

На правах рукописи



ДУДНИК НАТАЛИЯ МИХАЙЛОВНА

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО
ПАРА ИЗ ПАРОВАЗОВЫХ СМЕСЕЙ РАЗЛИЧНОГО СОСТАВА
В КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ**

Специальность: 05.14.04- “Промышленная теплоэнергетика”

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

17 ИЮН 2010



Москва – 2010.

Работа выполнена на кафедре тепломассообменных процессов и установок Московского энергетического института (технического университета).

Научный руководитель кандидат технических наук, доцент
Гаряев Андрей Борисович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Галактионов Валерий Витальевич

кандидат технических наук,
ст. науч. сотрудник
Бабич Владимир Иванович

Ведущая организация: Исследовательский центр проблем энергетики
КЦН РАН (Академэнерго)

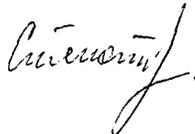
Защита диссертации состоится «24» июня 2010 г. в 15:30 в аудитории Г-406 на заседании диссертационного совета Д 212.157.10 при Московском Энергетическом Институте (Техническом Университете) по адресу: Москва, Красноказарменная ул., д. 17.

Отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., д.14, Ученый Совет МЭИ (ТУ).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского Энергетического Института (Технического Университета).

Автореферат разослан «20» мая 2010 г.

Ученый секретарь
Диссертационного совета



к.т.н., доцент
Степанова Т.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы. Кожухотрубные теплообменные аппараты, на поверхности трубок которых происходит пленочная конденсация пара из парогазовой смеси (далее ПГС), широко распространены в промышленности.

Наличие неконденсирующихся газов различного состава (далее НКГ) в паре в установках технологических линий различных производств, например, заводов по производству сахара, ряда химических производств, целлюлозно-бумажного производства, обусловлено особенностями данных технологий. Присосы НКГ в пар в теплообменных аппаратах энергетических и холодильных установок неизбежны при работе данных теплообменников при давлениях ниже барометрического. Однако практическое использование поверхностных конденсационных теплообменных аппаратов при наличии НКГ затруднено из-за сложности и недостаточной точности методов их расчета.

Вопросу интенсивности теплообмена в присутствии НКГ было посвящено большое количество исследований, которые охватили ПГС различные по составу. Известно, что даже при небольшом содержании примеси, например, 1% воздуха в смеси с водяным паром, коэффициент теплоотдачи снижается примерно вдвое. Однако вопрос о влиянии теплофизических свойств и молярной массы НКГ на передаваемый тепловой поток в теплообменном аппарате является недостаточно изученным. В настоящий момент нельзя сказать, как вид НКГ, содержащегося в смеси, повлияет на передаваемый тепловой поток, в частности, насколько он будет отличаться от значения при конденсации смеси пара с воздухом.

В расчетно-теоретических работах подобные исследования проводились на основе моделей, учитывающие различные особенности процессов теплообмена. При этом многие результаты были получены для теплообменной поверхности, температура которой принималась постоянной, а изменение параметров ПГС не учитывалось, что редко наблюдается в реальных теплообменниках. Для упрощения алгоритма расчета в некоторых методиках либо вовсе не учитывалось термическое сопротивление пленки конденсата (при небольших содержаниях пара в смеси), либо его рассчитывали по формуле Нуссельта для чистого пара с различными поправками. Это ведет к искажению реального распределения температур и концентраций пара в сечениях теплообменного аппарата, неверному определению передаваемого теплового потока и площади теплообменной поверхности. В конечном итоге данные ошибки в расчетах могут привести к снижению эффективности работы оборудования и снижению КПД установок или к ухудшению качества получаемого продукта. Таким образом, исследование конденсации водяного пара из ПГС различного состава с учетом особенностей работы реальных кожухотрубных теплообменных аппаратов является актуальной задачей.

Целью настоящей работы является исследование закономерностей и разработка рекомендаций для расчета конденсации ПГС различного состава в кожухотрубных теплообменных аппаратах.

Научная новизна.

1. Определены значения относительного снижения коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара из ПГС в присутствии неконденсирующихся газов с различной молярной массой (воздуха, CO_2 , NH_3 , CH_4) в диапазоне массовой концентраций НКГ 0-10%. Отличие переданного в теплообменном аппарате теплового потока при конденсации смеси, содержащей одинаковые объемные концентрации CO_2 , NH_3 , CH_4 , от теплового потока при конденсации смеси с примесью воздуха достигало 12- 25%.

2. Показано, что не существует монотонной функциональной связи между молярной массой НКГ и снижением передаваемого в теплообменнике тепловой потока, что объясняется сложным влиянием молярной массы НКГ на коэффициент взаимной диффузии пар – НКГ и на парциальное давление пара в смеси.

3. Установлено, что при конденсации пара из ПГС термическое сопротивление отложений на поверхности теплообмена оказывает меньшее влияние на передаваемый в аппарате тепловой поток, чем при конденсации чистого пара. Степень снижения теплового потока при этом зависит от рода НКГ.

4. Получены новые количественные результаты о влиянии интенсификации теплообмена на передаваемый в теплообменном аппарате тепловой поток при наличии в ПГС различных неконденсирующихся газов. Показано, что наличие НКГ снижает эффект от интенсификации теплообмена со стороны холодного теплоносителя.

5. Разработан безразмерный вид диаграммы режимов работы горизонтальных кожухотрубных теплообменных аппаратов с конденсацией водяного пара из ПГС, позволяющей выбрать наименьший по сложности и обеспечивающий требуемую точность алгоритм расчета данного теплообменника.

Практическая ценность работы.

Разработанные математическая модель, алгоритм и программа могут быть использованы для расчета и проектирования кожухотрубных теплообменников с конденсацией пара из смеси с различными неконденсирующимися газами.

Полученные результаты численных исследований позволяют оценить необходимость учета термического сопротивления пленки конденсата в расчетах вертикальных кожухотрубных теплообменных аппаратов, а также определить целесообразность интенсификации теплообмена при конденсации пара из ПГС различного состава.

Получен способ представления диаграммы режимов работы горизонтальных кожухотрубных теплообменных аппаратов конденсационного типа в безразмерном виде, обобщающий ее вид для различных скоростей потока ПГС и различных характерных размерах теплообменных поверхностей.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечиваются корректным использованием теории переноса тепла и массы, а также удовлетворительными результатами сопоставления полученных в работе данных с экспериментальными данными.

На защиту выносятся:

- математическая модель и алгоритм расчета процессов пленочной конденсации ПГС в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате;

- результаты численных исследований влияния рода неконденсирующегося газа на передаваемый в теплообменнике тепловой поток;

- результаты численных исследований влияния термического сопротивления пленки конденсата и отложений на поверхности теплообмена на передаваемый в теплообменнике тепловой поток при наличии различных НКГ;

- оценка влияния интенсификации теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя на суммарный тепловой поток, передаваемый в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате при конденсации пара из ПГС различного состава;

- обобщенная диаграмма режимов работы кожухотрубного теплообменного аппарата конденсационного типа, позволяющая определить оптимальный алгоритм расчета теплообменного аппарата при заданных параметрах ПГС и температуры поверхности конденсации.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на 12,13,14-ой Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика. Москва, 2006-2008 гг; на 3-й Международной научно-практической конференции «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ-2008».

