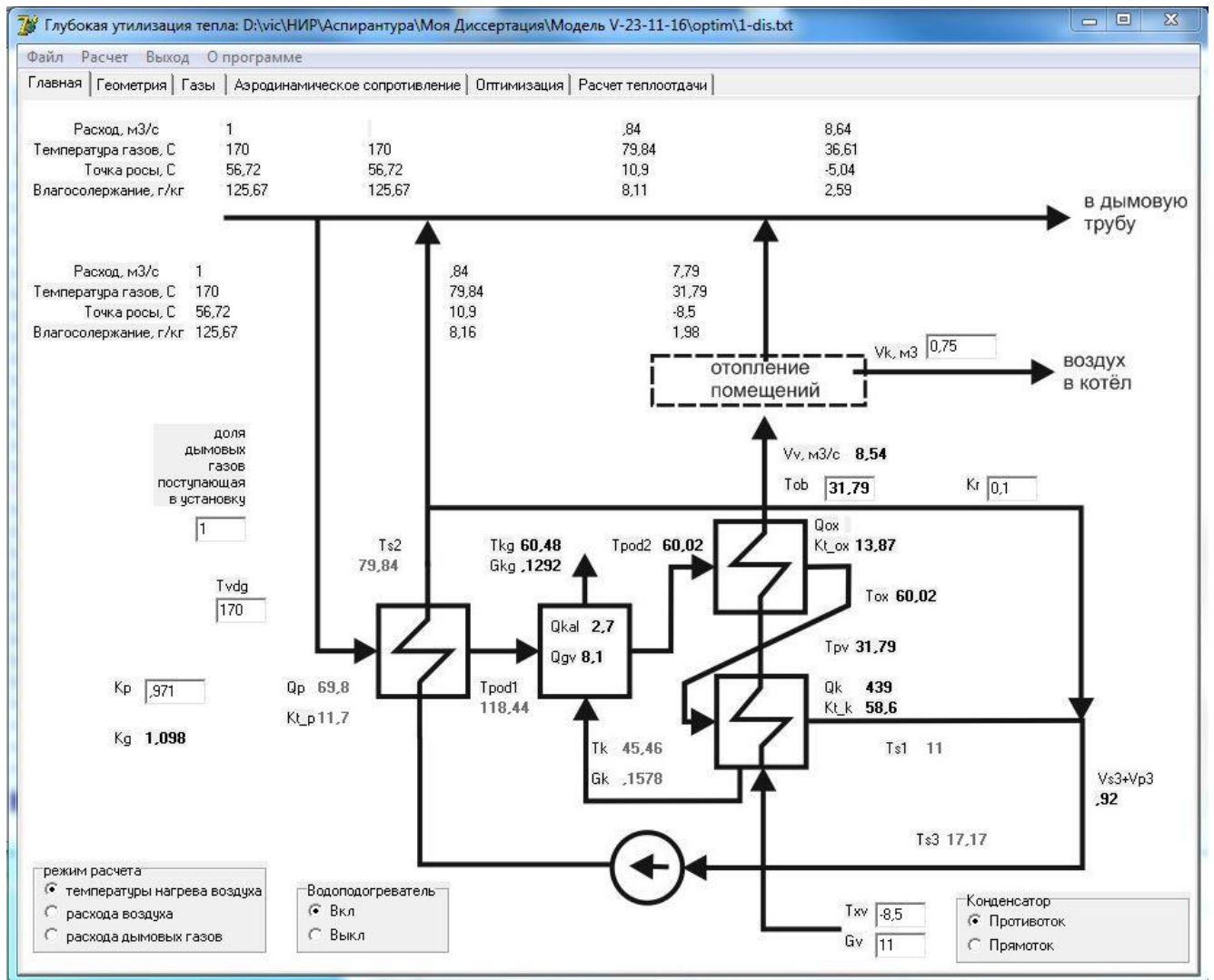


Рисунок 4.3. Интерфейс приложения «Расчет установки по глубокой утилизации тепла дымовых газов».

4.2. Оценка методов расчета коэффициента теплоотдачи и его влияние на общий коэффициент теплопередачи

Для теплообменников, в которых обе газообразные среды не претерпевают фазового перехода (нет конденсации водяных паров), коэффициенты теплоотдачи рассчитываются обычным методом [74] и зависят в основном от скоростей газов. Это справедливо для расчета коэффициента теплопередачи рекуперативного теплообменника ТО и части охлаждения ОХ теплоутилизатора. При расчете коэффициента теплопередачи конденсационной части К теплоутилизатора таким же образом рассчитывается коэффициент теплоотдачи от стенки к воздушному

потoku α_2 . Для воздушного потока при атмосферном давлении критериальное уравнение выглядит как (4.2).

Зависимость этого коэффициента теплоотдачи от скорости воздуха представлена на рисунке 4.4.

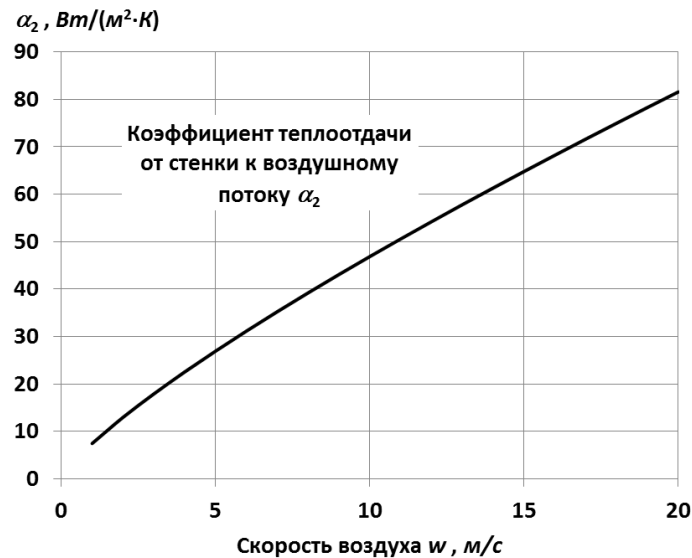


Рисунок 4.4. Зависимость от скорости воздуха коэффициента теплоотдачи от стенки к воздушному потоку α_2 .

Скорость воздуха ограничена квадратично возрастающим аэродинамическим сопротивлением воздушного тракта. Для рассматриваемых каналов потока воздуха при скорости выше 18 м/с в теплообменнике аэродинамическое сопротивление превысит 1 кПа, что нежелательно из-за характеристик вентиляторов, нагнетающих воздух.

Турбулентное движение воздушного потока начинается при скоростях свыше 3 м/с. Для приемлемой теплоотдачи скорость воздуха должна составлять 13 ÷ 18 м/с, при этом коэффициент теплоотдачи составит 57 ÷ 75 Вт/(м²·К).

Основную сложность представляет определение коэффициента теплоотдачи от влажных дымовых газов к стенке поверхности теплообмена α_1 при конденсации находящихся в них водяных паров.

Исходя из соотношения (4.1), при известном термическом сопротивлении поверхности теплообмена и коэффициенте теплоотдачи от стенки к воздушному

поток α_2 , можно оценить влияние α_1 на общий коэффициент теплопередачи k_t [58]. Зависимости показаны на рисунке 4.5.

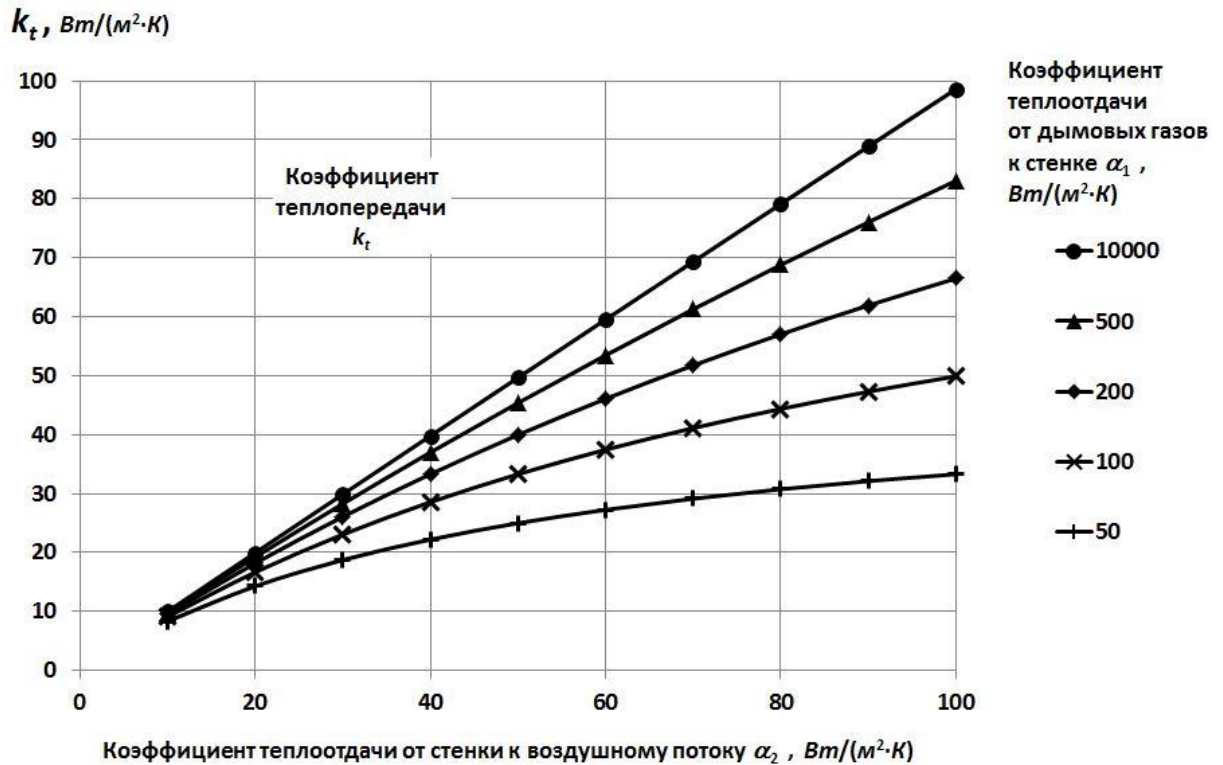


Рисунок 4.5. Влияние α_1 на коэффициент теплопередачи.

При малых значениях α_1 ($\alpha_1 \ll \alpha_2$) коэффициент теплопередачи в основном зависит от теплоотдачи со стороны конденсирующихся паров в потоке дымовых газов α_1 . При больших значениях α_1 ($\alpha_1 \gg \alpha_2$, $\alpha_1 > 500$) коэффициент теплопередачи в большей мере зависит от теплоотдачи со стороны воздуха α_2 . В рассматриваемом теплоутилизаторе α_2 не превышает $100 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$. Вследствие конденсации паров теплоотдача со стороны влажных дымовых газов гораздо выше, если обеспечивается турбулентный режим.

Известны работы Бермана Л.Д. [81] по изучению конденсации пара из парогазовой смеси.

Моделированием такого процесса занимаются, как отмечалось ранее, несколько научных школ. Одной из последних фундаментальных работ является докторская диссертация А.Б. Горяева (МЭИ) [30-31], в которой задача описывается системой дифференциальных уравнений и решается аналитическими и численными методами. Применение таких методик особенно важно для расчета

теплоутилизаторов использующих нагрев воды, так как в этом случае точность вычисления теплоотдачи со стороны влажных дымовых газов определяет точность вычисления общего коэффициента теплопередачи [82-88].

Использование этой методики для расчета теплоутилизатора с нагревом воздуха оказывается не вполне оправданным из-за сложности и необходимости использования специализированных программных средств. Некоторые другие авторы используют подобные подходы к разработке методик расчета теплоутилизаторов [89-93].

При проектировании теплоутилизаторов для расчета теплопередачи удобнее использовать критериальные уравнения, основанные на принципе подобия.

Одна из таких методик разработана в работах Самарском государственном техническом университете под руководством профессора А.А. Кудинова [94-97]. Эта методика основана на обработке экспериментальных данных при испытании действующих теплоутилизаторов. Для выведенного по принципу подобия критериального уравнения были рассчитаны соответствующие коэффициенты

$$Nu = 4,55 \cdot Re^{0,315} \cdot K^{0,388} \cdot Pr^{2/3}, \quad \alpha = Nu \cdot \lambda / D.$$

Здесь Nu – критерий Нуссельта $Nu = \alpha \cdot D / \lambda$;

Re – критерий Рейнольдса $Re = v \cdot D / \nu$;

Pr – критерий Прандтля $Pr = \nu / a$;

K – критерий орошения $K = W \cdot D / \mu$.

Критериальное уравнение получено при $875 \leq Re \leq 3500$; $0,55 \leq K \leq 1,0$; $0,5 \leq Pr \leq 1,0$. Данная методика разработана для расчета теплоутилизаторов с оребренными трубками и не предполагает позонный расчет с выделением сухих зон.

Другая методика предложена учеными МЭИ для расчета теплоутилизаторов с оребренными трубками при интенсификации теплообмена впрыском воды (Ю.А. Кузма-Кичта, Д.Ю. Бухонов) [24-26]. Эта методика тоже не предполагает позонный расчет с выделением сухих зон, так как сухая зона отсутствует благодаря впрыску воды. Основные уравнения приведены ниже.

$$\alpha_{cm} = 0,56 \cdot \bar{\alpha}_n \cdot \varepsilon^{0,0032 \cdot G_n - 0,4007}$$

$$\bar{\alpha}_n = 19 \cdot \Pi^{0,1} \cdot \alpha_{Nu}^{0,5} \cdot \left(\frac{2 \cdot l}{\lambda_k} \right)^{-0,5} \cdot \bar{s}^{0,15}$$

$$\Pi = (\rho_n \cdot \omega_n^2) / (\rho_k \cdot g \cdot 2 \cdot l)$$

$$\alpha_{Nu} = 0,725 \cdot \left(\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k^2 \cdot r \cdot g}{\mu_k \cdot \Delta t_{n-c} \cdot g \cdot 2 \cdot l} \right)^{0,25}$$

Где α_{cm} – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, $Вт/(м^2 \cdot К)$; G_n – удельная паровая нагрузка конденсатора, $кг/(м^2 \cdot ч)$; $\bar{\alpha}_n$ – средний коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого водяного пар, $Вт/(м^2 \cdot К)$; ρ_n – плотность пара, $кг/м^3$; ω_n – скорость пара, $м/с$; λ_k , ρ_k , μ_k – теплопроводность, плотность и коэффициент динамической вязкости конденсата, $Вт/(м^2 \cdot К)$, $кг/м^3$, $(Н \cdot с)/м^2$; r – скрытая теплота парообразования (конденсации), $Дж/кг$; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; Δt_{n-c} – температурный напор пар – стенка, $К$; $s = f / F$, f – площадь проходного сечения для пара, $м^2$; F – площадь поверхности теплообмена пластины, $м^2$, l – зазор между пластинами для прохода газов, ε – содержание неконденсируемых газов.

