

На правах рукописи

ЯКИМЫЧЕВ Петр Владимирович

**Совершенствование методов моделирования и расчета
процессов тепломассопереноса в контактных
теплообменниках**

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Иваново – 2012

Общая характеристика работы

Актуальность темы диссертации. Создание и совершенствование систем утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) дает возможность наиболее полно удовлетворить потребности в энергии не путем ввода дополнительных мощностей, а за счет энергосбережения – одного из приоритетных направлений развития экономики России на современном этапе.

Одним из наиболее перспективных путей повышения глубины утилизации теплоты отходящих от теплотехнологических установок парогазовых смесей (в том числе - уходящих газов парогенераторов) является использование теплоты конденсации содержащихся в них водяных паров. Для этого применяются контактные теплообменники, позволяющие при достаточно приемлемых габаритах, умеренном расходе металла на их изготовление и сравнительно невысоком расходе электроэнергии при эксплуатации обеспечить глубокое охлаждение отходящих газов, конденсацию содержащихся в них водяных паров и возможность использования получаемого конденсата, то есть экономию воды.

Процесс тепломассообмена в контактных теплообменниках весьма сложен для математического моделирования и расчета, так как общая интенсивность передачи теплоты в нём зависит от соотношения между собой значений трех тепловых потоков: передачи физической теплоты парогазовой смеси воде; испарения воды и конденсации паров. В зависимости от величин температур воды, газа и точки росы доминирующее влияние могут иметь процессы тепло- или массопереноса, причем в различных зонах аппарата движущие силы этих процессов могут иметь разные знаки. Поэтому очень трудно установить какие-либо четкие закономерности среднего для всей контактной камеры общего (условного) коэффициента теплоотдачи (учитывающего и массоотдачу). Универсальных надежных и общепризнанных зависимостей для определения таких коэффициентов нет и получить их, по нашему мнению, не представляется возможным вследствие большого количества независимых факторов, влияющих на интенсивность рассматриваемых процессов. До настоящего времени известные инженерные методики расчета таких аппаратов основаны на использовании средних по всему объему параметров: температурного напора, условного коэффициента теплоотдачи, эффективной площади контакта фаз и др.

Повышение достоверности проектирования контактных теплообменников и выбор рациональных режимов их эксплуатации может быть достигнут при использовании математической модели сопряженных процессов тепломассообмена в таких аппаратах, позволяющей рассчитывать распределение температур теплоносителей и влагосодержания парогазовой смеси по высоте контактной камеры, и её компьютерной реализации. Разработка таких моделей является актуальной научной и технологической задачей, что и определило цель настоящей работы, которая выполнялась в рамках ФЦП «Интеграция» (2.1 – А118 Математическое моделирование ресурсосберегающих и экологически безопасных технологий) и планов НИР ИГАСУ.

Целью работы является повышение энергетической и технологической эффективности систем утилизации тепла с контактными теплообменниками путем разработки математических моделей происходящих в них тепломассообменных процессов и оценки по ним рациональных режимов их эксплуатации и управления ими.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

1. Разработана ячеечная математическая модель процесса тепломассообмена в контактном теплообменнике, позволяющая рассчитывать процессы тепломассопереноса по локальным параметрам состояния теплоносителей, что позволяет более достоверно определять количество переданной теплоты и массы конденсирующейся или испаряющейся влаги.
2. Показано, что в подавляющем большинстве практически важных случаев определяющий вклад в тепловую мощность процесса вносит теплота конденсации влаги, причем фазовое равновесие наступает на неполной высоте теплообменника, в результате чего оставшаяся часть не вносит вклада в тепловую мощность, но создает дополнительное аэродинамическое сопротивление.
3. Показано существование оптимальной высоты теплообменника, обеспечивающей максимальную разность между его тепловой мощностью и мощностью, затрачиваемой на прокачку парогазовой смеси.
4. Подобраны эмпирические критериальные уравнения для определения локальных коэффициентов теплоотдачи и массоотдачи, и потерь давления, обеспечивающие наилучшее согласование расчетных по разработанной модели и экспериментальных данных по выходным характеристикам контактных теплообменников. Найдена и описана универсальная для разных размеров колец насадки зависимость её аэродинамического сопротивления от плотности орошения.

Практическая ценность результатов состоит в следующем:

1. Разработан компьютерный инженерный метод расчета рабочего процесса в контактных теплообменниках, обеспеченный программными средствами расчета. Согласно выполненным оценкам данный метод обеспечивает в два раза меньшую погрешность прогнозирования теплотехнических характеристик контактных теплообменников.
2. Выполнено сравнение выходных параметров теплоносителей, рассчитываемых по разработанной модели, с опытными данными испытаний контактного теплообменника-утилизатора марки ЭК-БМ-1-1, имеющего диаметр 1000 мм, и показано, что погрешность в их определении не превышает 5% при средней по всем опытам погрешности 3,35% в отличие от средней погрешности для традиционно используемого метода расчета, составляющей 6,9%.
3. Разработаны и внедрены на ЗАО «Традиции текстиля» энергосберегающие мероприятия, заключающиеся в разработке и установке модернизированного контактного теплообменника-утилизатора теплоты отработав-

шего сушильного воздуха с достигнутым техническим эффектом 830 кВт дополнительной тепловой мощности и расчетным экономическим эффектом 485 тыс.руб./год.

Автор защищает:

1. Ячеечную математическую модель и метод расчета контактных теплообменников по локальным параметрам состояния теплоносителей, распределенных по высоте аппарата.
2. Эмпирическое обеспечение модели и метода расчета: критериальные зависимости для расчета коэффициентов тепло- и массоотдачи, аэродинамического сопротивления и влияния на него плотности орошения.
3. Физические основы и результаты оптимизации энергетических характеристик контактного теплообменника.
4. Приложение полученных результатов к разработке энергосберегающих мероприятий на промышленном предприятии.

