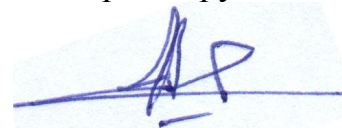


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи



Кхафаджи Хаидер Касим Алван

**ТЕПЛОМАССОБМЕН В ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМАХ
КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

01.04.14 – теплофизика и теоретическая теплотехника

Диссертация
на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор
Терехов Виктор Иванович

Новосибирск – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 4 |
| ГЛАВА 1 Обзор и анализ литературных источников. Теплообмен в системах испарительного охлаждения воздуха | 14 |
| 1.1 Прямое испарительное охлаждение | 14 |
| 1.2 Косвенное испарительное охлаждение | 23 |
| 1.3 Косвенно-испарительные системы охлаждения воздуха до темпе- ратуры точки росы. Цикл Майсоценко (M-cycle)..... | 33 |
| Выводы по Главе 1 и постановка задачи..... | 52 |
| ГЛАВА 2 Моделирование процессов тепло- и массоотдачи при ламинарной вынужденной конвекции в канале..... | 54 |
| 2.1 Постановка задачи. Основные допущения..... | 54 |
| 2.2 Дифференциальные уравнения. Граничные условия..... | 56 |
| 2.3 Численная реализация системы дифференциальных уравнений пе- реноса..... | 58 |
| 2.4 Оценка достоверности разработанной программы моделирова- ния..... | 61 |
| 2.5 Результаты расчетов и их обсуждение..... | 63 |
| Выводы по Главе 2..... | 65 |
| ГЛАВА 3 Процессы тепло- и массообмена в прямом цикле испарительного охлаждения воздуха..... | 67 |
| 3.1 Испарительное охлаждение при вынужденной конвекции в канале между параллельными адиабатическими пластинами..... | 67 |
| 3.2 Результаты расчетов и их обсуждение..... | 71 |
| 3.3 Испарительное охлаждение воздуха в адиабатном канале при че- редовании влажных и сухих участков..... | 77 |
| 3.4 Прямое испарительное охлаждение в неадиабатических услови- ях..... | 88 |
| 3.5 Особенности процессов тепломассопереноса при неадиабатиче- ском испарении..... | 97 |

| | |
|--|-----|
| Выводы по Главе 3..... | 105 |
| ГЛАВА 4 Тепломассоперенос в ячейках косвенно- испарительного типа... | 107 |
| 4.1 Расчетная схема. Математическая модель..... | 108 |
| 4.2 Анализ и обсуждение результатов..... | 111 |
| 4.3 Оценка теплогидравлической эффективности ТМОА..... | 115 |
| Выводы по Главе 4..... | 117 |
| ГЛАВА 5 Тепломассообменные ячейки косвенно-испарительного типа с охлаждением до точки росы..... | 119 |
| 5.1 Двухканальная байпасная схема косвенно-испарительной ячейки..... | 119 |
| 5.2 Трехканальная схема косвенно - испарительной ячейки. Цикл Майсоценко..... | 122 |
| 5.3 Результаты расчетов и их обсуждение..... | 124 |
| 5.4 Анализ влияния исходных параметров..... | 127 |
| 5.5 Эффективность тепломассообменного аппарата для М-цикла..... | 129 |
| 5.6 Исследование трехканальной ячейки при чередовании сухих и влажных участков..... | 131 |
| 5.7 Использование в качестве рабочей жидкости этанола..... | 135 |
| 5.8 Исследование тепломассообменных ячеек косвенно-испарительного типа в реальных условиях применения..... | 139 |
| Выводы по Главе 5..... | 142 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ..... | 144 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ..... | 146 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ А..... | 162 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ Б..... | 164 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В настоящее время большое внимание уделяется вопросам экологии, энергосбережения и энергоэффективности. Производство энергии часто негативно влияет на окружающую среду и приводит к увеличению выбросов парниковых газов. При этом глобальное потребление энергии растет из года в год и многие страны сталкиваются с растущим энергетическим спросом в жаркие месяцы года. Это служит основанием для разработки систем охлаждения, которые являются экологически чистыми и энергоэффективными. Альтернативой для обеспечения условий теплового комфорта является испарительное охлаждения (ИО). Преимущества испарительного охлаждения состоят в существенной экономии энергии и отсутствия озоноразрушающих фреонов для термодинамических циклов при компрессионном производстве тепла и холода. Охлаждение испарением влаги происходит, когда добавляется к воздуху, который имеет относительную влажность менее 100 процентов. Испарительные охладители обычно используются в горячих и сухих климатических условиях. Они являются наиболее подходящими для регионов, где высокая температура сочетается с низкой влажностью воздуха. Системы испарительного охлаждения работают с использованием принципа отбора тепловой энергии от газа, расходуемой на испарение жидкостей. Теплосодержание из воздуха поглощается скрытой теплотой, необходимой для испарения воды; величина поглощенной энергии зависит от количества воды, которое испаряется в системе.

Испарительные системы охлаждения могут быть классифицированы на два типа в зависимости от контакта охлажденного воздуха с испаряющейся водой: прямые и косвенные. При прямом испарительном охлаждении имеет место непосредственный контакт жидкости с воздушным потоком. В этом случае происходит одновременно увлажнение потока газа. При косвенном режиме испарение жидкости и охлаждение воздуха происходит в параллельных каналах теплообменника так, что полезный воздух на выходе имеет та-

кую же абсолютную влажность, что и на входе. Для ряда технологических процессов, где не допустимо использование газа с высоким влагосодержанием, данный момент является принципиальным. При этом усложняется конструкция теплообменного устройства, а также снижается его теплогидравлическая эффективность.

Важно отметить, что как при прямом, так и косвенном режимах охлаждения, теоретическим пределом понижения температуры является ее значение при адиабатическом насыщении (температура мокрого термометра). В ряде случаев, и особенно для условий влажного климата, это условие существенно снижает возможности испарительных методов. Поэтому поиск новых принципов испарительного охлаждения, лишенных этого недостатка, представляет собой актуальную и практически важную задачу.

Испарительная ячейка, у которой теоретическим пределом охлаждения газа до температуры точки росы, по-видимому, впервые была предложена В.С. Майсоценко. Эти схемы носят его имя и в литературе они именуется как цикл Майсоценко, М-цикл (*M-cycle*). Принцип действия ее достаточно простой и основан он на том, что рабочий воздух перед входом в испарительный канал предварительно охлаждается путем отвода теплоты в тот же испарительный канал. Своеобразная обратная связь позволяет приблизить температуру газа к значению в точке росы, что значительно повышает эффективность процесса охлаждения и при ряде условий такой способ охлаждения становится конкурентоспособным с компрессионными машинами. Даже в регионах с высокой температурой и большой влажностью такие аппараты могут быть экономически целесообразными. Таким образом, косвенные испарительные системы охлаждения могут обеспечить комфортные условия во многих районах мира, таких, как, Россия, Китай, Австралия, Северная Африка, Ближний Восток и большей части США.

Несмотря на кажущуюся простоту принципа работы цикла Майсоценко реальная картина протекающих в нем термогазодинамических процессов является исключительно сложной. Сопряженный тепловлагодперенос при нали-

чии фазовых переходов, совместно с изменяющейся на начальном участке каналов аэродинамикой, требует совместного решения систем уравнений сохранения для каждого канала с изменяющимися по длине и заранее неизвестными граничными условиями. В итоге, решение задачи представляет значительные вычислительные трудности. Отметим также, что в большинстве расчетных работ, посвященных исследованиям тепловых характеристик М-цикла, используются приближенные методы интегральных балансов энергии и массы. И только в последнее время появились расчетные работы, учитывающие тонкую структуру течения, тепловых и концентрационных полей и их взаимное влияние на выходные параметры испарительных охладителей. Подробно этот вопрос будет обсуждаться ниже в обзорной главе, а также при изложении полученных результатов

Теплообменники для косвенных испарительных охладителей представляют собой систему плоских каналов с достаточно тонкими металлическими или пластиковыми стенками. Режим течения, как правило, является ламинарным, а схема организации течения может иметь несколько конфигураций. Наиболее распространенными из них и, которые изучаются в данном исследовании, являются следующие:

1. Схема однонаправленных потоков.
2. Конфигурация встречных потоков.
3. Смешанные схемы и аппараты с частичным отводом газа.

Из-за нынешних трудностей в построении и экспериментальной проверки реальных систем, в настоящей работе предпринята попытка систематического численного моделирования различных схем испарительного охлаждения, начиная с элементарной схемы прямого адиабатного испарителя и заканчивая сложными многоканальными системами. Численный анализ включал теоретическое исследование тепловой работы различных размеров пластины теплообменника с изменением на входе скоростей, температур и влагосодержания воздуха на входе в канал.

Автор ограничился 2-мерной и стационарной постановкой задачи, поскольку она в основном отражает процессы в реальных теплообменных аппаратах. В то же время, классическая геометрия каналов с двумя параллельными бесконечно протяженными пластинами позволяет рассматривать полученные результаты как вклад в фундаментальную науку. Результаты подробного численного анализа различных схем можно использовать также и в инженерных прогнозах тепловых характеристик двухфазных теплообменников.

Таким образом, многие вопросы в силу своей многофакторности протекающих процессов остаются малоизученными. Сложная картина совместно протекающих процессов тепло- и массообмена делает практически невозможным использование аналитических методов и корреляционных соотношений для изучения течения в каналах при наличии фазовых переходов в инженерных расчетах и при проектировании теплообменных устройств. Следовательно, поставленная в работе проблема является актуальной и она отвечает приоритетному направлению развития науки, технологий и техники РФ: «Энергоэффективность, энергосбережение и ядерная энергетика».

Цель настоящей работы состоит в следующем:

1. Математическое моделирование процессов тепло - и массообмена влажного воздуха в каналах различных схем течений и различных испаряющихся жидкостей с учетом изменения состава потока вследствие фазовых превращений.