Публикации. Основные научные положения и выводы изложены в 5 опубликованных работах.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, приложений и списка литературы, состоящего из 80 наименований. Общий объём диссертации составляет 150 страницы, включая 42 рисунка, 12 таблиц и 2 приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении рассмотрены особенности расчета процессов тепло- и массообмена в кожухотрубных теплообменных аппаратах при конденсации пара из смеси с различными неконденсирующимися газами. Сформулированы цели, обоснована актуальность, показана научная новизна и практическая ценность работы. Отражены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрены теплообменные аппараты теплотехнологических и энергетических установок различных производств и технологий, в которых происходит конденсация пара из ПГС различного состава. Рассмотрены различия между процессами конденсации чистого пара и пара, содержащего примесь НКГ.

Приведен обзор современного состояния исследований процессов тепло- и массообмена при конденсации пара из ПГС и анализ научных работ, посвященных исследованию основных механизмов этих процессов, влияния поперечного потока вещества на интенсивность тепло- и массообмена (Л.Д.Берман, В.П.Исаченко, С.С.Кутателадзе, А.И.Леонтьев, Д.В.Роуз, С.К.Парк, И.И.Гогонин и др.). Исследования охватили ПГС различного состава. Однако вопрос о влиянии теплофизических свойств и молярных масс НКГ на передаваемый тепловой поток в настоящее время является недостаточно изученным.

Проведен анализ работ, в которых разработаны математические модели и методы расчета тепло- и массообмена в рассматриваемых случаях, проводились исследования влияния на величину передаваемого теплового потока термических сопротивлений пленки конденсата и отложений на поверхности теплообмена при конденсации чистого пара и пара из ПГС. Проанализирован ряд эмпирических зависимостей для расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторах паровых турбин (ВТИ, ИТО, КТЗ, УГТУ-УПИ), а также инженерные методики расчета промышленных конденсаторов ПГС (А.П.Кольборн - О.А.Хоуген, Д.И.Уард). Отмечены области их применения и недостатки. По вопросу влияния переменной температуры стенки на теплоотдачу при конденсации чистого пара рассмотрены результаты теоретического исследования Д.А.Лабунцова, А.П.Солодова.

По результатам обзора **сформулированы задачи**, которые необходимо решить в диссертационной работе:

- разработать математическую модель, алгоритм и программу расчета процессов тепло- и массообмена при конденсации водяного пара из ПГС различного состава в кожухотрубных теплообменных аппаратах и проверить адекватность математической модели путем сопоставления с экспериментами и с расчетными методиками других авторов;

- численно исследовать процесс конденсации пара из ПГС в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате и определить влияние рода НКГ на передаваемый тепловой поток;

- оценить влияние различных факторов на величину среднего удельного теплового потока при конденсации ПГС в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате: термического сопротивления пленки конденсата и отложений на поверхности теплообмена в зависимости от рода НКГ, фактора неизотермичности поверхности теплообмена;

- определить степень повышения теплопередающей способности ПГС различного состава при интенсификации теплообмена со стороны холодного теплоносителя.

Во второй главе рассматривается и моделируется процесс конденсации пара из смеси с НКГ различного рода в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате.

При записи модели сделаны следующие **основные допущения**: течение считается одномерным, т.е. температура и концентрация пара в потоке изменяются по координате x ; коэффициенты тепло- и массоотдачи определяется по критериальным зависимостям как функция чисел Re и Pr ; режим течения пленки ламинарный либо ламинарно-волновой; режим течения пленки конденсата не зависит от состава паровой фазы; трение на границе раздела фаз не приводит к сдуванию пленки.

Постановка задачи: Рассмотрен элемент проточной части конденсационного теплообменного аппарата (рис.1). Парогазовая смесь с массовым расходом G_1 движется сверху вниз вдоль вертикальных трубок в корпусе теплообменного аппарата со скоростью U_1 . В состав смеси входят водяной пар и неконденсирующийся газ.

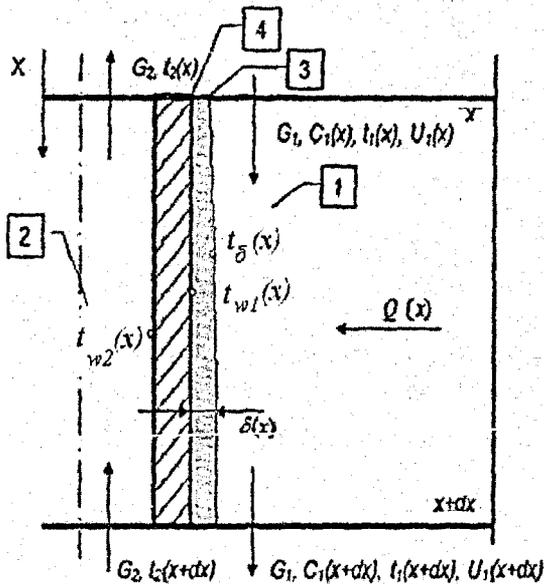


Рис. 1. Элемент проточной части теплообменника.

1 – ПГС; 2 – охлаждающая вода; 3 – пленка конденсата; 4 – стенка.

В трубках движется охлаждающая вода с массовым расходом G_2 и температурой на входе t_{20} . Температура поверхности труб имеет значение ниже точки росы для данных параметров ПГС. В процессе конденсации на поверхности теплообмена образуется пленка конденсата толщиной δ , которая стекает вниз под действием силы тяжести и силы трения потока газа. Температура поверхности пленки равна температуре насыщения пара у поверхности раздела фаз.

Рассматриваемый процесс может быть описан при помощи следующей системы уравнений, включающей в себя:

- дифференциальные одномерные уравнения энергии для охлаждающей воды и ПГС:

$$\frac{dt_2(x)}{dx} = \pm \frac{q_w(x) \cdot n \cdot \pi d_2}{G_2(x) \cdot C_{p2}} \quad x=0 : t_2 = t_{20}; \quad (1)$$

$$\frac{dh_1(x)}{dx} = - \frac{q_w(x) \cdot n \cdot \pi d_2}{G_1(x)} \quad x=0 : h_1 = h_{10}; \quad (2)$$

- дифференциальное уравнение сохранения массы пара и выражение для массового потока конденсирующегося пара с учетом потока Стефана:

$$\frac{dG_1(x)}{dx} = \frac{dm_p(x)}{dx} = -j(x) \cdot n \cdot \pi d_2 \quad x=0 : G_1 = G_{10}, m_{п1} = m_{п0}; \quad (3)$$

$$j(x) = \beta(x) \cdot \frac{C_1(x) - C_s(x)}{1 - C_s(x)}. \quad (4)$$

Для диффузионного числа Нуссельта предлагается зависимость, полученная Д.В.Роузом для конденсации на вертикальной поверхности,

учитывающая влияния поперечного потока массы на распределение скорости, концентрации и температуры в ПГС. Для учета влияния рода газа на тепло- и массообмен в уравнение, полученное Д.В.Роузом, введен корректирующий множитель $(R_{\text{НКГ}}/R_{\text{воздух}})^{-0,1}$:

$$\beta = \frac{Nu_D \cdot \rho \cdot D}{x}, \text{ где } Nu_D = \frac{\left\{1 + 4.57 \cdot Sc^{-0,04} \cdot \xi \cdot (1-\omega) / \omega\right\}^{1/2} - 1}{2.28 \cdot Sc^{-0,04} \cdot (1-\omega)} \cdot Re_x^{1/2} \cdot \left(\frac{R_{\text{НКГ}}}{R_{\text{воздух}}}\right)^{-0,1}, \quad (5)$$

$$\xi = Sc^{1/2} \cdot (27.8 + 75.9 \cdot Sc^{0,306} + 657 \cdot Sc)^{-1/6}; \omega = (1 - C_1) / (1 - C_2), \quad (6)$$

$$\text{где } C_1(x) = \frac{m_{\text{п}}(x)}{m_{\text{п}}(x) + m_{\text{НКГ}}} \text{ и } C_2 = \frac{(Mr_{\text{п}} / Mr_{\text{НКГ}}) \cdot p_s}{P + (Mr_{\text{п}} / Mr_{\text{НКГ}} - 1) \cdot p_s}. \quad (7, 8)$$