Наиболее близкая к рассматриваемому теплоутилизатору методика расчета описана сотрудниками Харьковского политехнического института А.В. Ефимовым и Л.В. Гончаренко [40]. Предполагается расчет с выделением сухой и конденсационной зоны теплоутилизатора, нагревающего воздух. Основные уравнения для конденсационной зоны приведены ниже.

Для определения коэффициента теплоотдачи от газов к поверхности пленки конденсата α_Γ используется критериальное уравнение

$$\bar{Nu}_\Gamma = 0,032 \cdot (1 + 0,011 \cdot \Pi_w) \cdot Re_\Gamma^{0,73} \cdot Pr^{0,43}, \quad \Pi_w = \frac{Q_k \cdot d_\varepsilon}{F_k \cdot \mu_\Gamma \cdot r},$$

где Q_k – тепловая мощность конденсационной зоны, d_ε – эквивалентный диаметр канала; F_k – площадь поверхности теплообмена в конденсационной зоне; μ_Γ – динамический коэффициент вязкости парогазовой смеси, r – удельная теплота парообразования и конденсации.

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатной пленки к стенке определяется по формуле $\alpha_{пл} = C_w \cdot \alpha_n$.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации медленно движущегося пара, который определяется по формуле

$$\alpha_n = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot r}{\mu_k \cdot L_{np} \cdot \Delta t_{n.c}}},$$

где ρ_k , λ_k , μ_k – плотность, коэффициент теплопроводности и коэффициент динамической вязкости конденсата; L_{np} – приведенная длина канала; $\Delta t_{n.c}$ – температурный напор «пар – стенка», g – ускорение свободного падения.

Учет эффекта движения парогазовой смеси осуществляется в соответствии с уравнениями

$$C_w = 28,3 \cdot \Pi_d^{0,08} (\alpha_n \cdot d_3 / \lambda_k)^{-0,5} \quad \Pi_d = \frac{w_c^2 \cdot \rho_\Gamma}{g \cdot d_3 \cdot \rho_k},$$

где w_c – скорость движения газов на входе в конденсационную зону.

Результирующий коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности теплообмена α_1 находится из соотношения

$$\frac{1}{\alpha_1} = \frac{1}{\beta_p \cdot (r + c_{pk} \Delta t_\Gamma) \cdot \frac{p_\Pi - p_{\Gamma p}}{t_\Gamma^{cp} - t_{\Gamma p}} + \alpha_\Gamma} + \frac{1}{\alpha_{пл}}.$$

Здесь β_p – коэффициент массоотдачи.

Рассчитанные по этим методикам коэффициенты теплоотдачи от парогазовой среды к стенке показали весьма большие расхождения. Однако, согласно анализу зависимостей по рисунку 4.4 при больших значениях α_1 общий коэффициент теплопередачи k_t в основном определяется значением α_2 и не это приводит к большим погрешностям.

При определенном коэффициенте теплоотдачи от стенки к воздушному потоку $\alpha_2 = 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ возможны два предельных случая: коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующихся паров имеет такое же значение и на порядок большее значение. Реальное значение коэффициента теплоотдачи лежит

между ними. В первом случае общий коэффициент теплопередачи k_t будет около $40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, во втором около $73 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Как видно разброс значений α_1 составляет 300%, а для k_t уже не превышает 30%.

Таким образом, при выбранных параметрах потоков воздуха и дымовых газов, если коэффициент теплоотдачи от влажных дымовых газов к стенке поверхности теплообмена α_1 превышает $200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, то определяющее влияние на общий коэффициент теплопередачи k_t оказывает коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху α_2 .

Предложенный в диссертации алгоритм расчета теплообмена в теплоутилизаторе построен на определении коэффициента теплопередачи через расчет теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке, охлаждаемой с другой стороны воздухом. Коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке α_1 по выбору пользователя может вычисляться по различным методикам.

4.3. Выводы по главе 4

1. Алгоритм расчета поверхностного пластинчатого конденсационного теплоутилизатора, использующего воздух в качестве нагреваемой среды, содержит необходимые балансовые уравнения и уравнения теплопередачи с возможностью выбора различных методик расчета. Решения систем уравнений сводятся численными методами, обеспечивающими приемлемую точность результата.
2. Определяющее влияние на коэффициент теплопередачи в газоздушном теплообменнике при подогреве воздуха теплом дымовых газов с конденсацией водяных паров оказывает коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху α_2 .
3. Программный продукт, реализующий алгоритм расчета, позволяет проектировать установки на различную производительность, проводить поверочные расчеты и подбирать оптимальную конструкцию. Приложение будет полезно проектным организациям энергетической отрасли.

ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АДЕКВАТНОСТИ АЛГОРИТМА РАСЧЕТА

5.1. Исследования на лабораторной установке

Экспериментальные исследования процессов теплообмена при конденсации водяных паров из смеси газов лежат в основе многих методик расчета коэффициента теплоотдачи. Основным недостатком таких методик является ограничение области их применения. Выведенные зависимости можно применять для определенных типов поверхности теплообмена и в рамках исследованных диапазонов изменения параметров теплоносителей. Методики, разработанные для проектирования теплоутилизаторов с оребренными [98] или гадкими трубками [99] могут оказаться неприменимыми для плоской поверхности теплообмена.

Для проверки адекватности математической модели необходимо экспериментальное подтверждение правильности вычисления коэффициента теплопередачи при конденсации водяных паров. В силу недостатка экспериментальных данных для конденсационных поверхностных пластинчатых теплообменников поставлена задача – провести серию экспериментов по конденсации водяных паров на вертикальной поверхности теплообмена при нисходящем движении парогазовой смеси на лабораторной установке при близких параметрах скорости и влажности потока [100-101]. Целью экспериментов является определение коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к вертикальной поверхности теплообмена при конденсации на ней водяных паров. Схема экспериментальной установки приведена на рисунке 5.1. В качестве парогазовой смеси использован нагнетаемый вентилятором F поток воздуха, увлажненный водяным паром, поступающим в камеру смешения C из электрического парогенератора SG . Влагосодержание полученной смеси рассчитывается исходя из влагосодержания исходного воздуха и количества испаренной воды в парогенераторе. Паровоздушная смесь подается в вертикальный теплообменник H , содержащий газовый канал прямоугольного сечения 10×2 см, окруженный охлаждающим водяным каналом. Длина

если $F = F(x_1, x_2 \dots x_n)$ то $\Delta F = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\Delta x_i \cdot \frac{\partial F}{\partial x_i} \right)^2}$. (5.1)

Начальные параметры воздуха измерялись психрометрическим гигрометром по показаниям сухого и мокрого термометра при скорости аспирации 0,1 м/с. Термометры с ценой деления 0,2°С обеспечили относительную погрешность измерения температур 0,2% и относительную погрешность косвенного измерения влагосодержания воздуха 2,8% согласно соотношениям по ГОСТ 8.524-85. Скорость потока и расход воздуха рассчитывались по значениям динамического давления измеренного дифференциальным микроманометром МКВ-250-0,02, имеющим класс точности 0,02. Использовалась трубка Пито для измерения полного давления. Относительная погрешность косвенных измерений малых скоростей воздуха составила 10%.

Количество подмешанного к воздуху пара определялось количеством испаренной в электрическом парогенераторе воды, как $G_p = U \cdot I \cdot R$ (кг/с), где R – удельная теплота парообразования (Дж/кг). Мощность электрического парогенератора регулировалась реостатом и измерялась по показаниям вольтметра и амперметра с классом точности 1,5. Относительная погрешность косвенных измерений количества испаренной воды составила 2,5%.

Массовый расход пара в паровоздушной смеси на входе в теплообменник рассчитывался путем суммирования начального расхода пара, содержащегося в воздухе, и расхода пара из парогенератора. Относительная погрешность вычисления начального влагосодержания смеси составила менее 9%. Температура смеси измерялась встроенным в поток термометром с погрешностью измерения 0,5°С. Средняя скорость потока смеси в канале теплообменника вычислялась как отношение объемного расхода к площади поперечного сечения канала. Относительная погрешность вычисления скорости составила менее 7%.

Влагосодержание паровоздушной смеси на выходе из теплообменника вычислялось по показаниям термометра согласно соотношению (1.1). Нужно отметить, что показания сухого и мокрого термометра были одинаковыми. Это означает, что водяные пары на выходе из теплообменника находятся в состоянии

насыщения. Относительная погрешность косвенных измерений влагосодержания не превысила 3%.

Разница влагосодержания смеси на входе и выходе из теплообменника умноженная на массовый расход сухого воздуха дает теоретический расход полученного конденсата. Фактический расход конденсата измерялся весовым методом: отношение массы собранного конденсата за время опыта на его продолжительность. Относительная погрешность определения расхода конденсата не превысила 22%.

Со стороны воды параметры потока измерялись встроенными в поток термометрами с погрешностью измерения $0,5^{\circ}\text{C}$. Расход воды первоначально измерялся водосчетчиком, однако, в силу большой его погрешности (10%), расход был уточнен весовым методом как отношение массы воды к времени опыта. Относительная погрешность определения расхода воды не превысила 0,1%.

Из уравнений теплового баланса была найдена тепловая мощность теплообменника с относительной погрешностью до 32%.

Общий коэффициент теплопередачи k находится по уравнению теплопередачи (3.8). Коэффициент теплоотдачи α_2 от поверхности теплообмена к воде вычисляется хорошо известными методами [70-74]. Коэффициент теплоотдачи α_1 от парогазовой смеси к поверхности теплообмена вычисляется при известном термическом сопротивлении стенки δ/λ и коэффициенте теплоотдачи от нее к воде α_2 из уравнения (4.1). Относительная погрешность определения α_2 составила $20\div 40\%$. Большая погрешность обусловлена значительным количеством расчетных формул при определении конечного значения и, как следствие, набегающей погрешностью вычислений.

Прежде всего были проведены опыты без добавления пара к потоку воздуха. Определенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке хорошо согласовался с расчетами по критериальному уравнению (4.2).

При добавлении к воздуху пара и возникновении процесса его конденсации на поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи возрастал в несколько раз. Результаты экспериментов приведены в таблицах 5.1 – 5.4. Скорость потока

смеси в канале менялась от 1,8 до 3,7 м/с. Начальное влагосодержание смеси менялось от 0,01 до 0,2 кг/кг.с.г.

Таблица 5.1. Результаты экспериментов при скорости смеси в канале $1,8 \pm 0,1$ м/с.

Начальное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,011 $\pm 0,0007$	0,034 $\pm 0,002$	0,058 $\pm 0,004$	0,098 $\pm 0,007$	0,133 $\pm 0,008$	0,21 $\pm 0,02$
Температура смеси на входе в теплообменник, °С	26 $\pm 0,5$	38,5 $\pm 0,5$	50 $\pm 0,5$	59 $\pm 0,5$	64 $\pm 0,5$	69 $\pm 0,5$
Температура смеси на выходе из теплообменника, °С	17 $\pm 0,5$	27 $\pm 0,5$	34 $\pm 0,5$	42 $\pm 0,5$	45 $\pm 0,5$	49 $\pm 0,5$
Конечное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,011 $\pm 0,0007$	0,023 $\pm 0,001$	0,035 $\pm 0,001$	0,056 $\pm 0,002$	0,066 $\pm 0,002$	0,083 $\pm 0,003$
Расход конденсата, мг/с	0	44 ± 10	86 ± 16	147 ± 27	218 ± 30	368 ± 70
Общий коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	12 ± 8	29 ± 9	34 ± 9	45 ± 10	62 ± 10	100 ± 19
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 , Вт/(м ² ·К)	135 ± 1	172 ± 1	188 $\pm 1,1$	204 $\pm 1,2$	217 $\pm 1,3$	236 $\pm 1,4$
Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке α_1 , Вт/(м ² ·К)	13 ± 9	34 ± 12	42 ± 12	58 ± 17	87 ± 14	174 ± 70

Далее исследовалось влияние скорости потока на значение коэффициента теплоотдачи. Скорость потока менялась от 1,8 до 3,7 м/с.

Таблица 5.2. Результаты экспериментов при скорости смеси в канале $2,7 \pm 0,1$ м/с.

