

На правах рукописи



Тумашова Анастасия Валерьевна

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА
В ФОРСУНОЧНЫХ ОРОСИТЕЛЬНЫХ КАМЕРАХ**

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук по специальности

Томск - 2011

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении
Высшего профессионального образования
«Томский государственный архитектурно-строительный университет».

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Шиляев Михаил Иванович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
доцент Дьяченко Юрий Васильевич

доктор физико-математических наук,
профессор Логинов Владимир Степанович


Ведущая организация: Учреждение Российской академии наук
Институт теплофизики им. С.С.Кутателадзе
Сибирского отделения РАН,
г. Новосибирск

Защита состоится « 17 » июня 2011 года в 14⁰⁰ часов
на заседании диссертационного совета Д. 212.173.02
при Новосибирском государственном техническом университете.
Адрес: 630092, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Новосибирского
государственного технического университета.

Автореферат разослан « 17 » _____ мая _____ 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета:

доктор технических наук, профессор  Чичиндаев А.В.

Общая характеристика работы

Актуальность работы. Газожидкостные системы капли – парогазовый поток широко используются в различных технических устройствах: для тепловлажностной обработки воздуха в камерах орошения кондиционеров воздуха (КВ), системах вентиляции, в градирнях; для очистки воздуха от пыли и вредных газов в различного типа промывных камерах, противоточных и прямоточных форсуночных скрубберах (ПФС); для сжигания жидкого топлива в топках теплогенерирующих установок, в камерах сгорания ЖРД и др. В зависимости от назначения этих устройств при взаимодействии парогазового потока с каплями газ (воздух) либо осушается за счет конденсации паров жидкости на каплях, либо увлажняется за счет испарения капель и поступления паров жидкости в поток. При протекании теплообменных процессов изменяется температура парогазового потока.

При очистке газов от тонкодисперсных механических примесей конденсационным способом на частицах субмикронных размеров конденсируется водяной пар из потока, в результате чего они укрупняются и, увеличивая свою инерционность, эффективно улавливаются на капли за счет столкновения с ними. Все процессы, отмеченные выше, связаны сложными механизмами динамического и теплообменного взаимодействия одновременно между каплями жидкости, частицами и парогазовым потоком, описать которые упрощенными способами не представляется возможным. Для этого требуется построение адекватных реальным условиям обобщенных математических моделей процесса контактного теплообмена между каплями орошающей жидкости, частицами и парогазовым потоком, на основе численной реализации которых можно было бы этот процесс прогнозировать и оптимизировать.

Отсутствие таких моделей при технической необходимости разработки оросительных камер различного назначения и, в большей мере для КВ, потребовало прежде всего целенаправленного экспериментального изучения теплообменных процессов, протекающих в них, в приближении малых влагосодержаний, разработки инженерных методик расчета, например, методик ВНИИ Кондиционер, СанТехНИИПроект, и оптимизации работы этих устройств, пригодных только для конкретных конструкций (по замечаниям М.Г. Тарабанова, Ю.В. Видина, Г.П. Бойкова, Л.М. Зусмановича).

В газоочистительных устройствах эффективное улавливание тонкодисперсной пыли конденсационным способом достигается, как показано В.Н. Ужовым, А.Ю. Вальдбергом, В.П. Савраевым и др., только при повышенных влагосодержаниях, составляющих 1-2 кг/кг сухих газов. Так что все наработанные экспериментальными методами материалы по оросительным камерам КВ для расчета конденсационных газоочистителей не пригодны, поскольку они относятся только к системе «капли воды – водяной пар – воздух». Газожидкостные системы с другими физическими свойствами (например, система «капли воды – водяной пар – крекинг-газы»), реализующаяся при очистке крекинг-газов конденсационным способом от сажевых частиц) подчиняются другим закономерностям. Но к сожалению, на сегодняшний день инженерных методик расчета, основанных даже только на эмпирических данных, для этих аппаратов не существует. Все выше сказанное говорит об актуальности постановки и решения задач обобщенного математического моделирования процессов тепло- и массообмена между каплями жидкости, частицами и парогазовым потоком

в форсуночных оросительных камерах различного назначения при высоких влагосодержаниях, чему и посвящена настоящая диссертационная работа.

Цель работы. Разработка моделей и установление основных закономерностей процессов тепломассообмена и конденсационного улавливания тонкодисперсной пыли в оросительных камерах различного назначения и в скрубберах в широком диапазоне влагосодержаний, оптимизация режимных и конструктивных параметров разных устройств.

Поставленные задачи. Первой задачей является построение двумерной физико-математической модели процесса тепло- и массообмена в оросительных камерах в широком диапазоне влагосодержаний, ее численная реализация в ходе которой проведено сравнение результатов расчетов с опытными данными, выяснение правомерности использования одномерной модели при расчете оросительных камер, выяснение влияния различных факторов на термодинамические параметры компонентов потока. Второй задачей, как расширение первой является построение физико-математической модели конденсационного улавливания тонкодисперсных механических примесей в форсуночных скрубберах, проверка ее работоспособности на основе сопоставления результатов расчетов с известными опытными данными, установление с помощью модели оптимальных режимных и конструктивных параметров аппаратов.

Научная значимость и новизна работы состоит в следующем:

- Разработана обобщенная двумерная модель процесса тепломассообмена капель жидкости и парогазового потока в широком диапазоне влагосодержаний в форсуночных оросительных камерах различного назначения, учитывающая переменность массы капель в уравнении их движения, влияние стефановского потока на массообмен, повышенную концентрацию капель в парогазовом потоке, влияние испарения – конденсации на теплообмен капель с парогазовым потоком на термодинамические параметры потока в целом. Проведена численная реализация модели процесса тепломассообмена капель жидкости и парогазового потока в оросительной камере кондиционера воздуха. С целью выяснения достоверности и работоспособности модели проведено сопоставление результатов расчетов с известными опытными данными;
- Установлены основные закономерности и значимость влияния отдельных факторов, учтенных в модели, на термодинамические параметры потока;
- На основе модели процесса тепломассообмена капель жидкости и парогазового потока в форсуночных оросительных камерах разработана модель конденсационного улавливания тонкодисперсной пыли в форсуночных скрубберах. Работоспособность модели конденсационного улавливания тонкодисперсной пыли в форсуночных скрубберах и достоверность результатов, полученных при ее численной реализации, подтверждаются сопоставлением их с известными опытными данными;
- Выполнено численное исследование модели конденсационного улавливания тонкодисперсной пыли в противоточных форсуночных скрубберах и скрубберах Вентури и показана возможность оптимизации работы этих устройств. Установлено влияние определяющих параметров парогазового потока и жидкости на входе в эти аппараты на эффективность улавливания пыли.

На защиту выносятся:

- Модель тепломассообмена капель жидкости и парогазового потока в форсуночных камерах орошения, а также результаты ее численной реализации и анализ

эффектов, влияющих на термодинамические параметры системы «капли жидкости – парогазовая смесь»;

- Модель конденсационного улавливания тонкодисперсной пыли в форсуночных скрубберах, результаты ее численной реализации и анализ условий, обеспечивающих эффективное пылеулавливание в этих аппаратах.