2. Численный анализ течений и тепломассообмена в широком диапазоне чисел Рейнольдса ($50 \div 1000$), температур ($20 \div 40$ °С) и относительной влажности ($0 \div 70$ %) для прямого и косвенного испарительного охлаждения и систем с получением температуры воздуха, соответствующей точке росы.

3. Расчет систем прямого испарительного охлаждения при ступенчатом чередовании влажных участков, а также при наличии дополнительного теплового потока на стенке.

4. Обобщение полученных результатов с целью оптимизации основных теплофизических и теплогидравлических характеристиках потоков, а также

инженерных оценок эффективности испарителей в широком диапазоне изменения исходных параметров и для различных схем течений.

Для достижения поставленных целей **решались следующие задачи:**

1. Создана физико-математическая модель и численный метод (CFD) на базе FORTRAN 90 для решения систем уравнений движения, энергии и диффузии Навье-Стокса для ламинарного 2-D развивающегося потока в системе параллельных каналов бесконечной протяженности. Расчеты необходимы для прогнозирования полей скорости, температуры, концентрации пара, тепловых и массовых потоков на стенках канала, а также гидравлических потерь, как в сухих, так и влажных каналах.

2. Проведен комплекс исследований прямого испарительного цикла в условиях адиабатического испарения. Решена задача о чередовании влажных и сухих участков по длине канала и их влияние тепломассоперенос.

3. Разработать модель расчета для косвенного испарителя с односторонним и встречным движением теплоносителей в сухом и влажном каналах.

4. Разработать модель для расчета тепло и-массообмена в замкнутом контуре на основе М-цикла. Изучить влияние рода испаряющейся жидкости на параметры испарительного цикла.

5. Создать модель расчета многоканальных испарительных ячеек. Провести оценку эффективности различных схем с целью оценки их потенциальных возможностей и перспектив использования в практических приложениях.

6. Провести сопоставительный анализ эффективности использования косвенных испарительных ячеек, работающих по М-циклу, применительно к различным климатическим регионам (Москва, Багдад, Новосибирск).

Научная новизна работы:

1. Впервые проведены численные исследования сопряженного тепло-массообмена в каналах косвенно-испарительного аппарата в широком диапазоне чисел Рейнольдса ($50 \div 1000$) при ламинарном режиме течения, темпера-

тур на входе ($20\div 40^{\circ}\text{C}$) и относительной влажности ($0\div 70\%$) с учетом фазового перехода (испарение) для различных схем течений.

2. Изучены процессы испарительного охлаждения в одиночном канале. Показаны условия достижения оптимальных режимов в адиабатических условиях, при наличии теплового потока на поверхности и при ступенчатом подводе теплового потока.

3. Показаны условия достижения температуры точки росы выходного потока воздуха при различных входных параметрах.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. Разработана методика моделирования процессов тепло- и массообмена при течении влажного воздуха в горизонтальных каналах при ламинарном режиме течения для различных схем течения теплоносителей.

2. Выполнен анализ влияния исходных параметров на тепловую и влажностную эффективности тепломассообменных ячеек косвенно-испарительного типа.

3. Полученные результаты позволяют проводить оптимизационный анализ процессов тепломассопереноса.

4. Результаты работы используются в учебном процессе НГТУ кафедры «Техническая теплофизика» при преподавании дисциплин: тепломассообмен, теория пограничного слоя, системы кондиционирования воздуха, тепловые машины.

Несомненную ценность представляют и разработанные компьютерные коды, алгоритмы численного исследования и программы, зарекомендовавшие себя как надежный метод изучения данной задачи, в большей части, заменяющий дорогостоящие опытные исследования.

Личный вклад автора.

Работа выполнена под научным руководством д.т.н. Терехова В.И. Ему принадлежит постановка задачи, анализ и обсуждение результатов. Основная часть работы автором выполнена самостоятельно. Им созданы тексты компьютерных программ, проведены численные расчеты, проверка, сопоставле-

ние и обобщение результатов исследований, обработка результатов и подготовка материалов к публикации. Все результаты, имеющие научную новизну и выносимые на защиту, получены автором лично.

Методы исследования включали в себя численные исследования основных параметров потоков воздуха в каналах, тепловые и гидравлические характеристики, варьировались начальные условия. Объектом изучения были тепломассообменные аппараты косвенно-испарительного аппарата различных конфигураций течения теплоносителей. В численных экспериментах изучалось распределение температур и концентраций воздуха в сухих и увлажняемых каналах. В результате определялась интенсивность испарения, а так же основные тепловлажностные характеристики в зависимости от числа Рейнольдса, температуры и относительной влажности на входе в каналы.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Методика численного моделирования процессов тепло- и массообмена при течении влажного воздуха в каналах.
2. Результаты комплексного численного исследования тепломассообмена при ламинарном режиме течения влажного воздуха в горизонтальных каналах различных схем течений при наличии фазового перехода на поверхности его стенок в широком диапазоне изменения исходных параметров.
3. Результаты численного исследования влияния исходных параметров и схем течения на тепловую и влажностную эффективность испарительных ячеек.

Степень достоверности полученных результатов. Все основные положения и выводы, сформулированные в диссертации, обеспечиваются корректностью постановок задач, использованием апробированных вычислительных алгоритмов и расчетных схем, а также сравнением результатов численного анализа с имеющимися в литературе экспериментальными и расчетными данными.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на XXXI и XXXII Сибирском теплофизиче-

ском семинаре (Новосибирск, 2014, 2015); Всероссийской научно-технической конференции “Наука. Промышленность. Оборона” (Новосибирск, 2015, 2016); Всероссийской научно-технической конференции “Наука. Технологии. Инновации.” (Новосибирск, 2016); Всероссийском семинаре “Динамика многофазных сред” (Новосибирск, 2015); Всероссийской научной конференции «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий» (Новосибирск, 2015); XV Минском Международном форуме по теплообмену (Минск, 2016); Всероссийской научной конференции “Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики” (Томск, 2016); 8th Int. Symp. Advances in Comp. Heat Transfer (ICHMT), (Istanbul, Turkey, 2015); 9th Int. Symp. Advances in Comp. Heat Transfer (ICHMT), (Cracow, Poland, 2016); II, IV and V International Seminar with elements of scientific school for young scientists (ISHM) (Novosibirsk, Russia, 2015, 2016).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 18 печатных работ, в том числе 4 научных статьи - в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертации на соискание ученой степени кандидата наук, 14 работ, опубликованных в сборниках международных и всероссийских конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 153 наименований, двух приложений, содержит 161 страницу основного текста, 84 рисунка, 2 таблицы.

Ниже представлена аннотация глав диссертационной работы.

В первой главе приводится аналитический обзор современного состояния проблемы испарительного охлаждения. Кроме результатов численных и экспериментальных исследований, их подробного анализа большое внимание уделено принципу работы, материалам, конструкциям, производительности теплообменных аппаратов. Рассматриваются преимущества и недостатки различных систем испарительного охлаждения. Выявлены тех-

нические и инновационные особенности различных аппаратов. В результате сопоставления данных различных работ определены не решенные актуальные проблемы и дана постановка предлагаемого исследования.

Во второй главе дано обоснование выбора физико-математической постановки задачи, записаны уравнения и граничные условия. Описывается методика численной дискретизаций систем уравнений в частных производных. Обосновывается выбор размеров сетки, условий сходимости и другие детали численного алгоритма. Представлены результаты тестовых расчетов и сопоставления с аналитическими решениями для классических задач теории пограничного слоя.

В третьей главе проведен численный анализ течения и тепломассообмена в ячейках прямого испарительного цикла. Определены границы возможностей данного метода при адиабатических и не адиабатических условиях. Рассмотрен случай чередования смоченных и сухих участков по длине канала. Составлена карта тепломассообменных процессов при прямом испарении в зависимости от большого числа параметров. Дается вывод о возможностях и границах управления процессами обмена теплом и массой. Разработанная модель анализируется для возможного использования в инженерных приложениях при учете влияния различных параметров на тепловую производительность в целях оптимизации процесса и дизайна.

В четвертой главе представлены результаты численного исследования в системах с косвенным испарительным охлаждением. Была выполнено сравнение тепловой производительности между параллельными потоками при спутной и встречной подаче потоков газа в сухой и влажный каналы, соответственно. В результате моделирования показана разница в производительности систем охлаждения для двух конфигураций теплообменников.

Пятая глава посвящена систематическому изучению течения и теплообмена в испарительных ячейках, работающих по циклу Майсоценко. Представлены результаты моделирования косвенных испарительных охладителей воздуха различных конфигураций и конструкций. Последовательно рассмат-

риваются двухканальные системы с отбором части полезного воздуха во влажный канал (так называемая байпасная система), затем – 3-х, 4-х и 5 параллельных каналов с чередованием рабочих, полезных и влажных стенок. Проведена оценка их возможностей с целью определения наиболее эффективных схем, а также даны примеры их использования для различных климатических условий мира.

Автор выражает признательность сотрудникам отдела термогазодинамики Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе, кафедры технической теплофизики Новосибирского государственного технического университета и Багдадского технологического университета (Ирак) за неоценимую помощь и поддержку, советы и консультации.

ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ. ТЕПЛООБМЕН В СИСТЕМАХ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

1.1 Прямое испарительное охлаждение

Снижение температуры с помощью процесса испарения жидкости является одним из наиболее простых и эффективных способом охлаждения воздушного потока. Испарение жидкостей в воздухе существует в природе и применяется в различных промышленных приложениях, таких как охлаждение электронных устройств, в двухфазных теплообменниках, солнечных коллекторах, при охлаждение ядерных реакторов, в системах кондиционирования воздуха и опреснения воды [1-6]. Процессы тепло - и массопереноса через воздушно-водные поверхности являются важными во многих инженерных приложениях.

В прямом испарительном цикле (Рисунок 1.1), воздушный поток охлаждается при прямом контакте с пленкой жидкости и охлаждение осуществляется за счет межфазного теплообмена между воздушным потоком и пленкой жидкости.