Начальное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,025 $\pm 0,001$	0,040 $\pm 0,002$	0,062 $\pm 0,002$	0,081 $\pm 0,003$	0,106 $\pm 0,004$	0,130 $\pm 0,005$
Температура смеси на входе в теплообменник, °С	33,5 $\pm 0,5$	41,5 $\pm 0,5$	49 $\pm 0,5$	54 $\pm 0,5$	58 $\pm 0,5$	60 $\pm 0,5$
Температура смеси на выходе из теплообменника, °С	25 $\pm 0,5$	31 $\pm 0,5$	36,5 $\pm 0,5$	40,5 $\pm 0,5$	44 $\pm 0,5$	46 $\pm 0,5$
Конечное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,020 $\pm 0,001$	0,029 $\pm 0,001$	0,040 $\pm 0,002$	0,051 $\pm 0,002$	0,062 $\pm 0,002$	0,070 $\pm 0,002$
Расход конденсата, мг/с	31 ± 10	62 ± 10	123 ± 16	163 ± 20	229 ± 20	298 ± 30
Общий коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	29 ± 10	31 ± 9	48 $\pm 9,7$	55 ± 10	71 ± 11	90 ± 12
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 , Вт/(м ² ·К)	168 ± 1	179 ± 1	198 $\pm 1,2$	207 $\pm 1,2$	218 $\pm 1,3$	227 $\pm 1,3$
Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке α_1 , Вт/(м ² ·К)	36 ± 13	38 ± 12	63 ± 16	75 ± 18	107 ± 24	150 ± 35

Таблица 5.3. Результаты экспериментов при скорости смеси в канале $3\pm 0,1$ м/с.

Начальное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,012 $\pm 0,0004$	0,025 $\pm 0,001$	0,038 $\pm 0,002$	0,061 $\pm 0,002$	0,078 $\pm 0,003$	0,114 $\pm 0,004$
Температура смеси на входе в теплообменник, °С	27 $\pm 0,5$	32,5 $\pm 0,5$	40,5 $\pm 0,5$	48 $\pm 0,5$	52 $\pm 0,5$	57 $\pm 0,5$
Температура смеси на выходе из теплообменника, °С	18 $\pm 0,5$	25 $\pm 0,5$	30 $\pm 0,5$	36 $\pm 0,5$	40 $\pm 0,5$	44 $\pm 0,5$
Конечное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,012 $\pm 0,0004$	0,020 $\pm 0,001$	0,028 $\pm 0,001$	0,039 $\pm 0,002$	0,050 $\pm 0,002$	0,062 $\pm 0,002$
Расход конденсата, мг/с	0	33 ± 10	69 ± 10	133 ± 16	169 ± 19	288 ± 26
Общий коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	17 ± 9	33 ± 10	39 ± 10	55 ± 10	60 ± 10	94 ± 12
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 , Вт/(м ² ·К)	144 ± 1	169 ± 1	183 $\pm 1,1$	200 $\pm 1,2$	207 $\pm 1,3$	226 $\pm 1,4$
Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке α_1 , Вт/(м ² ·К)	20 ± 11	42 ± 15	50 ± 15	75 ± 18	84 ± 20	163 ± 38

Таблица 5.4. Результаты экспериментов при скорости смеси в канале 3,7 м/с.

Начальное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,023 $\pm 0,001$	0,035 $\pm 0,001$	0,050 $\pm 0,002$	0,063 $\pm 0,002$	0,085 $\pm 0,002$	0,091 $\pm 0,002$
Температура смеси на входе в теплообменник, °С	32 $\pm 0,5$	39 $\pm 0,5$	45,5 $\pm 0,5$	48,5 $\pm 0,5$	53 $\pm 0,5$	53,5 $\pm 0,5$
Температура смеси на выходе из теплообменника, °С	24,5 $\pm 0,5$	30 $\pm 0,5$	35 $\pm 0,5$	37 $\pm 0,5$	41 $\pm 0,5$	42 $\pm 0,5$
Конечное влагосодержание смеси, кг/кг.с.г	0,020 $\pm 0,001$	0,028 $\pm 0,001$	0,037 $\pm 0,001$	0,042 $\pm 0,002$	0,052 $\pm 0,002$	0,056 $\pm 0,002$
Расход конденсата, мг/с	28 ± 10	57 ± 13	103 ± 16	157 ± 20	235 ± 20	263 ± 20
Общий коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	26 ± 10	29 ± 10	39 ± 10	58 ± 10	78 ± 11	88 ± 12
Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 , Вт/(м ² ·К)	163 ± 1	174 ± 1	189 $\pm 1,1$	212 $\pm 1,2$	217 $\pm 1,2$	221 $\pm 1,3$
Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке α_1 , Вт/(м ² ·К)	31 ± 14	34 ± 14	49 ± 15	81 ± 20	123 ± 27	148 ± 34

На рисунке 5.2 показаны зависимости коэффициента теплоотдачи от начальной влажности смеси при разных скоростях потока.

Полученные данные показали, что коэффициент теплопередачи k (исключая точки без конденсации водяных паров) лежит в пределах от 26 ± 10 до 100 ± 19

$Вт/(м^2 \cdot К)$ и при заданном термическом сопротивлении стенки существенно зависит не столько от скорости паровоздушной смеси, сколько от ее начальной влажности. Процесс конденсации водяных паров из смеси увеличивает коэффициент теплоотдачи от смеси к поверхности теплообмена в $1,5 \div 10$ раз. Это означает, что снижение конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи α_1 с лихвой компенсируется массообменом при конденсации водяных паров.

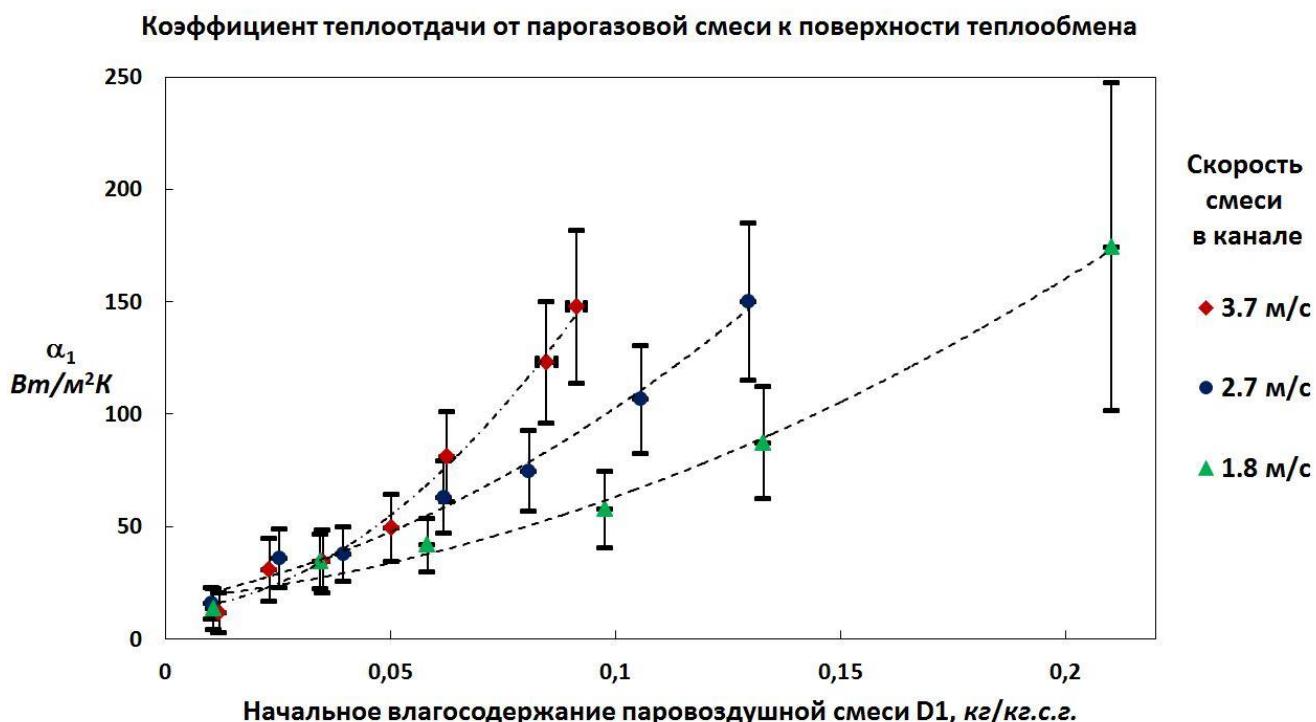


Рисунок 5.2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от начальной влажности смеси при разных скоростях потока.

5.2. Обработка результатов эксперимента

При проведении инженерных расчетов теплообменных аппаратов удобно использовать критериальные уравнения. На основе экспериментальных исследований и физических представлений известно, что коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси к поверхности теплообмена при конденсации водяных паров является функцией следующих физических величин

$$\alpha = f(D, w, \rho, \mu, \lambda, c, W),$$

где D – геометрический параметр, эквивалентный диаметр канала ($м$); w – скорость потока смеси ($м/с$); ρ, μ, λ, c – соответственно плотность ($кг/м^3$),

кинематическая вязкость (m^2/c), теплопроводность ($Bm/(m \cdot K)$) и теплоемкость паровоздушной смеси ($Дж/(кг \cdot K)$); W – плотность орошения поверхности теплообмена конденсирующимися водяными парами ($кг/(m^2 \cdot c)$).

При использовании метода анализа размерностей согласно выводам, сделанным в работах [7, 11, 95], критериальное уравнение подобия имеет вид

$$Nu = B \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot K^R . \quad (5.2)$$

Здесь Nu – критерий Нуссельта, $Nu = \alpha \cdot D / \lambda$;

Re – критерий Рейнольдса, $Re = w \cdot D / \nu$;

Pr – критерий Прандтля, $Pr = \nu / a$;

a, ν – температуропроводность и динамическая вязкость паровоздушной смеси;

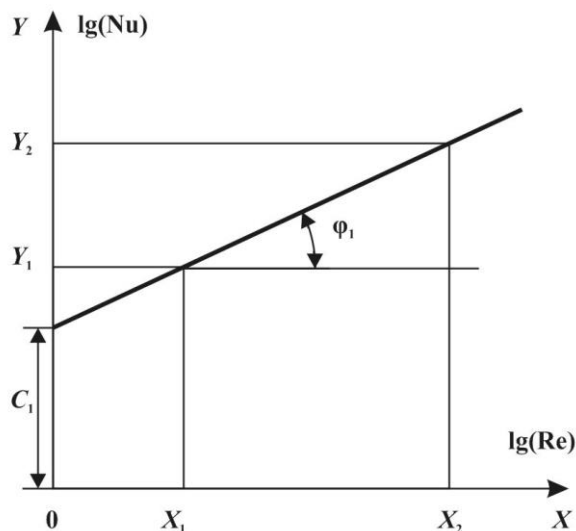
K – критерий орошения, $K = W \cdot D / \mu$;

$W = G_k / F$, G_k – расход конденсата, F – площадь теплообмена.

Определение показателей степени m, n, R и коэффициента B проводилось, опираясь на приведенные выше результаты экспериментов, по методике, изложенной в [11]. Логарифмируя уравнение (5.2), получаем

$$\lg(Nu) = \lg(B \cdot Pr^n \cdot K^R) + m \cdot \lg(Re).$$

Если обозначить $Y = \lg(Nu)$, $X = \lg(Re)$ и $C_1 = \lg(B \cdot Pr^n \cdot K^R)$ то из уравнения $Y = C + m \cdot X$ можно найти m как тангенс угла наклона этой прямой к оси абсцисс (Рисунок 5.3). Результаты сведены в таблицу 5.5.



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

Рисунок 5.3. Зависимость $\lg(Nu)$ от $\lg(Re)$.

Таблица 5.5. Результаты вычислений для нахождения показателя m , значения приведены для критерия орошения $K = 1,5$.

Скорость паровоздушной смеси w , м/с	1,8	2,8	3	3,7
Средняя температура смеси, °С	54	49	47	45
Кинематическая вязкость $\nu \times 10^{-6}$, м ² /с	17,45	16,97	16,78	16,59
Теплопроводность λ , Вт/(м·К)	0,0259	0,0256	0,0254	0,0253
Re	3404	5444	5899	7358
lg(Re)	3,532	3,736	3,771	3,867
Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м ² ·К)	80	91	102	102
Nu	102	118	133	132
lg(Nu)	2,007	2,070	2,124	2,122

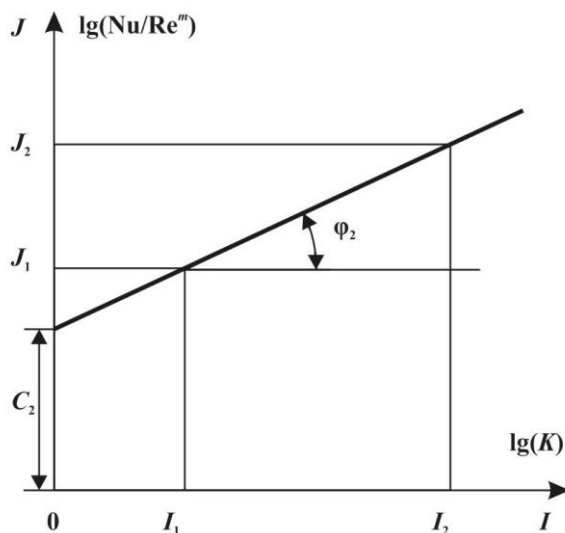
$$m = \frac{2,122 - 2,007}{3,867 - 3,532} = 0,34.$$

Для определения показателя R уравнение (5.2) записывается в виде

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Re}^m} = (B \cdot \text{Pr}^n) \cdot K^R, \quad \lg\left(\frac{\text{Nu}}{\text{Re}^m}\right) = \lg(B \cdot \text{Pr}^n) + R \cdot \lg(K).$$

Если обозначить $J = \lg\left(\frac{\text{Nu}}{\text{Re}^m}\right)$, $I = \lg(K)$ и $C_2 = \lg(B \cdot \text{Pr}^n)$, то из уравнения

$J = C + R \cdot I$ можно найти R как тангенс угла наклона этой прямой к оси абсцисс (Рисунок 5.4). Результаты сведены в таблицу 5.6.



$$R = \text{tg}(\varphi_2) = \frac{J_2 - J_1}{I_2 - I_1}$$

Рисунок 5.4. Зависимость $\lg(\text{Nu}/\text{Re}^m)$ от $\lg(K)$.

Таблица 5.6. Результаты вычислений для нахождения показателя R , значения приведены для скорости потока паровоздушной смеси $w = 2,7$ м/с.