Обоснование соответствия диссертации паспорту научной специальности 05.14.04 – «Промышленная теплоэнергетика»

Пункты 1 и 4 научной новизны соответствуют п. 3. паспорта специальности «Теоретические и экспериментальные исследования процессов тепло- и массопереноса в тепловых системах и установках, использующих тепло. Совершенствование методов расчета тепловых сетей и установок с целью улучшения их технико-экономических характеристик, экономии энергетических ресурсов», а пункты 2 и 3 – пункту 5 паспорта «Оптимизация параметров тепловых технологических процессов и разработка оптимальных схем установок, использующих тепло, с целью экономии энергетических ресурсов и улучшения качества продукции в технологических процессах».

Апробация работы.

Основные положения диссертации были доложены, обсуждены и получили одобрение на IX Международной научной конференции «Теоретические основы энерго-ресурсосберегающих процессов, оборудования и экологически безопасных производств», Иваново, ИГХТУ, 2011; XIV Международной конференции «Информационная среда вуза», Иваново, ИГАСУ, 2010; Международной НТК «Состояние и перспективы развития электротехнологии – XVI Бенардосовские чтения», Иваново, ИГЭУ, 2011; 24-й Международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-24», Киев-Пенза, 2011, а также на научных семинарах кафедры гидравлики, водоснабжения и водоотведения ИГАСУ и кафедры прикладной математики ИГЭУ (2009-2011 гг.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 11-и печатных работах, в том числе в 5-и изданиях, предусмотренных перечнем ВАК, и в одном зарубежном журнале.

Объем и структура диссертации. Диссертация изложена на 128 стр. включая 38 рисунков, состоит из введения, 4-х глав, основных выводов, списка использованных источников из 131 наименования и приложения на 1 стр.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы, охарактеризована научная новизна и практическая ценность полученных результатов, сформулированы основные положения, выносимые автором на защиту.

В первой главе выполнена оценка потенциала вторичных энергетических ресурсов и рассмотрены пути и оборудование для утилизации теплоты уходящих парогазовых смесей, которые составляют самую большую часть тепловых вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) парогенераторов и теплотехнологических установок.

При использовании для утилизации этой теплоты обычных поверхностных теплообменников возможно охладить выбрасываемую парогазовую смесь до температуры, несколько большей температуры точки росы. Применение контактных и контактно-поверхностных аппаратов позволяет значительно повысить степень утилизации теплоты за счет глубокого охлаждения парогазовой смеси ниже точки росы и конденсации части содержащихся в ней водяных паров. Однако реализация этих преимуществ возможна только тогда, когда выбор параметров аппарата осуществлен на основе достоверных методов его расчета. Большинство существующих методов расчета основано на балансовых уравнениях по всему аппарату, где потоки теплоты и массы влаги рассчитываются по некоторым средним значениям параметров состояния взаимодействующих сред. Это может приводить к значительным погрешностям, поскольку разность потенциалов переноса существенно меняется по длине процесса и предсказать заранее характер этих изменений возможно далеко не всегда. Например, поток теплоты за счет массопереноса может, в зависимости от расходных, теплофизических и конструктивных параметров, изменять не только величину, но и направление по высоте аппарата. Более точное решение задачи моделирования и расчета могло бы быть выполнено на основе дифференциальных уравнений процесса теплопереноса в контактном теплообменнике. Однако в этом случае модель сводится к двум сопряженным через граничные условия и функции источников дифференциальным уравнениям, как минимум одно из которых является уравнением в частных производных с источником членом, описывающим фазовый переход. Это исключает возможность их аналитического решения, а численные методы трудно адаптируются к широкому спектру разнообразных условий процесса. В последнее время в работах Н. Berthiaux, В.Е. Мизонова, С.В. Федосова, Н.Н. Елина и ряда других авторов для решения подобных задач были эффективно использованы ячеечные модели и связанный с ними математический аппарат теории цепей Маркова. Несомненным достоинством этого подхода является универсальность их алгоритмического обеспечения и инженерная ясность внесения изменений в модели и алгоритмы при из-

менении условий протекания процесса. Метод был успешно использован для моделирования прогрева тел перемещающимися локальными источниками теплоты, сушки дисперсных материалов, процессов в регенеративных теплообменниках и других процессов. Поэтому ячеечная модель была выбрана методологической основой настоящей работы.

В заключение главы сформулированы детализированные задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке ячеечной модели тепломассопереноса в контактном теплообменнике. Расчетная схема процесса и его ячеечная модель

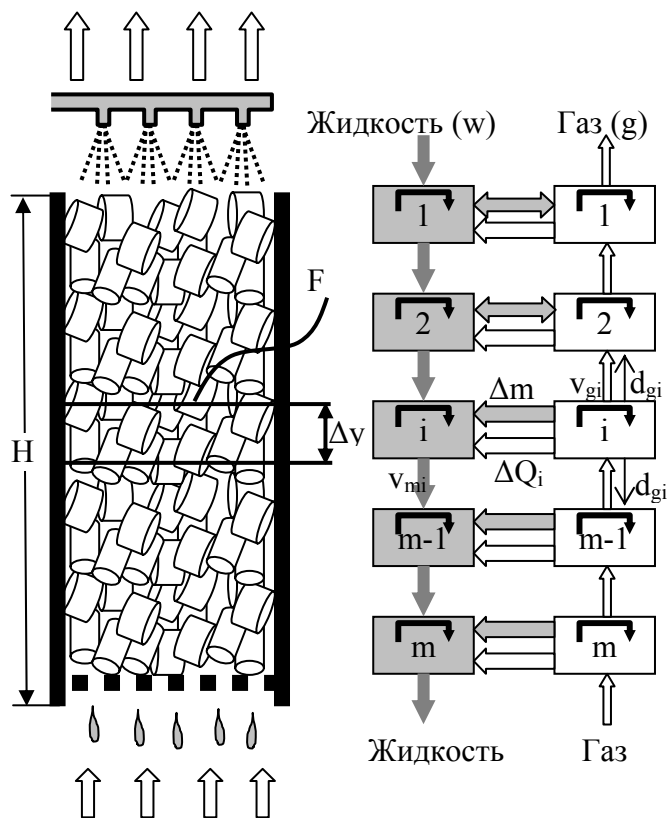


Рис.1. Расчетная схема и ячеечная модель процесса

показана на рис.1. Насадка представляет собой регулярную последовательность элементов, например, колец Рашига, по которой стекает вода, навстречу которой движется поток газа. Рабочий объем аппарата разбит на две одномерные цепи ячеек длиной Δv: одна цепь для воды, а другая для газа. Число ячеек в каждой цепи $m=H/\Delta v$, а порядковый номер определяется целочисленным аргументом i. Теплофизическое состояние сред в ячейках может быть представлено векторами-столбцами. Для воды векторы теплоты, температуры и массы имеют вид $\mathbf{Q}_w=\{Q_{wi}\}$, $\mathbf{t}_w=\{t_{wi}\}$, $\mathbf{m}_w=\{m_{wi}\}$ и т.д., где $i=1,2,\dots,m$ и размер всех векторов равен $m \times 1$.