Достоверность результатов определяется строгой оценкой приближений при записи уравнений сохранения, использованием обобщенных критериальных зависимостей для коэффициентов теплообмена и массообмена капле с потоком, выбором аппроксимационных зависимостей по парциальному давлению насыщенных водяных паров от температуры, обеспечивающих минимальное отклонение от известных табличных эмпирических данных, удовлетворительным согласованием расчетов с известными опытными данными как по параметрам теплообмена, так и по эффективности пылеулавливания в скрубберах (конденсационном и в изотермических условиях).

Связь с научными программами. Работа выполнена в соответствии с научным направлением ТГАСУ «Системы жизнеобеспечения зданий и населенных пунктов» (коды по ГРНТИ 67.53; 75.31).

Практическая значимость работы. Разработанные физико-математические модели позволяют производить инженерные расчеты процессов теплообмена в оросительных камерах различного назначения при любых влажностях и концентрациях капле жидкости и оптимизировать их режимные и конструктивные параметры. В результате численного анализа моделей установлено, что конденсационное пылеулавливание в форсуночных скрубберах желательно проводить при возможно меньших концентрациях пыли и температурах капле на входе, при возможно большем влажностном содержании. Противоточные системы тепловлажностной обработки в оросительных камерах КВ и конденсационного пылеулавливания в форсуночных скрубберах более экономичны, чем прямоточные. Конденсационное улавливание крупных частиц пыли малоэффективно и, следовательно, нецелесообразно. Результаты работы используются в учебном процессе ТГАСУ (г. Томск) и СФУ (г. Красноярск) по специальности «Теплогоснабжение и вентиляция» в курсах «Аэродинамика и теплообмен газодисперсных потоков», «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» и «Методы расчета и проектирования пылегазоочистного оборудования», а также на предприятии ОАО «Азот» (г. Кемерово), о чем свидетельствуют справка и акт о внедрении результатов НИР, являющиеся приложением к диссертации. Результаты диссертации использованы в монографии М.И.Шиляева, Е.М.Хромовой, А.Р. Богомолова «Интенсификация теплообмена в дисперсных средах при конденсации и испарении».

Личный вклад соискателя. Участие в постановке задачи моделирования процессов контактного теплообмена в форсуночных оросительных камерах, работающих в широком диапазоне влажностей. Численная реализация модели. Сопоставление результатов расчетов с известными опытными данными. Анализ модели. Участие в моделировании процессов конденсационного улавливания субмикронной пыли в форсуночных скрубберах, численная реализация модели. Анализ достоверности полученных результатов. Формулирование основных выводов и заключения.

Апробация работы. Основные положения работы доложены и обсуждены на региональных научно-технических конференциях (ТГАСУ (Новосибирск, 2007),

ТПУ (Томск, 2009); всероссийских и международных научно-практических конференциях ПГАСА (Пенза, 2008), ВолгГАСУ (Волгоград, 2008), ТПУ (Томск, 2009, июнь 2010, декабрь, 2010)).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 9 работ, в том числе: 4 статьи (3 - в соавторстве) в научных журналах, входящих в перечень, рекомендованный ВАК РФ; 5 статей (в соавторстве) в сборниках трудов международных и всероссийских конференций. В списке публикаций автореферата приведен перечень основных работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников из 89 наименований и приложения. Объем основного текста диссертации 139 страницы, включая 51 рисунок и 1 таблицу.

Основное содержание работы.

Во введении обоснована актуальность проблемы и задач, решаемых в диссертации, обсуждены особенности их постановки и их практическая значимость.

Первая глава. (Обсуждение состояния вопроса). Проведен анализ изученности процесса тепломассообмена между каплями жидкости и несущим потоком в оросительных камерах, установках различного назначения. Показано, что в оросительных камерах кондиционеров воздуха изучение проводилось в основном экспериментальными методами интегрально и только при невысоких влагосодержаниях, составляющих не более 0,02 кг/кг сух.возд., на моделях, соответствующих типовым камерам орошения КВ. Поэтому, по замечаниям авторов, изучающих эти процессы, полученные результаты, в частности по критериям эффективности камер, могут быть использованы только для конкретных конструкций. Обоснованный переход к другим типоразмерам и режимам работы камер возможен только на основе обобщенного физико-математического моделирования, учитывающего все возможные особенности процессов, такие как высокие влагосодержание и концентрация капель в парогазовом потоке, наличие твердых частиц в нем, другие физические свойства капель жидкости, паров и сухих газов, отличные от системы «капли воды – паровоздушный поток». Сделан вывод о необходимости постановки задачи в общем виде, в которой бы изучаемая система моделировалась как многокомпонентная, многотемпературная, многофазная, разноскоростная сплошная среда с эффективными параметрами, зависящими от концентрации компонентов смеси. Отмечено, что в работе рассматриваются только бинарные парогазовые смеси с включениями в них капель жидкости и частиц. При этом энтальпию влажного газа следует определять как

$$I = cT + r_{*}d', \quad d' = \frac{\rho_1}{\rho}, \quad (1)$$

плотность парогазового потока как

$$\rho = \rho_1 + \rho_2, \quad (2)$$

теплоемкость c парогазового потока из соотношения

$$c\rho = c_1\rho_1 + c_2\rho_2, \quad \text{откуда} \quad c = \frac{c_1d + c_2}{1 + d}, \quad d = \frac{\rho_1}{\rho_2}, \quad (3)$$

где c , c_1 , c_2 - удельные теплоемкости парогазового потока, пара и сухого газа соответственно; T - температура парогазового потока; r_{*} - удельная теплота испарения (конденсации); d' - масса водяных паров, приходящаяся на 1 кг па-

рогазовой смеси, d – влагосодержание; ρ_1, ρ_2 – парциальные плотности пара и газа, находятся из соответствующих уравнений состояний:

$$\rho_1 = \frac{P_1 M_1}{RT}, \quad \rho_2 = \frac{P_2 M_2}{RT}, \quad (4)$$

где M_1, M_2 – молекулярная масса паров жидкости и сухого газа соответственно; P_1 и P_2 – парциальные давления пара и газа; R – универсальная газовая постоянная.

В условиях повышенных влагосодержаний для расчетов пользоваться Id-диаграммой не представляется возможным.

На основе общих представлений определены цели и задачи диссертации, заключающиеся в формулировании физико-математических моделей теплообмена в оросительных камерах, предназначенных для тепловлажностной обработки газов, и конденсационного улавливания на капли жидкости тонкодисперсных пылей в скрубберах.