Плотность орошения $W, \text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	0,13	0,26	0,515	0,682	0,956	1,244
Средняя температура смеси, °С	29	36	43	47	51	53
Re	5498	5498	5498	5498	5498	5498
Re^m	18,69	18,69	18,69	18,69	18,69	18,69
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	35,7	37,8	63,1	74,8	106,6	150
Теплопроводность $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	0,024	0,025	0,025	0,025	0,026	0,026
Nu	48,7	50,5	82,6	97,1	136,8	191,1
Nu/Re^m	2,61	2,70	4,42	5,20	7,32	10,22
$\lg(\text{Nu}/\text{Re}^m)$	0,416	0,432	0,646	0,716	0,864	1,009
Динамическая вязкость $\mu \times 10^{-6}, \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$	17,24	17,52	17,79	18,02	18,20	18,29
Критерий орошения K	0,248	0,490	0,956	1,251	1,733	2,245
$\lg(K)$	-0,605	-0,310	-0,020	0,097	0,239	0,351
Pr	0,6508	0,6619	0,6739	0,6879	0,6958	0,7038

$$R = \frac{1,009 - 0,416}{0,351 - (-0,605)} = 1,14$$

Показатель степени при критерии Прандтля n принимается равным $2/3$ исходя из соображений его слабо меняющегося значения в рассматриваемом диапазоне температур и согласно рекомендациям предшествующих исследований и публикаций [1, 7, 11, 13].

Уравнение (5.1) приобрело вид

$$\text{Nu} = B \cdot \text{Re}^{0,34} \cdot \text{Pr}^{2/3} \cdot K^{1,14}$$

Для нахождения B запишем его в виде

$$B = \frac{\text{Nu}}{\text{Re}^{0,34} \cdot \text{Pr}^{2/3} \cdot K^{1,14}}$$

Значения критериев принимаем из таблицы 5.6

$$B = \frac{82,6}{5498^{0,34} \cdot 0,6739^{2/3} \cdot 0,956^{1,14}} = 5,9$$

Нужно отметить, что при выборе разных столбцов таблицы 5.6 коэффициент B меняет значения от 5,9 до 4,9. Выбираем среднее значение $B = 5,4$.

Таким образом, критериальное уравнение (5.1) имеет окончательный вид

$$Nu = 5,4 \cdot Re^{0,34} \cdot Pr^{2/3} \cdot K^{1,14}. \quad (5.3)$$

Критериальное уравнение получено при $3400 \leq Re \leq 7350$; $0,8 \leq K \leq 2,7$; $0,6 \leq Pr \leq 0,7$.

Сравнение значений коэффициента теплоотдачи α_1 вычисленных по критериальному уравнению (5.3) и полученных экспериментально показано в таблице 5.7 и на рисунке 5.5.

Таблица 5.7. Сравнение расчетных значений коэффициента теплоотдачи α_1 ($Вт/(м^2К)$) с экспериментальными данными.

№	w , м/с	W , г/(м ² ·с)	Re	K	По расчету α_1	По эксперименту $\alpha_{1э}$	Относительная погрешность, %
1	3,7	0,430	7453	0,802	51	49±15	3,0
2	3,7	0,658	7453	1,219	83	81±20	2,5
3	3,7	0,979	7453	1,793	132	123±27	6,6
4	3,7	1,096	7453	2,007	150	148±34	1,4
5	2,7	0,683	5498	1,251	79	75±18	5,0
6	2,7	0,956	5498	1,733	116	107±24	8,5
7	2,7	1,244	5498	2,245	158	150±35	5,2
8	1,8	0,611	3471	1,109	60	58±17	3,6
9	1,8	0,909	3471	1,634	95	87±25	7,8
10	1,8	1,534	3471	2,728	173	174±70	0,6

Полученное критериальное уравнение позволяет вычислять коэффициент теплоотдачи с относительной погрешностью менее 10% при указанных выше условиях.

Проведенные эксперименты подтверждают, что в конденсационной зоне теплоутилизатора с вертикальной плоской поверхностью теплообмена коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности теплообмена α_1 будет много больше, чем от поверхности к потоку воздуха α_2 . Это означает, что общий коэффициент теплопередачи k будет в основном определяться последним α_2 .

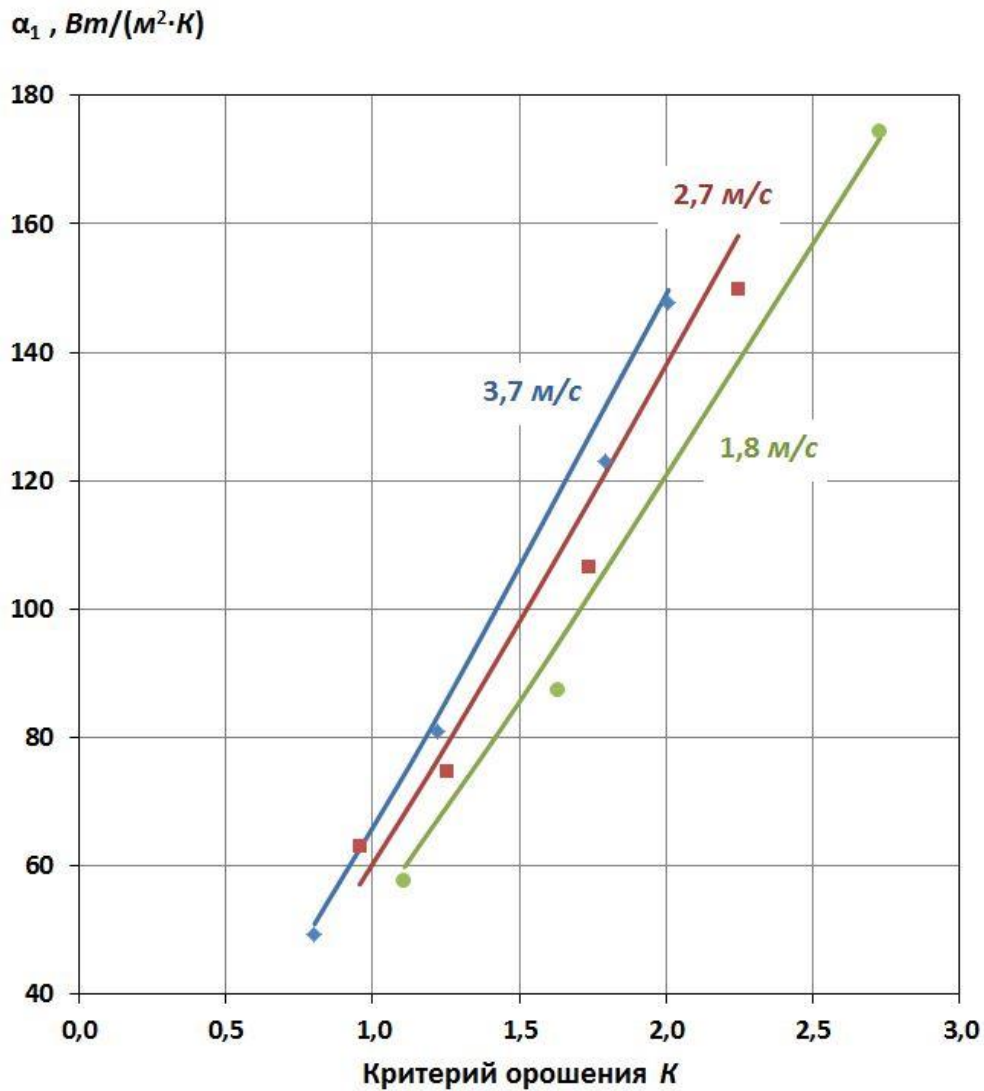


Рисунок 5.5. Сравнение расчетных зависимостей коэффициента теплоотдачи с экспериментально полученными точками.

Недостатком проведенных экспериментов являлась недостаточная мощность парогенератора не позволившая получить большие значения влагосодержания исходной паровоздушной смеси при высоких скоростях входного потока. Уточнение расчетных зависимостей процесса теплообмена требует модернизацию лабораторной установки и проведение дополнительных экспериментов.

5.3. Исследования на экспериментальной установке Томской ТЭЦ-3

На базе Томской ТЭЦ-3 была создана экспериментальная установка, реализующая предлагаемую технологию глубокой утилизации тепла дымовых

газов [102]. Установка создавалась с целью проверки работоспособности технологии, определения параметров потоков теплоносителей и изучения возможных путей совершенствования, как самой технологии, так и конструкций ее элементов [103]. Внешний вид установки показан на рисунке 5.6.



Рисунок 5.6. Экспериментальная установка на Томской ТЭЦ-3.

К особенностям реализации экспериментальной установки относится то, что ее расположение в котельном цехе позволило использовать для утилизации тепла дымовые газы не из основного дымохода, а из технологического дымохода линии рециркуляции. Это обусловило другие параметры исходных дымовых газов – более низкой температуры и повышенного коэффициента избытка воздуха. Из-за присосов воздуха коэффициент избытка воздуха в потоке дымовых газов оказался равным 2,1. Соответственно снизилось влагосодержание и температура точки росы водяных паров.

Проведена серия из пяти экспериментов, каждый длительностью от 30 до 50 минут, с целью опытного определения коэффициента теплопередачи и коэффициентов теплоотдачи. Измерялись входные и выходные параметры потоков воздуха, дымовых газов и полученного конденсата.

Измерения производились в установившемся режиме, проводилось 10 измерений каждого параметра, вычислялось среднее значение и случайная погрешность измерений при доверительной вероятности 0,95. Коэффициент

Стьюдента принят 2,262. Погрешность косвенных измерений вычислялась согласно соотношению (5.1).

Температуры измерялись ртутными термометрами, встроенными в установку с погрешностью измерения $0,5^{\circ}\text{C}$. Случайная погрешность измерений составила 3%. Скорость потоков воздуха и дымовых газов измерялась при помощи крыльчатого анемометра АТТ-1002-К2 с относительной погрешностью 5%, расходы потоков вычислялись исходя из площади проходного сечения. Состав дымовых газов измерялся штатным газоанализатором ТЭЦ-3 марки АГМ-510, относительная погрешность измерений которого составляет 5%. Расход конденсата измерялся весовым методом, случайная погрешность измерений составила 3%.

Проводился расчет общего коэффициента теплопередачи по балансовым уравнениям и известной площади теплообмена. Погрешность определения коэффициента теплопередачи в этой серии опытов лежит в пределах 15%.

По результатам экспериментов был получен коэффициент теплопередачи

$$k_t = 62 \pm 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообмена к воздуху вычислялся по соотношениям (4.2, 4.3). На основании расчетов по опытными данным он составил

$$\alpha_2 = 82 \pm 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Зная термическое сопротивление стенки можно определить коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке по уравнению (4.1). Последний с учетом погрешности оказался равным

$$\alpha_1 = 251 \pm 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

В таблице 5.8 приведены результаты обработки проведенных экспериментов в сравнении с результатами расчетов процесса теплообмена в конденсаторе по алгоритму расчета установки. Исходными данными для расчета являлись параметры проведения эксперимента и геометрические характеристики площадей теплообмена экспериментальной установки.

В программу была заложена геометрия экспериментальной установки и исходные параметры дымовых газов и воздуха, соответствующие условиям эксперимента. В таблице эти параметры отмечены звездочкой *.

Таблица 5.8. Сравнение результатов эксперимента с расчетами в программном продукте.

Наименование величины	Средние значения по опытам	Расчетные значения по программе	Относительная погрешность %
*Коэффициент избытка воздуха α	2,1±0,1	2,1	
*Температура воздуха на входе в конденсатор $t_{xv}, ^\circ\text{C}$	3,8±0,5	3,8	
Температура воздуха на выходе из конденсатора $t_{gv}, ^\circ\text{C}$	29±0,5	25,1	13,4
*Температура дымовых газов на входе в конденсатор $t_1, ^\circ\text{C}$	56,5±0,5	56,5	
Температура дымовых газов на выходе из конденсатора $t_0, ^\circ\text{C}$	37±1	36	2,7
*Исходное влагосодержание дымовых газов $d_1, \text{г/кг с.г.}$	74,4±4	74,4	
Конечное влагосодержание дымовых газов $d_0, \text{г/кг с.г.}$	36,5±3	38,7	6
*Объемный расход дымовых газов $V_0, \text{м}^3/\text{с}$	0,1±0,005	0,1	
Теоретический расход конденсата $G_k, \text{кг/с}$	0,0046 ±0,0005	0,0042	8,7
*Объемный расход воздуха $V_v, \text{м}^3/\text{с}$	0,49±0,02	0,49	
Тепловая мощность теплоутилизатора $Q_{tv}, \text{кВт}$	13,0±1,5	13,4	3,1
Температурный напор $\Delta t, ^\circ\text{C}$	30,3±1	31,8	5
Коэффициент теплопередачи $k_t, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	61,8±9	58,8	4,9

Экспериментальная установка на Томской ТЭЦ-3 подтвердила эффективность предложенной технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха.

Расхождения значений, полученных по модели и по результатам эксперимента, составили не более 15%.

На основе проведенных экспериментов были внесены корректирующие изменения в технологию и конструкцию элементов установки.

5.4. Выводы по главе 5

1. Эксперименты, проведенные на лабораторной установке показали, что коэффициент теплоотдачи от воздуха к вертикальной плоской поверхности теплообмена хорошо согласовался с расчетами по известным критериальным уравнениям. При добавлении к воздуху пара и возникновением конденсации коэффициент теплоотдачи возрастал в $1,5 \div 10$ раз. Погрешность полученных значений коэффициента теплоотдачи составила $18 \div 40\%$.
2. Проведенные эксперименты подтверждают, что в конденсационной зоне теплоутилизатора коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности теплообмена α_1 будет много больше, чем от поверхности к потоку воздуха α_2 . Это означает, что общий коэффициент теплопередачи k будет в основном определяться последним α_2 .
3. Обработка экспериментальных данных позволила получить критериальное уравнение для нахождения коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к поверхности теплообмена α_1 при конденсации водяных паров
$$Nu = 5,4 \cdot Re^{0,34} \cdot Pr^{2/3} \cdot K^{1,14}$$
 в диапазонах изменения параметров $3400 \leq Re \leq 7350$; $0,8 \leq K \leq 2,7$; $0,6 \leq Pr \leq 0,7$. Полученное критериальное уравнение позволяет вычислять коэффициент теплоотдачи с относительной погрешностью менее 10% при указанных выше условиях.
4. Экспериментальная установка на Томской ТЭЦ-3 подтвердила эффективность предложенной технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха и показала необходимость внесения корректирующих изменений в технологию и конструкцию элементов установки.
5. Проведенные эксперименты подтвердили адекватность алгоритма расчета установки. Расхождения значений, полученных по модели и по результатам экспериментов, составили не более 15%.