Пусть в некоторый момент времени τ_k тепловое состояние сред характеризуется набором распределений

\mathbf{Q}_w^k , \mathbf{t}_w^k , \mathbf{m}_w^k и т.д. Спустя малый промежуток времени Δt, за который возможен переход массы и теплоты только в соседние ячейки и не далее, k-ое распределение перейдет в (k+1)-ое. При таком представлении время также становится целочисленным аргументом k – номером перехода (реальные моменты времени рассчитываются как $\tau_k=(k-1)\Delta t$). За время Δt между сходственными ячейками цепей произойдет передача теплоты и массы, рассчитываемая по следующим соотношениям

$$\Delta m^k = \beta \cdot (p_w^k - p_v^k) S \Delta \tau, \tag{1}$$

$$\Delta Q^k = \alpha \cdot (t_g^k - t_w^k) S \Delta \tau, \tag{2}$$

где $p_w^k = p_w^k(t_w^k)$ и $p_v^k = p_v^k(d^k)$ – векторы парциальных давлений влаги над поверхностью воды и в газе, рассчитываемые по известным эмпирическим соот-

ношениям, \mathbf{d}^k – вектор влагосодержания в газе, кг/кг, $\boldsymbol{\beta}$ – вектор коэффициентов массоотдачи, $S=S_s F \Delta y$ – поверхность массообмена в ячейке (F – площадь поперечного сечения аппарата), $\boldsymbol{\alpha}$ – вектор коэффициентов теплоотдачи, оператор \cdot^* означает поэлементное перемножение векторов.

Кинетика процессов переноса теплоты и массы вдоль цепей благодаря движению сред может быть описана рекуррентными матричными равенствами

$$\mathbf{m}_g^k = \mathbf{m}_{gv}^k + \mathbf{m}_{gg}^k, \quad (3)$$

$$\mathbf{m}_{gv}^{k+1} = \mathbf{P}_g^k (\mathbf{m}_{gv}^k + \Delta \mathbf{m}^k) + \Delta \mathbf{m}_{gvf}^k, \quad (4)$$

$$\mathbf{m}_{gg}^{k+1} = \mathbf{P}_g^k \mathbf{m}_{gg}^k + \Delta \mathbf{m}_{ggf}^k, \quad (5)$$

$$\mathbf{m}_w^{k+1} = \mathbf{P}_w^k (\mathbf{m}_w^k - \Delta \mathbf{m}^k) + \Delta \mathbf{m}_{wvf}^k, \quad (6)$$

$$\mathbf{Q}_g^{k+1} = \mathbf{P}_g^k (\mathbf{Q}_g^k - \Delta \mathbf{Q}^k) + \Delta \mathbf{Q}_{gf}^k, \quad (7)$$

$$\mathbf{Q}_w^{k+1} = \mathbf{P}_w^k (\mathbf{Q}_w^k + \Delta \mathbf{Q}^k - \mathbf{r}^k \cdot^* \Delta \mathbf{m}^k) + \Delta \mathbf{Q}_{wf}^k, \quad (8)$$

где индексы gv и gg относятся к паровой и газовой составляющей потока парогазовой смеси, индекс w – к потоку воды, \mathbf{r} – вектор удельной теплоты фазового перехода в ячейках.

Матрицы \mathbf{P}_1 и \mathbf{P}_2 описывают продольное движение сред вдоль соответствующих цепей. Каждый столбец матрицы соответствует определенной ячейке и в нем в строках с номерами ячеек, куда возможен перенос теплоты и массы, размещают доли теплоты и массы, переносимой в этом направлении за один временной переход. Например, матрица для переноса воды вдоль цепи имеет вид

$$\mathbf{P}_w^k = \begin{bmatrix} 1-v_{w1}^k - s_w & s_w & 0 & 0 & \dots \\ v_{w1}^k + s_w & 1-v_{w2}^k - 2s_w & s_w & 0 & \dots \\ 0 & v_{w2}^k + s_w & 1-v_{w3}^k - s_w & s_w & \dots \\ 0 & 0 & v_{w3}^k + s_w & 1-v_{w4}^k - 2s_w & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где v_w – доли массы воды в ячейках, переносимые в соседние по ходу ячейки за счет детерминированной составляющей движения, s_w – за счет стохастической составляющей движения. Величины $v_{i,i+1}$ определяются из уравнения расхода следующим образом

$$v_w^k = G_w^k \Delta \tau / m_w^k, \quad (10)$$

где G_{wi}^k – расход воды, меняющийся от ячейки к ячейке за счет массообмена

$$G_{wi}^k = G_{w0} - \sum_I^i \frac{\Delta m_i^k}{\Delta \tau}. \quad (11)$$

Переходная матрица для газа рассчитывается по аналогичной схеме.

В соотношениях (4)-(8) векторы с индексом f – векторы подачи сред от внешних источников, то есть от поступающих в цепь воды и газа. В них все элементы равны нулю, кроме элементов ячеек, примыкающих к местам подачи

$$\Delta m_{gvf}^k(m) = G_{g0} \Delta \tau d_0 / (1 + d_0), \quad \Delta m_{ggf}^k(m) = G_{g0} \Delta \tau / (1 + d_0), \quad \Delta m_{wf}^k(1) = G_{w0} \Delta \tau, \quad (12)$$

где d_0 – начальное влагосодержание в подаваемом газе, G_{w0} и G_{g0} – расходы подаваемых в аппарат воды и газа.