Во второй главе представлены уравнения сохранения модели, движения и теплообмена монодисперсных капель со среднемассовым размером δ_k с парогазовым потоком и необходимые замыкающие соотношения в критериальном виде:

уравнение движения капли с учетом переменности ее массы

$$\frac{d\vec{V}_k}{d\tau} = \vec{g} + \vec{R} - \frac{\vec{V}_k}{m_k} \frac{dm_k}{d\tau}; \quad (5)$$

уравнение массообмена капли с парогазовым потоком

$$\frac{dm_k}{d\tau} = -\beta_k \pi \delta_k^2 (\rho_{1k} - \rho_1); \quad (6)$$

уравнение теплообмена капли с парогазовым потоком

$$c_{ж} m_k \frac{d\Theta}{d\tau} = -\alpha_k \pi \delta_k^2 (\Theta_k - T) + r_{ж} \frac{dm_k}{d\tau}; \quad (7)$$

уравнение теплообмена парогазового потока с каплями

$$\rho \frac{dcT}{d\tau} = \alpha_k \pi \delta_k^2 (\Theta_k - T) \frac{\rho_k}{m_k}, \quad \frac{\rho_k}{m_k} = n_k; \quad (8)$$

уравнение неразрывности для капель жидкости

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} + \text{div}(\rho_k \vec{V}_k) = \frac{\rho_k}{m_k} \frac{dm_k}{d\tau}; \quad (9)$$

уравнения неразрывности для парогазового потока

$$\frac{\partial(1 - \varepsilon_k) \rho_1}{\partial \tau} + \text{div}[(1 - \varepsilon_k) \rho_1 \vec{U}] = 0, \quad \frac{\partial(1 - \varepsilon_k) \rho_2}{\partial \tau} + \text{div}[(1 - \varepsilon_k) \rho_2 \vec{U}] = -\frac{\rho_k}{m_k} \frac{dm_k}{d\tau}, \quad (10)$$

откуда для одномерного стационарного случая для скорости парогазового потока

$$\frac{U}{U_0} = \frac{1 - q \frac{U_0}{V_{k0}}}{1 - q \frac{U_0}{V_{kx}}} \cdot \frac{T}{T_0} \frac{K + d}{K + d_0}, \quad K = \frac{M_1}{M_2}; \quad (11)$$

замыкающие соотношения:

$$Nu = \frac{\alpha_k \delta_k}{\lambda} = 2 + 0,495 Re_k^{0,55} Pr^{0,33}; \quad (12)$$

$$Nu' = \frac{\beta_k \delta_k}{D} = 2K_c \Phi, \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} Re_k &= \frac{|\vec{V}_k - \vec{U}| \rho \delta_k}{\mu}, & Pr &= \frac{\mu c}{\lambda}, & K_c &= 1 + \frac{P_{1k} + P_1}{2B}, \\ \Phi &= 1 + 0,276 Re_k^{0,5} \cdot Sc^{0,33}, & Sc &= \frac{\mu}{\rho D} \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Из (10) следует уравнение для влагосодержания

$$\frac{dd}{dt} = -\frac{\rho_k}{m_k} \frac{dm_k}{dt} \frac{1}{(1 - \varepsilon_k) \rho_2}. \quad (15)$$

В (5) – (15) \vec{V}_k – вектор скорости капли; \vec{g} – вектор ускорения силы тяжести; \vec{R} – вектор силы аэродинамического сопротивления, приходящейся на единицу массы капли; m_k – масса капли; β_k – коэффициент массоотдачи капли; δ_k – размер капли; ρ_{1k} – парциальная плотность насыщенных паров жидкости у поверхности капли; $c_{ж}$ – удельная теплоемкость жидкости; Θ , $\Theta_{п}$ – средне-массовая температура капель и температура на поверхности капли соответственно; α_k – коэффициент теплоотдачи капли; ρ_k – массовая концентрация жидкости; n_k и ε_k – счетная и объемная концентрации капель; \vec{U} – вектор скорости парогазового потока; K_c – степенная поправка; P_{1k} – парциальное давление насыщенных паров у поверхности капель; B – барометрическое давление; D – коэффициент диффузии.

Коэффициенты динамической вязкости и теплопроводности μ и λ для парогазового потока определялись по формулам (М.И. Шилиев, Е.М. Хромова)

$$\mu = \mu_2 \left[\frac{P_1}{B} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} - 1 \right) + 1 \right], \quad (16)$$

$$\lambda = \lambda_2 \left[\frac{P_1}{B} \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} - 1 \right) + 1 \right], \quad (17)$$

а для компонентов смеси μ_1 , μ_2 , λ_1 и λ_2 в зависимости от температуры по формулам Сатерленда. Кроме того, μ и λ рассчитывались также по аппроксимационным зависимостям Wilkie для бинарных смесей (Рид Р. и др.). Учет влияния концентрации капель производился через их коэффициенты сопротивления по эффективной вязкости гетерогенного потока по формулам Ишии и Зубера и через коэффициенты теплообмена и массообмена по формулам В.А. Шваба, учет влияния испарения-конденсации на теплообмен капель – с помощью поправки Bird R.B.

Система дифференциальных уравнений (5) – (9), (15) с замыкающими соотношениями (2) – (4), (11) – (17) и зависимостями для коэффициента сферических и деформированных капель ξ в силе аэродинамического сопротивления

$$\vec{R} = -\tilde{\xi} \frac{\vec{V}_k - \vec{U}}{\tau_k}, \quad \tilde{\xi} = \frac{\xi \cdot Re_k}{24}, \quad \tau_k = \frac{\rho_{ж} \cdot \delta_k^2}{18\mu}, \quad (18)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, решалась в Эйлеровой системе координат в стационарном виде при следующих граничных условиях (рис. 1):

для прямотока (рис. 1 а) (задача Коши)

при $x=0$ $V_{кx} = V_{к0}$, $V_{ky} = 0$, $U = U_0$, $\delta_k = \delta_{к0}$, $m_k = m_{к0}$,

$$d = d_0, \quad \Theta = \Theta_0, \quad T = T_{00}, \quad \rho_k = \rho_{к0} = q\rho_{ж} \frac{U_0}{V_{к0}}; \quad (19)$$

для противотока (рис. 1 б) (краевая задача)

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x=0 \quad V_{кx} = V_{к0}, \quad V_{ky} = 0, \quad \delta_k = \delta_{к0}, \quad \Theta = \Theta_0, \quad \rho_k = \rho_{к0} = q\rho_{ж} \frac{U_0}{V_{к0}}; \\ \text{при } x=l \quad U = U_0, \quad d = d_0, \quad T = T_{00} \end{array} \right\}. \quad (20)$$

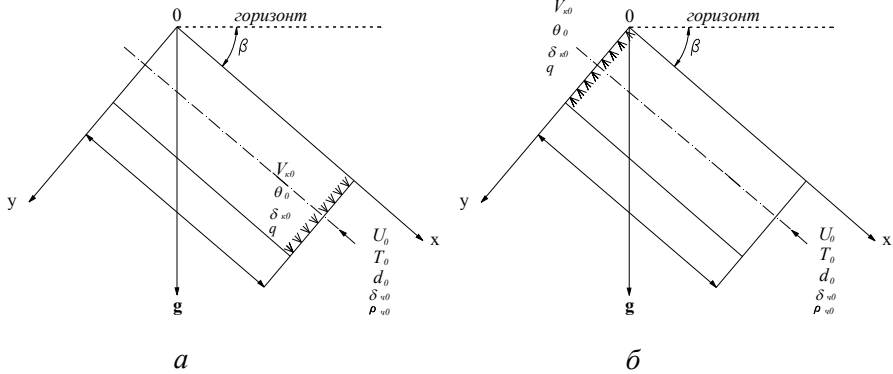


Рис.1. Схемы камер орошения: а) прямоток, б) противоток

В третьей главе проведены сопоставления результатов расчетов с опытными данными М.Г. Тарабанова, Ю.В. Видина, Г.П. Бойкова по тепломассообмену в типичной оросительной камере КВ, а также параметрический анализ модели. На рис. 2 приведены результаты расчетов параметров парогозового потока и капель, иллюстрирующие удовлетворительное согласование теории и эксперимента. Большое различие расчетной температуры парогозового потока и ее опытного значения на выходе из камеры по сравнению с влажностью и температурой капель объясняется с одной стороны местом измерения температур по сухому и мокрому термометру далеко за сепаратором капель, а не непосредственно перед сепаратором, что включило в результаты измерения дополнительно пленочный теплообмен на пластинах сепаратора, не учитываемый в модели, с другой стороны возможным влиянием полидисперсности капель. Последнее требует специального исследования, которое может быть проведено на основе сформулированной модели.