ГЛАВА 6. МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УСТАНОВОК ДЛЯ ГАЗОВЫХ КОТЛОВ РАЗНОЙ МОЩНОСТИ

6.1. Методика проектирования конденсационных поверхностных пластинчатых установок глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха

По опыту расчетов и создания конденсационных поверхностных пластинчатых установок глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха была разработана методика проектирования, включающая следующие этапы.

1. Определение исходных параметров дымовых газов. Этап включает в себя: расчет состава продуктов сгорания газообразного топлива; определение расхода дымовых газов, отбираемого на утилизацию тепла; определение расхода дутьевого воздуха.
2. Предварительный расчет конденсационной площади теплообмена с оптимизацией ожидаемой приведенной годовой прибыли от глубины утилизации (температуры охлаждения дымовых газов в конденсаторе) (Раздел 3.1).
3. Определение необходимого нагрева дымовых газов в рекуперативном теплообменнике и его площади теплообмена (Раздел 3.2).
4. Проектирование конструкции унифицированного пакета теплообмена.
 - Выбор материала, толщины и геометрии листа.
 - Выбор числа листов и зазора между ними.
5. Компоновка рекуперативного теплообменника и теплоутилизатора.
6. Проектирование конструкции контактного водоподогревателя.
7. Расчет установки, анализ результатов и коррекция конструкции элементов.

6.2. Результаты проектирования установок для больших, средних и малых газовых котлов

По предложенной методике были спроектированы оригинальные конструкции установок глубокой утилизации тепла дымовых газов на различную производительность [104]. Сравнительные характеристики установок приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1. Сравнительные характеристики спроектированных установок.

Параметры установки	Варианты проектирования установок на разную производительность						
	20	10	7	4	1	0,5	0,07
Расход дымовых газов, m^3/c	20	10	7	4	1	0,5	0,07
Температура дымовых газов t_g , °C	130	150	150	170	170	170	100
Температура точки росы водяных паров в дымовых газах, °C	56	56	56	56	56	56	56
Площадь теплообмена рекуперативного теплообменника F_p , m^2	1653	802	401	200	62	23	4
Тепловая мощность рекуперативного теплообменника Q_p , кВт	1133	586	390	241	66	28	2,5
Тепловая мощность водоподогревателя Q_6 , кВт	144	78	52	29	7	4	0,5
Площадь поверхности теплообмена теплоутилизатора F_t , m^2	4960	2480	1653	1033	236	110	18
Расход конденсата G_k , кг/с	2,5	1,3	0,9	0,5	0,12	0,06	0,01
Расход воздуха V_v , m^3/c	178	101	70	35	8	5	0,6
Нагрев воздуха от $-8,5$ до t_{gv} , °C	+26	+24	+24	+30	+34	+26	+24
Тепловая мощность теплоутилизатора, кВт	7746	4174	2920	1732	425	222	26
Температура охлаждения дымовых газов t_0 , °C	17	14	16	18	19	16	14
Температура уходящих дымовых газов t_4 , °C	72	72	70	76	84	70	50
Капитальные вложения, тыс.руб.	21820	10830	6780	4071	984	438	73
Срок окупаемости, год	1,36	1,3	1,12	1,14	1,12	1	1,3
Ожидаемое повышение КПД котла при утилизации тепла всего объема дымовых газов, %	15	16	16	17	17	17	15

Крупные установки для энергетических котлов ТЭС.

Установки на расход дымовых газов $20 \text{ м}^3/\text{с}$ применимы для энергетических котлов ТЭС. Конструктивно это самые большие установки, для утилизации тепла еще большего расхода дымовых газов можно установить несколько таких установок. Унифицированный теплообменный пакет больших установок конструируется из стандартных листов оцинкованной или нержавеющей стали размером $2500 \times 1250 \text{ мм}$ толщиной $0,5 \div 0,6 \text{ мм}$. Число листов в пакете составило 72 шт. с зазором между ними 20 мм . Такой пакет имеет площадь теплообмена $206,6 \text{ м}^2$ и весит 1203 кг (Рисунок 2.2).

Теплоутилизатор установки комплектуется из 24 унифицированных пакетов как 4 ходовой по дымовым газам. Число пакетов по сечению хода воздуха составляет 6. Общая площадь теплообмена составляет 4959 м^2 . Примерные размеры составляют: высота 9 м , длина 6 м , ширина 5 м .

Рекуперативный теплообменник комплектуется из 8 унифицированных пакетов как 4 ходовой по осушенным дымовым газам. Число пакетов по сечению хода газов составляет 2. Общая площадь теплообмена составляет 1653 м^2 . Примерные размеры: высота 6 м , длина 6 м , ширина $3,5 \text{ м}$ (Рисунок 2.3).

Требуемый расход воздуха не может быть обеспечен одним вентилятором, поэтому необходимо проектировать дополнительное сооружение – вентиляторную станцию. Исходя из номенклатуры выпускаемых вентиляторов, станция может содержать до 6 мощных вентиляторов и иметь размеры сопоставимые с размерами теплоутилизатора.

Установка дополнительного дымососа, газоходов и воздуховода к котельному цеху также требует значительной площади и подъездных путей для проезда техники.

Как правило, из-за больших размеров такие установки монтируются вне котельного цеха между ним и дымовой трубой в непосредственной близости к внешним дымоходам и стеной котельного цеха. Монтаж установки требует проектирования фундамента и внешнего корпуса, возможно из сэндвич панелей.

Капитальные вложения для создания таких установок превышают 20 млн.руб., однако срок их окупаемости не превышает 1,5 года, точнее 1,5 отопительных периода.

При расчете прибыли бралось во внимание только снижение расхода топлива. На самом деле экономический эффект ожидается выше за счет использования полученного конденсата в технологическом процессе и гораздо более надежной работы дымовой трубы при отсутствии конденсации в ней водяных паров.

К особенностям установок для энергетических котлов ТЭС следует отнести то, что они используют только часть расхода дымовых газов. Проведенные балансовые расчеты показали, что достаточно использовать для утилизации всего четверть или пятую часть расхода дымовых газов. При этом подогретого воздуха хватит для дутья в котел и отопления помещений. Избыток воздуха из отапливаемых помещений отводится в дымовую трубу, повышая надежность ее работы.

Примером реализации такой установки может служить проект для Томской ТЭЦ-3 (Приложение 4). Общая компоновка установки показана на рисунке 6.1. Проект завершен, сдан заказчику и одобрен в ПАО «Интер РАО». Строительство и монтаж установки ожидает своего финансирования. Проект получил высокую оценку на конкурсах международных выставок.

- Золотая медаль (Приложение 5). Международная выставка-конгресс «Высокие технологии. Инновации. Инвестиции (Hi-Tech'2012)» (Санкт-Петербург, 13-15 марта 2012 года).
- Серебряная медаль (Приложение 6). Международная промышленная выставка-форум «Развитие инфраструктуры Сибири - IDES / СИБПОЛИТЕХ» (Новосибирск, Россия, 16-19 октября 2012).
- Золотая медаль. Межрегиональная специализированная выставка «Энергосбережение. Энергетика. Электротехника – 2012» (г. Томск, 14-16 ноября 2012 года).

- Золотая медаль (Приложение 7). Международный форум и выставка «Высокие технологии XXI века» (Москва, 25-26 апреля 2013 года).

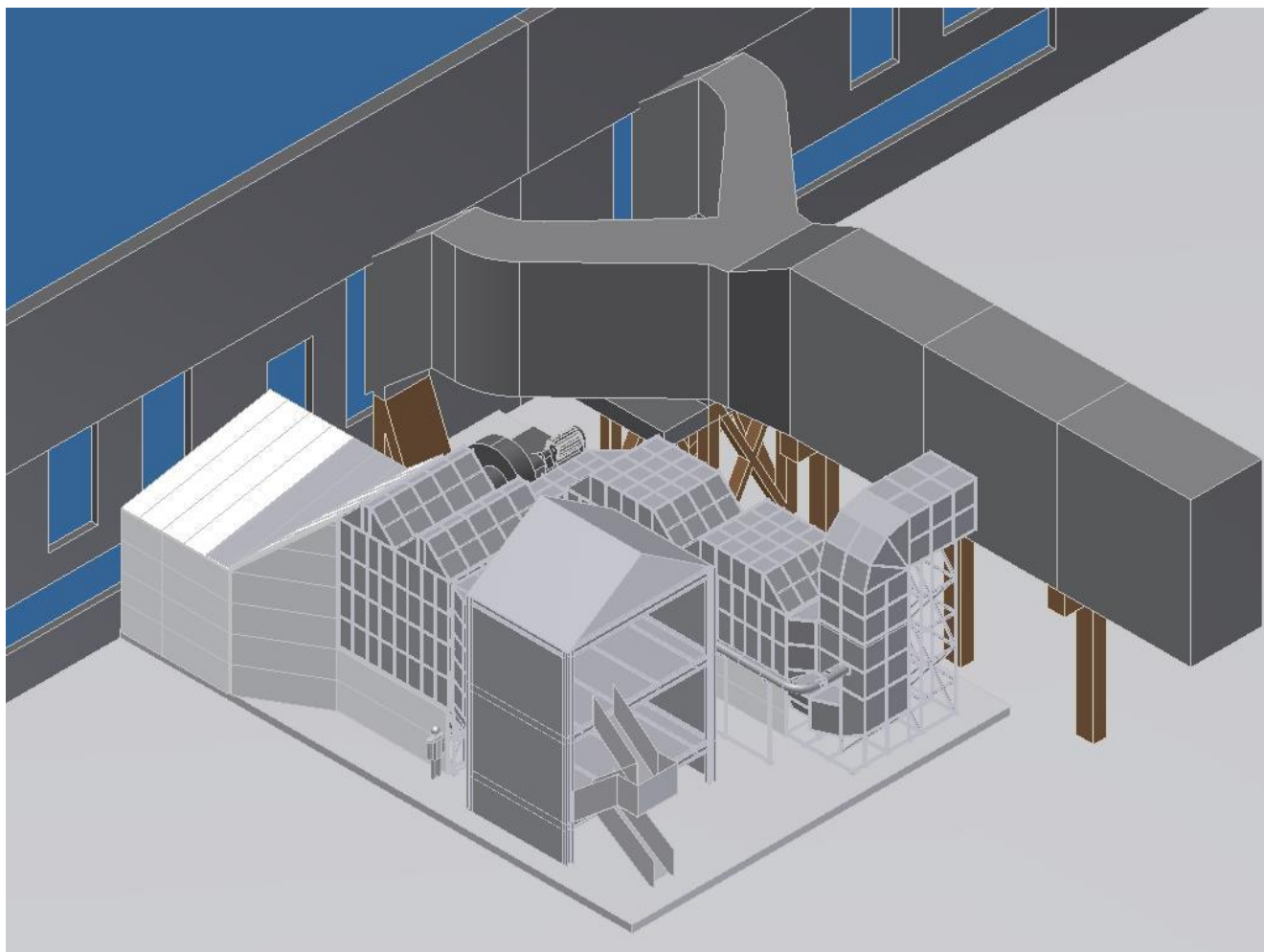


Рисунок 6.1. Проект промышленной установки для Томской ТЭЦ-3.

Установки средней мощности.

Установки средней мощности рассчитаны на расход дымовых газов $5\div 10$ m^3/c . Могут применяться для районных котельных или ТЭЦ при крупных промышленных предприятиях. Установки могут быть спроектированы для утилизации тепла полного или частичного расхода дымовых газов котлов мощностью $10\div 40$ $MВт$, например таких как:

- Котёл водогрейный KB-ГМ-30-150.
- Котёл водогрейный VITOMAX 200-LW.
- Котёл паровой KE-25-14-270ГМ.
- Котёл паровой BOSCH Universal ZFR.

К особенностям котлов такой мощности следует отнести то, что они имеют температуру уходящих дымовых газов выше, чем большие энергетические котлы.

Примером реализации может служить инициативный проект установки для котельной Томского завода железобетонных конструкций ЖБК-100. В котельной работает несколько котлов общей тепловой мощностью 20 *MВт*. Расчетный объем дымовых газов составляет 7 m^3/c . Температура уходящих дымовых газов 150°C.

Унифицированный теплообменный пакет для теплоутилизатора выбран тот же, что и для больших установок.

Теплоутилизатор установки комплектуется из 8 пакетов как 4 ходовой по дымовым газам. Число пакетов по сечению хода воздуха составляет 2. Общая площадь теплообмена составляет 1653 m^2 . Примерные размеры составляют: высота 6 м, длина 6 м, ширина 3,5 м.

Пакет для рекуперативного теплообменника – вдвое меньше по высоте, конструируется из половины стандартного листа оцинкованной или нержавеющей стали размером 1250×1250 мм толщиной 0,5÷0,6 мм. Число листов в пакете составило 72 шт. с зазором между ними 20 мм. Пакет имеет площадь теплообмена 100,3 m^2 и весит 600 кг.

Рекуперативный теплообменник комплектуется из 4 пакетов как 4 ходовой по осушенным дымовым газам. Общая площадь теплообмена составляет 401 m^2 . Примерные размеры: высота 4,5 м, длина 6 м, ширина 1,5 м.