Переход от запасов теплоты в ячейках к их температурам и расчет текущего распределения влагосодержания осуществляется по соотношениям

$$t_w^{k+1} = Q_w^{k+1} / (m_w^{k+1} \cdot c_w + V_f \rho_f c_f), \quad (13)$$

$$t_g^{k+1} = Q_g^{k+1} / (m_{gg}^{k+1} \cdot c_g + m_{gv}^{k+1} \cdot c_v), \quad (14)$$

$$d^{k+1} = m_{mv}^{k+1} / m_{gg}^{k+1}, \quad (15)$$

где V_f , ρ_f и c_f – объем, плотность и удельная теплоемкость насадки в ячейке, а оператор $/$ означает поэлементное деление векторов.

Для расчета процесса по рекуррентной процедуре (1)-(15) необходимо знать начальное распределение параметров состояния сред в ячейках, которые могут быть приняты равномерными и равными параметрам входящих потоков. Модель (1)-(15) полностью описывает переходный процесс и установившиеся

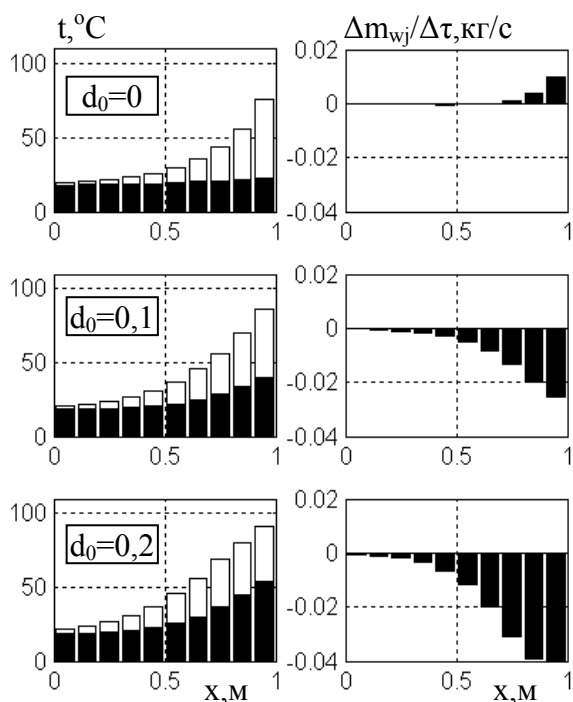


Рис.2. Влияние начального влагосодержания в газе на распределение по длине температур теплоносителей и потоков влаги

распределения в контактном теплообменнике. Учет потерь теплоты в окружающую среду через корпус аппарата может быть легко выполнен добавлением соотношения, аналогичного соотношению (2) с коэффициентом теплопередачи через стенку корпуса и температурным напором «газ – окружающая среда». Описанная модель легко алгоритмируется и программируется, особенно в среде MATLAB, ориентированной на операции с матрицами.

На рис.2 показан пример результатов расчета тепломассообмена в контактном теплообменнике с высокой слоя насадки, состоящей из колец Рашига размером 25x25x3 мм при их регулярной укладке, равной 1м, площадью поперечного сечения 1,53м². Параметры теплоносителей: плотность орошения $g_0 = 6,5$ м³/час·м² (расход воды 10 м³/час), $t_{w0} = 18^\circ\text{C}$, $G_{g0} = 1$ кг/с, $t_{g0} = 100^\circ\text{C}$. Расчеты выполнены для нескольких значений начального влагосодержания в греющем газе.

При сухом газе ($d_0=0$) вблизи зоны его подвода происходит интенсивное испарение воды, но затем быстро устанавливается равновесие и испарение практически прекращается. Нагрев воды в аппарате очень незначителен, что свидетельствует о том, что конвективный теплоперенос вносит малый вклад в общую передачу теплоты. При $d_0=0,1$ испарения воды не происходит вообще, а идет конденсация содержащейся в газе влаги. Равновесие достигается примерно на половине высоты теплообменника, вода подогревается до 40°C , из чего следует, что основной вклад в её подогрев вносит теплота конденсации пара из греющего газа. Эти процессы еще более выражены при начальном влагосодержании $d_0=0,2$, когда вода подогревается уже до 55°C . Таким образом, разработанная ячеечная модель позволяет рассчитывать процессы тепломассопереноса в контактном теплообменнике по локальным, меняющимся по его высоте теплофизическим параметрам теплоносителей.

В третьей главе рассматриваются вопросы эмпирического обеспечения модели, оптимизации параметров теплообменника и сравнения точности расчетных прогнозов по модели с существующими методами расчета.

Для идентификации параметров математической модели использовались экспериментальные данные Научно-исследовательского института санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ, г. Киев). Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке, в которой холодную воду, поступающую из артезианской скважины с температурой $t_{w0} = 12^\circ\text{C}$, нагревали в контактной камере диаметром $D = 200$ мм, загруженной кольцами Рашига размером $35 \times 35 \times 4$ мм.

Высота слоя засыпки изменялась и составляла $H = 110, 310, 700$ и 1000 мм. В качестве теплоносителя использовались уходящие дымовые газы котла с температурой $t_{g0} = 200 \dots 260^\circ\text{C}$. Скорость газов изменялась в диапазоне $V_g = 0,4 \dots 1,9$ м/с, а влагосодержание $d_0 = 100 \dots 120$ г/кг. Плотность орошения насадки водой g_0 изменялась в широких пределах от 3 до $55 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{час}$.