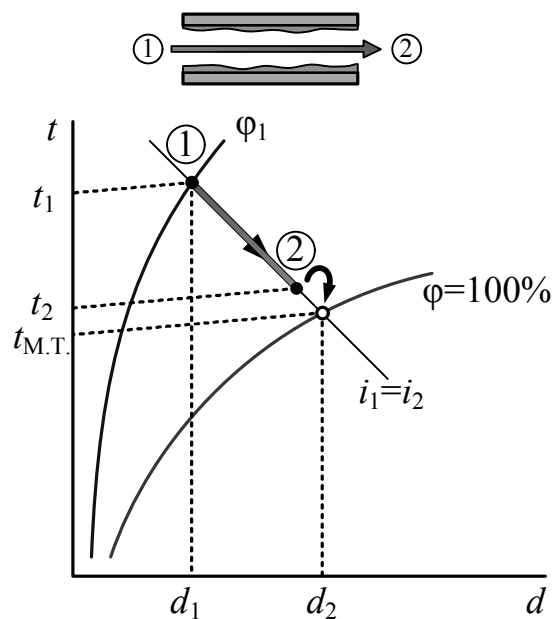


Рисунок 1.1 – Прямое испарительное охлаждение

Испарение воды в воздушном потоке ведет к снижению температуры сухого термометра. В тоже время это приводит к увеличению влажности воздушного потока. Это наглядно следует из $i-d$ диаграммы влажного воздуха, схематически представленной на Рисунке 1.1. Нижним пределом температуры охлаждаемого воздуха является его значение при адиабатическом насыщении (температура мокрого термометра). Влажность воздуха также достигает насыщения, что в ряде случаев является недопустимым по технологическим условиям и существенно ограничивает область применения схем с прямым испарительным охлаждением.

Стенки канала в данном случае могут быть как адиабатическими, так и неадиабатическими с подводом или отводом теплового потока. В большинстве имеющихся работ дополнительный тепловой поток был неизменным по длине, а стенки канала были полностью смоченными. Однако в некоторых работах рассмотрены более сложные случаи ступенчатого чередования влажных и сухих участков [7-9], что приводило к дополнительному усложнению тепловой и диффузионной картины процесса.

Задача о прямом испарительном охлаждении рассматривалась в большом числе расчетных и экспериментальных работ. Кратко остановимся на анализе основных результатов, уделяя главное внимание ламинарному режиму течения при вынужденной конвекции. Такое течение является наиболее характерным для систем кондиционирования воздуха и оно является базовым при изучении более сложных случаев режимов косвенного испарительного охлаждения.

М. Hаjі and L. С. Chow (1998) [10] изучали тепло- и массоперенос с осушением в потоке ламинарного пограничного слоя вдоль охлаждаемой плоской пластины. Для анализа результатов авторы использовали подобие процессов тепло и – массообмена. Полученные результаты, как для насыщенного, так и ненасыщенного влажного воздуха сравнивались с результатами для сухого воздуха. Можно сделать вывод, что процесс осушения имеет

значительное влияние, как на явную, так и на скрытую компоненты теплового потока, а так же и на коэффициент трения. Тем не менее, разница между коэффициентами теплопередачи для влажного и для сухого воздуха уменьшается по мере снижения относительной влажности.

W. M. Yan and T. F. Lin (1998) [11] исследовали влияние скрытой теплоты фазового перехода, обусловленной парообразованием жидкой пленки, на теплообмен при ламинарной вынужденной конвекции в каналах. Результаты показали, что испарение пленки жидкости оказывает существенное влияние на теплоотдачу.

W. M. Yan (1992) [12] представил результаты численного исследования влияния испарения пленки жидкости на теплообмен при ламинарной смешанной конвекции в вертикальном канале с параллельными пластинами. Автором были исследованы влияние скорости жидкости на входе и теплового потока на стенке на парообразование пленки и сопутствующие характеристики тепло - и массопереноса для систем воздух-вода и воздух-этанол. Было обнаружено, что теплопередача между поверхностью и потоком газа обусловлена в основном скрытой теплотой за счет пленочного испарения. Величина скрытого теплового потока может быть в пять раз больше, чем величина конвективная составляющая суммарного теплового потока.

S. Xia (1994) [13] исследовал механизм интенсификации теплообмена с помощью пленки жидкости на стенке канала в ламинарных смешанных конвективных потоках. Было детально изучено распределение температуры, скорости и массовой доли пара, влияния температуры смоченной стенки и числа Рейнольдса на перенос импульса, а также тепло - и массообмен. Результаты показали, что пленка жидкости может увеличить теплопередачу вдоль смоченной стенки в 5-10 раз.

K.T. Lee (1999) [14] представил комплексные численно-аналитические исследования тепло- и массообмена при ламинарной естественной конвекции в открытых вертикальных параллельных пластинах. Особенное внимание было уделено анализу влияния необогреваемых участков, расположенных у

входа и выхода из канала. Автором принимались следующие граничные условия: постоянная температура стенки и концентрация пара на ней и постоянный тепловой и массовый поток. Результаты показали, что наличие недогретых входа и выхода существенно влияет на интенсивность тепло- и массообмена.

Debbissi et al. (2001, 2003) [15] численно исследовали сопряженный тепло - и массообмен при испарении воды в воздух в режиме ламинарной естественной и смешанной конвекции в вертикальных каналах с нагреваемыми стенками. Авторы обнаружили, что охлаждение испарением значительно изменяет профили скорости, и температуры и в особенности на выходе из канала.

M. Feddaoui et al. (2003) [16] разработали компьютерный код для моделирования ламинарной смешанной конвекции с охлаждением воздуха за счет испарения пленки жидкости, стекающей вдоль изолированного вертикального канала. Численный метод применялся для решения основных уравнений вместе с граничными и межфазными условиями. Результаты представлены, в основном, для системы воздух-вода. Параметрические расчеты были выполнены для того, чтобы исследовать влияние на механизм охлаждения пленки жидкости числа Рейнольдса, температуры жидкости и скорости массового потока на входе. Результаты показали, что скрытая теплопередача является основным механизмом для отвода тепла от поверхности.

Волчков и др. (2000, 2004) [17,18] численно изучали решение системы дифференциальных уравнений энергии, диффузии при течении в пограничном слое ламинарного и турбулентного потоков влажного воздуха с массообменом на поверхности. Показано, что при конденсации пара процессы переноса импульса и вещества и конвективная теплопередача являются подобными с учетом поправок чисел Прандтля и Льюиса только в диапазоне концентраций пара в ядре потока $0 < C_0 \leq 0.2$. Тепло – и массоперенос во влажном воздухе с такой концентрацией пара подчиняется закону “сухой стенки”. Полная теплопередача на стенке может увеличиваться за счет фазо-

вого перехода тепла; с увеличением содержания влаги, интенсификация коэффициента теплопередачи также увеличивается.

Z.X.Yuan et al. (2004) [19] численно исследовали коэффициент трения и тепло - и массообмен в ламинарном пограничном слое. Особое внимание было уделено проблеме инверсии процесса испарения, когда скорость испарения в сухом паре начинает превышать при испарении в чистом воздухе. В диапазоне $T_0 = 300 - 350$ К и $C_0 = 0 \div 0.2$, поверхностное трение не изменяется по сравнению с однофазным потоком. С другой стороны, очевидно, что при этом может ухудшаться явный конвективный тепло- и массообмен на межфазной границе. В диапазоне параметров исследования наблюдается ~11% снижение этой компоненты теплового потока. Установлены пределы температуры инверсии для рассмотренных условий задачи.

Huang et al. (2005) [20] численно исследовали смешанный конвективный тепло- и массообмен в вертикальных каналах с пленочным испарением и конденсацией. Авторы рассматривали влияние пленочного испарения и конденсации вдоль смоченной стенки с постоянной температурой и концентрацией на тепло- и массообмен. Результаты показали, что скрытая теплопередача с пленочным испарением и конденсацией чрезвычайно увеличивает интенсивность теплопередачи.

Prabal Talukdar et al. (2008) [21] выполнили численное моделирование для конвективного тепло- и массообмена между поверхностью воды и влажного воздуха, протекающего в горизонтальном прямоугольном 3D воздуховоде. Полностью гидродинамически развитый поток течет по поверхности поддона с водой (Рисунок 1.2). Испарение охлаждает воду до тех пор, пока явная теплопередача из воздуха не станет равной скрытой теплоте испарения. Поскольку температура воды опускается ниже температуры воздуха, происходит одновременный процесс тепло - и массообмена с тепло - и массообменом в противоположном направлении. Аналогия тепло - и массообмена определяется для комбинированной задачи ТМО.

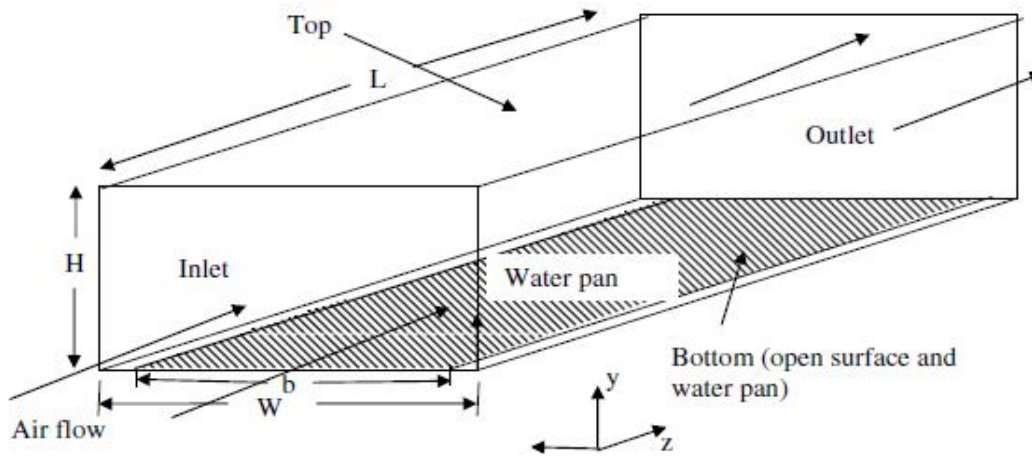


Рисунок 1.2 – Схема задачи, рассматриваемой в работе [21]

Hfaiedh C.D. et al. (2008) [22] представили численное исследование установившегося сопряженного тепло - и массообмена за счет вынужденной конвекции с поверхностным нагревом либо теплоизолированным канале (Рисунок 1.3). В работе анализируется влияние количества смоченных зон и их расположения в потоке на тепло - и массообмен. Авторы отметили, что испарение усиливается за счет увеличения количества влажных зон.

