

На правах рукописи



Ковалев Михаил Васильевич

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
НАГРЕВА КОТЛОВ**

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Томск 2007

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Томский политехнический университет»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Загромов Юрий Александрович

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук,
доцент
Крайнов Алексей Юрьевич,
Томский государственный
университет

кандидат технических наук,
профессор
Видин Юрий Владимирович,
Сибирский федеральный
университет

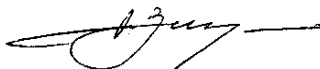
Ведущая организация: НП «Региональный центр управления
энергосбережением» (г. Томск)

Защита диссертации состоится «13» ноября 2007 года в 17.00 часов на заседании диссертационного совета К 212.269.04 при Томском политехническом университете по адресу: 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30, ауд. 406 (4 корпус ТПУ).

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ГОУ ВПО «Томский политехнический университет» по адресу: г. Томск, ул. Белинского, 55.

Автореферат разослан «12» октября 2007 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



А. С. Заворин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Хвостовые поверхности котельных агрегатов (экономайзер, воздухоподогреватель, утилизатор теплоты) находятся в конце конвективного газохода и омываются дымовыми газами со сравнительно низкой температурой. Они в большей степени, чем другие поверхности, страдают от золотого износа и отложений летучей золы на трубах. Перечисленные факторы влияют на эффективность и надежность этих объектов.

В результате интенсификации процессов теплообмена можно добиться существенного уменьшения массы, габаритов и цены экономайзеров, воздухоподогревателей, утилизаторов теплоты.

Однако стремление к компактности теплообменника ограничивается требованиями технологичности, ремонтпригодности, что приводит к поиску некоторого компромиссного решения.

В процессе эксплуатации имелись случаи существенного снижения характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева. Во многом это объясняется выбором типа теплообменника, недостаточной проработкой схемных решений на стадии проектирования, выполняемых часто по упрощенным методикам «вручную».

Актуальность темы обосновывается состоянием отечественной энергетики, в составе которой более 70 % котельных агрегатов устаревших проектов, обладающих низкой эффективностью и надежностью. Дальнейшая их эксплуатация без реконструкции еще больше усугубит ситуацию. Успешность этой процедуры во многом зависит от точности и автоматизации методик прогнозирования характеристик заменяемых узлов. В последнее время участились публикации по усовершенствованию низкотемпературных поверхностей нагрева. Диссертация соответствует основным направлениям научной деятельности Томского политехнического университета – «Разработка методов и средств повышения надежности и эффективности эксплуатации энергетических объектов».

Распространенные методики расчета характеристик теплообменных аппаратов представляют собой громоздкие выражения, в которые подставляются табличные значения свойств рабочих тел или специальных функций, привлекаются номограммы и т.п., что снижает точность окончательных результатов. При вычислениях на микрокалькуляторах основное время тратится на запись промежуточных результатов. Для выявления эффективных характеристик агрегатов необходимо выполнять многовариантные расчеты. Поэтому целесообразно такого рода работу исследователя выполнять с помощью персонального компьютера.

Цель работы. Усовершенствование и автоматизация методик расчета характеристик эффективности и надежности экономайзеров

(гладкотрубных, оребренных), воздухоподогревателей (каскадных, с плотным пучком), конденсационных теплоутилизаторов.

Основные задачи исследования:

1. оптимизация характеристик гладкотрубных и оребренных экономайзеров;
2. совершенствование и автоматизация методик расчета характеристик воздухоподогревателей;
3. автоматизация методик теплового расчета и оптимизация утилизаторов теплоты.

Научная новизна диссертации заключается в следующем:

- создан комплекс программ в среде «Турбо Паскаль» расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева паровых котлов, являющийся основой системы их автоматизированного проектирования;
- впервые реализованы методики расчета эффективных характеристик оребренных поверхностей нагрева экономайзеров и утилизаторов теплоты, основанные на численном решении оптимизационных задач с ограничениями;
- установлено, что в диапазоне реально используемых толщин ребер, скоростей обдува дымовыми газами не обеспечиваются максимальные значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью экономайзера парового котла.

Практическая значимость работы заключается в том, что использование созданного методического обеспечения для расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева позволит сократить сроки и снизить затраты на разработку эффективных проектов.

Предложенные автоматизированные методики оценки эффективности и надежности низкотемпературных поверхностей нагрева могут использоваться инженерами по эксплуатации энергетического оборудования для его диагностирования. Получены акты передачи методик в опытную эксплуатацию.

Внедрение автоматизированных методик в учебный процесс позволит студентам сократить время на рутинные «ручные» вычисления, повысит их точность и даст возможность выполнять параметрический анализ.

Достоверность полученных результатов. Обоснованность и достоверность результатов, полученных по автоматизированным методикам, осуществлялась проверками участков программ (вычислений значений специальных функций, теплофизических свойств энергоносителей, температурного напора в перекрестно-точных теплообменниках), а также сравнением с результатами решения известных задач, полученных «вручную».

На защиту выносятся:

1. Результаты теплового и конструктивного расчетов экономайзера, полученные на основе усовершенствованной и автоматизированной методики.
2. Расчет технико-экономических и надежностных характеристик

каскадных трубчатых воздухоподогревателей на основе усовершенствованной и автоматизированной методики.

3. Автоматизированная методика теплового расчета утилизатора теплоты.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на: международной конференции «Сопряженные задачи механики, информатики и экологии» (Горно-Алтайск, 2004), всероссийских научно-технических конференциях «Физика и химия высокоэнергетических систем» (Томск, 2005), «Современные техники и технологии» (Томск, 2006, 2007), «Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики» (Томск, 2006), «Энергетика. Эффективность. Надежность. Безопасность» (Томск, 2006), восьмой всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и специалистов (Магнитогорск, 2007), международной дистанционной научно-практической конференции (Новочеркасск, 2007), совещаниях производственных предприятий.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы представлены в трудах вышеперечисленных конференций, а также в журналах: «Известия ТПУ», «Известия ВУЗов. Проблемы энергетики», реферируемых ВИНТИ. Всего по материалам диссертации опубликовано 15 печатных работ, в том числе учебное пособие.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников и приложения. Объем диссертации составляет 139 страниц, включая 23 рисунка, 27 таблиц. Список использованных источников содержит 110 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы: цель работы, новизна и практическая ценность полученных результатов, представлены положения, выносимые на защиту.