В результате обработки всех представленных экспериментальных данных получена формула, наиболее адекватно их описывающая:

$$\text{при } Re_g < 200 \\ Nu = 0,016 \cdot Re_g^{1,3} \cdot Pr^{0,33}, \quad (16)$$

$$\text{при } Re_g \geq 200, \\ Nu = 0,035 \cdot Re_g^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \cdot g_w^{0,17} \quad (17)$$

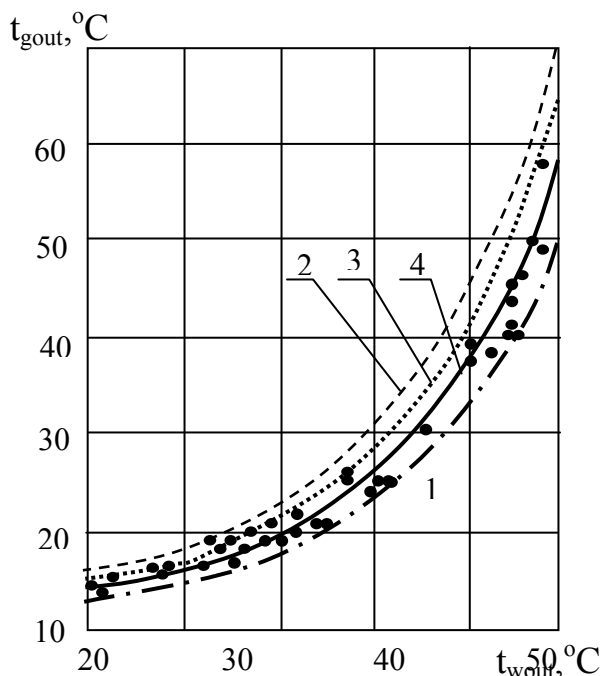


Рис. 3. Сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными при различных зависимостях для расчета коэффициентов переноса: 1, 2, 3 – данные разных источников, 4 – по формулам (16) и (17).

где $Re_g = w_g \cdot D_r / \nu_g$; $g_w = G_w / G_{gd}$; D_r - эквивалентный диаметр частицы, равный отношению ее шестикратного объема к площади поверхности.

Для расчета коэффициентов массоотдачи следует использовать гипотезу об аналогии процессов тепло- и массообмена (так называемая «тройная аналогия»), согласно которой если для расчета теплоотдачи получено уравнение вида $Nu = a \cdot Re^n \cdot Pr^m$, то для расчета массоотдачи, происходящей в аналогичных условиях, используется уравнение $Nu^D = a \cdot Re^n \cdot Pr_D^m$, где a , n и m – одни и те же величины, а «диффузионные» числа Нуссельта и Прандтля определяются по формулам: $Nu_D = \beta \cdot l / D_g$; $Pr_D = \nu / D_g$, где D_g – коэффициент диффузии водяного пара в газе. Пример сравнения расчетных (с различными эмпирическими зависимостями) и экспериментальных данных показан на рис.3. Он свидетельствует о хорошей адекватности выбранных формул (16) и (17).

Обобщение того же массива экспериментальных данных по аэродинамическому сопротивлению теплообменника позволило предложить эмпирическую формулу, учитывающую влияние плотности орошения насадки на ее сопротивление

$$\frac{\Delta p / (H V_g^2)}{\Delta p / (H V_g^2)_{g_0=0}} = (1 + 0,05 g_0)^{2,15}, \quad (18)$$

где $\Delta p / (H V_g^2)_{g_0=0}$ – сопротивление сухой насадки, рассчитываемое по известным формулам.

Таким образом, можно считать, что потери давления главным образом определяются геометрией насадки (эмпирические данные для сухой насадки), плотностью орошения (формула на (18)), высотой теплообменника и скоростью газа.

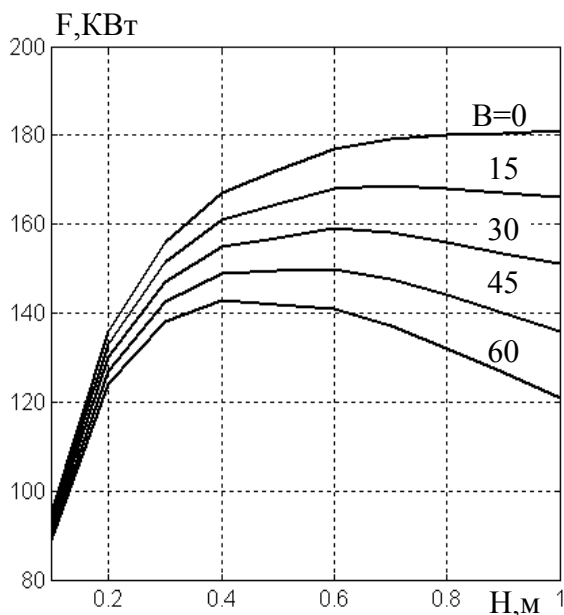


Рис.4. К определению оптимальной высоты теплообменника

Как было отмечено выше, процесс протекает наиболее интенсивно в зоне подвода газа, а локальная тепловая мощность довольно быстро убывает по высоте теплообменника. Затраты же мощности на прокачку газа определяются удельным сопротивлением насадки и высотой теплообменника, слабо завися от начального влагосодержания греющего газа. Для оценки энергетической эффективности процесса в первом приближении можно использовать решающую функцию $F(H) = N_Q(H) - N_f(H)$, где $N_Q(H)$ – тепловая мощность и $N_f(H)$ – мощность на прокачку газа, зависящие от высоты теплообменника H . При заданном расходе газа величину $N_D(H)$

можно представить как $N_f(H)=BH$, где B – коэффициент пропорциональности, зависящий от удельного сопротивления насадки, расхода газа и плотности орошения. На рис.4 показано поведение функции $F(H)$ при разных значениях B , рассчитанное для тех же условий, что и выше.

При $B=0$ график показывает влияние высоты теплообменника на его тепловую мощность. Видно, что с ростом H тепловая мощность сначала быстро возрастает, а затем стабилизируется и после $H=0,8$ м практически остается постоянной. Мощность же на прокачку газа линейно возрастает с высотой, вследствие чего при $B \neq 0$ на зависимости $F(H)$ появляется максимум, причем с ростом B оптимальное значение H убывает. Очевидно, что такая ситуация будет иметь место в любом контактном теплообменнике, отличаясь лишь количественными значениями оптимальных высот. В диссертации приведены расчеты оптимальной высоты теплообменника при различных его конструктивных и режимных параметрах

Для верификации модели были использованы опытные данные НИИСТ, где в производственных опытах конструктивные и режимные параметры контактного теплообменника-утилизатора марки ЭК-БМ-1-1, имеющего диаметр 1000 мм, менялись в довольно широком диапазоне. Объектом сравнения была температура уходящего газа. Параметры теплообменника и сравнение расчетных и опытных данных приведено в табл.1.