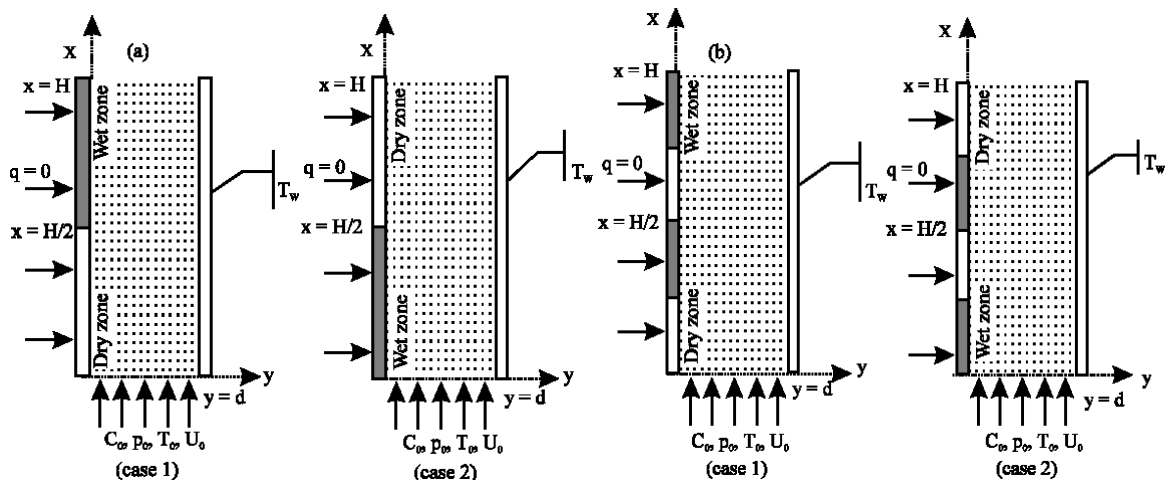


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема канала со ступенчатым изменением граничных условий [7, 22, 23]; *a* ($n=1$): случай для одной влажной зоны, *b* ($n=2$): случай для двух влажных зон

Nasr et al. (2009) [23] представили численное исследование сопряженного тепло- и массообмена при естественной конвекции во время испарения воды в вертикальном канале. Две стенки канала были симметрично нагреты при одинаковой плотности теплового потока. Авторами приведены распре-

деление локальных чисел Шервуда и скорости испарения для различных положений и количества смоченных зон. Авторы отмечают также, что испарение усиливается за счет увеличения количества смоченных зон.

Cherif et al. (2011) [24] экспериментально исследовали влияние пленочного испарения на смешанный конвективный тепло - и массообмен в вертикальном прямоугольном канале. Две параллельные стенки канала смачивались за счет пленки воды и нагревались за счет постоянного теплового потока, в то время как другие стенки были сухими и теплоизолированными. Схема установки показана на Рисунке 1.4. Экспериментальные результаты показали, что испарение происходит на большей части поверхности двух стенок и, в некоторых случаях, охлаждение испарением происходит, главным образом, для небольшого нагретого потока и больших скоростях воздуха. Численное исследование проведено для случая ламинарного потока, и полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными.

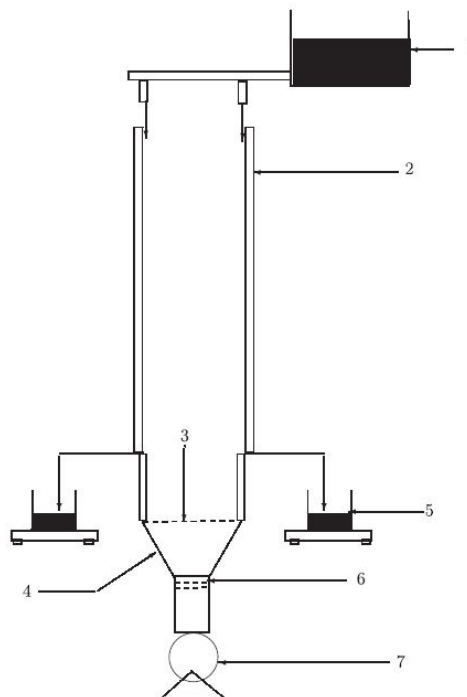


Рисунок 1.4 – Схема экспериментальной установки [24]:

- 1 – резервуар с постоянным уровнем воды; 2 – пластина из нержавеющей стали;
- 3 – пластина из оргстекла; 4 – диффузор; 5 – весы и мензурка; 6 – соты;
- 7 – центробежный вентилятор

Nasr et al. (2012) [25] представили численное исследование стационарного сопряженного тепло- и массообмена за счет смешанной конвекции в ограниченном вертикальном канале. Две стенки канала симметрично нагревались с однородным тепловым потоком. Одна стенка частично смачивалась очень тонкой пленкой воды, в то время как другая стенка была сухой и непроницаемой. Частично влажная пластина была разделена на два равных участка, которые поочередно были влажными и сухими. Следует отметить, что изменение положения влажной зоны не оказывало существенного влияния на поток влажного воздуха. Тем не менее, на тепло - и массообмен сильно повлияло наличие влажных зон и их расположение.

Oulaid et al. (2012) [26] представили численное исследование сопряженного тепло - и массообмена с фазовыми превращениями в наклонном канале, образованном с помощью двух параллельных пластин. Нижняя пластина была покрыта тонкой пленкой воды, а верхняя пластина считалась непроницаемой. Температура пластин была постоянна. Результаты показали, что в данном случае важным фактором является влияние сил плавучести на гидродинамику потока и поля концентраций и температур.

Z.H Nasson and Z.H Hanash (2012) [27] представили эффективную методику создания модифицированного испарительного воздухоохладителя для кондиционирования воздуха зимой в г. Багдаде, используя его также как охладитель для кондиционирования летом путем нагрева воздуха после его увлажнения. Лабораторные испытания проводились на прямом испарительном охладителе (DEC) с последующим прохождением воздуха через горячую воду в теплообменнике, установленном в воздухоохладителе на выходе из канала. Испытания проводились в декабре 2011 г., когда окружающая температура была $8,1^{\circ}\text{C}$ и относительная влажность 68%. Расход воздуха варьировался в диапазоне 0,069 – 0,209 кг/с с постоянным расходом воды 0,03 кг/с в теплообменнике. Показаны следующие приемлемые для практики характеристики: эффективность прямого испарительного охладителя (DEC), эффектив-

ность насыщения (DEC), температура воздуха на выходе и мощность охлаждения.

Oubella et al. (2014) [28] разработали сравнительное численное исследование смешанной конвекции тепло - и массообмена с испарительной пленкой в вертикальном канале. Численные результаты, включающие изменение коэффициента трения, чисел Нуссельта и Шервуда и безразмерную скорость испарения, представлены для двух значений температуры на входе и влажности. В диапазоне рассматриваемых условий на входе было обнаружено, что парообразование пленки ацетона происходит значительно с уменьшением влажности пара на входе. В то же время увеличение этих параметров может приводить к конденсации паров воды на стенке и к увеличению массообмена, связанного с испарением пленки ацетона.

A.T. Mohammad (2015) [29] использовали ANSYS модель для изучения эффективности прямого испарительного охлаждения (DEC) в основных городах в центре, южных и северных районах Ирака (Багдад, Барса и Мослу). На основании почасовых климатических данных каждого месяца метеонаблюдений в период с 1 июня по 31 августа использовался для оценки производительности (DEC), температуры подачи испарителя и мощности охладителя. Результаты моделирования показали, что производительность (DEC) способна обеспечить комфортные условия в Багдаде и Мосле, понижая температуру по сухому термометру приточного воздуха ниже расчетных условий (24 °C) до 2 °C в июне и июле и 1,5 °C в августе. К тому же, максимальная хладопроизводительность (DEC) получается в июле около 3617, 3417 и 3160 кВт для Багдада, Мосла и Барсы соответственно.

Резюмируя вышесказанное, сделаем некоторые выводы по состоянию исследований систем прямого испарительного охлаждения воздуха. Авторами многочисленных исследований установлены основные закономерности сопряженного тепломассопереноса при наличии фазовых переходов на обтекаемых стенках канала. Скрытая теплота парообразования является доминирующей составляющей в процессе теплообмена. Испарительная ячейка обла-

дает максимальной простотой, однако предельной температурой охлаждения является температура мокрого термометра. Самым негативным моментом подобных схем охлаждения является высокое содержание влаги в охлажденном воздухе, которая может достигать насыщения.

Несмотря на большое число работ, многие проблемы прямого испарительного цикла остались малоизученными. К таковым можно отнести вопрос о подобии процессов тепло и – массообмена, условиях и границах применения такого приближения. Открытым остается также вопрос об оптимизации характеристик испарительных ячеек, в том числе и поведения параметра теплогидравлической характеристики. Эти данные для элементарного элемента необходимы при анализе более сложных условий в косвенно- испарительных системах. Поэтому детальному изучению метода прямого испарительного охлаждения посвящена глава 2 диссертации и эти результаты изложены в работах автора [30-35].