В первой главе приведен обзор литературы по основным схемам современных воздухоподогревателей, экономайзеров, утилизаторов теплоты и методам расчета их характеристик. Отмечено, что практически не встречается работ, описывающих усовершенствования методик расчета их тепловых и конструктивных характеристик за счет привлечения современных подходов к описанию температурных напоров, учета зависимости теплофизических свойств теплоносителей от температуры, численных методов решения трансцендентных уравнений, вычисления определенных интегралов и т. п. Анализ эффективности проводится раздельно. Последовательное исследование низкотемпературных поверхностей нагрева основывается на комплексном подходе с учетом тепловых, конструктивных, надежностных и экономических характеристик. При этом прослеживается путь продуктов сгорания от котла до окружающей среды. Для снижения

трудоемкости и повышения точности нахождения теплофизических и геометрических характеристик теплообменников целесообразно автоматизировать современные методики их проектирования.

Во второй главе приведены автоматизированные тепловой и конструктивный расчеты характеристик гладкотрубных экономайзеров, а также реализована на персональном компьютере методика расчета характеристик оребренной конвективной поверхности водяного экономайзера.

Расчет геометрических характеристик экономайзеров является трудоемкой задачей, включающей привлечение табличных данных по физическим свойствам воды и дымовых газов, номограмм для определения степеней черноты углекислого газа, водяного пара, поправочного коэффициента. Отдельные стадии расчета представляют собой итерационные алгоритмы.

Методика теплового расчета характеристик гладкотрубных экономайзеров основывается на использовании баланса теплоты, переданной дымовыми газами и воспринятой водой:

$$Q_2 = Fk_t \Delta t_l = Q_w = G_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}).$$

Коэффициент теплоотдачи для турбулентного режима течения воды определялся по формуле М. А. Михеева.

В связи с тем, что число рядов вдоль потока неизвестно, расчет велся для третьего ряда по формуле коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к трубам:

$$Nu_g = 0,41 \varepsilon_s Re_g^{0,6} Pr_g^{0,33}, \quad \alpha_{g3} = \lambda_g Nu_g / d_2.$$

В приближенных методиках для упрощения расчета делается ряд допущений (температура стенки трубы близка к температуре воды и меньше на 20 °С среднеарифметической температуры дымовых газов, замена перекрестноточной схемы движения теплоносителей на противоточную и цилиндрической стенки на плоскую при расчете коэффициента теплопередачи), которые вносят определенную погрешность в результат.

Предлагаются следующие приемы, позволяющие автоматизировать процедуру расчета геометрических характеристик экономайзера и повысить точность. Учитывая то обстоятельство, что изменения температур дымовых газов и воды в экономайзере достаточно узки, для учета зависимости теплофизических свойств от температуры применен интерполяционный многочлен Лагранжа второй степени:

$$L^{(2)}(t) = \frac{(t-t_1)(t-t_2)}{(t_0-t_1)(t_0-t_2)} y_0 + \frac{(t-t_0)(t-t_2)}{(t_0-t_1)(t_1-t_2)} y_1 + \frac{(t-t_0)(t-t_1)}{(t_2-t_0)(t_2-t_1)} y_2.$$

Здесь: t_0, t_1, t_2 – три значения температуры; y_0, y_1, y_2 – три значения соответствующего теплофизического свойства.

Степень черноты трехатомных газов:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-k_g r_n p l_r), \quad k_g = \left(\frac{0,78 + 1,6 r_{H_2O}}{0,316 \sqrt{r_n p l_r}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{11}}{1000} \right),$$

где $r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ – суммарное значение объемных долей трехатомных газов и водяных паров; k_g – коэффициент ослабления лучей дымовыми газами.

Коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_r = 5,13 \varepsilon_g T_{g1}^3 \left[1 - (T_{sz} / T_{g1})^4 \right] / (1 - T_{sz} / T_{g1}).$$

Расчет среднего температурного напора осуществлялся по формуле для многократного перекрестного тока:

$$\Delta t_c = \frac{-P \cdot R (t_{11} - t_{21})}{m \ln \{ 1 + R \ln(Z_{PR}) \}}, \quad Z_{PR} = (R - 1) / \{ R - [(1 - PR) / (1 - P)]^{1/m} \}, \quad (1)$$

где параметры P и R вычислялись следующим образом:

$$P = (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21}); \quad R = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{12}).$$

Коэффициент теплопередачи от дымового газа к воде учитывал кривизну стенки трубы.

Описанный алгоритм был реализован в среде «Turbo Pascal».

В табл. 1 приведены результаты расчета характеристик экономайзера.

Таблица 1

Результаты расчета	Q , МВт	Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, Вт/(м ² К)				Δt , °С	F_2 , м ²	n , шт	l_{z1} , м
		α_2	α_1	α_r	k_r				
Краснощеков	42	4550	81,6	9,9	88,3	447	1070	86	77,5
На ПК	41,96	4708	83,6	11,4	93,0	441,7	1021,4	85	75,0

Методика «ручного» расчета характеристик экономайзера, в которой учитываются свойства сжигаемого топлива, изгибы труб и т. д., используемая в расчетах паровых котлов весьма трудоемка. В ходе ее реализации возникает необходимость использования табличных данных для термодинамических свойств воды, физических характеристик продуктов сгорания, коэффициента тепловой эффективности водяного экономайзера.

В ходе автоматизации описанной методики зависимость удельного объема и энтальпии воды учитывались по интерполяционным формулам:

$$v = A_w + B_w p_1 + C_w p_1^2 + D_w p_1^4, \quad p_1 = 5 - p/10, \quad (\text{м}^3/\text{кг});$$

$$h_w = E_w + F_w p_1 + G_w p_1^2 + K_w p_1^4, \quad (\text{кДж}/\text{кг}).$$

Результаты «ручного» расчета и по разработанной программе представлены в табл. 2.

Поскольку интенсивность передачи теплоты от дымовых газов к воде невысока, то для увеличения поверхности теплообмена трубы экономайзеров снабжаются поперечным оребрением с наружной стороны. В результате экономайзеры становятся компактнее, чем гладкостенные.