Установка включает в свой состав дополнительный дымосос и вентиляторную станцию. Общие размеры установки так же велики и требуют размещения вне котельного цеха на дополнительно спроектированном фундаменте. Примерная компоновка установки показана на рисунке 6.2.

Основной особенностью рассматриваемой установки является использование для утилизации тепла всего расхода дымовых газов. Это обусловлено тем, что технологический процесс производства на предприятии способен потребить большой расход воздуха на отопление.

Расчетный расход подогретого воздуха составляет $70 \text{ м}^3/\text{с}$. Из них на процесс горения в котлах требуется $6 \text{ м}^3/\text{с}$. Воздушное отопление более эффективно, по сравнению с водяным, в складских помещениях, например в складах металлоконструкций и арматуры. В основных цехах бетонного производства, в силу особенностей технологического процесса, повышенная влажность воздуха. Здесь так же предпочтительно отопление сухим теплым воздухом.

Капитальные вложения для создания установки составили 6,8 млн.руб., срок окупаемости не превышает 1,2 отопительных периода.

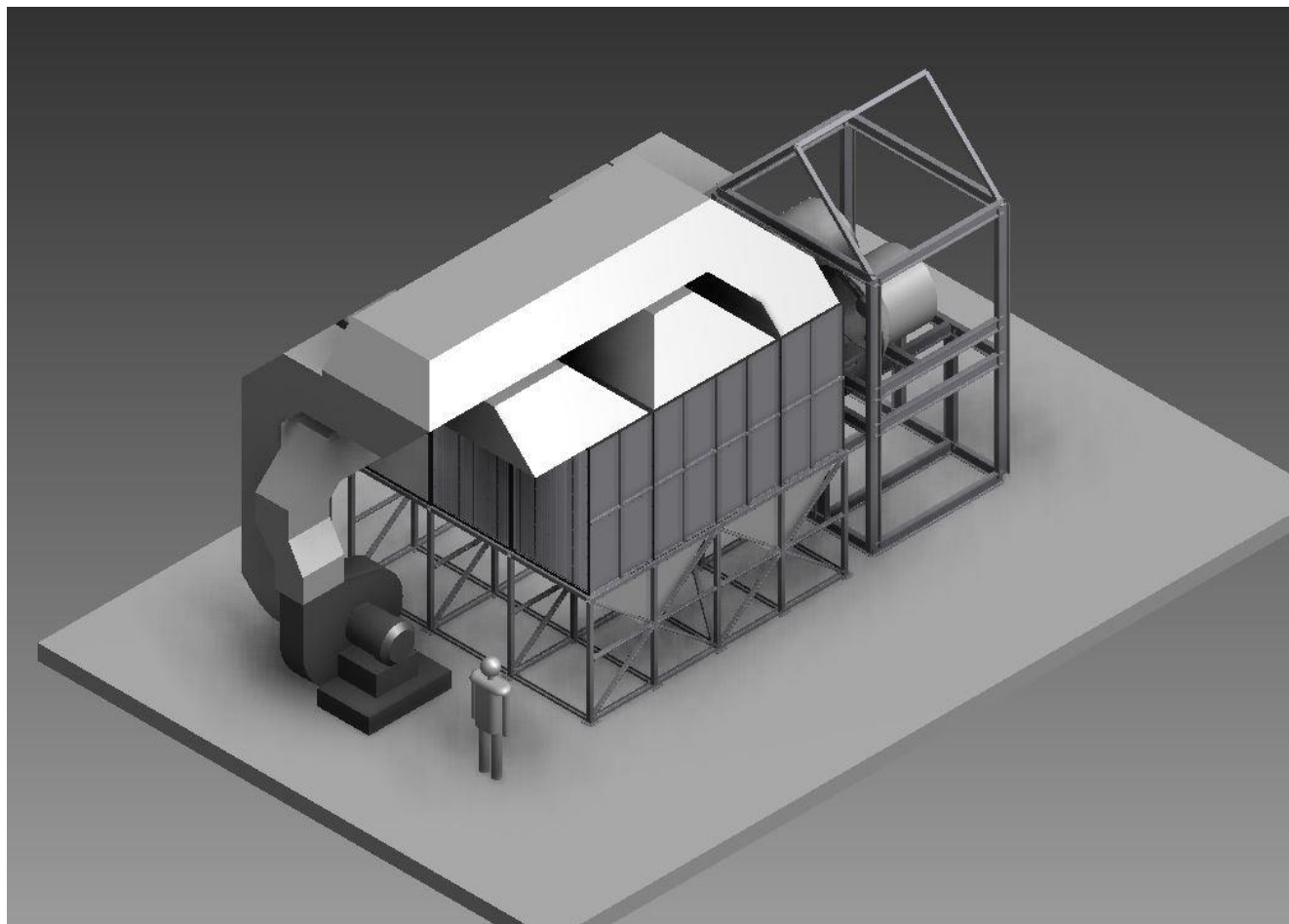


Рисунок 6.2. Проект установки средней мощности на расход дымовых газов $7 \text{ м}^3/\text{с}$.

Установки малой мощности.

Установки малой мощности рассчитаны на расход дымовых газов $0,5 \div 4 \text{ м}^3/\text{с}$. Могут применяться для локальных водогрейных и паровых котельных при промышленных предприятиях. Установки могут быть спроектированы для утилизации тепла полного или частичного расхода дымовых газов котлов мощностью $1 \div 10 \text{ МВт}$, например таких как:

- Водогрейный газовый котел КВа 2,5.
- Водогрейные котлы Alphatherm серии ALPHA E.
- Отопительный Котел Buderus Logano S825L / S825L LN.
- Водогрейные котлы типа КСВ.
- Котлы водогрейные ТЕРМОТЕХНИК ТТ100.
- Котлы газовые водогрейные RS-D2000.
- Водогрейные газовые котлы КВГН.

К особенностям котлов малой мощности следует отнести высокую температуру уходящих дымовых газов $160 \div 200^\circ\text{C}$.

Примером реализации может служить инициативный проект установки для котельной Томского электромеханического завода. В котельной работает несколько котлов общей тепловой мощностью 3 МВт . Расчетный объем дымовых газов составляет $1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Унифицированный теплообменный пакет для теплоутилизатора конструируется из листа оцинкованной или нержавеющей стали размером $1200 \times 600 \text{ мм}$ толщиной $0,5 \text{ мм}$. Число листов в пакете составило 72 шт. с зазором между ними 10 мм . Пакет имеет площадь теплообмена $47,2 \text{ м}^2$.

Теплоутилизатор установки комплектуется из 4 пакетов как 5 ходовой по дымовым газам. Общая площадь теплообмена составляет 236 м^2 . Примерные размеры составляют: высота $1,8 \text{ м}$, длина 3 м , ширина 1 м .

Пакет для рекуперативного теплообменника конструируется из листа оцинкованной стали размером $600 \times 600 \text{ мм}$ толщиной $0,5 \text{ мм}$. Число листов в пакете составило 48 шт. с зазором между ними 10 мм . Пакет имеет площадь теплообмена $15,6 \text{ м}^2$.

Рекуперативный теплообменник комплектуется из 4 пакетов как 4 ходовой по осушенным дымовым газам. Общая площадь теплообмена составляет $62,3 \text{ м}^2$. Примерные размеры: высота 1,8 м, длина 3 м, ширина 0,5 м.

Установка включает в свой состав вентилятор в качестве дополнительного дымососа и вентилятор для подачи воздуха. Общие размеры и вес установки позволяют ее размещение в котельном цехе без проектирования отдельного помещения и фундамента, однако возможно размещение и вне котельного цеха. Примерная компоновка установки показана на рисунке 6.3.

Расчетный расход подогретого воздуха составляет $8 \text{ м}^3/\text{с}$. Из них на процесс горения требуется $0,8 \text{ м}^3/\text{с}$. Предложено применить воздушное отопление в складских помещениях и основных цехах механического производства, расположенных в непосредственной близости к котельной.

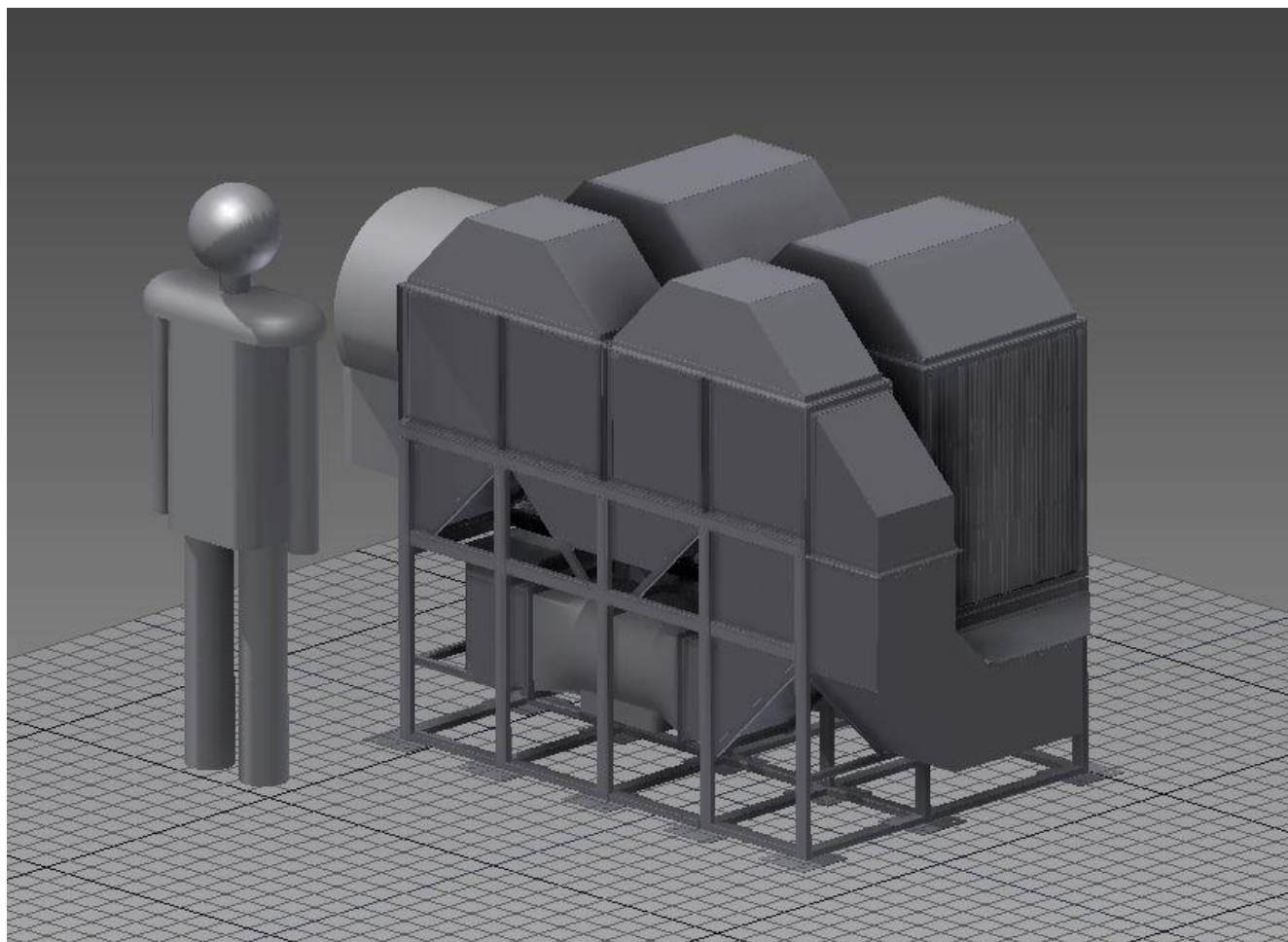


Рисунок 6.3. Проект установки малой мощности на расход дымовых газов $1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Основной особенностью рассматриваемой установки является ее мобильность и возможность размещения на имеющихся площадях заказчика. Монтаж такой установки не требует сложной погрузочно-разгрузочной техники и может быть произведен имеющимися средствами. Применение серийно выпускаемых промышленностью вентиляторов вместо дымососа значительно снижает стоимость установки.

Капитальные вложения для создания установки составили 732 тыс.руб., срок окупаемости не превышает 1,2 отопительных периода.

Установка минимальной мощности.

С целью демонстрации эффективности предложенной технологии и проведения лабораторных исследований была спроектирована установка минимальной мощности, рассчитанная на расход дымовых газов $0,07 \text{ м}^3/\text{с}$.

Расчетная мощность установки составила 26 кВт . Габариты и вес установки позволяют ее использовать в настольном и переносном варианте. Примерная компоновка установки показана на рисунке 6.4. Капитальные вложения для создания установки составили 73 тыс.руб. В ближайшее время планируется ее изготовление.

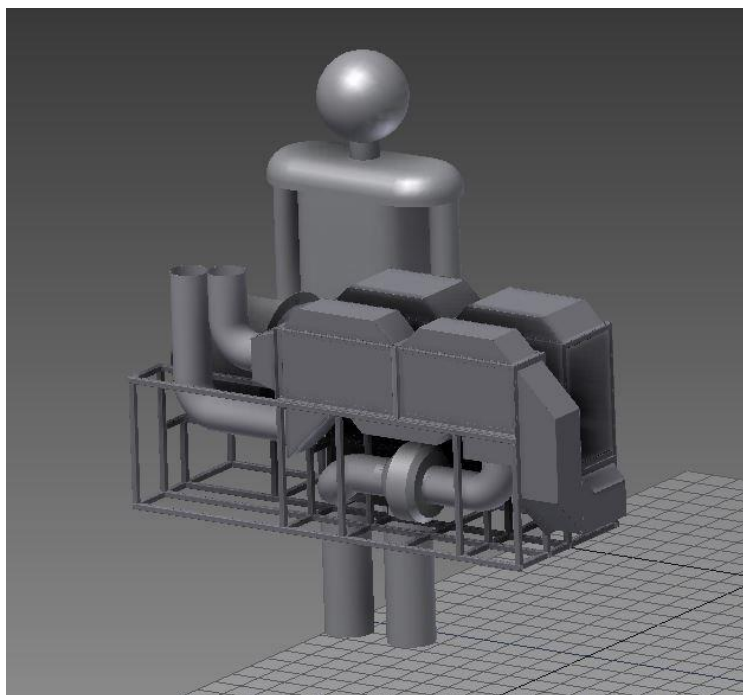


Рисунок 6.4. Проект мобильной установки минимальной мощности.