На рис. 3 проиллюстрировано влияние учета концентрации капель в противоточной вертикальной камере на термодинамические параметры потока и капель. Как видно из рисунка, оно весьма заметно. Для прямоточных камер параметры на выходе из камеры при учете и неучете поправки на концентрацию не различаются, хотя во входной области имеет место существенное отличие.

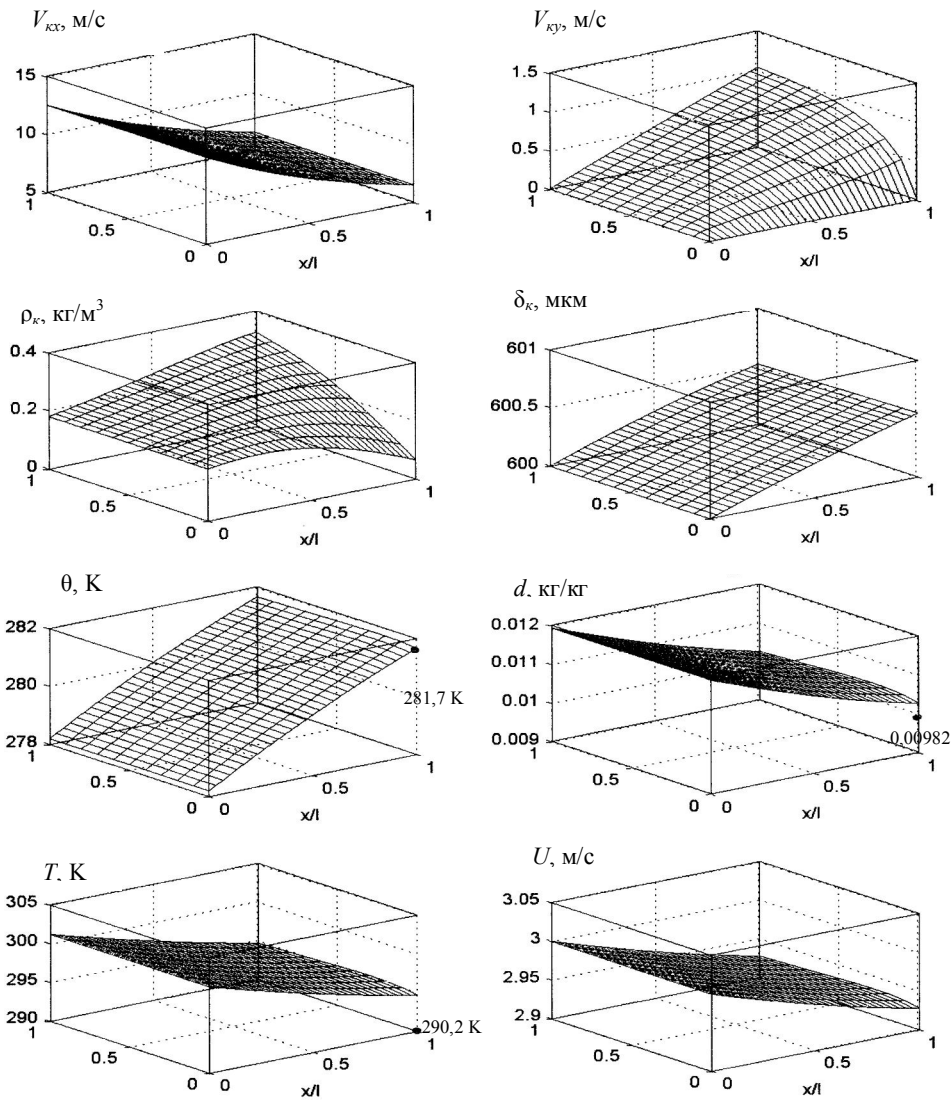


Рис.2. Расчет параметров потока «капли воды–паровоздушная смесь» в горизонтальной камере кондиционера воздуха при прямотоке: $l=1,39$ м, $h=0,3$ м, $V_{k0}=12,5$ м/с, $\delta_{k0}=600$ мкм, $d_0=0,01193$ кг/кг сух. возд., $q=0,75 \times 10^{-3}$ м³/м³, $\Theta_0=278,2$ К, $T_{00}=301,2$ К, $U_0=3$ м/с. Точками обозначены экспериментальные данные на выходе из камеры