При проектировании таких теплообменников актуальными являются вопросы определения их рациональных геометрических параметров. В

зависимости от назначения теплообменника к нему предъявляется ряд дополнительных требований. Например, минимальные габаритные размеры или минимальный вес.

Таблица 2

Результаты расчета	Энтальпии дымовых газов и воды, кДж/кг				Q_g , кДж/кг	t_{w2} , °C	Δt , °C
	h_{g1}	h_{g2}	h_{w1}	h_{w2}			
Безгрешнов	9533	7087	1206	1383,2	2426	310	138,6
Данные ПК	9528,1	7090,3	2422,2	1250,4	1420,2	309,0	139,0
Результаты расчета	Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, Вт/(м ² К)				F_{ts} , м ²	F_{pt} , м ²	N_{pt} , шт.
	$\alpha_{ге}$	α_k	α_s	k_t			
Безгрешнов	10,9	81,9	92,8	65,9	5106	1,284	5,0
Данные ПК	6,9	82,1	89,0	63,2	5570	1,136	7,0

В инженерной практике расчета развитых поверхностей теплообмена наибольшее распространение получил метод теплового расчета, который основывается на системе уравнений баланса тепловых потоков, передаваемых через оребренную стенку.

Общее количество переданной теплоты складывается из количества теплоты, отданного всеми ребрами и количества теплоты, отданного гладкой поверхностью между ребрами:

$$Q_{pc} = Q_p + Q_c = nQ_{p1} + \alpha_k 2\pi r_1 g_1 (L_t - n\delta_p).$$

Количество отведенной теплоты от одного ребра находится так:

$$Q_{p1} = -2\pi r_1 \lambda \delta_p \left(\frac{d\theta}{dr} \right)_{r=r_1} = 2\pi r_1 \lambda \delta_p m \theta_1 \psi,$$

$$\text{где } \psi = \frac{I_1(s_2)K_1(s_1) - I_1(s_1)K_1(s_2)}{I_0(s_1)K_1(s_2) + I_1(s_2)K_0(s_1)}, \quad m = \sqrt{2\alpha / \delta_p \lambda}.$$

Эффективность ребра этого профиля рассчитывается по выражению:

$$E_p = \psi \frac{2r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)}.$$

При «ручных» расчетах используются номограммы для нахождения α_k , E_p , что вносит погрешность в результат. Для автоматизации подобной работы была составлена программа расчета характеристик оребренных экономайзеров. Значение α_k вычислялось по формуле, из нормативного метода, учитывающей высоту и шаг ребра. Расчет значений модифицированных функций Бесселя производился по интерполяционным формулам. Осуществлялось сравнение участков вычислений значений модифицированных функций Бесселя с табличными результатами. Эксплуатация этой программы показала, что с уменьшением толщины ребра

снижается $Q_{рс}$, однако удельная теплопроизводительность ребра возрастает (рис. 1). Цифры над графиками обозначают: вариант 1 – $\delta_p = 5$ мм; 2 – $\delta_p = 1$ мм. При этом шаг ребра s_p уменьшался в таких пределах: вариант 1 – от 22

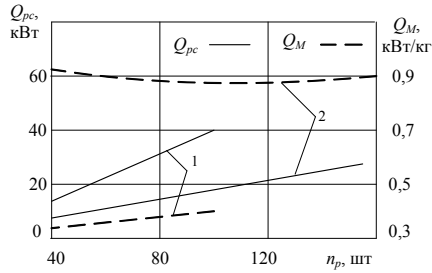


Рис. 1. Зависимость абсолютного и удельного количества теплоты от количества ребер при различной их толщине

до 5 мм; вариант 2 – от 24 до 5 мм. Скорость дымовых газов принималась равной 9 м/с. Коэффициент теплоотдачи возрастал в следующих диапазонах: вариант 1 – от 38,6 до 57,2 Дж/(м²К), вариант 2 – от 36,7 до 56,5 Дж/(м²К), при этом значение $\alpha_T = 43,3$ Дж/(м²К).

Использование большего числа ребер приводит к увеличению E_T и слабому снижению эффективности ребра. Для более тонких ребер происходит уменьшение как E_p , так и E_T (рис. 2).

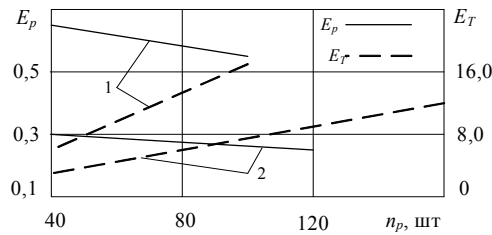


Рис. 2. Зависимость эффективности одиночного ребра и оребренной трубы от количества ребер при различной их толщине

Снижение w_g в три раза при $\delta_p = 5$ мм привело к уменьшению α_k , α_T (рис. 3), а E_T снизилось до 6,4.

Однако крепление большего количества ребер при малом шаге между ними усложняет технологию изготовления и эксплуатации этого узла экономайзера.

Установлено, что в диапазоне реально используемых толщин ребер, скоростей обдува дымовыми газами не обеспечиваются максимальные значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью экономайзера парового котла.

Для определения оптимальной толщины радиального ребра прямоугольного профиля, отводящего максимальный

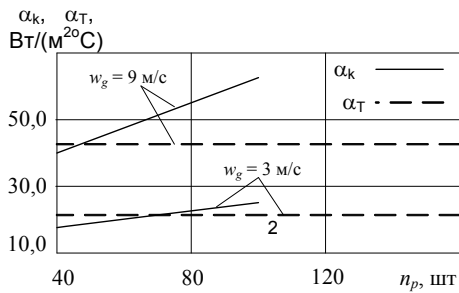


Рис. 3. Зависимость коэффициентов теплоотдачи оребренной и гладкой трубы от количества ребер

тепловой поток, в монографии Керн Д., Краус А. «Развитие поверхности

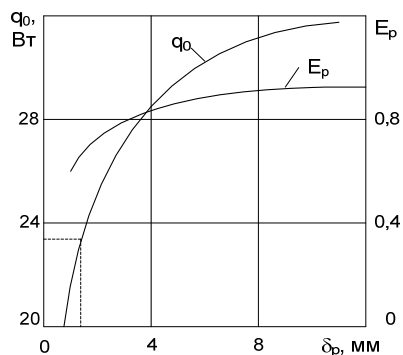


Рис. 4. Зависимость отведенной теплоты и эффективности радиального ребра от его толщины