Таблица 1

Высота слоя, мм	Скорость газа, м/с	Плотность орошения, м ³ /м ² ч	Температура воды на входе, °С	Температура газа на входе, °С	Температура газа на выходе, °С (эксперимент)	Температура газа на выходе, °С	
						Расчет / Погрешность, %	
						По модели	По интегральному балансу
484	0,9	28	15,5	266	27,0	28,4 / 5	25 / -7,4
500	2,2	15	14,0	240	45,0	46,6 / 3,5	43 / -4,4
500	1,5	10	16,5	235	52,5	53,3 / 1,5	48 / -8,6
980	0,9	15	15,0	436	47,3	48,7 / 3	45 / -4,9
960	0,94	31	15,0	425	32,0	33,2 / 3,7	29 / -9,4

Экспериментальные данные выделены в соответствующем столбце жирным шрифтом, а далее приведены расчетные температуры газа (с отклонениями от экспериментальных): сначала по разработанной модели, а затем – по существующему методу расчета, основанному на интегральных балансах теплоты и массы по всему теплообменнику. Из таблицы следует, что погрешность в определении этой температуры по предложенной модели не превышает 5%, что можно считать вполне приемлемым для такого сложного процесса. Во всех случаях расчет дает несколько завышенное значение температуры, что очевидно вызвано игнорированием в описанной модели тепловых потерь в окружающую среду. Среднее отклонение по всем опытам составляет 3,35%.

Расчет по существующему методу дает заниженные значения температуры

(при расчетах по этому методу потери в окружающую среду также не учитывались); при этом максимальное отклонение от опытных данных заметно выше и составляет около 10% при среднем значении 6,9%.

Таким образом, можно утверждать, что разработанная модель дает более точное описание процесса по выходным характеристикам. Кроме того, она позволяет рассчитывать процесс по локальным состояниям теплоносителей (и при необходимости вмешиваться в него), что в принципе не допускает интегральный метод.

Четвертая глава посвящена разработке энергосберегающих мероприятий на участке заключительной отделки тканей в ЗАО «Традиции текстиля» путем проектирования и внедрения контактного теплообменника-утилизатора для отработавшего влажного воздуха после сушильных машин «Элитекс».

Для расчета контактного утилизатора (КУ) предприятием были назначены следующие исходные параметры:

массовый расход сухого воздуха $G_{g0} = 10$ т/час = 2,78 кг/с;

температура воздуха на входе в КУ $t_{g0} = 80$ °С;

температура воздуха на выходе из КУ $t_{gout} = 50$ °С;

температура воды на входе в КУ $t_{w0} = 10$ °С;

температура воды на выходе из КУ, назначаемая из соображений использования её в технологическом процессе $t_{wout} = 40$ °С;

расход воды перед КУ $G_{w0} = 24$ м³/час.

Предварительный расчет параметров теплообменника был выполнен по традиционному балансовому методу. С учетом компоновочных ограничений его монтажа в цехе из приведенных в диссертации вариантных расчетов были выбраны следующие параметры контактной камеры: $D = 1,5$ м, $H_k = 0,64$ м; насадка – кольца Рашига 25x25x3 мм; требуемая тепловая мощность составляет $N_Q = 838,4$ кВт. Как было показано в главе 3, результаты расчетов по разработанной модели и построенному на ней компьютерному инженерному методу расчета процессов в контактном теплообменнике более точно совпадают с результатами экспериментов, взятых из литературы. Поэтому выбранные на основе балансового метода расчета результаты уточнялись с помощью разработанного метода. При расчетах варьировалась высота контактной камеры H_k при ее неизменном диаметре.

Результаты расчетов показаны на рис.5. Из верхнего графика видно, что выбранная по балансовому методу высота не обеспечивает нагрева воды до требуемой температуры 40°С, а доводит ее только до 36°С. Соответственно температура выходящего воздуха повышается до 58°С, его влагосодержание – до 0,08 кг/кг, а тепловая мощность составляет около 740 кВт вместо необходимых 838,42 кВт. Требуемый нагрев воды достигается только при высоте слоя насадки 0,83 м, что соответствует и всем остальным заданным параметрам, но при повышенном перепаде давления газа на слое насадки, возрастающем до 700 Па.

На рис.6 показано расчетное распределение параметров теплоносителей по высоте слоя насадки в выбранном теплообменнике. Это изменение далеко от

насыщения, фиксируемого в расчетах глав 2 и 3. Поэтому в приведенных на рис.5 графиках изменения тепловой мощности с высотой слоя насадки она возрастает почти линейно. Однако в настоящее время предприятие не нуждается в дополнительной тепловой мощности, кроме заданной через уровень подогрева технологической воды.