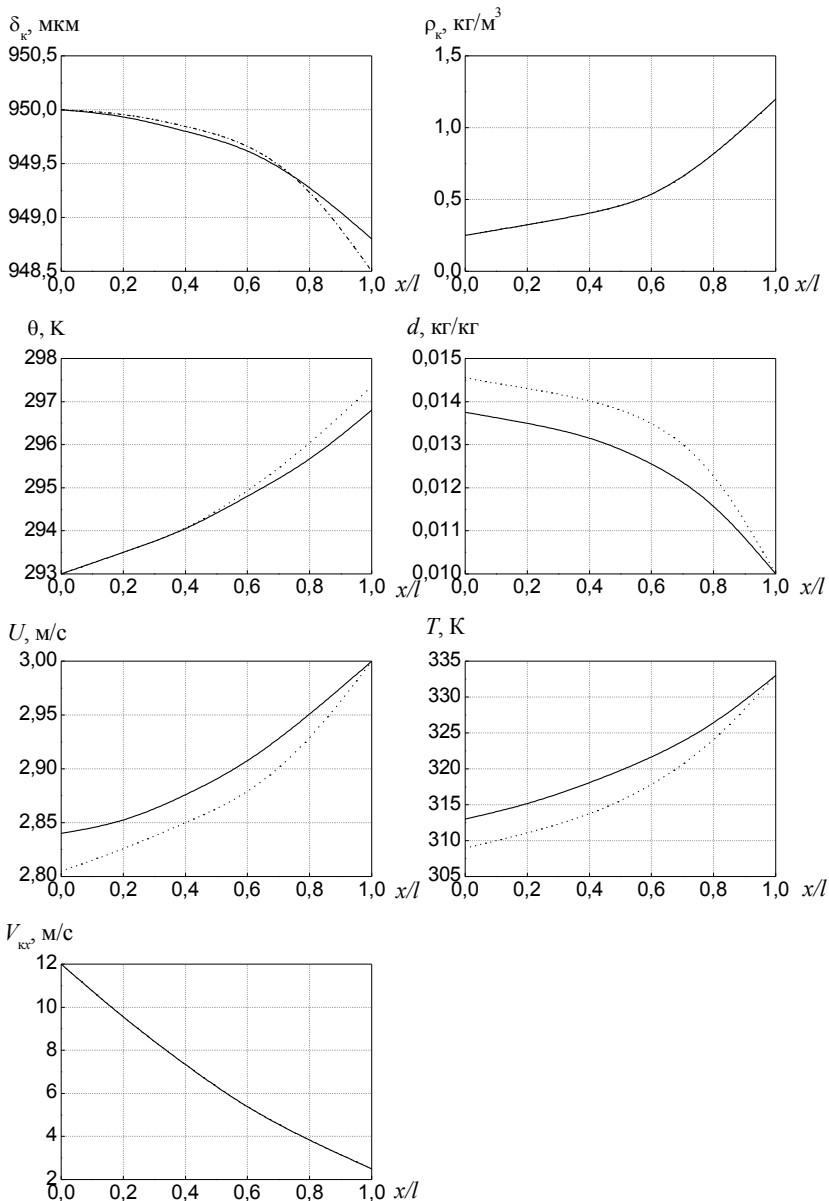


Рис. 3. Расчет параметров потока «капли воды–паровоздушная смесь» в вертикальной оросительной камере при противотоке с учетом (сплошные кривые) и без учета (пунктирные кривые) влияния концентрации капель на тепло- и массообмен: $l=2$ м, $V_{k0}=12$ м/с, $\delta_{k0}=950$ мкм, $d_0=0,01$ кг/кг сух. возд., $q=0,001$ м³/м³, $\Theta_0 = 293$ К, $T_{00} = 333$ К, $U_0 = 3$ м/с

Численный анализ модели позволил установить, что результаты расчетов при невысоких значениях q для горизонтальных камер по двумерной и одномерной моделям практически совпадают даже при высоких влагосодержаниях, в то время как значительная часть капель за счет силы тяжести выпадает в поддон до сепаратора (рис.4). Это объясняется тем, что процесс теплообмена в основном идет и завершается на начальной длине камеры, что отмечается в исследованиях у других авторов (Е.И. Таубман). При повышенных коэффициентах орошения q различия в расчетах по одномерной и двумерной модели существенны.

Учет переменности массы капель в уравнениях их движения за счет испарения-конденсации никак не повлиял на термодинамические параметры потока.

Расчеты при задании коэффициентов переноса для системы «капли воды – паровоздушная смесь» по формулам (16), (17) и по формулам Сатерленда для сухого воздуха дали практически одни и те же результаты, в то время как для системы «капли воды – водяной пар – крекинг-газы» различие в расчетах весьма значительное как количественное, так и качественное.

Учет деформируемости капель через коэффициент их сопротивления к заметной разнице в результатах расчетов в сравнении со сферическими каплями не привел (рис.5).

Показано, что изохлальный процесс теплообмена в оросительной камере КВ выполняется, изовлажностный – невозможен.

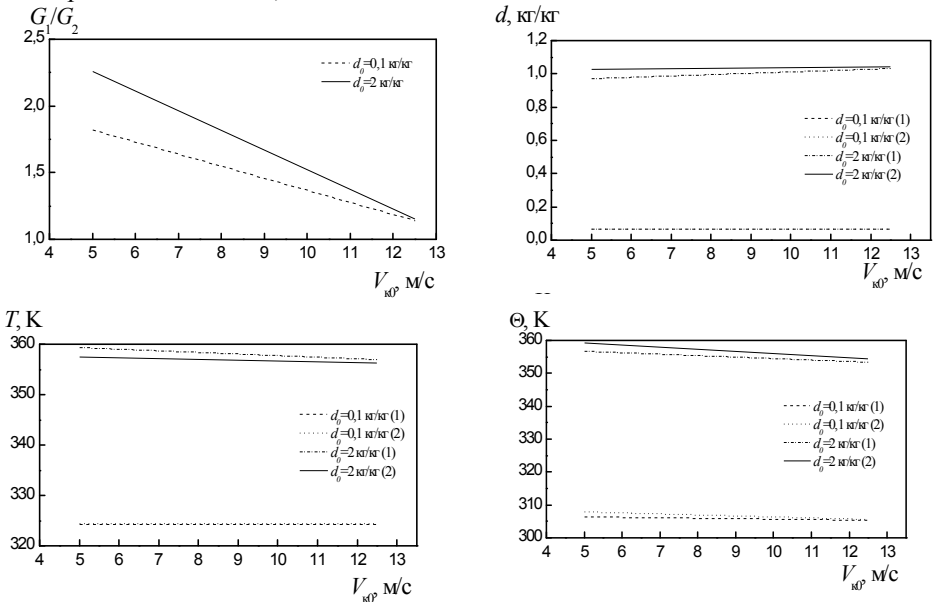


Рис. 4. Сравнение параметров теплообмена на выходе из оросительной камеры при различных начальных влагосодержаниях: $q=10^3 \text{ м}^3/\text{м}^3$, $\delta_{к0}=500 \text{ мкм}$, $\Theta_0=293 \text{ К}$, $T_{00}=333 \text{ К}$

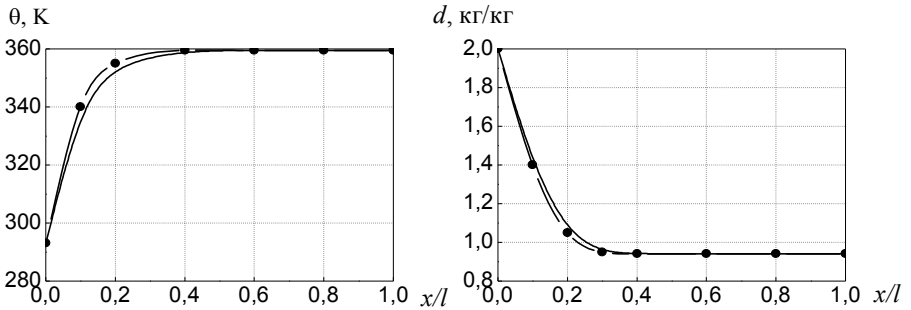


Рис.5. Сопоставление результатов расчетов параметров потока в вертикальной оросительной камере при прямотоке с разными коэффициентами сопротивления капель: $l=5$ м, $h=0,5$ м, $V_{к0}=12$ м/с, $\delta_{к0}=500$ мкм, $d_0=2,0$ кг/кг сух. возд., $q=0,001$ м³/м³, $\Theta_0=293$ К, $T_{00}=333$ К, $U_0=3$ м/с (— коэффициент сопротивления для твердой капли, - - - коэффициент сопротивления для деформируемой капли)

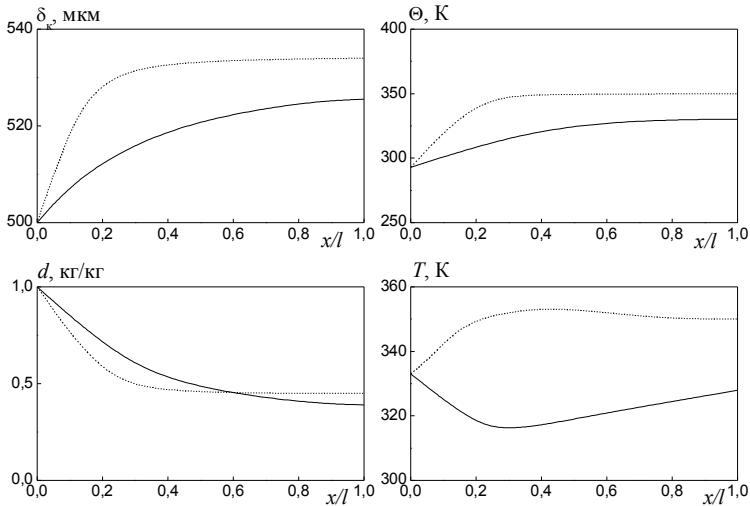


Рис. 6. Изменение термодинамических параметров в вертикальной форсуночной камере при прямотоке, $d_0=1$ кг/кг сух. возд. (— воздух-вода, - - - крекинг-газ-вода): $q=10^3$ м³/м³, $\delta_{к0}=500$ мкм, $\Theta_0=293$ К, $T_{00}=333$ К, $U_0=3$ м/с, $V_{к0}=12$ м/с

Показано, что отработанные схемы расчета камер с односторонним орошением могут быть использованы как модули для расчета камер с несколькими рядами стояков форсунок. Проведенные расчеты для двухстороннего орошения дали удовлетворительное согласие с опытными данными М.Г. Тарабанова, Ю.В. Видина, Г.П. Бойкова.