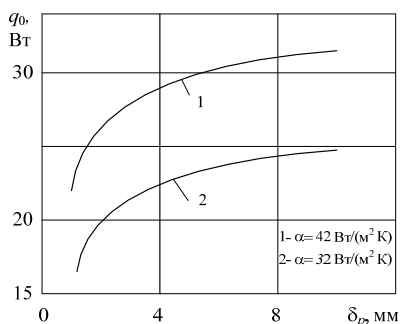


Рис. 5. Зависимость отведенной теплоты радиального ребра от его толщины при различных коэффициентах теплоотдачи

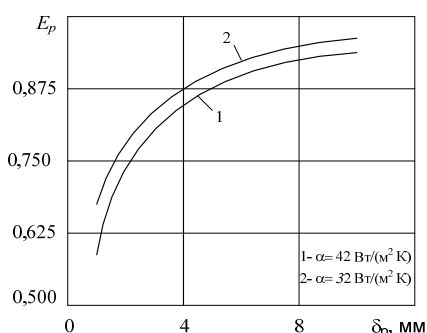


Рис. 6. Зависимость эффективности радиального ребра от его толщины при различных коэффициентах теплоотдачи

теплообмена» использовался аналитический метод анализа исходной целевой функции. Такой подход корректен, если рассматриваемая задача относится к задачам безусловной оптимизации. Однако в реальной ситуации имеются ограничения на размеры ребра, поэтому оптимизационная задача является условной. В диссертации был применен один из методов поиска для численного исследования целевой функции, используемый и для условных задач оптимизации.

Как видно из представленных на рис. 4 результатов, экстремумов целевой функции в этом диапазоне изменения δ_p не наблюдается.

Рассмотрен вариант постановки условной задачи оптимизации. Необходимо определить оптимальную толщину радиального ребра, отводящего максимальное количество теплоты, чтобы $\delta_p \leq 4$ мм.

Используя зависимость $q_0 = f_1(\delta_p)$, изображенную на рис. 4, получаем, что толщине $\delta_p = 4$ мм соответствует $q_{\max} = 29$ Вт.

На рис. 5 показано влияние α на значение отведенной теплоты.

Кривая 1 соответствует исходному значению интенсивности охлаждения $\alpha = 42$ Вт/(м² К), в варианте 2 – $\alpha = 32$ Вт/(м² К). Видно, что достаточно широк диапазон толщин ребра, когда становится малым возрастание количества отведенной теплоты, т.е. $dq_0 / d\delta \approx 0$.

Соответствующее изменение эффективности ребра при варьировании его толщины представлено на рис. 6.

В третьей главе описаны усовершенствованные и автоматизированные методики теплового расчета трубчатых воздухоподогревателей, в том числе имеющих каскадное исполнение. Проведен анализ тепловых и надежностных характеристик тесных шахматных пучков труб.

Одна из модификаций КТВП представляют собой (рис. 7) систему вертикально расположенных стальных труб.

Известна методика «ручного» теплового расчета КТВП, предложенная А.Е. Ямпольским, в которой используются номограммы для определения температурных напоров и графический метод решения трансцендентного уравнения. Однако применение ее для параметрического анализа занимает много времени и вносит погрешность в результаты.

Для расчета ВП считаются заданными общая схема КТВП и

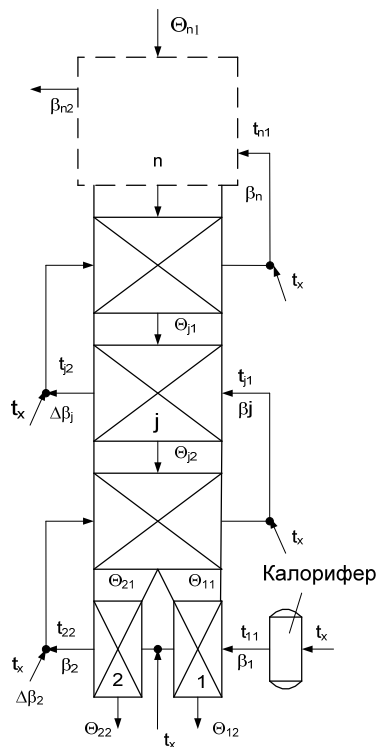


Рис. 7. Расчетная схема каскадного трубчатого воздухоподогревателя

конструктивные характеристики каждого хода (участка). Известны также основные режимные параметры: температура подмешиваемого холодного воздуха t_x , температура газов на входе в КТВП Θ_{n1} , средний водяной эквивалент (расходная теплоемкость) газов w_g в КТВП, водяной эквивалент теоретически необходимого количества воздуха w_b , относительная доля воздуха β_{n2} на выходе из КТВП.

Задача заключается в выборе такой температуры входной порции воздуха t_{11} , и такого распределения по участкам и байпасам каскадной части, чтобы обеспечивались одновременно отсутствие низкотемпературной коррозии и максимальное охлаждение уходящих дымовых газов.

Предполагалось, что коррозионная стойкость будет обеспечена, если минимальная температура стенки t_{sm} в КТВП не ниже некоторого безопасного значения t_{sb} , которое находится по методике А.Е. Ямпольского. Принимался следующий принцип: будет достигнуто наименьшее значение Θ_{ux} , если в каждом участке КТВП соблюдается условие $t_{sm} = t_{sb}$. Тогда задача сводится к выбору таких долей расходов воздуха через байпасы $\Delta\beta_j$ и через участки КТВП β_j , а также температуры t_{1j} , при которых соблюдается условие $t_{sm} = t_{sb}$. Этот выбор осуществляется всегда и единственным образом.

Предполагалось, что коррозионная стойкость будет обеспечена, если минимальная температура стенки t_{sm} в КТВП не ниже некоторого безопасного значения t_{sb} , которое находится по методике А.Е. Ямпольского. Принимался следующий принцип: будет достигнуто наименьшее значение Θ_{ux} , если в каждом участке КТВП соблюдается условие $t_{sm} = t_{sb}$. Тогда задача сводится к выбору таких долей расходов воздуха через байпасы $\Delta\beta_j$ и через участки КТВП β_j , а также температуры t_{1j} , при которых соблюдается условие $t_{sm} = t_{sb}$. Этот выбор осуществляется всегда и единственным образом.