6.3. Выводы по главе 6

1. Разработана методика проектирования конденсационных поверхностных пластинчатых установок глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха.
2. По разработанной методике спроектированы оригинальные конструкции установок, повышающие эффективность использования топлива газовых котлов (при утилизации тепла всего объема дымовых газов) на 15% и имеющие срок окупаемости не более 1,5 лет.
3. Определены сферы применения установок различной мощности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана новая технология утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды, способная повысить коэффициент использования топлива на $15\div 17\%$. Максимальная эффективность достигается для газовых котельных или ТЭЦ, размещенных на территории промышленных предприятий, где есть возможность осуществить воздушное отопление производственных цехов, при этом утилизируется весь объем дымовых газов.
2. Разработан алгоритм и программный продукт оптимизации и расчета установок, позволяющие определить конечную температуру охлаждения дымовых газов, на которую следует проектировать теплоутилизационную установку для получения максимальной ожидаемой приведенной годовой прибыли энергопредприятия от ее внедрения, проектировать установки на различную производительность, проводить поверочные расчеты и подбирать оптимальную конструкцию. Полученные данные доказывают перспективность Центрального и Северо-западного регионов для проектирования и применения установок глубокой утилизации тепла. Значения оптимальной конечной температуры охлаждения дымовых газов составляют от 14 до 16°C , срок окупаемости $1,7\div 1,75$ года.
3. Получены новые экспериментальные и расчетные данные, подтверждающие адекватность алгоритма расчета установок. Получено критериальное уравнение подобия для нахождения коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности теплообмена при конденсации водяных паров в пластинчатых теплоутилизаторах с относительной погрешностью менее 10% в диапазонах $3400 \leq Re \leq 7350$; $0,8 \leq K \leq 2,7$; $0,6 \leq Pr \leq 0,7$.
4. По предложенной методике разработаны оригинальные конструкции установок для большой и малой энергетики. В климатических и экономических условиях г. Томска они повышают эффективность использования топлива газовых котлов на 15% при утилизации тепла всего объема дымовых газов и имеют срок окупаемости не более $1,5$ лет.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аронов, И.З.** Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных / И.З. Аронов. – Москва: Энергия, 1967. – 192 с.
2. **Энергетическое топливо СССР:** (ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий газ): справочник / И.И. Матвеева, Н.В. Новицкий, В.С. Вдовченко и др. – М.: Энергия, 1979. – 128 с.
3. **Стырикович, М.А.** Парогенераторы электростанций: учебное пособие / М.А. Стырикович, К.Я. Катковская, Е.П. Серов. – М.: Энергия, 1966. – 384 с.
4. **Методические указания** по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газоходов котлов: МУ 34-70-118-84 (РД 34.26.105-84). – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986. – 12 с.
5. **Павлов, Д.А.** Особенности использования продуктов сгорания природного газа / Д.А. Павлов, М.А. Кочева // Современные наукоемкие технологии. – 2014. – №5–1. – С. 181.
6. **Шадек, Е.Г.** Оценка эффективности глубокой утилизации тепла продуктов сгорания котлов электростанций / Е.Г. Шадек // Энергосбережение. – 2016. – №2. – С. 62–80.
7. **Кудинов, А.А.** Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А.А. Кудинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2000. – 139 с.
8. **Рыжкин, В.Я.** Тепловые электрические станции : учебник для вузов / В.Я. Рыжкин; под ред. В. Я. Гиршфельда. – 4-е изд. – М.: АРИС, 2014. – 328 с.: ил.
9. **Бурцев, С.И.** Влажный воздух. Состав и свойства: учеб. пособие / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. – СПб.: СПбГАХПТ, 1998. – 146 с.
10. **Сычев, В.В.** Термодинамические свойства воздуха / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный. – ГСССД. Серия монографии. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 276 с.
11. **Кудинов, А.А.** Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина. – М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.
12. **Беспалов, В.В.** Технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов / В.В. Беспалов // Энергетика Татарстана. – 2015. – №2(38). – С. 32–36.

13. **Аронов, И.З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З. Аронов. – Изд. 2. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.
14. **А. с. 1086296 СССР, МПК F22 В1/18.** Котельная установка / Г.А. Пресич, И.З. Аронов. – №3535763/24–06 ; заявл. 10.01.83 ; опубл. 15.04.84, Бюл. № 14. – 3с. : ил.
15. **Свиридов, Н.Ф.** Установка утилизации тепла дымовых газов / Н.Ф. Свиридов, Р.Н. Свиридов, И.Н. Ивуков, Б.Л. Терк // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 8. – С.29–31.
16. **Галустов, В.С.** Утилизация теплоты дымовых газов / В.С. Галустов // Энергия и менеджмент (Минск). – 2004. – №6. – С.44.
17. **Пат. 2193727 Российская Федерация, МПК F22В1/18, F24Н1/10.** Установка для утилизации тепла дымовых газов / Кудинов А.А., Солюков Д.А. – №2001110984/06 ; заявл. 20.04.2001 ; опубл. 27.11.2002, Бюл. №32. – 2с. : ил.
18. **Пат. 2193728 Российская Федерация, МПК F22В1/18, F24Н1/10.** Способ работы установки для утилизации тепла дымовых газов / Кудинов А.А., Солюков Д.А. – №2001110985/06 ; заявл. 20.04.2001 ; опубл. 27.11.2002, Бюл. №32. – 2с. : ил.
19. **Пат. 2323384 Российская Федерация, МПК F22В1/18.** Теплоутилизатор / С.Л. Торопов – №2006131240/06 ; заявл. 30.08.2006 ; опубл. 27.04.2008, Бюл. №12. – 8с. : ил.
20. **Луннинг, Б.** Использование конденсерной технологии для повышения эффективности использования топлива в котлах сжигающих нефтепродукты / Б. Луннинг, И.Л. Ионкин, А.В. Рагуткин, П.М. Сверчков, Ю.В. Проскурин // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2014. – №2(14). – С.47–52.
21. **Ионкин, И.Л.** Влияние конденсационного утилизатора на работу паровых и водогрейных газовых котлов / И.Л. Ионкин, А.В. Рагуткин, П.В. Росляков, В.М. Супранов, М.Н. Зайченко, Б. Луниг // Теплоэнергетика. – 2015. – №5. – С.44.
22. **Ионкин, И.Л.** Оценка эффективности рекуперации низкопотенциального тепла уходящих дымовых газов в конденсационном теплоутилизаторе при

- различных условиях работы котла и теплосети / И.Л. Ионкин, А.В. Рагуткин, Б. Луниг, М.Н. Зайченко // Теплоэнергетика. – 2016. – №6. – С.63–68.
23. **Седлов, А.С.** Получение конденсата из уходящих дымовых газов на экспериментальной установке ОАО ГРЭС-24 / А.С. Седлов, А.П. Солодов, Д.Ю. Бухонов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 5. – С. 76–77.
24. **Кузма-Кичта, Ю.А.** Интенсификация теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов / Ю.А. Кузма-Кичта, Д.Ю. Бухонов, Ю.В. Борисов // Теплоэнергетика. – 2007. – №3. – С. 39–42.
25. **Бухонов, Д.Ю.** Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.14.14 / Д.Ю. Бухонов. – М., 2007. – 17 с.
26. **Бухонов, Д.Ю.** Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа: дис... канд. тех. наук: 05.14.14 / Д.Ю. Бухонов. – М., 2007. – 137 с.
27. **Jeong, K.** Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger / Kwangkook Jeong, Michael Kessen, Harun Bilirgen, Edward Levy // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2010. – №53. – С. 2361–2368.
28. **Shi, X.** An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases / Xiaojun Shi, Defu Che, Brian Agnew, Jianmin Gao. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2011. – №54. – С. 606–615.
29. **Che, D.** Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases / Defu Che, Yaodong Da, Zhengning Zhuang. // Heat Mass Transfer. – 2005. – №41. – С. 250–256.
30. **Гаряев, А.Б.** Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов и разработка мер по повышению эффективности ее использования: автореф. дис... докт. тех. наук. – М., 2011. – 40с.
31. **Гаряев, А.Б.** Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов и разработка мер по повышению эффективности ее использования: дис... докт. тех. наук. – М., 2011. – 326с.

32. **Малявина, Е.Г.** Теплопотери здания: справочное пособие / Е.Г. Малявина. – М.:АВОК-ПРЕСС, 2007. – 144 с.
33. **СНиП 23-01-99.** Строительная климатология / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2003.
34. **Bespalov, V.V.** Using Air for Increasing the Depth of the Flue Gas Heat Recovery / V.V. Bespalov, L.A. Beljaev, D.V. Melnikov // MATEC Web of Conferences. – 2015. – №37. – 01009.
35. **Апатовский, Л.Е.** Подогрев воздуха на тепловых электростанциях / Л.Е. Апатовский, В.Н. Фомина, В.А. Халупович. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 120 с.: ил.
36. **Богословский, В.Н.** Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, В.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат. – 1985. – 367 с.: ил.
37. **Астановский, Д.Л.** Применение теплообменных аппаратов нового поколения / Д.Л. Астановский, Л.З. Астановский, М.А. Сильман // Вестник Международной академии холода. – 2010. – №3. – С.11–17.
38. **Астановский, Д.Л.** Теплообменные аппараты для компрессорных установок / Д.Л. Астановский, Л.З. Астановский, П.В. Вертелецкий, М.А. Сильман // Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – №5. – С.6–9.
39. **Астановский, Д.Л.** Использование теплообменных аппаратов новой конструкции в теплоэнергетике / Д.Л. Астановский, Л.З. Астановский // Теплоэнергетика. – 2007. – №7. С.46–51.
40. **Ефимов, А.В.** Разработка пластинчатого воздухоподогревателя конденсационного типа для теплоутилизационной системы / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // ЕНЕРГЕТИКА: економіка, технології, екологія. – 2012. – №2(31). – С.83–90.
41. **Пат. 2436011 Российская Федерация, МПК F22B 1/18.** Устройство утилизации тепла дымовых газов и способ его работы / В.И. Беспалов, В.В. Беспалов. – № 2010127110/06 ; заявл. 01.07.2010 ; опубл. 10.12.2011, Бюл. № 34. – 10с. : ил.

42. **Беспалов, В.В.** Технология осушения дымовых газов ТЭС с использованием теплоты конденсации водяных паров / В.В. Беспалов, В.И. Беспалов // Известия ТПУ. – 2010. – №4(316): Энергетика. – С. 56–59.
43. **Каменев, П.Н.** Отопление и вентиляция. Учебник для вузов, в 2-х частях. Изд. 3-е, пераб. и доп. / П.Н. Каменев, А.Н. Сканави, В.Н. Богословский, А.Г. Егиазаров, В.П. Щеглов. – М., Стройиздат, 1975. – 483 с.
44. **Тепловые** электрические станции: учебник для вузов. / В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров и др.; под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, СВ. Цанева. – 3-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с. : ил.
45. **Губин В.Е.** Использование аппарата математического моделирования при выявлении потенциала энергосбережения на примере Томской ТЭЦ-3 / В.Е. Губин [и др.] // Энергоэффективность, энергосбережение и энергетическая безопасность регионов России : VI Всероссийское совещание, 16–17 ноября 2005 г., Томск материалы докладов. – Томск: ЦНТИ, 2005. – С.47–49.
46. **Беляев Л.А.** Повышение эффективности работы тепловых электрических станций / Л.А. Беляев [и др.] // Энергоэффективность и использование возобновляемых источников энергии - основные резервы энергетической безопасности регионов России : материалы докладов VIII Всероссийского совещания, 14–16 ноября 2007 г. – Томск: Технопарк, 2007. – С.107–111
47. **Maksimov, K.A.** The choice of priority trends in the process of energy audition and technological enhancement of heat and power stations / K.A. Maksimov, V.E. Gubin, A.S. Matveev // Proceedings - 9th Russian-Korean International Symposium on Science and Technology, KORUS-2005. – №1. – P.342–343.
48. **Gubin, V.E.** The necessity of a complex approach when choosing the variants of improvement of thermal energy output schemes from heat stations / V.E. Gubin, K.A. Maksimov, A.S. Matveev // 11th International Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists; "Modern Techniques and Technologies", MTT 2005 – Proceedings. – 2005. – P.193–194.

49. **Албул, В.П.** Анализ показателей работы тепловых электрических станций / В.П. Албул, Н.В. Винниченко, С.В. Дроздов, Т.А. Степанова, В.А. Тумановский // Информационные ресурсы России. –2013. – №2. – С.2–6.
50. **Литвак, В.В.** Энергосбережение (энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях) : учебное пособие / В.В. Литвак. – Томск: STT, 2011. – 184 с.: ил.
51. **Приказ Министерства энергетики РФ** от 30 декабря 2008 г. N 323 Об утверждении порядка определения нормативов удельного расхода топлива при производстве электрической и тепловой энергии (с изменениями и дополнениями) ; опубл. 20.04.2009, Бюл. N 16.
52. **Пат. 2415336 Российская Федерация, МПК F22В 33/00.** Котельная установка / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов, С.П. Горланов. – №2009127128/06 ; заявл. 14.07.2009 ; опубл. 27.03.2011, Бюл. № 9. – 5с. : ил.
53. **Зиганшина, С.К.** Способы утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов // Электрические станции. – 2010. – №4. – С.22–27.
54. **Кочева, М.А.** Исследование опытно-промышленной установки по отбору теплоты фазового перехода продуктов сгорания природного газа: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.23.03 / Кочева Марина Алексеевна. – Нижний Новгород, 2000. – 22 с.
55. **Кочева, М.А.** Исследование опытно-промышленной установки по отбору теплоты фазового перехода продуктов сгорания природного газа: дис... канд. тех. наук: 05.23.03 / Кочева Марина Алексеевна. – Нижний Новгород, 2000. – 208 с.
56. **Ефимов, А.В.** Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, О.В. Касилов, Л.В. Гончаренко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – №3(121). – С.2–11.
57. **Xie, G.N.** Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm / G.N. Xie, B. Sunden, Q.W. Wang. // Applied Thermal Engineering. – 2008. – №28. – С. 895–906.