В четвертой главе сформулирована физико-математическая модель конденсационного улавливания субмикронных пылей в скрубберах прямоточного и противоточного типов, представляющая собой расширение модели тепломассообмена паргазового потока с каплями жидкости (гл.2) добавлением к ее уравнениям уравнений движения «образований» - частиц с конденсатом на поверхности, уравнений теплообмена и массообмена «образований» с паргазовым потоком. При этом учтено

поглощение «образований» каплями жидкости через эмпирический коэффициент захвата по Ленгмюру – Блоджетту η_{Stk} с поправкой на эффект зацепления по Н.А. Фуксу. В модели учтен перенос тепла и массы «образованиями» на капли, в уравнении для влагосодержания изменение паровой составляющей увязано с процессом конденсации паров жидкости как на капли, так и на частицы. Коэффициенты теплообмена и массообмена для «образований» в силу малости их размеров приняты равными $Nu_{чж} = 2$, $Nu'_{чж} = 2 \cdot K_{счж}$. Граничные условия для стационарной задачи приведены на рис.1 для прямоготока и противотока.

Уравнения модели имеют вид:

$$\frac{d\vec{V}_k}{d\tau} = \vec{g} + \vec{R} - \frac{\vec{V}_k}{m_k} \frac{dm_k}{d\tau}; \quad (21)$$

$$\vec{V}_{чж} = \vec{U}; \quad (22)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} + \text{div}(\rho_k \vec{V}_k) = \frac{\rho_k}{m_k} \frac{dm_k}{d\tau}; \quad (23)$$

$$\frac{dm_k}{d\tau} = \frac{dm'_k}{d\tau} + \rho_{чж} V_c \frac{\pi \delta_k^2}{4} \eta_{Stk}; \quad (24)$$

$$\frac{dm'_k}{d\tau} = \beta_k \pi \delta_k^2 (\rho_1 - \rho_{1k}); \quad (25)$$

$$\frac{dm_{чж}}{d\tau} = \beta_{чж} \pi \delta_{чж}^2 (\rho_1 - \rho_{1ч}); \quad (26)$$

$$\frac{\partial \rho_{чж}}{\partial \tau} + \text{div}(\rho_{чж} \vec{U}) = \frac{\rho_{чж}}{m_{чж}} \frac{dm_{чж}}{d\tau} - \rho_{чж} V_c \frac{\pi \delta_k^2}{4} \eta_{Stk} \frac{\rho_k}{m_k}; \quad (27)$$

$$\frac{\partial \rho_{ч}}{\partial \tau} + \text{div}(\rho_{ч} \vec{U}) = -\rho_{ч} V_c \frac{\pi \delta_k^2}{4} \eta_{Stk} \frac{\rho_k}{m_k}; \quad (28)$$

$$\frac{dd}{d\tau} = \frac{W}{(1 - \varepsilon_k) \rho_2}, \quad W = - \left[\frac{dm'_k}{d\tau} \frac{\rho_k}{m_k} + \frac{dm_{чж}}{d\tau} \frac{\rho_{чж}}{m_{чж}} \right]; \quad (29)$$

$$U = U_0 \frac{T}{T_{00}} \frac{K + d}{K + d_0}; \quad (30)$$

$$c_k m_k \frac{d\Theta}{d\tau} = -\alpha_k \pi \delta_k^2 (\Theta_{II} - T) + r_{ж} \frac{dm'_k}{d\tau} + c_{чж} \rho_{чж} V_c \frac{\pi \delta_k^2}{4} \eta_{Stk} T_{чж}; \quad (31)$$

$$c_{чж} m_{чж} \frac{dT_{чж}}{d\tau} = -\alpha_{чж} \pi \delta_{чж}^2 (T_{чж} - T) + r_{ж} \frac{dm_{чж}}{d\tau}; \quad (32)$$

$$\rho \frac{d(cT)}{d\tau} = \alpha_k \pi \delta_k^2 (\Theta_{II} - T) \frac{\rho_k}{m_k} + \alpha_{чж} \pi \delta_{чж}^2 (T_{чж} - T) \frac{\rho_{чж}}{m_{чж}}; \quad (33)$$

$$\eta_{Stk} = \left(\frac{Stk}{Stk + 0,5} \right)^2 + 2,5 \frac{\delta_{чж}}{\delta_k}; \quad (34)$$

$$Stk = \tau_{\delta} \frac{V_c}{\delta_k}, \quad \tau_{\delta} = \frac{\rho_{ж} \delta_{чж}^2}{18\mu}, \quad V_c = |\vec{V}_k - \vec{U}|; \quad (35)$$

$$K_{c_{чж}} = \frac{P_1 + P_{1ч}}{2B}. \quad (36)$$

Из (26) следует условие конденсации паров на частицах:

$$d_0 > K \frac{a}{1-a}, \quad a = \frac{P_{1ч}(T_{00})}{B}. \quad (37)$$

В (21) – (37) $\vec{V}_{чж}$ и $T_{чж}$ – вектор скорости и температура «образований» (частицы с конденсатом на поверхности); $\rho_{ч}$ и $\rho_{чж}$ – массовые концентрации сухих частиц и «образований»; $m_{чж}$ – масса частицы с конденсатом на поверхности; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; $\rho_{1ч}$, $P_{1ч}$ – парциальная плотность и парциальное давление насыщенных паров у поверхности «образований», c_k – осредненная теплоемкость капли с уловленными частицами ($c_k \approx c_{ж}$); $c_{чж}$ – осредненная теплоемкость образований ($c_{чж} \approx c_{ж}$).

В пятой главе приведены сопоставления результатов расчета по модели (21) – (36) с известными опытными данными и параметрический анализ модели. На рис. 7 приведено сопоставление теории с опытными данными НИИОГАЗ по эффективности улавливания сажи из крекинг-газов в противоточном форсуночном скруббере. Как видно из рисунка, имеет место удовлетворительное согласование результатов расчетов и опытных данных (опыт обозначен точкой). Отсюда также следует, что режим можно было бы вести более эффективно, если бы температура орошающей воды была ниже. Оценки показали, что та же эффективность $\eta = 89,9\%$ улавливания сажевых частиц могла бы быть достигнута в скруббере высотой $H=4-5$ м вместо $H=12,7$ м при температуре капель на входе $5^{\circ}C$ вместо $20^{\circ}C$ как в опыте.