Пронумерованные по ходу воздуха участки КТВП показаны на рис. 7. В некаскадной части известны: расход воздуха β_{n2} (утечки не учитываются); коэффициенты теплоотдачи α_{gn} , α_{bn} и теплопередачи k_n (Вт/м²К). Для расчета необходимо найти значение параметра $P_n = (\Theta_{n1} - \Theta_{n2}) / (\Theta_{n1} - t_{n1})$, который при «ручных» расчетах определялся с помощью соответствующей номограммы методом итераций:

1. Вычислялись параметры $R_n = w_g / (\beta_{n2} w_b)$; $Y_n = k_n H_n / w_g$ (H – поверхность нагрева, м²). Задавалось нулевое приближение $P_n^{(0)}$.

По упомянутой номограмме определялась поправка к логарифмическому температурному напору $\psi(R_n; P_n)$, представляющая собой отношение температурных напоров при многократном перекрестном токе (Δt_c) к противотоку (Δt_p).

2. Вычислялось следующее приближение $P_n^{(1)}$ по формуле:

$$P_n^{(1)} = \frac{\exp[Y_n(R_n - 1)\psi] - 1}{R_n \{ \exp[Y_n(R_n - 1)\psi] - 1 \}}.$$

3. Определялась относительная погрешность $\delta P = (P_n^{(1)} - P_n^{(0)}) / P_n^{(1)}$. Если $\delta P > 0,01$, то в качестве $P_n^{(0)}$ принималось значение $P_n^{(1)}$, и повторялся п.1.

Для автоматизации процедуры определения поправочного коэффициента ψ использовались выражения для средних температурных напоров для противотока и многократного перекрестного тока (1).

Определив P_n и задав любое значение t_{n1} (например, $t_{n1} = t_{sb}$) вычислялась t_{sm} по формулам:

$$t_{n2} = t_{n1} + R_n P_n (\Theta_{n1} - t_{n1}),$$

$$t_{sm} = t_{n1} + [(\Theta_{n1} - t_{n2}) \exp(-Y_n) + (t_{n2} - t_{n1}) \exp(-0,5Y_n)] / (1 + \alpha_{b3} / \alpha_{g3}).$$

После этого находилась вспомогательная величина:

$$B_n = (t_{sm} - t_{n1}) / (\Theta_{n1} - t_{n1}), \quad (2)$$

а затем окончательные значения:

$$t_{n1} = (t_{sb} - B_n \Theta_{n1}) / (1 - B_n),$$

$$\Theta_{n2} = \Theta_{n1} - P_n (\Theta_{n1} - t_{n1}).$$

Именно при t_{n1} , определенной по формуле (2), минимальная температура стенки в некаскадной части будет равна t_{sb} .

Для каскадной части использовались уравнения, связывающие концевые температуры сред j -го участка КТВП:

$$\Theta_{j2} = \Theta_{j1} - (\Theta_{j1} - t_{j1}) Y_j E_j(X_j, Y_j);$$

$$t_{j2} = t_{j1} - (\Theta_{j1} - t_{j1}) X_j E_j(X_j, Y_j);$$

$$\beta_j t_{j2} + (\beta_{j+1} - \beta_j) t_x = \beta_{j+1} t_{(j+1)1};$$

$$t_{sm,j} = t_{j1} + (\Theta_{j1} - t_{j1}) \exp(-Y_j) / (1 + k_{bj}) = t_{sb},$$

где $X_j = k_j H_j / (\beta_j w_b)$, $Y_j = k_j H_j / (\beta_j w_g)$, $k_{bj} = \alpha_{bj} / \alpha_{gj}$, а $E_j = E(X_j, Y_j)$ – специальная функция, используемая для описания теплопередачи в перекрестно-точных теплообменниках, определяемая таким образом:

$$E_j(X_j, Y_j) = \frac{1}{X_j Y_j} \int_0^{X_j} \int_0^{Y_j} \exp(-x-y) I_0(2\sqrt{xy}) dx dy,$$

где $I_0(z)$ – модифицированная функция Бесселя первого рода мнимого аргумента нулевого порядка.

Для КТВП, имеющих площадь поверхности в несколько тысяч квадратных метров, нахождение ее с погрешностью в несколько процентов дает экономию (или перерасход) металла в несколько тонн.

В табл. 3 представлены результаты расчета характеристик КТВП.

Как видно, результаты расчета участков каскадного ТВП, полученные по аналитическим формулам, практически совпадают, исключение составляет температура продуктов сгорания на различных ступенях каскада. Это обусловлено погрешностью определения X_j и E_j , осуществляемого при «ручном» расчете с использованием номограммы и применением графического метода решения трансцендентного уравнения.

Таблица 3. Расчетные параметры КТВП

Результаты расчета	Параметры									
	Некаскадная часть									
	R_3	Y_3	P_3	Ψ	t_{smn}	B_3	t_{31}	t_{32}	Θ_{32}	
из «ручн.»	1,23	1,93	0,59	0,91	163	0,116	124,5	252	196,8	
на ПК	1,23	1,93	0,60	0,88	163	0,116	124,7	249,4	197,7	
	Каскадная часть									
	K_2	W_{g2}	Y_2	t_{21}	E_2	X_2	β_2	$\Delta\beta_2$	Θ_{22}	
из «ручн.»	18,1	73,3	0,987	136,8	0,454	1,205	0,707	0,34	170,0	
на ПК	18,2	73,3	0,988	136,6	0,567	1,304	0,654	0,40	163,5	
	K_1	W_{g1}	Y_1	t_{11}	E_1	X_1	β_1	$\Delta\beta_1$	Θ_{12}	
из «ручн.»	19,80	36,7	1,08	137,5	0,491	0,806	0,578	0,130	165,6	
на ПК	19,85	36,7	1,08	137,5	0,415	0,776	0,602	0,052	151,4	

Для расширения возможностей программы расчета в нее был добавлен блок, позволяющий находить значения коэффициентов теплоотдачи α_{gn} , α_{bn} и коэффициента теплопередачи k_n для шахматного пучка труб.