1.2 Косвенное испарительное охлаждение

Косвенное испарительное охлаждение (*indirect evaporation cooling - IEC*) в англоязычной литературе представляет собой теплообменное устройство (Рисунок 1.5), в котором каналы рабочего (1-2) и полезного (3-4) воздуха между собой разъединены. В рабочем канале происходит охлаждение воздуха за счет испарения влаги на смоченных стенках, который в свою очередь через разделительную поверхность понижает температуру в параллельном канале с потоком полезного воздуха. Здесь же на Рисунке 1.5 представлена *i-d* диаграмма процесса охлаждения воздуха в рабочем и полезном каналах. Следует сделать важный вывод о том, теоретическим пределом охлаждения, как и в прямом цикле, является температура мокрого термометра. Однако, в отличие от прямого испарения, достичь это значение возможно только в теплообменниках бесконечной протяженности, когда температура в канале (3-4)

сравнивается с рабочим каналом (1-2). В то же время влажность внутри полезного канала остается неизменной и не зависит от процесса охлаждения.

Это является определяющим фактором при выборе косвенного метода испарения для различных технологических процессов, где повышение влажности воздуха является недопустимым.

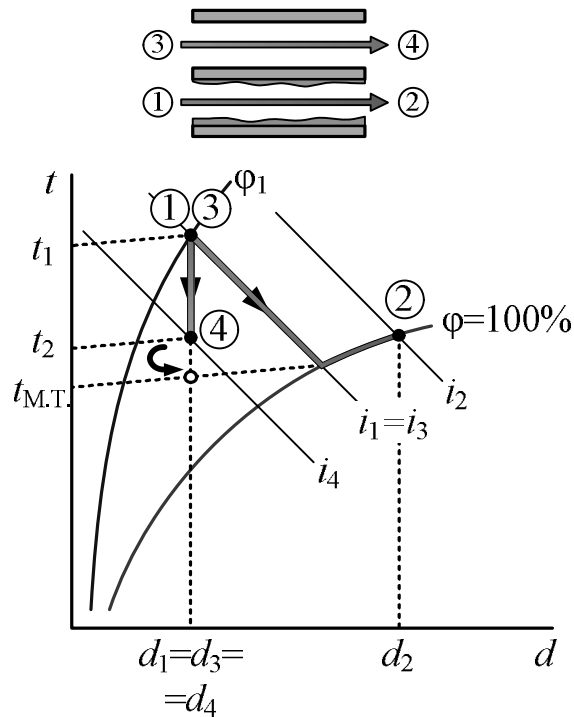


Рисунок 1.5 – Ячейка косвенного испарительного охлаждения и его $i-d$ диаграмма

Температура влажного термометра вторичного воздушного потока ограничивает косвенное испарительное охлаждение. Вторичный воздушный поток может состоять из внешнего окружающего воздуха или из комнатного отработанного воздуха. Отработанный воздух из окружающего пространства может иметь более низкую температуру по влажному термометру, чем внешний. Скрытое охлаждение возможно в первичном воздушном потоке при использовании комнатного отработанного воздуха в качестве вторичного. Такой эффект может иметь место, если температура точки росы первичного воздуха будет выше, чем температура отработанного (вторичного) воздуха по влажному термометру (ASHRAE, 1999, оборудование и приложения).

В настоящее время существует большое число схем организации теплообменного процесса при косвенном охлаждении газа. На Рисунке 1.5 схематично показана схема спутного движения потоков. Существуют теплообменники с противоточным и перекрестным движением теплоносителей [36,37], а также с комбинацией схем течения, организация которых диктуется как повышением их эффективности, так и особенностями конкретных технологических процессов.

Для улучшения тепловой эффективности косвенного испарительного охлаждения к настоящему времени выполнено большое число теоретических и экспериментальных работ. Первые из них относятся к середине прошлого столетия и направлены они были на изучение принципиальных вопросов о предельных возможностях подобных схем охлаждения. В последующие годы характеристики двухфазных теплообменников постоянно улучшались за счет проведения глубоких теоретических и экспериментальных исследований [38-42]. Большие возможности представляет схема комбинированного охлаждения воздуха, когда помимо холодильного цикла используется дополнительно и испарительное охлаждение [43].

S.T. Hsu and Z. Lavan (1989) [44] проанализировали размеры и форму смоченной поверхности теплообменника, для того чтобы определить конфигурацию, которая обеспечит лучшее качество работы. Цель работы состояла в том, чтобы охладить воздушный поток до температуры ниже, чем температура на входе по влажному термометру за счет испарения воды. Проанализированы три лабораторные модели и коммерческий прототип (Рисунок 1.6). Течения здесь являются разнонаправленными – конфигурация встречного потока в замкнутом контуре и поперечный поток в замкнутом контуре коммерческого блока соответственно. Было обнаружено, что температура по сухому термометру может быть ниже, чем температура на входе по влажному термометру.

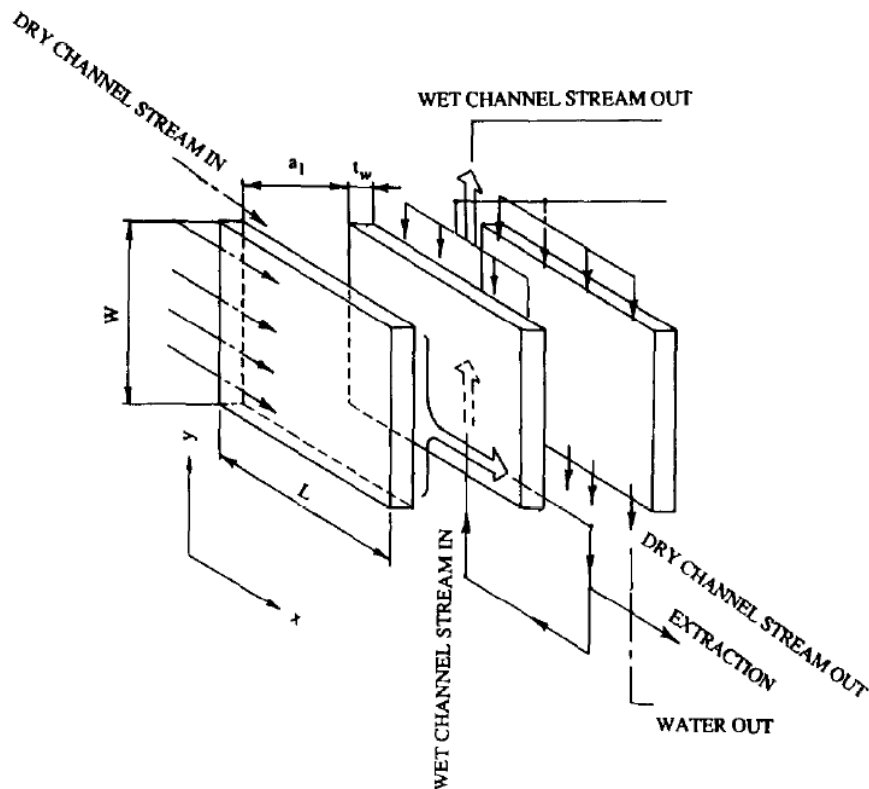


Рисунок 1.6 – Геометрия и система координат для поперечного потока в замкнутом контуре [44]

Y.L. Tsay (1993) [45] провел численный анализ с целью детального изучения характеристик тепло- и массообмена противоточной схемы на влажной поверхности теплообменника. Взаимосвязанные уравнения сохранения для горячего газа, пленки жидкости и потока влажного воздуха решаются совместно. Интенсивности теплопередачи для смоченной поверхности теплообменника сравниваются с полученными данными для сухой поверхности теплообменника. Кроме того, большое внимание уделяется исследованию влияния скрытой теплопередачи, связанной с парообразованием пленки жидкости, на тепловую производительность теплообменника. Результаты показали, что перемещаемая энергия через пленку жидкости поглощается, в основном, процессом парообразования пленки.

N. Klitsikas et al. (1994) [46] изучали эффективность непрямого испарительного охладителя, состоящего из пластинчатого теплообменника, имитирующего работу в типовом здании, используя погодные условия Афин. В результате были выявлены температуры на выходе из охладителя и внутри здания, комфортные условия и время работы охладителя в день. Также были ис-

следованы эффективность скорости вентиляции охладителя ночью и размер южного окна остекления. Результаты моделирования показали, что охладитель увеличивает комфортное время в день и комфорт внутри здания, т.к. температура в помещении становится значительно ниже, когда система работает, чем при свободно изменяющихся условиях. Было также установлено, что вентиляция ночью повышает комфортное время при сокращении часов работы охладителя.

X.C. Guo, T.S. Zhao (1998) [47] численно исследовали тепловую эффективность непрямого испарительного воздушного охладителя. В работе были изучены влияния широкого спектра параметров, таких как скорость первичного и вторичного потока воздуха, ширина канала, относительная влажность на входе и смачиваемость пластины, на тепловые характеристики охладителя. Показано, что меньшая ширина канала, более низкая относительная влажность вторичного потока воздуха на входе, более высокая смачиваемость пластины, а также рост отношения скоростей в каналах дают более высокую эффективность косвенного испарительного воздушного охладителя. Результаты могут быть использованы для разработки косвенного испарительного воздушного охладителя.

K.A. Joudi, S.M. Mehdi (2000) [48] представили исследование, в котором изучали применение косвенного испарительного охладителя для охлаждения с различной нагрузкой типичного иракского жилища. Объектом исследования был двухэтажный дом, расположенный в Багдаде. Применение такого рода охладителя было оценено путем систематического моделирования, а также было проведено сравнение между механизмами систем косвенного и прямого испарительного охлаждения. Моделирование включало в себя работу системы охлаждения в соответствии с четырьмя режимами работы для различной температуры окружающей среды и условий нагрузки охлаждения во время летнего сезона. Моделирование системы включало в себя изменение эффективности пластинчатого теплообменника, используемого для косвенного испарительного охлаждения и его влияние на изменение скорости пото-

ка воздуха. Результаты показали, что косвенное испарительное охлаждение приводит к комфортным условиям внутри помещения для большинства периодов работы системы.