Связь парциального давления пара в смеси и температуры на линии насыщения

$$p_s = 133.3 \cdot \exp[18,57 - 3967 / (t_s + 233.8)]; \quad (9)$$

- баланс тепловых потоков на поверхности пленки конденсата:

$$q(x) = \alpha_{\text{нс}}(x) \cdot (t_{\delta}(x) - t_{\text{wi}}(x)) = \alpha_1(x) \cdot (t_1(x) - t_{\delta}(x)) + j(x) \cdot r; \quad (10)$$

$$q(x) = \frac{t_{\delta}(x) - t_2(x)}{\frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta_z}{\lambda_z} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{\text{нс}}}}; \quad (11)$$

- уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи от ПГС к пленке, со стороны охлаждающей воды и от пленки конденсата к поверхности трубки:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_x \cdot x}{\lambda}, \quad \text{где } Nu_x = 0.33 \cdot Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr_{\text{нс}} / Pr_{\text{wi}}) \cdot (x/d)^{0,1}, \quad Re < 2300; \quad (12)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_d \cdot d}{\lambda}, \quad \text{где } Nu_d = 0.021 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \cdot \epsilon_1, \quad Re > 10^4; \quad (13)$$

$$\alpha_{\text{нс}} = \frac{Nu_{\text{нс,сочн}} \cdot \lambda}{(v^2/g)^{1/3}}, \quad \text{где } Nu_{\text{нс,сочн}} = \frac{\alpha_{\text{нс}} \cdot (v^2/g)^{1/3}}{\lambda} = 0.88 \cdot Re_{\text{нс}}^{-0,25} \quad Re < 1600, \quad (14)$$

$$Re_{\text{нс}} = 4 \cdot (\bar{\omega}_x \cdot \delta / v_{\text{ж}}), \quad (15)$$

где средняя скорость стекания пленки конденсата:

$$\bar{\omega}_x = \frac{\rho_{\text{п}} U^2}{\mu_{\text{ж}}} \cdot \frac{C_f}{4} \cdot \delta + \frac{g \rho_{\text{ж}}}{3 \mu_{\text{ж}}} \cdot \delta^2. \quad (16)$$

- дифференциальное уравнение роста пленки записано с учетом трения на границе пленка - ПГС:

$$\frac{d\delta}{dx} = \frac{j \cdot (\mu_{\text{ж}} / \rho_{\text{ж}})}{\frac{\rho_{\text{п}} U^2}{2} \cdot C_f \cdot \delta + g \rho_{\text{ж}} \cdot \delta^2} \quad x=0: \quad \delta=0. \quad (17)$$

Математическая модель дополняется уравнениями для определения физических свойств ПГС в зависимости от ее температуры и состава. В качестве граничных условий задавались параметры теплоносителей на входе в теплообменный аппарат. Толщина пленки конденсата в начальном сечении равна нулю.

Данная модель может быть использована также для расчета процесса конденсации пара из ПГС при поперечном обтекании вертикальных трубок и поперечном обтекании горизонтальных трубок при подаче ПГС сверху. Для

каждого случая обтекания и положения теплообменных трубок необходимо использовать соответствующие уравнения для расчета средней интегральной скорости пленки, дифференциальное уравнение роста пленки, выражения для диффузионного числа Нуссельта и для безразмерного конвективного коэффициент теплоотдачи от ПГС.

На базе математической модели создан алгоритм и программа расчета, позволяющие находить распределения температур и концентраций пара, толщины пленки и удельного теплового потока в теплообменном аппарате. Пример распределения температур теплоносителей и концентраций пара вдоль теплообменной поверхности при конденсации ПГС различного состава представлен на рис.2. Система уравнений (1-17) решалась методом Адамса.

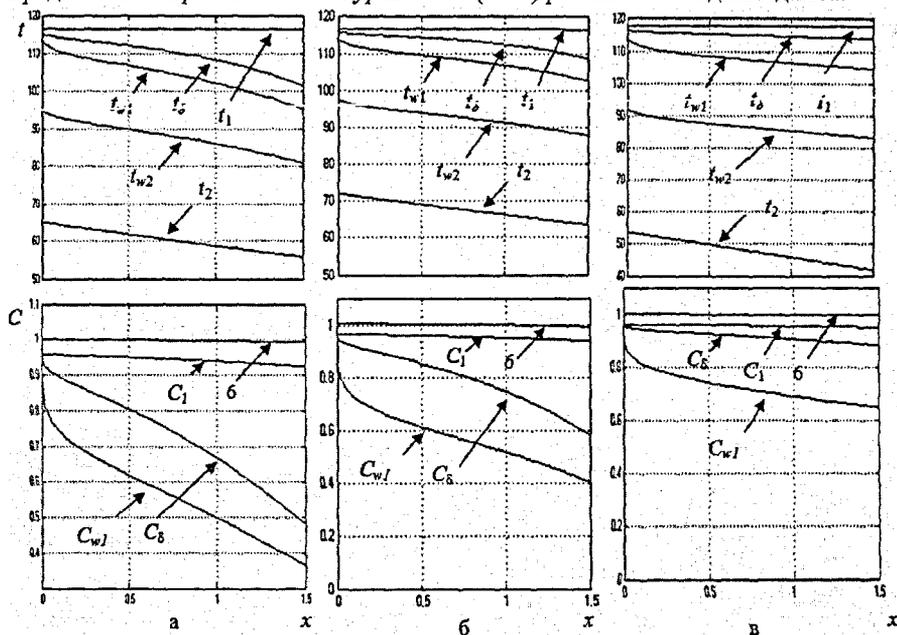


Рис.2 Распределение температур и концентраций вдоль теплообменной поверхности при $P_{ПГС}=1,7$ атм и среднем температурном напоре ПГС – стенка $\Delta t=12^\circ\text{C}$ для смеси водяного пара с а) воздухом, б) CO_2 , в) NH_3 .

температуры: t_1 - потока ПГС; t_b - поверхности пленки конденсата; t_{w1} и t_{w2} -внешней и внутренней поверхности трубки; t_2 -охлаждающей воды;
концентрации: C_1 - пара в потоке ПГС; C_b -пара над поверхностью пленки конденсата; C_{w1} - при температуре поверхности трубки; C -пара в потоке при условии отсутствия примеси

Для проверки адекватности разработанной математической модели результаты расчетов были сопоставлены с данными Л.Д.Бермана (рис.3) и А.Ф.Миллса (рис.4) при конденсации на горизонтальных трубках для смеси водяного пара с воздухом и с данными Ф.Н.Филипповой (рис.5,6) для смесей водяного пара с углекислым газом CO_2 , аммиаком NH_3 и воздухом в вертикальном теплообменном аппарате.