Таким образом, предложена усовершенствованная методика теплового расчета каскадного ТВП, с помощью которой легко можно осуществить параметрический анализ задачи путем варьирования исходных данных. В ней использован блок автоматизированного расчета характеристик теплообменников с перекрестно-точным течением теплоносителей.

Рассмотрен вопрос, связанный с надежностью теплообменников с тесным шахматным пучком труб. В соответствии с методологией принимались во внимание стадии проектирования, изготовления и эксплуатации.

При изготовлении суперплотных теплообменников возникает технологическая проблема, заключающаяся в строгом дистанцировании труб. Для относительных шагов труб $\sigma_1 \leq 1,05 \dots 1,10$ зазоры между обычно применяемыми трубами 32...42 мм столь незначительны, что даже небольшие отклонения в шагах могут существенно повлиять на поле скоростей в теплообменнике, а при некоторых значениях σ_1 даже запирают отдельные проходы для среды, омывающей пучок.

Эту проблему специалистами ЗиО предлагается решить путем установки дистанцирующих колечек на трубах. Кроме того, при низких давлениях внутренней среды можно перейти на использование труб увеличенного диаметра.

Изготовление компактных пакетов с прецизионной точностью повышает издержки, что будет препятствовать широкому их применению на практике.

Известно, что эксплуатация газифицированных теплоиспользующих установок предусматривает необходимость проведения мероприятий по предотвращению конденсации влаги на стенках металлической поверхности, омываемых продуктами сгорания. Для суперплотных теплообменников такие исследования не проводились.

Таким образом, затруднена оценка использования суперкомпактных шахматных пакетов из-за недостаточно полного исследования ряда факторов, влияющих на долговечность и ремонтпригодность.

В четвертой главе описана автоматизированная методика расчета

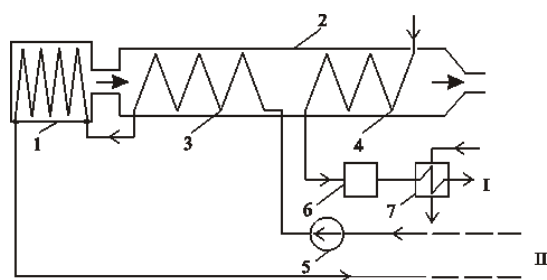


Рис. 8. Схема двухступенчатого конденсационного теплообменника.

- 1 – котел; 2 – конденсационный теплообменник;
 - 3 – высокотемпературная ступень;
 - 4 – низкотемпературная ступень; 5 – сетевой насос;
 - 6 – химводоочистка; 7 – подогреватель 2-й ступени ХВО.
- I – подпиточная вода; II – контур сетевой воды.

характеристик утилизатора теплоты и вариант его оптимизации по энергетическому критерию.

Наиболее перспективно для ТЭЦ и крупных водогрейных котельных использование двухступенчатых КУТ (рис. 8) с нагревом в высокотемпературной ступени сетевой воды, а в низкотемпературной ступени подпиточной воды котла или теплосети.

Расчет утилизатора

теплоты производится на основе уравнения, выражающего зависимость теплового потока от разности энтальпии газов и энтальпии насыщенной парогазовой смеси при температуре стенки:

$$q = \beta(h_g - h_{s2})F_H = (\alpha_g / c_g)(h_g - h_{s2})F_h = \alpha_b(t_{s2} - t_b)F_b,$$

где F_h, F_b – наружная и внутренняя поверхности теплообмена, м²; t_w – температура воды, °С; h_g, h_{s2} – энтальпии газов и насыщенной парогазовой смеси при t_{s2} , кДж/кг, которые однозначно связаны аппроксимирующим соотношением:

$$h_{s2} = 18,8 \exp(0,0533t_{s2}) + c_g(t_{gb} - t_p). \quad (3)$$

Уравнение (3) имеет неизвестную t_{s2} и решается методом итераций.

Значение t_p определяется (с точностью $\pm 0,1$ °С) по влагосодержанию газов x_0 с помощью интерполяционной зависимости:

$$t_p = 16,35 \ln(250x_0).$$

Величина разности температур газов и стенки в граничном сечении по аналогии с поверхностными экономайзерами принимается равной $t_{gb} - t_p = 40...50$ °С.

Далее выполняется отдельный расчет сухой и конденсационной зон.

В сухой зоне начальная разность температур газов и стенки составляет $\Delta t_0 = t_{g0} - t_{sk}$, а конечная равна $\Delta t_k = 40...50$ °С.

Соответственно определяется средняя разность температур газов и стенки Δt_c и значение теплового потока.

Теплопроизводительность и поверхность нагрева сухой зоны определяются по соотношениям:

$$\Delta Q_c = G_{cg}(h_{g0} - h_{gb}) = c_w G_w(t_{wk} - t_{wb}); \quad F_c = \Delta Q_c / q_c,$$

где G_{cg}, G_w – массовые расходы сухих газов и воды, кг/с; c_w – теплоемкость воды, кДж/(кг К).

Теплопроизводительность и поверхность нагрева конденсационной зоны рассчитываются по уравнению $q_k = \beta \Delta h_c$, в котором в качестве расчетного значения Δh_c используется среднеинтегральное значение разности $(h_g - h_{s2})$.

Текущее значение h_g выражается соотношением:

$$h_g = h_{g0} - B(t_{sk} - t_s), \quad (4)$$

где $B = c_w G_w / G_{cg} = (h_{g0} - h_k) / [c_w(t_{sk} - t_{sb})]$.