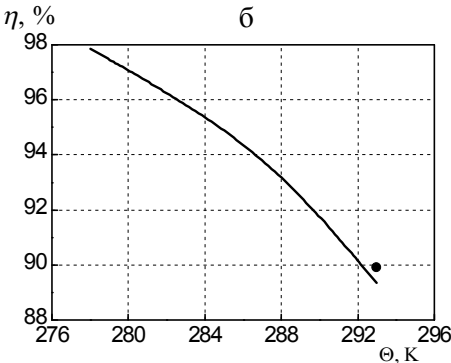


Рис. 7. Результаты расчетов по модели для ПФС: $H=12,75$ м, $q=7,1 \times 10^{-3}$ м³/м³, $\delta_{к0}=7 \times 10^{-4}$ м, $V_{к0}=24,5$ м/с, $T_{00}=443$ К, $d_0=0,93$ кг/кг сух. возд., $U_0=0,25$ м/с, $\delta_{ч0}=10^{-7}$ м, $\rho_{ч0}=1,72$ г/м³

На рис. 7 приведены результаты сравнения расчетов фракционной эффективности η по модели в изотермических условиях с известной обобщенной опытной зависимостью для фракционной эффективности от числа Stk для скруббера Вентури (Johnstone H.F., Field R.B., Tossler M.C.):

$$\eta_e = 1 - e^{-q \cdot 10^3 b \sqrt{Stk}}, \quad (38)$$

здесь $b = 1,25 - 1,56$ - конструктивный параметр. Из рисунка 8 видно хорошее согласование между теорией и опытными данными, что подтверждает работоспособность модели. Размер капель в горловине трубы Вентури рассчитывался по эмпирической формуле Нукиямы – Танасавы:

$$\delta_{к0} = \frac{0,585}{V_{c0}} \sqrt{\frac{\sigma_{ж}}{\rho_{ж}}} + 53,4 \left(\frac{\mu_{ж}}{\sqrt{\rho_{ж} \sigma_{ж}}} \right)^{0,45} q^{1,5}, \text{ м}, \quad (39)$$

где $\sigma_{ж}$ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости; q – коэффициент орошения, а скорость парогазового потока по формуле:

$$U = U_0 \frac{T}{T_{00}} \frac{K + d}{K + d_0} \left(\frac{D_{min}}{D_x} \right)^2, \quad D_x = D_{min} + 2x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (40)$$

На рис.9 приведены результаты расчета эффективности конденсационного пылеулавливания в скруббере Вентури от входной концентрации пыли и начального влагосодержания. Как следует из рисунка, повышенная концентрация пыли существенно снижает эффективность ее улавливания, повышенное влагосодержание – повышает и чем меньше концентрация пыли, тем значительнее. При этом существует предел уровня влагосодержания, после которого повышение эффективности обеспечить нельзя.

На рис. 10 приведены результаты расчетов в скруббере Вентури, из которых отчетливо видна величина оптимального угла расширения диффузора. В данном случае $\alpha_{opt} = 7,7^\circ$. Из опытных данных для нормализованной трубы Вентури рекомендуют (В.Н. Ужов, А.Ю. Вальдберг) $\alpha \approx 6^\circ$. Из рис. 10 б следует, что существует оптимальная длина аппарата (в данном случае длина диффузорной трубы Вентури), выше которой ее задавать конструктивно нецелесообразно. По расчету эту длину следует ограничить значением $l / D_{min} \approx 10$, или $l = 1 \text{ м}$.

В результате анализа уравнения массообмена для частиц пыли и расчетных данных показано, что интенсивность массообмена для мелких капель («образований») обратно пропорциональна их размерам, что свидетельствует о нецелесообразности использования конденсационного способа улавливания крупных частиц.

Из приведенных зависимостей и их анализа следует, что построенные физико-математические модели могут быть численно использованы при инженерном расчете процессов массообмена камерах орошения различного назначения и конденсационного пылеулавливания в скрубберах в направлении оптимизации их режимов работы и конструктивных параметров.

Выводы

1. Развита двумерная обобщенная модель контактного теплообмена между каплями жидкости и парогазовым потоком в широком диапазоне влагосодержаний в форсуночных оросительных камерах различного назначения, учитывающая переменность массы капель в уравнении их движения, влияние стефановского потока на массообмен, повышенную концентрацию капель в парогазовом потоке, влияние испарения – конденсации на теплообмен капель с парогазовым потоком на термодинамические параметры потока в целом. Проведена численная реализация модели процесса теплообмена капель жидкости и парогазового потока

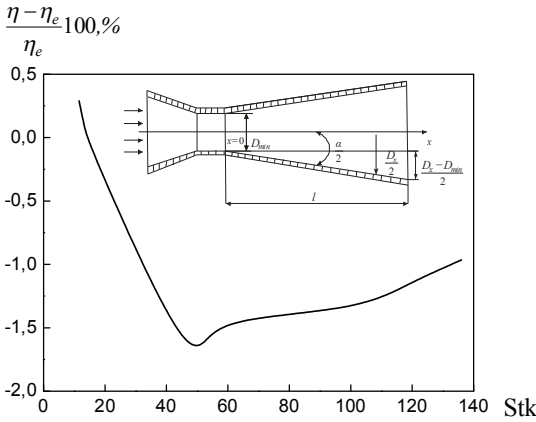


Рис. 8. Сопоставление модели с опытными данными в изотермических условиях для скруббера Вентури. В расчетах принято $b=1,5$

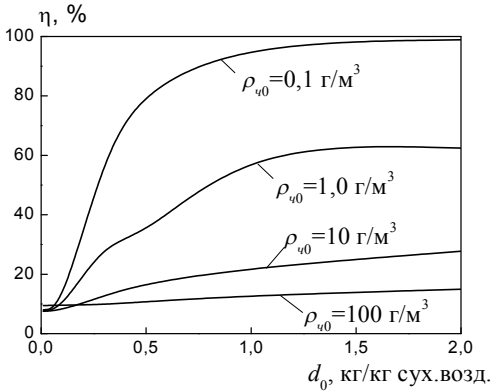


Рис. 9. Влияние начальной концентрации влажосодержания на эффективность пылеулавливания: $V_{к0}=5$ м/с, $\Theta_0=293$ К, $\rho_v^0=10^3$ кг/м³, $q=0,5 \times 10^{-3}$ м³/м³, $U_0=160$ м/с, $T_{00}=333$ К, $\alpha=6^\circ$, $l=1$ м, $\delta_{ч0}=10^{-7}$ м