58. **Bespalov, V.V.** Evaluation of Heat Transfer Coefficients During the Water Vapor Condensation Contained in the Flue Gas / V.V. Bespalov, V.I. Bespalov, D.V. Melnikov // EPJ Web of Conferences. – 2016. – №110. – 01007.
59. **Барашкова, Н.К.** Оценка современной климатической составляющей хозяйственного комплекса Томской области в холодный период года / Н.К. Барашкова, М.А. Волкова, И.В. Кужевская // Вестник Томского государственного университета. – 2011. – №351. – С.163–168.
60. **Оптовые цены на газ, добываемый ОАО «Газпром»** // Официальный сайт ОАО «Газпром». – (<http://www.gazprom.ru/f/posts/98/377922/2015-06-30-ceny-krome-naselenia.pdf>)
61. **Зиганшина, С.К.** Анализ работы дымовой трубы высотой 240 метров Самарской ТЭЦ / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов, И.Н. Горбачев // Энергосбережение и водоподготовка. – 2010. – №3. – С.44–47.
62. **Кудинов, А.А.** Анализ работы дымовой трубы при глубоком охлаждении уходящих газов / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, А.В. Федотенкова // Энергетик. – 2014. – №8. – С.60–62.
63. **Пат. 2606296 Российская Федерация, МПК F22В 1/18.** Способ глубокой утилизации тепла дымовых газов / В.И. Беспалов, В.В. Беспалов. – №2015109444 /06 ; заявл. 17.03.2015 ; опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1. – 10с. : ил.
- Глава 4
64. **Беспалов, В.В.** Моделирование поверхностных конденсационных теплоутилизаторов дымовых газов для подогрева воздуха / В.В. Беспалов // Энергетика Татарстана. – 2016. – №2(42). – С.39–44.
65. **Bespalov, V.V.** Simulation of surface-type condensing units for heat recovery from the flue gas with air heating / V.V. Bespalov, L.A. Belyaev, L.S. Kuchman // MATEC Web of Conferences. – 2017. – № 91. – 01003.
66. **Самарский, А.А.** Введение в численные методы. Учебное пособие для вузов. 3-е изд., стер. / А.А. Самарский. – СПб.: Издательство «Лань», 2005. – 288 с: ил.

67. **Формалев, В.Ф.** Численные методы / В.Ф. Формалев, Д.Л. Ревизников. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 400 с.
68. **Тепловой расчет котельных агрегатов.** Нормативный метод / под ред. Н.В. Кузнецова и др. – 2-е изд., перераб. / Репринтное воспроизведение издания 1973 г. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 296 с. : ил.
69. **Григорьев, В.А.** Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
70. **Исаченко, В.П.** Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: «Энергия», 1975. – 488 с.
71. **Кутателадзе С.С.** Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
72. **Баскаков, А.П.** Теплотехника: Учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.: ил.
73. **Лондон, А.Л.** Компактные теплообменники / А.Л. Лондон, В.М. Кейс. – М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1962. – 160 с.
74. **Жукаускас, А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
75. **Барановский, Н.В.** Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
76. **Исаченко, В.П.** Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. – М.: «Энергия», 1977. – 240с. : ил.
77. **Семенюк, Л.Г.** Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л.Г. Семенюк // Промышленная энергетика. – 1987. – № 8. – С. 47–50.
78. **Гоголин, А.А.** Осушение воздуха холодильными машинами / А.А. Гоголин. – М.: Госторгиздат, 1962. – 102с.
79. **Цветков, Ф.Ф.** Тепломассообмен: Учебное пособие для вузов / Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев – 2-е изд., испр и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с., ил.

80. **Свидетельство о гос. рег. программ для ЭВМ 2016610134 Российская Федерация.** Расчет установки по глубокой утилизации тепла дымовых газов / В.В. Беспалов, В.И. Беспалов. – №2015661012 ; заявл. 16.11.2015 ; опубл. 20.02.2016, Бюл. № 2. – 1с.
81. **Берман, Л.Д.** К обобщению опытных данных по тепло-массообмену при испарении и конденсации / Л.Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1980. – №4.
82. **Гаряев, А.Б.** Моделирование процессов тепло- и массообмена в пластинчатых теплоутилизаторах перекрестного тока / А.Б. Горяев // Вестник МЭИ. – 2006. – №5. – С.106–110.
83. **Гаряев, А.Б.** Учет механизмов тепло- и массопереноса при выборе метода расчета конденсационных теплоутилизаторов / Горяев А.Б. // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – №4. – С. 35–36.
84. **Гаряев, А.Б.** Исследование распределения температур и энтальпий теплоносителей в поверхностных конденсационных утилизаторах / А.Б. Горяев // Теплоэнергетика. – 2005. – №7. – С.55–59.
85. **Дудник, Н.М.** Моделирование процесса пленочной конденсации пара из парогазовых смесей различного состава на наружной поверхности вертикальных труб теплообменного аппарата / Н.М. Дудник, А.Б. Горяев // Теплоэнергетика. – 2010. – №6. – С.63–68.
86. **Гаряев, А.Б.** Моделирование процессов тепло- и массообмена в пластинчатых теплоутилизаторах перекрестного тока / Горяев А.Б. // Вестник МЭИ. – 2006. – №5. – С. 106–111.
87. **Веринчук, Е.В.** Моделирование процессов тепло- и массопереноса в рекуперативных конденсационных теплоутилизаторах: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.14.04 / Веринчук Елена Викторовна. – М., 2004. – 20 с.
88. **Веринчук, Е.В.** Моделирование процессов тепло- и массопереноса в рекуперативных конденсационных теплоутилизаторах: дис... канд. тех. наук: 05.14.04 / Веринчук Елена Викторовна. – М., 2004. – 136 с.

89. **Черепанова, Е.В.** Охлаждение продуктов сгорания газообразного топлива в ребристых теплообменниках: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.14.04 / Черепанова Екатерина Владимировна. – Екатеринбург, 2005. – 24 с.
90. **Черепанова, Е.В.** Охлаждение продуктов сгорания газообразного топлива в ребристых теплообменниках: дис... канд. тех. наук: 05.14.04 / Черепанова Екатерина Владимировна. – Екатеринбург, 2005. – 154 с.
91. **Баскаков, А.П.** Тепломассообмен при глубоком охлаждении продуктов сгорания природного газа / А.П. Баскаков, Е.В. Ильина // Инженерно физический журнал. – 2003. – № 2. – С. 88–93.
92. **Курчев, А.О.** Моделирование тепловых процессов в регенеративных утилизаторах теплоты с фазовыми переходами в насадке: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.14.04 / Курчев Андрей Олегович. – Иваново, 2010. – 20 с.
93. **Курчев, А.О.** Моделирование тепловых процессов в регенеративных утилизаторах теплоты с фазовыми переходами в насадке: дис... канд. тех. наук: 05.14.04 / Курчев Андрей Олегович. – Иваново, 2010. – 145 с.
94. **Калмыков, М.В.** Совершенствование работы ТЭС путем снижения тепловых потерь котельных установок: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.14.14 / Калмыков Максим Витальевич. – Казань, 2004. – 16 с.
95. **Калмыков, М.В.** Совершенствование работы ТЭС путем снижения тепловых потерь котельных установок: дис... канд. тех. наук: 05.14.14 / Калмыков Максим Витальевич. – Казань, 2004. – 182 с.
96. **Зиганшина, С.К.** Совершенствование работы котельных установок ТЭС путем использования вторичных энергоресурсов: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.14.14 / Зиганшина Светлана Камиловна. – Казань, 2006. – 20 с.
97. **Зиганшина, С.К.** Совершенствование работы котельных установок ТЭС путем использования вторичных энергоресурсов: дис... канд. тех. наук: 05.14.14 / Зиганшина Светлана Камиловна. – Казань, 2006. – 199 с.
98. **Телевный, А.М.** Экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена в трубчатых оребренных теплообменных аппаратах с орошаемой

поверхностью / А.М. Телевный, А.Б. Горяев, И.В. Сынков // Энергосбережение и водоподготовка. – 2010. – № 2. – С.49–51.

99. **Тиунова, Н.В.** Теплообмен при конденсации пара из дымовых газов / Н.В. Тиунова, Ю.О. Афанасьев // Ползуновский вестник. – 2004. – №1. – С.57–62.

100. **Bespalov, V.V.** Experimental study of heat transfer from the gas-vapor mixture to the surface in rectangular channel with the water vapor condensation / V.V. Bespalov, V.I. Bespalov, D.V. Melnikov // Journal of Physics: Conference Series. – 2016. – №754. – 042002.

101. **Беспалов, В.В.** Экспериментальное исследование теплоотдачи от парогазовой смеси к пластине при конденсации водяных паров / В.В. Беспалов, В.И. Беспалов, Д.В. Мельников // Тезисы докладов Всероссийской научной конференции с элементами школы молодых ученых (19 – 25 сентября 2016 г.), Республика Крым, г. Ялта. – Новосибирск: Изд-во Института теплофизики СО РАН. – 2016. – С. 14.

102. **Беспалов, В.И.** Повышение эффективности работы ТЭС на углеводородном топливе / В.И. Беспалов, В.В. Беспалов, О.В. Ковалев, Е.А. Ревин, Р.Е. Бобер, А.Н. Ципкин // Теплофизические основы энергетических технологий: Матер. региональной научно-практ. конф. – 25–27 июня 2009 г. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – С. 154–159.

103. **Берман, С.С.** Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок / С.С. Берман. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 240 с.: ил.

104. **Беспалов, В.В.** Технология и проект установки по осушению дымовых газов ТЭС с использованием теплоты конденсации водяных паров / В.В. Беспалов, В.И. Беспалов // Повышение эффективности энергетического оборудования: материалы VIII Международной научно-практической конференции. – М.: Изд-во МЭИ, 2013. – С. 489–502.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Устройство утилизации тепла дымовых газов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2436011

**УСТРОЙСТВО УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ
И СПОСОБ ЕГО РАБОТЫ**

Патентообладатель(ли): *Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Национальный исследовательский Томский политехнический университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2010127110

Приоритет изобретения **01 июля 2010 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **10 декабря 2011 г.**

Срок действия патента истекает **01 июля 2030 г.**

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам



Б.П. Симонов

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Способ глубокой утилизации тепла дымовых газов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2606296

**СПОСОБ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ
ГАЗОВ**

Патентообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Национальный исследовательский Томский политехнический университет" (RU)*

Авторы: *Беспалов Владимир Ильич (RU),
Беспалов Виктор Владимирович (RU)*

Заявка № 2015109444

Приоритет изобретения 17 марта 2015 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 10 января 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 17 марта 2035 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Программа «Расчет установки по глубокой утилизации тепла
дымовых газов»**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2016610134

**Расчет установки по глубокой утилизации тепла дымовых
газов**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический
университет» (RU)*

Авторы: *Беспалов Виктор Владимирович (RU),
Беспалов Владимир Ильич (RU)*

Заявка № **2015661012**

Дата поступления **16 ноября 2015 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **11 января 2016 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Акт об использовании результатов научно-исследовательской работы

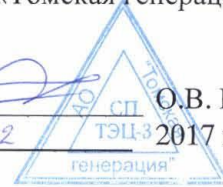
Утверждаю
Проректор по научной работе
и инновациям
ФГАОУ ВО НИ ТПУ


«20» 02 2017 г. А.Н. Дьяченко



Утверждаю
Директор Томской ТЭЦ-3
АО «Томская генерация»


«15» 02 2017 г. О.В. Ковалев



АКТ

об использовании результатов научно-исследовательской работы по теме:
«Повышение эффективности глубокой утилизации тепла дымовых газов
ТЭС на природном газе»

Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о следующем:

Предложена технология глубокой утилизации тепла дымовых газов с подогревом воздуха. По предложенной технологии происходит осушение дымовых газов с утилизацией скрытой теплоты конденсации водяных паров. Подогретый воздух используется для воздушного отопления котлотурбинного цеха и подачи в котел для обеспечения процесса горения. Полученный конденсат используется для восполнения потерь сетевого контура. Согласно техническому заданию для Томской ТЭЦ-3 выполнен проект промышленной установки, реализующей данную технологию. Проектная и рабочая документация сдана заказчику. Проект одобрен и утвержден головной организацией ПАО «Интер РАО».

Работа выполнена в Томском политехническом университете на кафедре атомных и тепловых электростанций в рамках хозяйственной работы с Томской ТЭЦ-3 под научным руководством Беспалова Владимира Ильча. Ответственным исполнителем научных и проектных работ являлся Беспалов Виктор Владимирович.


Результаты работы используются на Томской ТЭЦ-3 для реализации энергосберегающих мероприятий.

Настоящий акт составили:

От **Томского политехнического университета**
Зав. кафедрой АТЭС


А.С. Матвеев

От **Томской ТЭЦ-3**
АО «Томская генерация»
Главный инженер


Р.Е. Боберъ

Исполнитель работы:
ст. преподаватель кафедры АТЭС


В.В. Беспалов

ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Международная выставка-конгресс «Высокие технологии. Инновации. Инвестиции (Hi-Tech'2012)»



ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Международная промышленная выставка-форум «Развитие инфраструктуры Сибири - IDES / СИБПОЛИТЕХ»



ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Международный форум и выставка «Высокие технологии XXI века»