После интегрирования с использованием (3) и (4), получено:

$$\Delta h_c = \int_{t_{s0}}^{t_{sk}} \frac{(h_g - h_{s2}) dt_s}{c_w(t_{sb} - t_{s0})} = h_{g0} - B t_{sk} + \frac{1}{2} B(t_{sb}^2 - t_{s0}^2) - \frac{351[\exp(b_h t_{sb}) - \exp(b_h t_{s0})]}{(t_{sb} - t_{s0})}.$$

Для конденсационной зоны определяются теплопроизводительность ΔQ_k , тепловой поток q_k и поверхность теплообмена F_k :

$$\Delta Q_k = G_{cg} (h_{gb} - h_k) = c_w G_w (t_{wb} - t_{w0}), \quad q_k = \beta \Delta h_c, \quad F_k = \Delta Q_k / q_k.$$

Таблица 4. Результаты расчета параметров высокотемпературной ступени

Параметры	Δh_{BC2} , кДж/(кгс.г.)	Q_{BC} , ГДж/ч	Δh_{BC} , кДж/(кгс.г.)	q_{BC} , МДж/(м ² ч)	F_{BC} , м ²
Результаты «ручного»	293	32,7	166	37	885
Результаты ПК	288,7	33,6	113,3	26,4	1270,2

Таблица 5. Результаты расчета параметров низкотемпературной ступени

Параметры	$\Delta h_{gив}$, кДж/(кгс.г.)	Q_{HC} , ГДж/ч	Δh_{HC} , кДж/(кгс.г.)	q_{HC} , МДж/(м ² ч)	F_{HC} , м ²
Результаты «ручного»	140	30,1	130,5	29,1	1033
Результаты ПК	135,2	30,2	125,8	29,3	1027,7

Как видно, значения тепловосприятий высокотемпературной ступени и низкотемпературной ступени при средней отопительной нагрузке Q_{ot} оказались близкими между собой. При снижении Q_{ot} тепловосприятие высокотемпературной ступени увеличивается, а при повышении Q_{ot} – уменьшается, достигая своего минимума 10...12 %), как показали расчеты, выполненные «вручную», при $Q_{ot} = 1$. Это объясняется переходом всей поверхности высокотемпературной ступени на работу в режим сухого охлаждения.

Отмечено, что полученное в расчете соотношение поверхностей нагрева КУТ и котла получилось примерно таким же, как и котлов с обычными ребристыми экономайзерами ВТИ, однако при установке последних в условиях сухого охлаждения при значительно более высоких температурах уходящих газов за котлом (250...300 °С) прирост КПД котла не превышает 4...5 %.

Как видно из описанной методики, она достаточно громоздка и поэтому целесообразно ее автоматизировать.

Алгоритм был реализован в виде программы, с добавлением блока вычисления коэффициента конвективной теплоотдачи при поперечном омывании коридорных пучков труб.

Результаты исследования отклонения температуры обратной воды от среднего значения, отражены в данных табл. 6.

Таблица 6

Параметры	F_{BC} , м ²	F_{HC} , м ²	F_C , м ²	$\Delta \eta$, %	ΔQ , %
$\tau_2 = 48$ °С,	1361,5	1316,2	2677,8	13,3	16,4
$\tau_2 = 50$ °С,	1313,6	1062,8	2376,5	12,3	15,3
$\tau_2 = 52$ °С,	1238,0	875,3	2113,4	11,3	14,0

Как видно, изменения τ_2 на 2 °С оказывают большое влияние на площадь поверхности теплообмена низкотемпературной ступени и суммарной площади поверхности теплообмена. Соответственно этот фактор приводит к изменению металлоемкости. Аналогичным образом осуществляется анализ влияния других параметров, использованных в описанной методике расчета.

В приближенной методике расчета оптимальных конструктивных характеристик ребристых утилизаторов теплоты для котлов, предложенной Е.Н. Бухаркиным, оптимальная толщина ребра рассчитывалась по формуле для плоской стенки с использованием поправочного коэффициента.

В качестве целевых функций использовались уравнения для удельных: объемной теплопроизводительности, Вт/м³,

$$Q/V_{ob} = \alpha_k (3,23 - 0,236h_p / r_1) / [s_p (2 + r_1 / h_p + h_p / r_1)] \quad (5)$$

и массовой, Вт/кг,

$$\frac{Q}{M_{ob}} = \frac{2,02(1 - 0,163\sqrt{h_p / r_1})}{\rho_m [h_p^3 / \lambda r_1 + 2h_p^2 / \lambda + 1,18\delta_s s_p / (\alpha h_p)]} \quad (6)$$

Для выявления оптимальной величины использован метод приравнивания к нулю первой производной уравнений (5) и (6) по r_1 при фиксированных значениях остальных параметров. Получено трансцендентное уравнение:

$$\frac{C_3(5,97h_p - 1,32)}{r_1^{0,46}} + \frac{0,27C_3h_p}{r_1^{1,46}} + \frac{(2,44 + C_1 + 0,178C_2h_p)}{r_1^2} = 49,6C_3r_1^{0,54}; \quad (7)$$

$$C_1 = \frac{\rho_m h_p^3}{\lambda}, \quad C_2 = \frac{\rho_m 2h_p^2}{\lambda}; \quad C_3 = \frac{2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,256\rho_m s_p^{0,67}}{h_p^{0,86} w_g^{0,65}}.$$

Предложено выражение для определения оптимальной толщины ребра в виде:

$$\delta_p = \alpha_k \left\{ h_p \left[1 + 0,35 \ln(h_p + Ah_p^2) / Ah_p^2 \right] \right\} / \lambda.$$

Оптимальные толщины ребер приведены в табл. 7.

Таблица 7

Толщина ребра, мм:	Высота ребра, мм				
	10	20	30	40	50
чугун	0,23	0,75	1,63	2,55	3,85
алюминий	0,07	0,23	0,45	0,75	1,12
нержавеющая сталь	0,35	1,2	2,1	4,2	5,1

Результаты численного решения трансцендентного уравнения, полученные в работе, представлены на рис. 9.

Коэффициент теплоотдачи находился по аппроксимационному выражению, а коэффициент оребрения вычислялся по формуле. Кривые с номером 1 соответствуют шагу между ребрами – 5 мм, кривые с номером 2 – $s_p = 13$ мм.