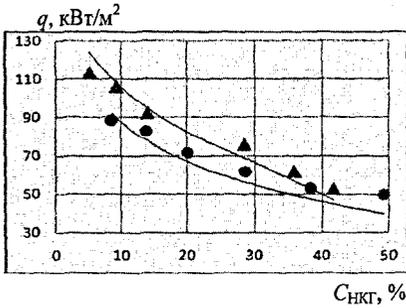


Рис 3. Сравнение с экспериментальными данными Л.Д.Бермана при:
 ▲ - $t_{\text{пгс}}=80,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $U_{\text{пгс}}=1,5\text{ м/с}$;
 ● - $t_{\text{пгс}}=80,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $U_{\text{пгс}}=0,8\text{ м/с}$;
 линии - результаты расчетов.

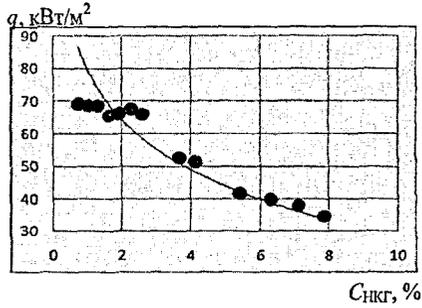
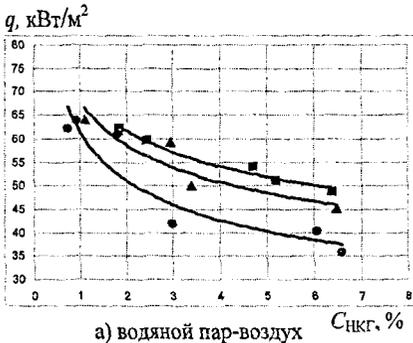
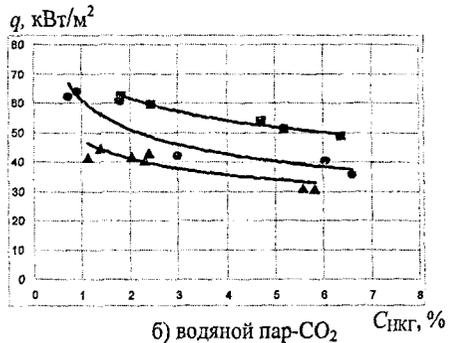


Рис 4. Сравнение с экспериментальными данными А.Ф.Миллса (●), линия - результаты расчетов.



а) водяной пар-воздух

Рис 5. Сравнение с экспериментальными данными Ф.Н.Филипповой при $P_{\text{пгс}}=1,7\text{ атм}$, $(U\rho)_{\text{пгс}}=0,5\text{ кг/м}^2\text{с}$: точки - ▲- $\Delta t=6\text{ }^{\circ}\text{C}$, ● - $\Delta t=9\text{ }^{\circ}\text{C}$, ■ - $\Delta t=12\text{ }^{\circ}\text{C}$; линии - расчеты.



б) водяной пар-СО₂

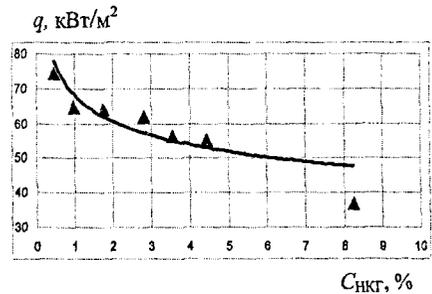
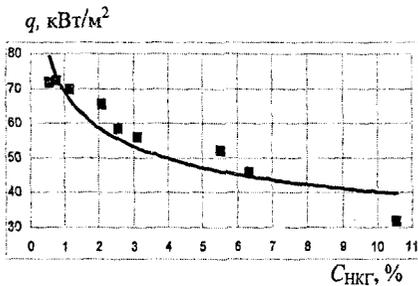


Рис 6. Сравнение с экспериментальными данными Ф.Н.Филипповой для смеси водяной пар - NH₃ при $P_{\text{пгс}}=1,7\text{ атм}$: точки - ■ - $\Delta t=12\text{ }^{\circ}\text{C}$, $(U\rho)_{\text{пгс}}=0,5\text{ кг/м}^2\text{с}$; ▲ - $\Delta t=10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $(U\rho)_{\text{пгс}}=1,2\text{ кг/м}^2\text{с}$; линии - расчеты;

Результаты настоящих расчетов совпадают с экспериментальными данными с отклонением 5-18%. На рис.7 также для сравнения представлены результаты расчетов по инженерным методикам А.П.Кольборна-О.А.Хоугена и Д.И.Уарда.

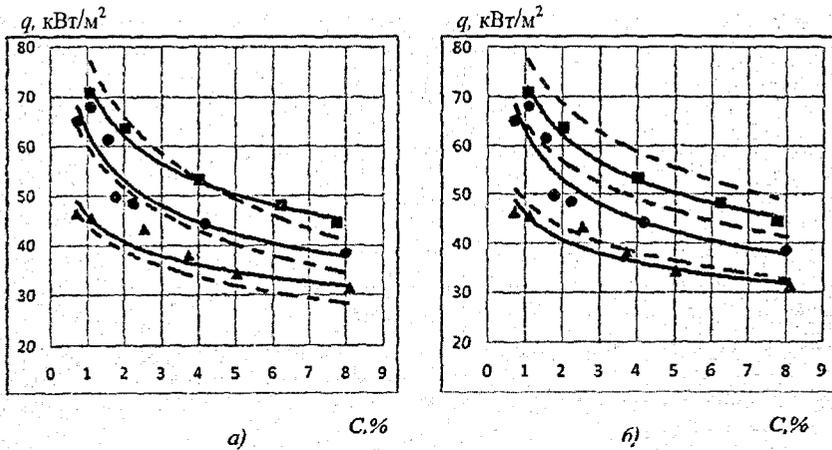


Рис 7. Сравнение с экспериментальными данными Ф.Н.Филипповой при конденсации смеси водяной пар-воздух при $P_{\text{ПГС}}=1,7$ атм, $(U\rho)_{\text{ПГС}}=0,5$ кг/м²с и температурном напоре ПГС-стенка \blacktriangle - $\Delta t=6^\circ\text{C}$, \bullet - $\Delta t=9^\circ\text{C}$, \blacksquare - $\Delta t=12^\circ\text{C}$ - экспериментальные данные.
 — - результаты расчетов по модели.
 - - - результаты расчетов по методике а) А.П.Кольборна-О.А.Хоутена б) Д.И.Уарда

Глава 3 посвящена численному исследованию процесса конденсации пара из смеси с различным НКГ в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате на основе математической модели, описанной в главе 2.

Расчеты теплообменника, в котором конденсировалась ПГС, содержащая примесь CO_2 ($M_r=44$ г/моль), воздуха ($M_r=28,9$ г/моль), паров аммиака NH_3 ($M_r=17$ г/моль) и паров метана CH_4 ($M_r=16$ г/моль), показали, что при заданных ниже условиях отличие среднего удельного теплового потока от смеси с примесью воздуха составило от 12% до 25%. Это свидетельствует о необходимости учета рода неконденсирующегося газа в расчетах рассматриваемых теплообменников уже при его малых концентрациях. Результаты получены в диапазоне $P_{\text{ПГС}}=0,8-2$ атм, $U_1=0,3-4$ м/с, $t'_2=10-95^\circ\text{C}$. Результаты, приведенные в таблице 1, получены при условиях: $P_{\text{ПГС}}=1$ атм, $U_1=0,4$ м/с и температуре воды на входе в аппарат $t_{20}=30^\circ\text{C}$.

Таблица 1.

Изменение среднего удельного теплового потока в зависимости от рода НКГ при равных объемных концентрациях пара.