R. Chengqin and Y. Hongxing (2006) [49] разработали аналитическую модель для связанных процессов тепло- и массообмена в косвенном испарительном охладителе в реальных условиях эксплуатации с конфигурациями параллельным / противотоком. В основном, для описания процессов тепло - и массообмена использовались одномерные приближения. Также в модели рассматривались уравнения влияния испарения капель воды, изменение их температуры и энтальпии вдоль поверхности теплообменника. В работе кратко обсуждена эффективность охладителя с различными конфигурациями потока. Путем сравнения, было установлено, что если охлаждающий воздух течет в противотоке с пленкой воды и потоком текучей среды, то косвенный испарительный охладитель дает более высокую производительность, чем, если охлаждающий воздух течет параллельно с потоком текучей среды и / или пленкой воды.

S. Anisimov and V. Vasiljev (2007) [50] разработали модель тепло- и массообмена на основе одномерной модели переноса для тепловых расчетов производительности непрямого испарительного охладителя. На основе численных исследований конструкций "классических" теплообменников авторы предложили новую конструкцию воздушного охладителя. Оригинальное расположение матрицы позволяет реализовать двухступенчатый косвенный испарительный воздушный охладитель при комбинированных положениях воздушного потока – параллельного и противоточного, а также позволяет повысить степень охлаждения воздуха и усовершенствование термодинамики этого устройства за счет эффективного использования энергии фазового перехода. Полученные результаты показали высокую эффективность косвенного испарительного охладителя воздуха при комбинированных условиях воздушного потока и предложили широкие возможности для оценки диапазона

оптимальных условий эксплуатации и подходящие климатические зоны для предлагаемого устройства.

X. Zhao et al. (2008) [51] представили численное исследование оригинального противоточного тепло и массообменника, используемого в непрямых испарительных системах охлаждения вплоть до точки росы, как возможная альтернатива традиционным системам кондиционирования воздуха (Рисунок 1.7). Численное моделирование было проведено с целью оптимизации геометрических размеров и условий эксплуатации теплообменника, для того чтобы усилить эффективность охлаждения (точка росы и влажный термометр) теплообменника и максимизировать энергоэффективность систем охлаждения. Результаты моделирования показали, что эффективность охлаждения (точка росы и влажный термометр) и энергоэффективность во многом зависят от размеров каналов воздушного потока, скорости движения воздуха и соотношения рабочего воздуха к потребляемому и меньше зависят от температуры воды на входе. Рекомендуется регулировать скорость всасываемого воздуха в конденсаторе до величины ниже 0,3-0,5 м/с; высота воздушного прохода (канала) должна быть установлена на уровне 6 мм или ниже, а длина канала должна быть в 200 раз больше высоты; отношение рабочего воздуха к воздуху на впуске должно быть около 0,4. При создании летнего кондиционера Великобритании, т.е. 28°C от температуры по сухому термометру, 20°C по влажному термометру и 16°C температуры точки росы, теплообменник может достигать эффективности по влажному термометру до 1,3 и эффективности точки росы до 0,9.

G. Heidarinejad et al. (2009) [52] экспериментально исследовали эффективность охлаждения двухступенчатого косвенного/прямого испарительного охладителя в различных смоделированных климатических условиях. Для этого был разработан, собран и испытан экспериментальный двухступенчатый испарительный охладитель, состоящий из косвенного испарительного охлаждения (IEC) с последующим прямым испарительным охлаждением (DEC).

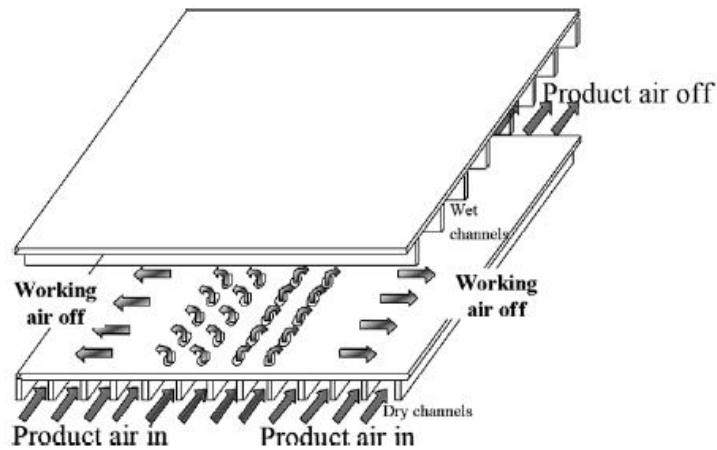


Рисунок 1.7 – Структура и принцип работы теплообменника для охлаждения до точки росы [51]

Из-за большого разнообразия климатических условий в Иране, два воздушных моделирующих устройства обеспечивали имитацию внешних условий различных городов в первичных и вторичных воздушных потоках. Результаты показали, что при различных внешних условиях, эффективность стадии ИЕС варьируется в диапазоне 55-61%, а эффективность блока ИЕС/ДЕС возрастает практически вдвое, изменяясь в диапазоне 108-111%.

Hui and Cheung (2009) [53] объяснили особенности работы двухступенчатых систем испарительного охлаждения и оценили их эффективность для условий жаркого и влажного климата Гонконга. Были исследованы местные климатические факторы и оценены характеристики испарительных систем. Установлено, что высокая влажность в течение года в данных климатических условиях не позволяют регулярно использовать испарительные системы охлаждения. Тем не менее, существует хороший потенциал для их применения – предварительно охлаждать наружный воздух и тем самым добиться значительной экономии энергии при кондиционировании. Эффективность систем будет зависеть от конфигурации системы, конструкции компонентов и управления.

M. Shariaty-Niassar and N. Gilani (2009) [54] исследовали влияние направления воздушного потока в каналах косвенного испарительного охладителя (ИЕС) на производительность системы. Кроме того, была изучена зависимость производительности системы от температуры наружного воздуха и

относительной влажности, чтобы определить допустимые условия для оптимальной работы системы при обеспечении тепловых критериев комфорта. Для этого были исследованы различные типы ИЕС с использованием метода CFD. Схема исследованной задачи показана на Рисунке 1.8. Несколько кодов были созданы в MATLAB для моделирования параллельного потока, встречного потока и расположения поперечного потока. Результаты расчетов показали, что, когда относительная влажность воздуха ниже 70%, то система может подготовить хорошие внешние условия даже при 50°C и более высокая производительность достигается за счет использования ИЕС с противоточной конфигурацией. Результаты показали, что ИЕС может быть успешно использован в жарком и влажном климате, чтобы выполнять термальные комфортные условия.

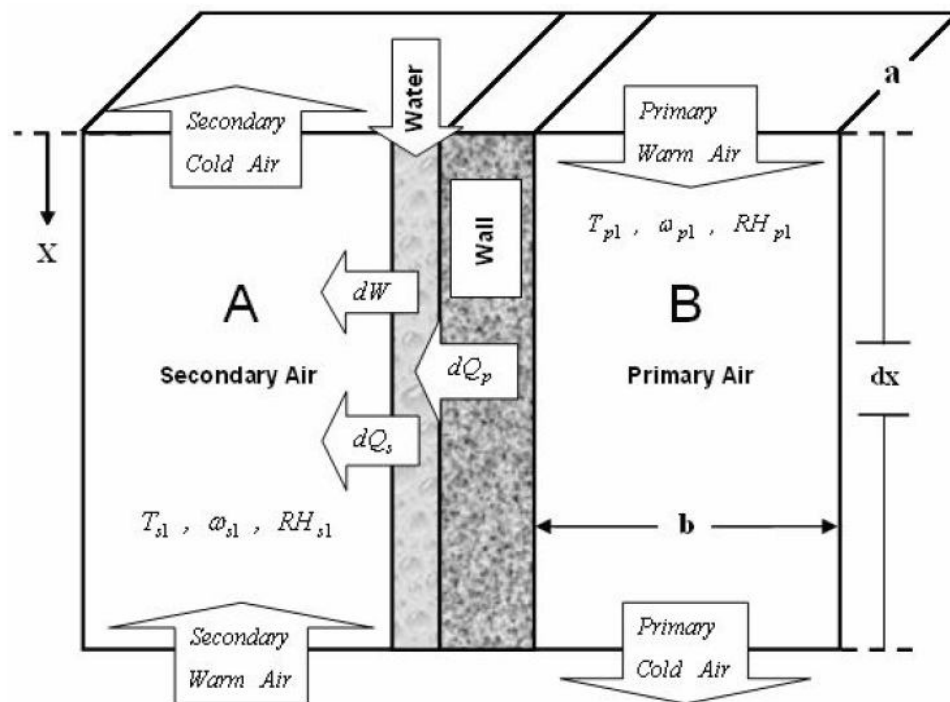


Рисунок 1.8 – Принципиальная схема тепло и массообмена в ИЕС [54]

В. Riangvilaikul and S. Kumar (2010) [55,56] создали новую испарительную систему охлаждения воздуха до точки росы для рационального охлаждения вентиляционного воздуха при кондиционировании и провели эксперименты по эффективности системы при различных условиях (температура,

влажность и скорость) на входе при умеренном и влажном климате. Принципиальная схема установки представлена на Рисунке 1.9. Результаты исследований показали, что эффективность по влажному термометру колебалась от 92 до 114%, а эффективность точки росы между 58 и 84%. Также была разработана модель системы испарительного охлаждения до точки росы для имитации процессов тепло - и массообмена. Условия воздуха на выходе и эффективность системы прогнозировались за счет модели, использующей численный метод для известных параметров на входе. Полученные данные дали хорошее согласие результатов теории и экспериментов.