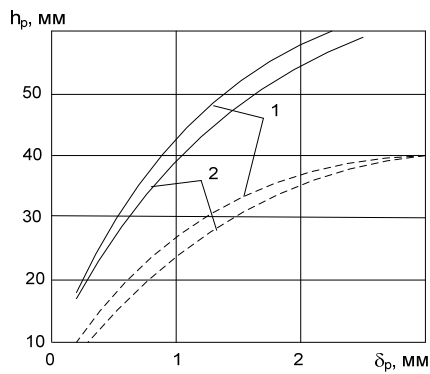


Рис. 9. Зависимость оптимальной высоты от толщины ребер из алюминия (сплошные линии) и чугуна (пунктирные) при различных шагах

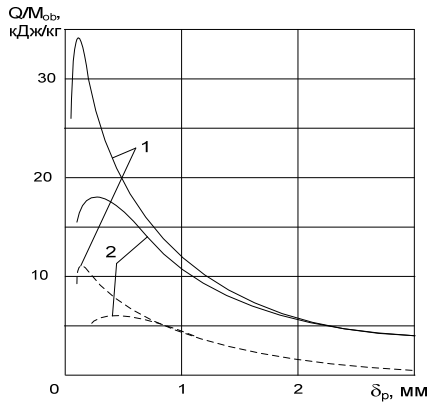


Рис. 10. Зависимость удельной массовой теплопроизводительности утилизатора теплоты от толщины ребра при различном шаге ребер из алюминия (сплошные линии) и чугуна (пунктирные линии):
 $1 - s_p = 5 \text{ мм}; 2 - s_p = 13 \text{ мм}$

На рис. 10 изображены соответствующие значения удельной массовой теплопроизводительности утилизатора теплоты.

Максимальные значения удельной массовой теплопроизводительности утилизатора теплоты достигаются при таких малых толщинах ребер, которые не применяются в котельных агрегатах.

Разработанные в среде «Турбо Паскаль» программы расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева могут быть использованы в методике диагностирования технического состояния низкотемпературных поверхностей нагрева, устанавливающей отклонение выбранного диагностического показателя от значения, рассчитанного по математической модели для конкретных эксплуатационных условий теплообменников.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Создан комплекс программ в среде «Турбо Паскаль» расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева паровых котлов, являющийся основой системы их автоматизированного проектирования.

2. Установлено, что в диапазоне реально используемых толщин ребер, скоростей обдува дымовыми газами не обеспечиваются максимальные

значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью экономайзера парового котла.

3. Усовершенствована и автоматизирована методика теплового расчета каскадного ТВП, в которой использованы блоки численного интегрирования и решения трансцендентного уравнения. Получено, что значение поверхности теплообмена на 12 % меньше, чем по «ручной» методике.

4. На основе автоматизированной методики теплового расчета конденсационных утилизаторов теплоты уходящих газов установлено, что отклонение температуры обратной воды на один-два градуса от номинального значения, приводит к изменению площади поверхности теплообмена низкотемпературной ступени на 23,8 %.

5. Реализована методика расчета эффективных характеристик оребренных поверхностей нагрева утилизаторов теплоты, основанная на численном решении условной задачи оптимизации, которая дает заниженные на 23...25 % по сравнению с приближенной методикой значения массы расходуемого металла теплообменника.

6. Разработанные программы расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева могут быть использованы в методике диагностирования технического состояния низкотемпературных поверхностей нагрева, устанавливающей отклонение измеренного показателя от расчетного для конкретных эксплуатационных условий.

7. Автоматизированные методики расчета характеристик теплообменников описаны в пособии и используются в учебном процессе.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Голдаев С. В., Загромов Ю. А., Ковалев М. В. Методика автоматизированного теплового расчета суперплотного шахматного пучка труб // Сопряженные задачи механики, информатики и экологии: Материалы Международной конференции. – Томск. Изд-во Том. Ун-та. 2004. – С. 54–55.

2. Голдаев С. В., Загромов Ю. А., Ковалев М. В. О надежности теплообменников с тесным шахматным пучком труб // Сопряженные задачи механики, информатики и экологии: Материалы Международной конференции. – Томск. Изд-во Том. Ун-та. 2004. – С. 55–56.

3. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Автоматизация расчета поверхности нагрева трубчатого воздухоподогревателя // Материалы двенадцатой Всероссийской научно-технической конференции «Энергетика: Экология. Надежность. Безопасность». – Томск. Изд-во ТПУ. 2006. – С. 218–220.

4. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Усовершенствованная методика теплового расчета каскадного трубчатого воздухоподогревателя // В кн.: Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики: Доклады Всероссийской научной конференции. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2006. – С. 75–76.

5. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Автоматизированная методика расчета температурного напора в теплообменнике с перекрестным током движения теплоносителя / Труды XII международной научно-практической конференции «Современная техника и технологии». – Т.2. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – С. 367–368.

6. Голдаев С. В., Загромов Ю. А., Ковалев М. В. Решение задач по теплотехнике в среде Турбо Паскаль: учебн. пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 184 с.

7. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Расчет каскадного трубчатого воздухоподогревателя на персональном компьютере // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2007. №3-4. – С. 118–124.
8. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Усовершенствованная и автоматизированная методика расчета гладкотрубных экономайзеров / Труды XIII международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современная техника и технологии». Т.3. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – С. 218–219.
9. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Расчет на персональном компьютере характеристик оребренных экономайзеров / Труды XIII международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современная техника и технологии». Т.3. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – С. 216–217.
10. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Анализ теплотехнических характеристик оребренных экономайзеров паровых котлов // Известия ТПУ. – 2007. – Т.310, № 4. – С. 173–178.
11. Ковалев М. В. Реализация на персональном компьютере методики теплового расчета конденсационных утилизаторов теплоты уходящих газов // Теплотехника, экологические проблемы теплоэнергетики, теплофизика. – Томск. Изд-во ТПУ. 2007. – С. 9–12.
12. Ковалев М. В. Методика расчета характеристик оребренных экономайзеров // Современные энергетические системы и комплексы и управление ими: Материалы VII Междунар. науч.-практ. конф. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2007. – Ч.2. – С. 25–28.
13. Голдаев С. В., Ковалев М. В. Методика расчета каскадного трубчатого воздухоподогревателя на персональном компьютере // Современные энергетические системы и комплексы и управление ими: Материалы VII Междунар. науч.-практ. конф. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2007. – Ч.2.–С.36–40.
14. Goldaev S. V., Kovalev M. V. About reliability of exchangers with close chess bunch of pipes // Conjugate problems of mechanics computer science and ecology. Proceedings of the International conference (Jule 5-10, 2004) – Tomsk. – Russia. – p.274.
15. Goldaev S. V., Kovalev M. V. Technique of the automated thermal account of a superdense chess bunch of pipes // Conjugate problems of mechanics computer science and ecology. Proceedings of the International conference (Jule 5-10, 2004) – Tomsk. – Russia. – p.275.