Температура смеси, t_0	99,24 °C			98,88 °C			98,69 °C		
	NH_3	воздух	CO_2	NH_3	воздух	CO_2	NH_3	воздух	CO_2
Молекулярная масса, M_r , г/моль	17	29	44	17	29	44	17	29	44
Объемная концентрация НКГ, $\epsilon_{\text{НКГ}}$	0,0125			0,0252			0,0316		
Массовая концентрация пара, C_0	0,988	0,98	0,97	0,976	0,96	0,94	0,97	0,95	0,926
Средний удельный тепловой поток q , кВт/м ²	50,84	44,51	49,6	49,6	40,6	46,8	49,02	39,1	45,5

Результаты показали, что не существует монотонной функциональной связи между молярной массой НКГ ($Mr_{НКГ}$) и передаваемым в теплообменном аппарате тепловым потоком. Это можно объяснить наличием двух противоположных тенденций. Род НКГ определяет значение коэффициента взаимной диффузии водяного пара и газа D , а также зависимость концентрации пара в состоянии насыщения от температуры:

$$D \Xi \left(\frac{Mr_{\pi} + Mr_{НКГ}}{Mr_{\pi} \cdot Mr_{НКГ}} \right)^{1/2} \cdot \frac{T^n}{P \cdot \Omega}; C_{\pi} = \frac{(Mr_{\pi} / Mr_{НКГ}) \cdot P_{\pi}}{P + (Mr_{\pi} / Mr_{НКГ} - 1) \cdot P_{\pi}}, \quad (18, 19)$$

здесь Ω - функция, характеризующая степень межмолекулярного взаимодействия.

Чем выше $Mr_{НКГ}$, тем ниже значение коэффициента взаимной диффузии. Уменьшение коэффициента взаимной диффузии D при прочих равных условиях приводит к снижению интенсивности процессов тепло- и массообмена.

С другой стороны, чем выше $Mr_{НКГ}$, тем ниже значение массовой концентрации насыщенного пара над поверхностью пленки конденсата при одинаковой температуре (рис.8), что приводит к увеличению концентрационного напора, а значит, к более высокому тепловому потоку.

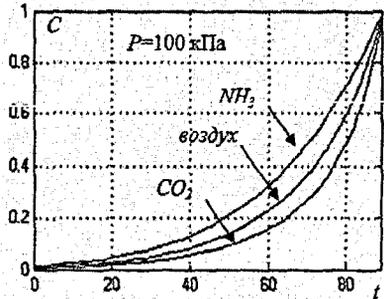
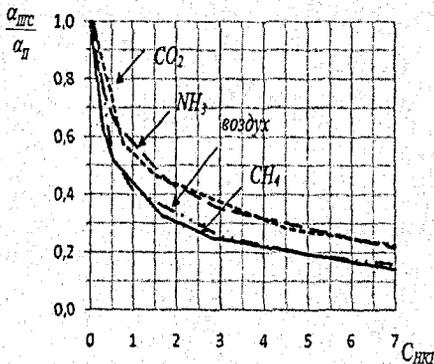
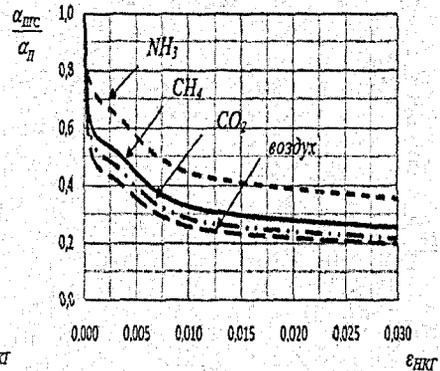


Рис.8 Зависимость массовой концентрации водяного пара в насыщенной смеси с различным НКГ от температуры.

На рис.9-11 представлены графики зависимости снижения относительного коэффициента теплоотдачи при конденсации пара в присутствии примесей газа с различной молярной массой.



а)



б)

Рис.9 Снижение коэффициента теплоотдачи от ПГС с НКГ различного рода: в зависимости от концентрации примеси а) массовой и б) объемной.

$$P_{ПГС} = 1,0 \text{ атм}, \Delta t_{\text{н-в}} = 6^{\circ}\text{C}, U_{ПГС} = 0,4 \text{ м/с}$$

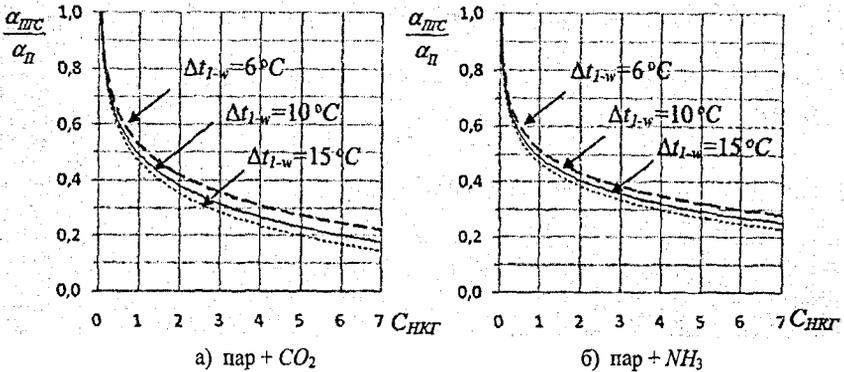


Рис.10 Снижение коэффициента теплоотдачи от ПГС с НКГ различного рода в зависимости от температурного напора пар – стенка при $P_{ПГС}=1,0$ атм, $U_{ПГС}=0,4$ м/с.

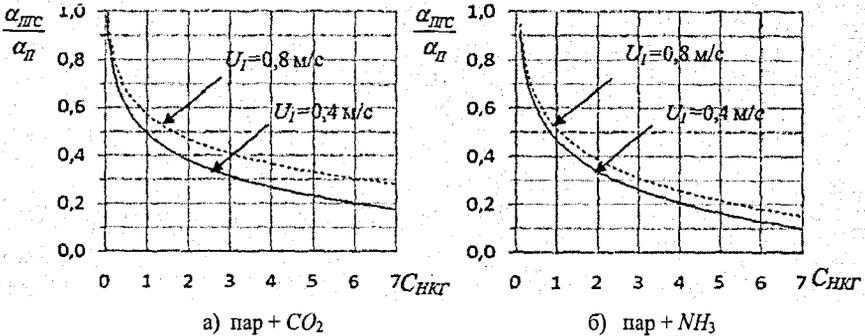


Рис.11 Снижение коэффициента теплоотдачи от ПГС с НКГ различного рода в зависимости от скорости потока ПГС при $P_{ПГС}=1,0$ атм, $\Delta T_{I-w}=10^\circ C$.

Показано, что рост температурного напора ПГС – стенка, также как и уменьшение скорости потока ПГС приводит к снижению относительного коэффициента теплоотдачи от ПГС в зависимости от рода газа.

Следующая задача исследования состояла в оценке изменения расчетного теплового потока при **неизотермичности** поверхности теплообмена. Были проведены расчеты теплового потока при конденсации пара из смеси с воздухом на поверхности, температура которой изменялась по заданному линейному закону $T_{w1}(x)=T_{w01}+b \cdot x$ или $T_{w1}(x)=T_{w02}-b \cdot x$ (увеличивалась или снижалась в направлении движения пленки конденсата), либо принималась постоянной и равной среднеинтегральной температуре первых серий расчета.