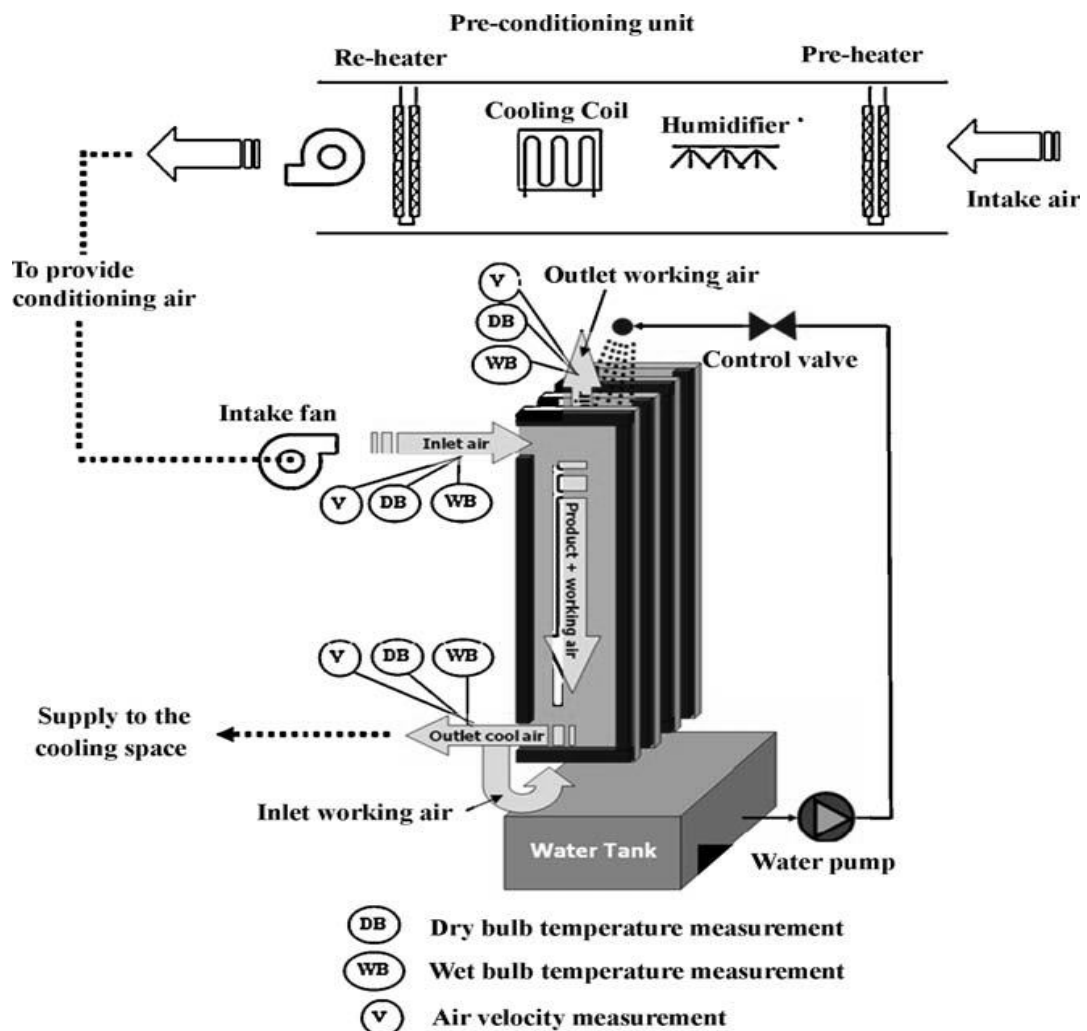


Рисунок 1.9 – Схематическое изображение экспериментальной установки

В большинстве численных исследований двухфазных теплообменников используются интегральные методы расчета, основанные на решении уравнений материального и энергетического баланса. Для большинства инженер-

ных приложений такие упрощенные подходы дают приемлемые результаты, однако для настоящего времени и для выявления физических аспектов сложных термогазодинамических систем, этого зачастую бывает недостаточно. В то же время, решение полных систем уравнений движения и энергии для многоканальных систем представляет достаточно большие вычислительные трудности. Поэтому развитие этого направления представляет большой интерес, как с целью проверки имеющихся инженерных подходов, так и собственно для проведения оптимизационного анализа характеристик косвенно - испарительных теплообменников различных технологических схем. Этой проблеме в работе уделено особое внимание [57-60] и основные результаты представлены в Главе 3.

1.3 Косвенно-испарительные системы охлаждения воздуха до температуры точки росы. Цикл Майсоценко (M-cycle)

Идея о возможности испарительного охлаждения воздуха ниже температуры мокрого термометра вплоть до точки росы, по мнению автора, была впервые высказана в работе [61]. Хотя авторы решали обратную задачу об охлаждении жидкости, также представляющую огромный прикладной интерес, но принцип работы процесса сохраняется. Он достаточно простой и заключается в предварительном регенеративном охлаждении воздуха, поступающего в испарительный канал. Схема такого устройства показана на Рисунке 1.10.

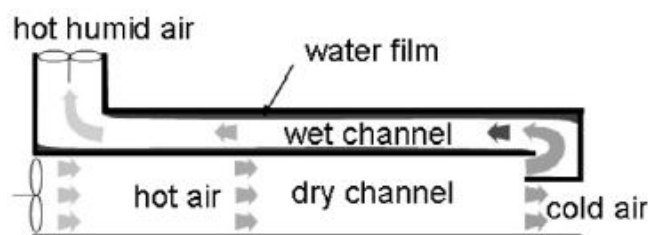


Рисунок 1.10 – Схема регенеративного испарительного охладителя

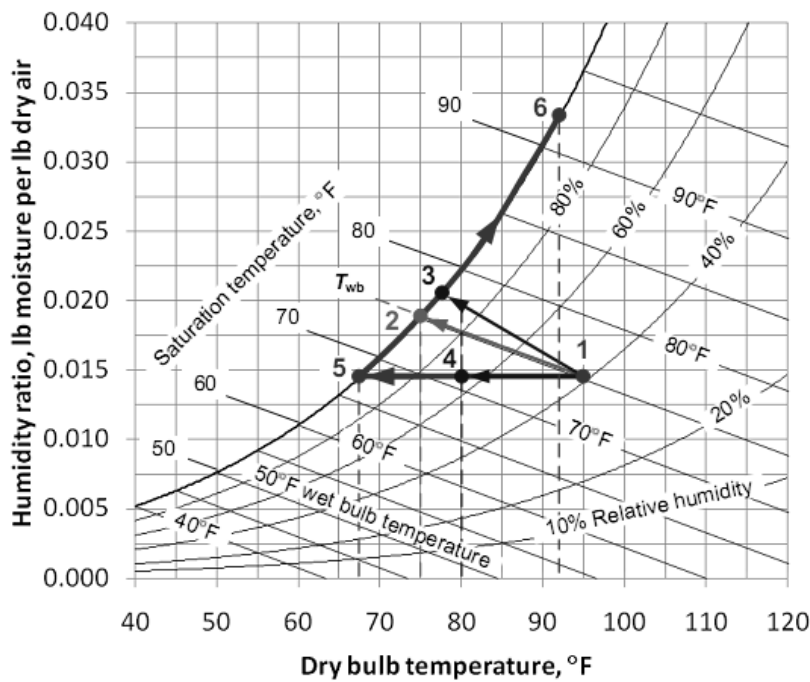
Поскольку температура подаваемой части потока в испарительный канал ниже, чем его температура на входе, то соответственно понижается и температура мокрого термометра по сравнению с подачей в испарительный канал непосредственно горячего воздуха. Таким образом, представляется возможным достижение точки росы по параметрам, определяемым для исходного охлаждаемого воздуха.

Авторы [61] экспериментально подтвердили возможность переохлаждения жидкости путем ее ступенчатого охлаждения. Дальнейшее развитие этого направления для целей охлаждения воздуха получило в работах [39,41,42].

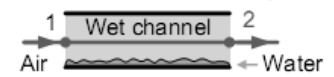


Рисунок 1.11 – Испарительные кондиционеры Coolerado фирмы Indalex различной производительности

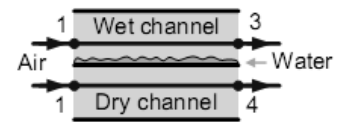
Интерес к энергосберегающим системам испарительного охлаждения резко возрос после публикации патентов [62-64] и начала коммерческого выпуска кондиционеров различной хладопроизводительности фирмой *Indalex* [65-72] (Рисунок 1.11). Рабочий процесс косвенно-регенеративного испарительного охлаждения воздуха стали называть циклом Майсоценко (М-цикл, M-cycle), хотя, строго говоря, он не представляет собой общепринятого термодинамического цикла как такого.



> Direct cooling



> Indirect cooling



> M-cycle

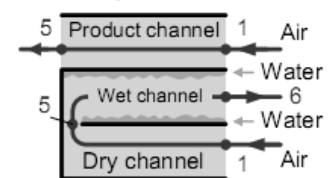


Рисунок 1.12 – *I-d* диаграмма цикла Майсоценко [71,72]

Обратимся к поведению параметров в цикле Майсоценко, представленных на Рисунке 1.12 в виде диаграммы влажного воздуха. Для сравнения здесь показано изменение температуры и влажности воздуха для прямого и косвенного методов охлаждения. Видно, что в М-цикле за счет регенерации части тепловой энергии можно достичь наименьшей температуры на выходе при сохранении его влажности (линия 1-5). При прямом адиабатическом охлаждении (1-2) предельная температура ограничена состоянием насыщения, но относительная влажность достигается 100%. При косвенном испарении (1-3) достичь равновесных значений пара и жидкости можно только в пределе, но при этом влажность полезного воздуха не изменяется.

Разумеется, что диаграмма на Рисунке 1.12 является идеализированной. В реальных условиях появляется большое число факторов, оказывающих влияние на тепломассообменные процессы. Их изучению в последнее десятилетие посвящено огромное число работ как теоретического, так и экспериментального характера. Несомненно, что это свидетельствует в пользу актуальности данного направления науки и технологий, но сделать исчерпывающий охват всех аспектов проблемы не представляется возможным. Поэтому ниже остановимся на пионерских работах, приведем обзорные статьи и наи-

более важные, на наш взгляд, публикации. Подробно с библиографией по данной проблеме можно ознакомиться в серии диссертаций [73-77] и обзорных работ [78-81]. Там же можно почерпнуть информацию об особенностях конструктивного оформления воздухоохладителей, способах организации увлажнения поверхностей и способах решения других важных инженерных задач.