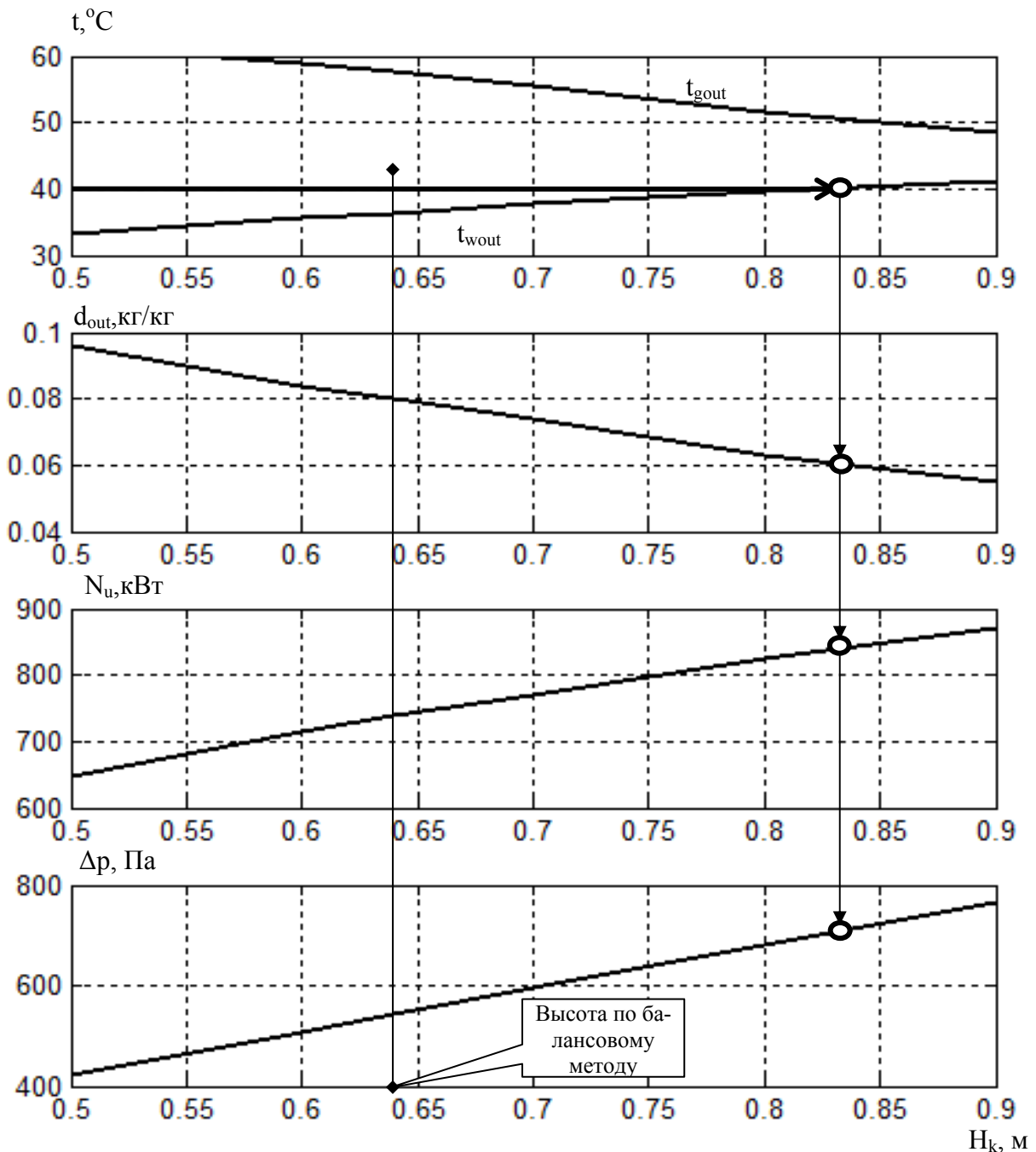


Рис.5 Влияние высоты слоя насадки на характеристики теплообменника:
насадка – кольца Рашига 25x25x3 мм, $t_{win}=10^{\circ}\text{C}$

На основе выполненных уточненных расчетов предприятию был представлен эскизный проект теплообменника. Рабочее проектирование теплообменника выполнено силами инженерных служб предприятия (прототипом при проектировании являлся теплообменник-утилизатор ЭК-БМ1). Теплообменник

был изготовлен в механической мастерской предприятия и установлен в линии в сентябре 2011 г. По требованию предприятия остальные конструктивные параметры теплообменника и его рабочие чертежи составляют собственность предприятия и не подлежат разглашению. В процессе отладки теплообменника была выполнена дополнительная теплоизоляция корпуса для снижения тепловых потерь в окружающую среду.

Из выполненных тепловых испытаний нам был предоставлен график связи температур воды на входе и выходе, полученный в течение одного дня испытаний, показанный на рис.7 вместе с расчетной зависимостью. Все опытные данные лежат внутри 3%-й зоны отклонения от расчетных, но с регулярной статической ошибкой (расчет дает несколько завышенные значения температуры, что вызвано тем, что в модели рассматривался теплообменник с идеальной теплоизоляцией корпуса, что не было достигнуто на практике).

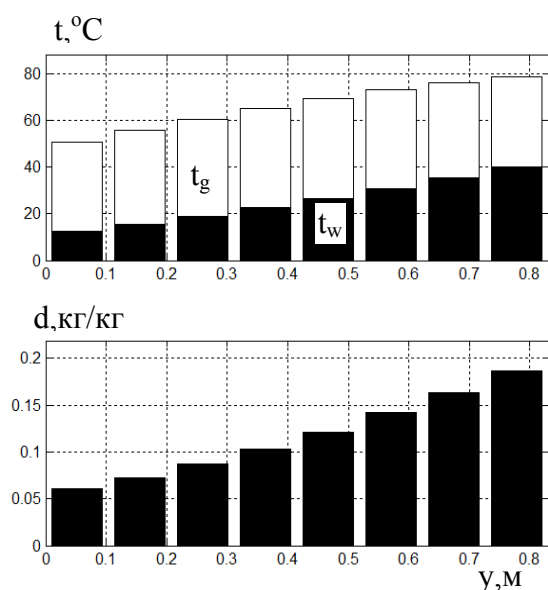


Рис.6. Распределение температур теплоносителей и влагосодержания в газе в расчетном режиме: насадка – кольца Рашига 25x25x3 мм, $H_K=0,83$ м

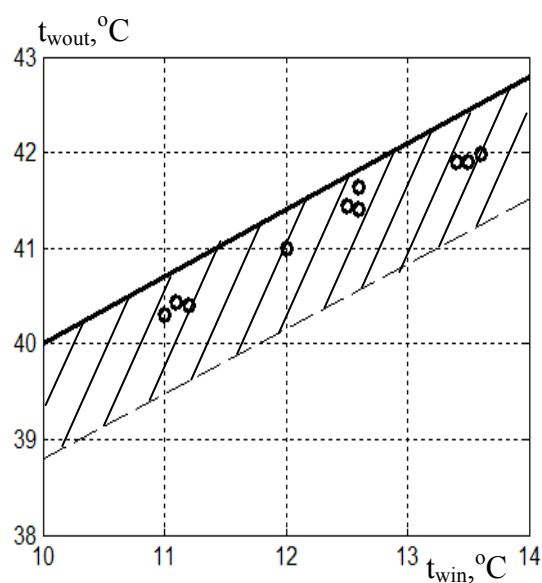


Рис.7. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по температуре воды на входе и выходе из теплообменника: (заштрихована зона 3%-го отклонения)

Зафиксированный предельный технический эффект от установки данного контактного утилизатора составил 830 кВт дополнительной тепловой мощности, а рассчитанный на его основе реальный годовой экономический эффект составляет 485 тыс. руб. Акт внедрения приведен в Приложении.