На рис.12 видно, что тепловые потоки, рассчитанные при линейном изменении температуры поверхности теплообмена q_+ и q_- , значительно отличаются от тепловых потоков при изотермической стенке q_{int} . Отношение их заметно отличается от единицы, особенно в области высоких температур поверхности стенки и высоких массовых концентрациях НКГ в смеси. При этом расчеты по модели численно подтвердили теоретически доказанное Д.А.Лабунцовым положение об инвариантности теплового потока к распре-

делению температуры по поверхности теплообмена при конденсации чистого пара (при $C_{\text{НКГ}}=0\%$ отношения потоков $\bar{q}_{+(-)}/\bar{q}_{\text{ит}}=1$).

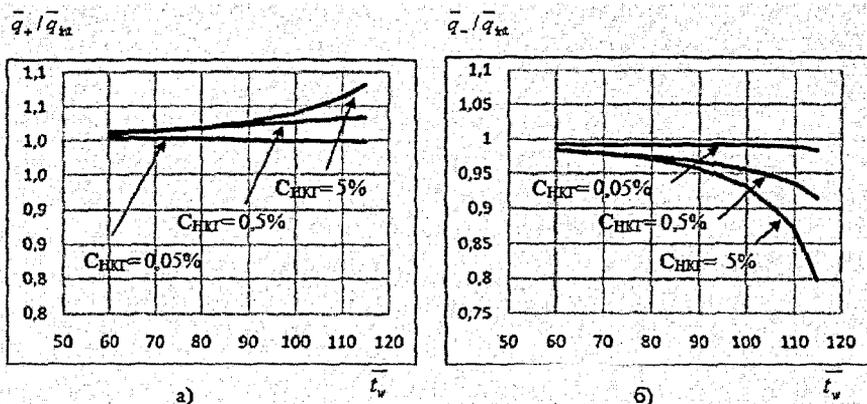


Рис. 12 Отношение среднего удельного теплового потока при а) попутном увеличении ($T_{w1}(x) = T_{w01} + kx$) и б) попутном уменьшении ($T_{w1}(x) = T_{w02} - kx$) температуры поверхности теплообмена к тепловому потоку при изотермичной стенке в зависимости от ее среднеинтегральной температуры.

В реальных теплообменных аппаратах температура поверхности теплообмена определяется коэффициентом теплоотдачи со стороны охлаждающего теплоносителя и его изменяющейся по длине аппарата температурой. При этом было показано, что направление движения холодного теплоносителя относительно течения пленки конденсата при конденсации чистого пара не влияет на передаваемый тепловой поток.

Была проведена оценка погрешности определения теплового потока при пренебрежении в расчетах рассматриваемых теплообменных аппаратов термическим сопротивлением пленки конденсата. Установлено, что при уменьшении разности температур между ПГС и теплообменной поверхностью данная погрешность значительно увеличивается. Наибольшая погрешность возникает при высоких концентрациях пара в ПГС (рис.13а), как следствие неверного определения реальных парциального давления и концентрации пара над поверхностью раздела фаз.

Численные исследования показали, что характер зависимости погрешности определения реального теплового потока при этом сохраняется для смесей различного состава, не зависимо от рода НКГ. Однако род НКГ влияет на величину данных погрешности весьма существенно (рис.13б).

Установлено, что при конденсации пара из ПГС термическое сопротивление отложений на поверхности теплообмена оказывают меньшее влияние на передаваемый в аппарате тепловой поток, чем при конденсации чистого пара (рис.14). Это связано с уменьшением коэффициента теплопередачи в аппарате в присутствии НКГ. Степень снижения теплового потока при этом зависит от рода НКГ.

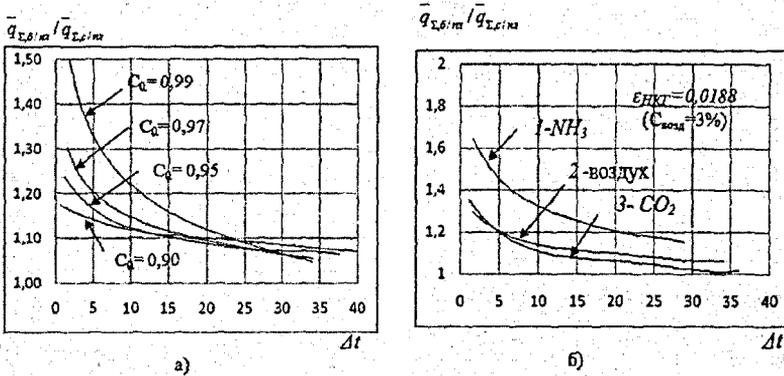


Рис. 13 Отношение удельных тепловых потоков, передаваемых в теплообменном аппарате, рассчитанных с учетом и без учета термического сопротивления пленки конденсата, а) для смеси пара с воздухом, б) для ПГС с различным родом НКГ в зависимости от температурного напора пар-стенка.

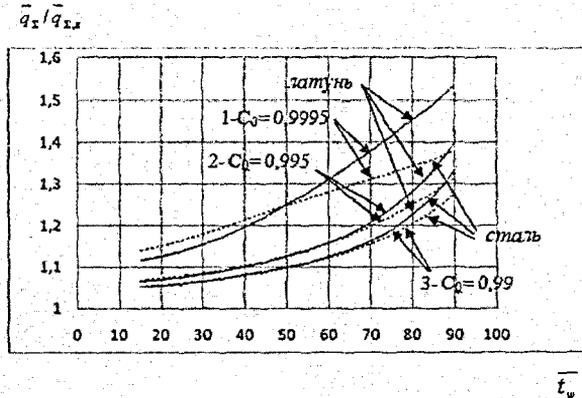


Рис.14 Отношение удельных тепловых потоков, передаваемых в теплообменном аппарате, рассчитанных с учетом и без учета термического сопротивления отложений, в зависимости от средней интегральной температуры поверхности теплообмена для смеси водяного пара с воздухом.

Наличие отложений с одинаковым термическим сопротивлением приводит к более существенному снижению теплового потока в теплообменнике с трубками из материала с большим коэффициентом теплопроводности.

В главе 4 исследовано влияние примеси различного НКГ на интенсификацию теплообмена со стороны охлаждающей воды в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате. Также предложен безразмерный вид диаграммы режимов работы горизонтальных кожухотрубных теплообменных аппаратов с конденсацией пара из ПГС, позволяющей выбрать наименьший по сложности и обеспечивающий требуемую точность алгоритм расчета данного теплообменника.

Применение для интенсификации теплообмена профилированных трубок рассматривается в настоящее время как одно из наиболее перспективных

направлений повышения эффективности теплообменных аппаратов. В работе рассмотрены трубы с внутренней спиральной нарезкой, позволяющие увеличить коэффициент теплоотдачи со стороны воды. Из рис.15 и рис.16 видно, что эффект от интенсификации повышается с ростом концентрации пара в смеси и зависит от рода примеси. Зависимость имеет максимум в рассмотренном диапазоне температур воды на входе в аппарат. Наличие максимума при определенной температуре можно объяснить, наличием двух тенденций.