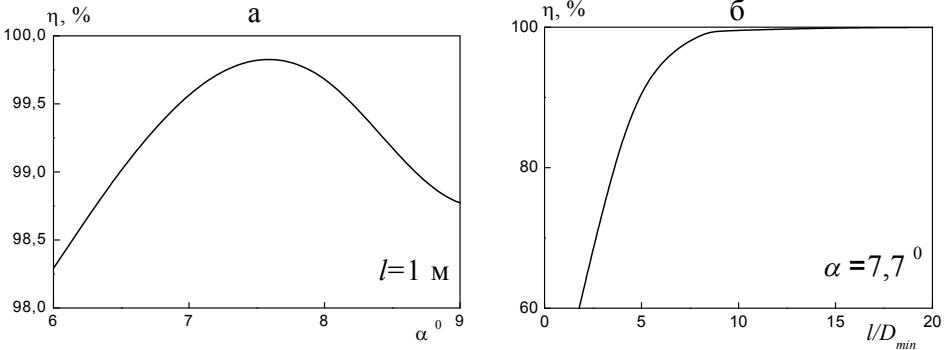


Рис. 10. Влияние угла расширения (а) и длины диффузора (б) на эффективность пылеулавливания: $V_{к0}=5$ м/с, $\Theta_0=293$ К, $\rho_v^0=10^3$ кг/м³, $q=10^{-3}$ м³/м³, $U_0=80$ м/с, $T_{00}=333$ К, $\rho_{ч0}=1$ г/м³, $d_0=0,5$ кг/кг сух.возд., $\delta_{ч0}=10^{-6}$ м

в оросительной камере кондиционера воздуха. Достоверность и работоспособность модели подтверждены согласованностью результатов расчетов термодинамических параметров потока с известными опытными данными для форсуночных оросительных камер кондиционеров воздуха (с односторонним орошением с точностью до 4 %, с двухсторонним – до 1 %).

2. В результате параметрического анализа модели установлено:

для расчета большинства форсуночных тепломассообменных камер КВ горизонтального типа правомерно использовать одномерные модели; при повышенных влажностях ($d > 0,5$ кг/кг сух. газа) необходимо учитывать поправку на стефановский поток; термодинамические параметры парогазовой смеси весьма консервативны по отношению к уравнению движения каплей орошающей жидкости, в связи с этим переменность массы каплей и их деформацию можно не учитывать; при повышенных концентрациях каплей в вертикальных и горизонтальных противоточных камерах необходимо учитывать поправку на эффективную вязкость в уравнениях движения, а также поправки на теплообмен и массообмен каплей; учет влияния влажности в коэффициентах теплопроводности и вязкости парогазовой смеси не отразился на термодинамических параметрах потока. Поэтому эти коэффициенты можно рассчитывать по зависимостям для сухого воздуха (газа).

3. Впервые на основе модели контактного тепломассообмена в оросительных камерах сформулирована модель конденсационного улавливания субмикронных частиц пыли в форсуночных скрубберах. Проведены численная реализация модели конденсационного улавливания субмикронной пыли и сопоставление полученных результатов с известными экспериментальными данными, подтверждающими работоспособность модели (сравнение расчетных данных по значениям эффективности конденсационного пылеулавливания сажи из крекинг-газов с известными экспериментальными данными НИИОГАЗ для противоточных форсуночных скрубберов показало расхождение не более 1 %. Сопоставление расчетных значений фракционной эффективности пылеулавливания с известной экспериментальной обобщенной зависимостью от числа Стокса в изотермических условиях (без тепломассообмена) для скруббера Вентури дало расхождение не более 1,7 %).

4. Проведен параметрический анализ модели конденсационного пылеулавливания, который показал возможность с ее помощью оптимизировать процесс конденсационного пылеулавливания (режимные и конструктивные параметры) в форсуночных скрубберах проточного и противоточного типов. В работе показано, что достижение опытного значения эффективности улавливания сажи из крекинг-газов в противоточных форсуночных скрубберах, полученного в НИИОГАЗ, может быть обеспечено за счет снижения температуры орошающей жидкости с 20°C до 5°C в аппарате высотой в 2,8 раза меньшей, чем в опытной установке, или может быть повышена эффективность пылеулавливания в аппарате той же высоты на 9% (с $\eta=89\%$ до $\eta=98\%$). Также модель дает возможность оптимизировать длину и угол расширения диффузорной части трубы Вентури. Расчет показал, что максимальной эффективности пылеулавливания при определенных условиях можно достичь при значении угла расширения трубы $\alpha=7,7^{\circ}$ и длине трубы 1м (в справочниках по пылеулавливанию угол α для нормализованной трубы Вентури рекомендуют принимать 6° , длина трубы не регламентируется).

Основной материал диссертации изложен в публикациях:

1. **Тумашова, А.В.** Гидродинамика и тепломассообмен в форсуночных камерах орошения / М.И. Шилиев, Е.М. Хромова, А.В. Григорьев, А.В. Тумашова // Теплофизика и аэромеханика (СО РАН). – 2011. – Т 18, №1. – С. 15-26.
2. **Тумашова, А.В.** Сравнение прямоточных и противоточных аппаратов конденсационного улавливания тонкодисперсной пыли / М.И. Шилиев, Е.М. Хромова, А.В. Тумашова // Известия вузов. Строительство. – 2010. – №6. – С. 43-47.
3. **Тумашова, А.В.** Физико-математическая модель процесса тепломассообмена в форсуночных оросительных камерах при высоких влагосодержаниях / М.И. Шилиев, Е.М. Хромова, А.В. Тумашова // Известия вузов. Строительство. – 2008. – №6. – С. 75-81.
4. **Тумашова, А.В.** К расчету коэффициентов переноса и парциальных давлений насыщенных паров парогазовых смесей / А.В. Тумашова // Вестник ТГА-СУ. - № 1. 2009. – С. 147-152.
5. **Тумашова, А.В.** Закономерности поведения термодинамических параметров в оросительных форсуночных камерах // Е.М. Хромова, А.В. Тумашова // Перспективы развития фундаментальных наук: Материалы VI Международной конференции студентов и молодых ученых 26-29 мая 2009г. Том 2.– Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – С. 729-731
6. **Тумашова, А.В.** Параметрический анализ модели конденсационного улавливания мелкой пыли в скруббере Вентури / Е.М. Хромова, А.В.Тумашова // Теплофизические основы энергетических технологий: Материалы Всероссийской научно-практической конференции 24-26 июня 2010г. – Томск: Изд-во ТПУ, 2010. – С. 27-31.
7. **Тумашова, А.В.** Сравнение двумерной и одномерной моделей тепломассообмена в оросительных камерах кондиционеров воздуха / Е.М. Хромова, А.В. Тумашова, Т.Н. Кузьменко // Энергетика: экология, надежность, безопасность: материалы докладов шестнадцатой всероссийской научно-технической конференции 8-10 декабря 2010 г. – Томск: Изд-во ТПУ.– 2010. – С. 88-90.
8. **Тумашова, А.В.** Тепломассообмен в форсуночных оросительных камерах / М.И. Шилиев, Е.М. Хромова, А.В. Тумашова, Козикова В.Ю. // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды: Материалы VI Международной научной конференции 14-18 мая, г. Волгоград. – Волгоград: Изд-во ВолГАСУ, 2008. – С. 214-220.
9. **Тумашова, А.В.** Физико-математическая модель процесса тепломассообмена в оросительных камерах кондиционеров воздуха при высоких влагосодержаниях / М.И. Шилиев, Е.М. Хромова, А.В. Тумашова // Проблемы энергосбережения и экологии в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах: сборник трудов IX Международной научно-практической конференции 23 апреля, г. Пенза. - Пенза: АНОО «Приволжский Дом знаний», 2008. – С. 345-348.

Подписано в печать 10.05.11.
Формат 60x90/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс, печать офсет.
Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз.

Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ
634003, г.Томск, ул. Партизанская, 15