Основные результаты диссертации

1. Разработана ячеечная математическая модель процесса тепломассобмена в контактном теплообменнике, позволяющая рассчитывать процессы тепломассопереноса по локальным параметрам состояния теплоносителей, что позволяет более достоверно определять количество переданной теплоты и массы конденсирующейся или испаряющейся влаги.
2. Разработано программно-алгоритмическое обеспечение модели, позволяющее исследовать влияние различных параметров процесса на его энергетические показатели.
3. Выполнены численные эксперименты, показывающие влияние конструктивных и режимных параметров процесса на распределение температур и влагосодержания теплоносителей по длине теплообменника. В частности, показано, что в подавляющем большинстве практически важных случаев определяющий вклад в тепловую мощность процесса вносит теплота конденсации влаги, причем фазовое равновесие наступает на неполной высоте теплообменника, в результате чего оставшаяся часть не вносит вклада в тепловую мощность, но создает дополнительное аэродинамическое сопротивление.
4. Подобраны эмпирические критериальные уравнения для определения локальных коэффициентов теплоотдачи и массоотдачи и потерь давления, обеспечивающие наилучшее согласование расчетных по разработанной модели и экспериментальных данных по выходным характеристикам контактных теплообменников.
5. Найдена и описана универсальная для разных размеров колец насадки зависимость её аэродинамического сопротивления от плотности орошения.
6. Показано существование оптимальной высоты теплообменника, обеспечивающей максимальную разность между его тепловой мощностью и мощностью, затрачиваемой на прокачку газа.
7. Выполнено сравнение выходных параметров теплоносителей, рассчитываемых по разработанной модели с опытными данными испытаний контактного теплообменника-утилизатора марки ЭК-БМ-1-1, имеющего диаметр 1000 мм, и показано, что погрешность в их определении не превышает 5% при средней по всем опытам погрешности 3,35% в отличие от средней погрешности для традиционно используемого метода расчета, составляющей 6,9%.
8. Разработаны и внедрены на ЗАО «Традиции текстиля» энергосберегающие мероприятия, заключающиеся в разработке и установке модернизированного контактного теплообменника-утилизатора теплоты отработавших сушильного воздуха с достигнутым техническим эффектом 830 кВт дополнительной тепловой мощности и расчетным экономическим эффектом 485 тыс. руб./год.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

По перечню рецензируемых изданий ВАК

1. Елин Н.Н., Мизонов В.Е., Якимычев П.В. Идентификация параметров математической модели тепломассообменных процессов в контактном теплообменнике. Вестник ИГЭУ, Вып.2, 2011, с.33-35
2. Якимычев П. В., Елин Н. Н. Мизонов В. Е. Ячеечная модель тепломассопереноса в контактном теплообменнике. Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. - №3(71). – с. 33-35.
3. Якимычев П. В., Елин Н. Н. Мизонов В. Е. Моделирование и оптимизация тепломассопереноса в контактном теплообменнике. Промышленная энергетика, №9, 2011. с.27-30 (ISSN 0033-1155)
4. Мизонов В.Е., Якимычев П.В., Зайцев В.А., Елин Н.Н. Моделирование контактного утилизатора теплоты отработавшего сушильного агента // Изв. ВУЗов. Химия и химическая технология. – 2011. – Т. 54. – Вып. 10. – С.127-129.
5. Якимычев П.В, Мизонов В.Е., Елин Н.Н., Зайцев В.А. Идентификация ячейной модели контактного теплообмена и ее промышленная проверка. Изв. Вузов «Химия и хим. технология». Т.55, №8, 2012. С.98-100.

Публикации в других изданиях

6. Mizonov, V., Yelin, N., Yakimychev, P. A Cell Model to Describe and Optimize Heat and Mass Transfer in Contact Heat Exchangers. Energy and Power Engineering, 2011, 3, 144-149.
7. Якимычев П.В., Елин Н.Н., Мизонов В.Е. Моделирование теплового состояния контактных утилизаторов тепла дымовых газов. Труды IX Международной научной конференции «Теоретические основы энерго-ресурсосберегающих процессов, оборудования и экологически безопасных производств». Иваново, 28-30 сентября 2010, с.280.
8. Елин Н.Н., Мизонов В.Е., Якимычев П.В. Математическое моделирование процессов тепломассообмена в контактных экономайзерах.// Информационная среда вуза: Материалы XVII Международной научно-технической конференции, Иваново, ИГАСУ, 2010, с.481-483.
9. Якимычев П.В., Мизонов В.Е., Елин Н.Н., Лезнова Н.Р. Моделирование тепломассопереноса при контактном взаимодействии жидкости и газа. Труды Международной НТК «Состояние и перспективы развития электротехнологии – XVI Бенардосовские чтения». т.2. Иваново, 2011, с.305-308.
10. Якимычев П.В, Мизонов В.Е., Елин Н.Н. Моделирование и оптимизация параметров процесса в контактном теплообменнике // Труды 24 Международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-24», 2011, Саратов, т.8. с.92-93.
11. Якимычев П. В., Елин Н.Н., Мизонов В.Е.. Опыт промышленного освоения контактного теплообменника в технологии обработки тканей.//Информационная среда вуза: Материалы XIX Международной научно-технической конференции, Иваново, ИГАСУ, 2012 – с. 246-249.