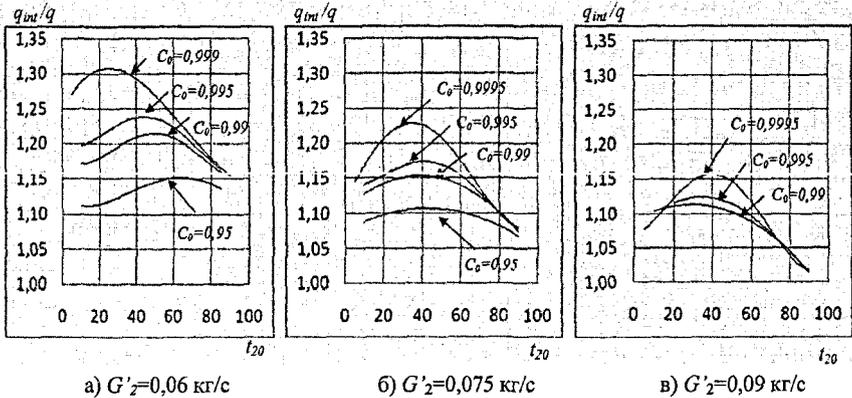


Рис.15 Отношение тепловых потоков в аппарате с профилированной поверхностью и с гладкими трубами для смеси пара с воздухом в зависимости от температуры холодного теплоносителя на входе в теплообменник и его расхода в каждой трубке G'_2 при $P_{\text{ПГС}}=1$ атм, $U_{\text{ПГС}}=4$ м/с

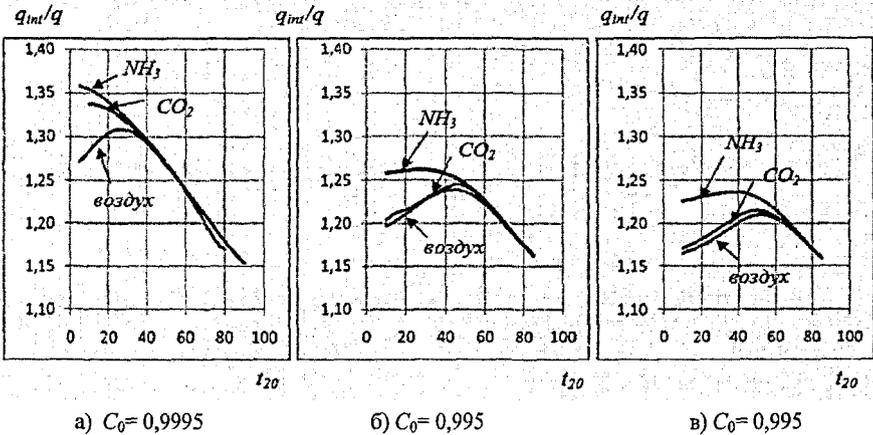


Рис.16 Отношение тепловых потоков в аппарате с профилированной поверхностью и с гладкими трубами для смеси пара с НКГ различного рода в зависимости от температуры холодного теплоносителя на входе в теплообменник при его расходе в каждой трубке $G'_2=0,06$ кг/с. $P_{\text{ПГС}}=1$ атм, $U_{\text{ПГС}}=4$ м/с.

Падение коэффициента теплоотдачи со стороны охлаждающей воды α_2 при уменьшении ее температуры на входе в аппарат (вызванное изменением теплофизических свойств), приводит к увеличению эффекта от интенсификации. С другой стороны, одновременное падение эффективного коэффициента теплоотдачи со стороны ПГС $\alpha_{эфф}$ из-за снижения скорости смеси вследствие конденсации части пара уменьшает эффект от интенсификации.

Для наглядного отображения влияния различных факторов на расчетный суммарный тепловой поток и выбора рационального алгоритма расчета Н.И.Нефедовой и А.Б.Гаряевым была предложена диаграмма режимов работы теплообменных аппаратов конденсационного типа, на которой нанесены границы зон, соответствующие 5% погрешности определения полного теплового потока, вызываемой пренебрежением в расчетах тем или иным фактором (рис.17). На диаграмме было выделено шесть основных зон. Например, в области II в расчетах следует учитывать отсос пара из пограничного слоя газа, а влиянием Стефанова потока, термического сопротивления пленки конденсата и трения потока на пленку можно пренебречь.

На рис.17 - диаграмма режимов работы аппарата с горизонтальными трубками $d=19\text{мм}$ при подаче ПГС сверху вниз со скоростью 5м/с . На рис.18 - та же диаграмма при нанесении границ зон при скорости $U_{ПГС}=1, 3, 5\text{м/с}$. Видно, что границы расслоились. Есть необходимость построения обобщенной диаграммы для различных скоростей ПГС и теплообменных поверхностей с различными характерными размерами.

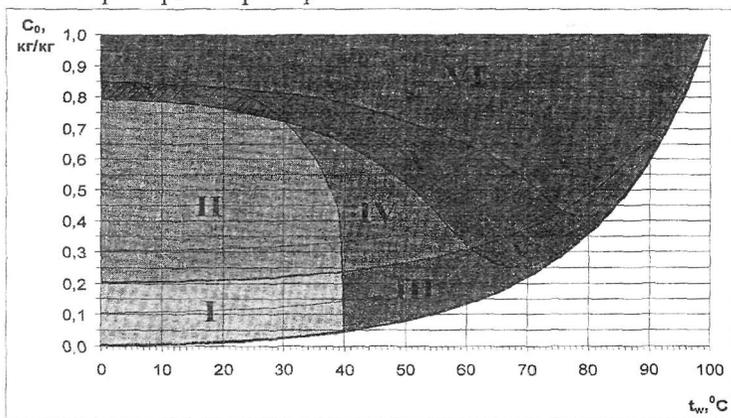


Рис. 17 Характерные области на диаграмме режимов работы теплообменных аппаратов конденсационного типа с горизонтальными трубками при скорости ПГС $U_{ПГС}=5\text{ м/с}$.

Анализ полученной в настоящей работе зависимости отношения теплового потока, рассчитанного без учета термического сопротивления пленки конденсата, к реальному тепловому потоку позволил получить следующее соотношение:

$$\frac{C_1 - C_\delta}{1 - C_\delta} \cdot n \frac{C_{p1}^2 \cdot \lambda_{na} \cdot d^2}{Re_d \cdot Pr^{0.74} \cdot \lambda_1^2 \cdot Z_w}, \quad (20)$$

где Z_w - производная энтальпии насыщенной ПГС по температуре.

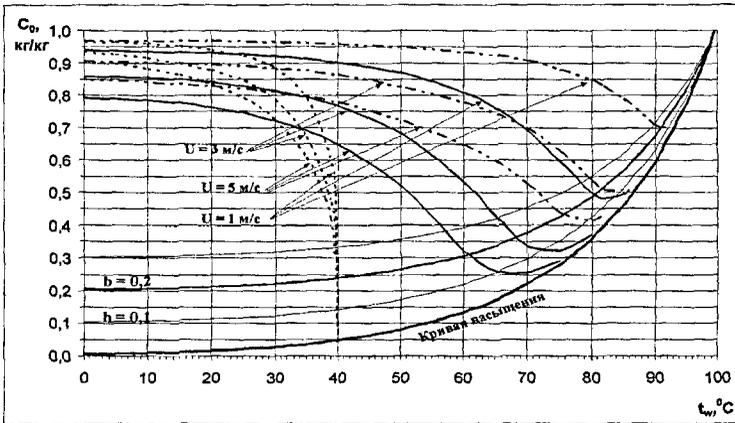


Рис.18 Диаграмма режимов работы теплообменных аппаратов с конденсационного типа с горизонтальными трубками при подаче ПГС сверху при скорости $U_{ПГС} = 1, 3, 5$ м/с.

Полученные комплексы были использованы на диаграмме в качестве новых координат (рис.19). По оси ординат отложена основная движущая сила процесса - концентрационный напор с учетом потока Стефана, по оси абсцисс - комплекс $(Re \cdot Z_w)$. Ввод координат в критериальном виде привел к слиянию линий границ областей, соответствующих различным скоростям.

$$(C_1 - C_2)(1 - C_2)$$

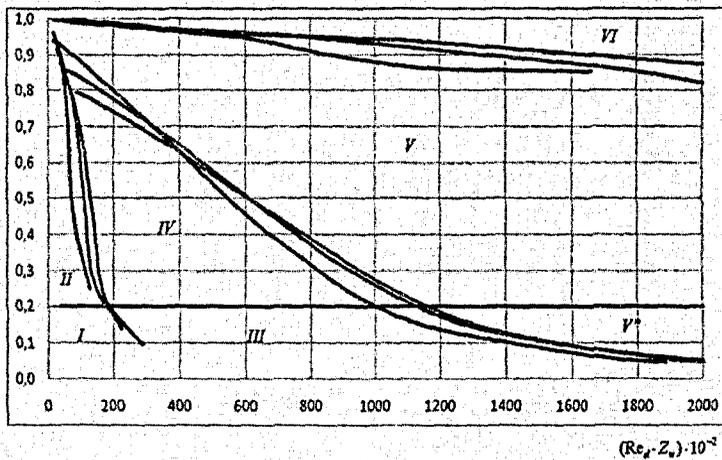


Рис. 19 Обобщенная диаграмма режимов работы теплообменных аппаратов конденсационного типа с горизонтальными трубками $d = 19$ мм при подаче ПГС сверху.

Области диаграммы в новых координатах полностью соответствуют областям диаграммы Н.И.Нефедовой и А.Б.Гаряева. Предложенная обобщенная диаграмма может быть построена для различных ПГС и использована для выбора рационального метода расчета теплообменных аппаратов данного типа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ.

Проведен комплекс численных и теоретических исследований процессов тепло- и массообмена при конденсации водяного пара из парогазовых смесей различного состава в кожухотрубных теплообменных аппаратах.

Основные результаты, полученные в диссертационной работе:

1. Разработана математическая модель, алгоритм и программа расчета процесса конденсации пара из ПГС различного состава в вертикальном кожухотрубном теплообменном аппарате. Модель позволяет проводить совместный расчет процессов переноса тепла в потоке ПГС и пленке конденсата с учетом изменения параметров теплоносителей по длине теплообменного аппарата. Модель учитывает свойства неконденсирующейся примеси, входящего в состав ПГС. Адекватность предложенной математической модели подтверждена хорошим соответствием результатов настоящих расчетов с экспериментальными данными Ф.Н.Филипповой, Л.Д. Бермана и С.Н. Фукса, А.Ф. Миллса, а также сопоставлением с расчетами по методикам А.П.Кольборна - О.А.Хоугена и Д.И.Уарда.

2. В результате численного исследования определены значения относительного снижения коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара из ПГС в присутствии примесей газа с различной молярной массой (воздуха, CO_2 , NH_3 , CH_4) в диапазоне массовых концентраций НКГ 0-10%. Отличие переданного в теплообменном аппарате теплового потока при конденсации смеси, содержащей одинаковые объемные концентрации CO_2 , NH_3 , CH_4 , от теплового потока при конденсации смеси с примесью воздуха достигало 12-25%.

3. Показано, что не существует монотонной функциональной связи между молекулярной массой НКГ и снижением передаваемого в теплообменном аппарате тепловой потока, что объясняется неоднозначным влиянием молекулярной массой НКГ на коэффициент взаимной диффузии пар – НКГ и на парциальное давление пара в смеси.

4. Установлено, что при конденсации пара из ПГС термическое сопротивление отложений на поверхности теплообмена оказывают меньшее влияние на передаваемый в аппарате тепловой поток, чем при конденсации чистого пара. Степень снижения теплового потока при этом зависит от рода НКГ.

5. Проведена оценка степени повышения теплового потока при интенсификации теплообмена при наличии в ПГС различных неконденсирующихся газов. Установлено, что наличие НКГ снижает эффект интенсификации теплообмена со стороны холодного теплоносителя. Установлено и объяснено существование максимума роста теплового потока за счет интенсификации от температуры холодного теплоносителя на входе в теплообменный аппарат.

6. Разработан безразмерный вид диаграммы режимов работы горизонтальных кожухотрубных теплообменных аппаратов с конденсацией пара из ПГС, позволяющей выбрать рациональный метод расчета данного теплообменника. Предложенная диаграмма обобщает данные о режимах работы рассматриваемых теплообменных аппаратов при различных скоростях потока ПГС и характерных размерах теплообменных поверхностей.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

t, T - температура, °С, и абсолютная температура, °К; C и ε - массовая и объемная концентрация компонента в ПГС; C_0 - массовая концентрация пара в ПГС на входе в аппарат; P - барометрическое давление ПГС, кПа; p - парциальное давление, кПа; G - расход теплоносителя, кг/с; m - расход компонента ПГС, кг/с; U - продольная скорость ПГС, м/с; q - плотность теплового потока, Вт/м²; j - плотность потока массы, кг/(с·м²); w_x - скорость течения пленки конденсата, м/с; α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); β - коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности массовых концентраций, кг/(с·м²); $\delta, \delta_w, \delta_2$ - толщина пленки конденсата, теплопередающей стенки, отложений, м; ρ - плотность, кг/м³; C_p - удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·°К); λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°К); μ - коэффициент динамической вязкости, Па·с; ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с; h - энтальпия, Дж/кг; r - теплота парообразования, Дж/кг; D - коэффициент взаимной диффузии, см²/с; M - молярная масса, г/моль; d_1 и d_2 - внешний и внутренний диаметр трубки, м; n - количество трубок, шт; x - продольная координата, м; Sc - число Шмидта; Nu_D - диффузионный критерий Нуссельта. **Индексы:** 1- ПГС в свободном объеме; 2- охлаждающий теплоноситель; δ - поверхность пленки конденсата; w_1 и w_2 - внешняя и внутренняя поверхность стенки трубки; пл - пленка конденсата; 0- начальное сечение теплообменного аппарата.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ

1. Дудник Н.М., Гаряев А.Б. Моделирование процесса пленочной конденсации пара из парогазовых смесей различного состава на наружной поверхности вертикальных труб теплообменного аппарата// Теплоэнергетика.- 2010.- №6.- с.63-68.
2. Лакомова Н.М., Гаряев А.Б. Обеспечение безопасности газодымового тракта при работе установок, утилизирующих теплоту влажных газов// Двенадцатая Международная научно-технической конференция студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика:Тез.Докл.-М.,-2006.-с.448-450.
3. Лакомова Н.М., Гаряев А.Б. Теоретический анализ влияния пленки конденсата на тепломассообмен при конденсации из парогазовой смеси// Тринадцатая Международная научно-технической конференция студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тез.Докл.-М.,-2007.-с.453-454.
4. Лакомова Н.М., Гаряев А.Б. Универсальная диаграмма режимов работы теплообменных аппаратов с выпадением влаги// Четырнадцатая Международная научно-технической конференция студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика:Тез.Докл.-М.,-2008.-с.360-362.
5. Гаряев А.Б., Лакомова Н.М. Универсальная диаграмма режимов работы трубчатых теплообменных аппаратов с выпадением влаги// на 3-й Международной научно - практической конференции «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ-2008»: Сб. трудов. – Москва-Тамбов,- 2008. – с.309-313.