Перейдем непосредственно к анализу основных достижений в области испарительного охлаждения воздуха до параметров точки росы. А. Hasan (2010) [82] представил способ охлаждения воздуха до температуры ниже температуры мокрого термометра путем косвенного испарительного охлаждения, без использования машинного сжатия паров. Исследованы четыре типа охладителей: три двухступенчатых охладителя: со встречным потоком, с параллельным потоком и с комбинированным параллельно-регенеративным потоком и одноступенчатый регенеративный охладитель со встречным потоком. На Рисунке 1.13 даны распределения температуры воздуха и пленки жидкости по длине каналов при встречной схеме подачи потоков. Подобные диаграммы позволяют оценить эффективную длину теплообменников, где осуществляется наиболее интенсивные процессы теплопереноса. Авторами сделан вывод о том, что предлагаемый способ испарительного охлаждения дает возможность охлаждения воздуха до температуры ниже, чем температура влажного термометра окружающей среды. Эффективность охлаждения по влажному термометру (EWB) для исследуемых примеров - 1,26, 1,09 и 1,31 с двухступенчатым встречным потоком, с параллельным потоком и с комбинированным параллельно-регенеративным потоком, соответственно, и 1,16 для одноступенчатого регенеративного охладителя со встречным потоком. Такой метод расширяет возможности полезного использования испарительных охладителей для охлаждения зданий, а также других промышленных применений.

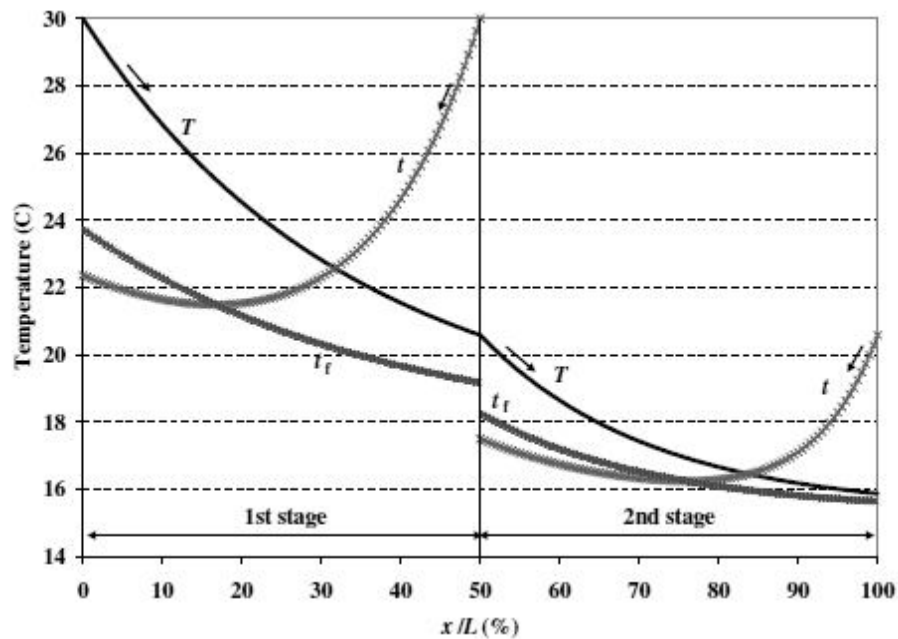


Рисунок 1.13 – Распределение температуры полезного потока воздуха (T), рабочего воздуха (t) и пленки жидкости (t_f) в двухступенчатом охладителе со встречным потоком [82]

C. Zhan et al. (2010) [83] провели численное сравнение производительности между противоточным и перекрестным течением теплоносителей в теплообменнике для косвенного испарительного охлаждения воздуха. Результаты моделирования показали, что отличие в производительности между двумя типами существенно зависит от структуры и конфигурации теплообменников, состояния воздуха на входе и массового расхода первичного и вторичного воздуха. Эффективность по влажному термометру с противоточной конфигурацией приблизительно на 7% больше, чем у конфигурации с поперечным потоком. С повышением температуры воздуха на входе, теоретическое значение энергоэффективности системы (EER) и мощность охлаждения возрастают. При увеличении относительной влажности эффективности обеих схем сближаются между собой, и их отличие уменьшается от 8,3 % до 5,3% по мере увеличения скорости воздуха.

A. Hasan (2012) [84] разработали аналитическую модель, основанную на методе эффективности – NTU (ϵ - NTU). Необходимо подчеркнуть, что данный интегральный метод получил наибольшее распространение и является в настоящее время по существу одним из основных инструментов анализа. По-

казано, что модифицированная аналитическая модель для испарительных охладителей может быть основана на методе ε -NTU для теплообменников, когда соответствующие корректировки, сделанные путем переопределения потенциальных градиентов, коэффициентов переноса, и введения эффективной теплоемкости при линейном отношении температуры насыщения к энтальпии воздуха.

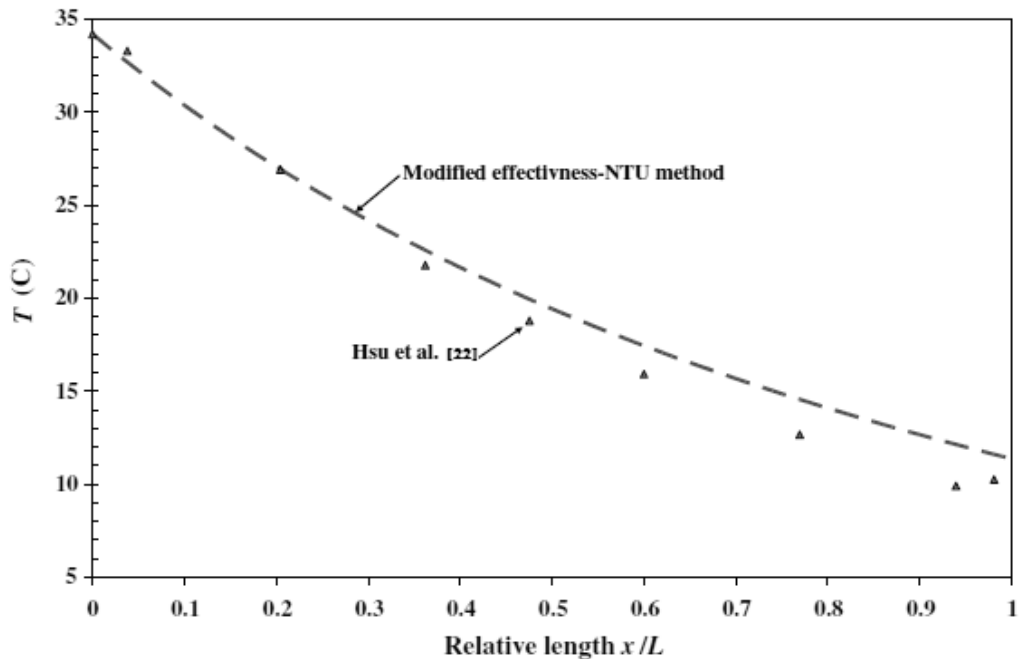


Рисунок 1.14 – Сравнение результатов ε -NTU метода расчета [84] с экспериментальными данными [44]: температура воздуха в сухом канале

Эта модифицированная модель используется, для того чтобы найти производительность регенеративного косвенного испарительного охладителя. Результаты моделирования показывали очень хорошее согласие с экспериментальными данными [44], по крайней мере, в начале канала, что наглядно демонстрируется на Рисунке 1.14.

Ahmad et al. (2013) [85] исследовали производительность косвенного испарительного охладителя в контролируемых условиях окружающей среды ($43,9^{\circ}\text{C}$ по сухому термометру и $19,9\%$ относительной влажности) и для различных расходов воздуха (631 до $2388 \text{ м}^3/\text{ч}$). Экспериментальные результаты показали, что коэффициент энергоэффективности охлаждения на входе в охладитель менялся от $7,1$ до $55,1$ в зависимости от условий испытаний и ско-

рости потока воздуха. Было установлено, что потребляемая мощность косвенного испарительного охладителя варьировалась в пределах от 68,3 до 746 Вт. Расход воды варьировался от 0,0160 и 0,0598 м³/ч. При полной скорости вентилятора, в среднем 58,7% воды от общего количества, потребляемого косвенным испарительным охладителем, испаряется. Результаты показали, что коэффициент энергоэффективности воздуха на входе был прямо пропорционален снижению температуры по влажному термометру. Исследование также показало, что непрямой испарительный охладитель подходит для жарких и сухих климатических условий.

А.К. Mohammed (2013) [86] разработал, собрал и протестировал двухступенчатую экспериментальную установку испарительного охлаждения (Рисунок 1.15), состоящую из косвенного испарительного охладителя (IEC) в комбинации с последующим прямым испарительным охладителем (DEC).

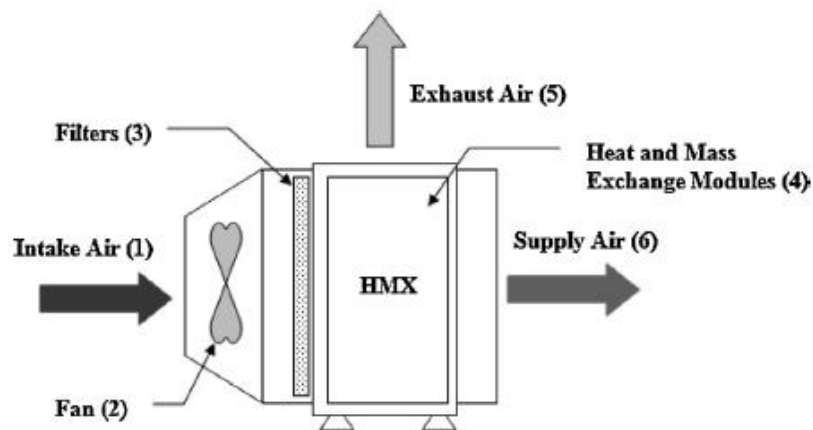


Рисунок 1.15 – Общий вид испарительного блока [86]

Из-за большого разнообразия климатических условий в Эрбиле (северный Ирак), результаты показали, что при различных внешних условиях, эффективность стадии IEC меняется в пределах (55-65)% и эффективность второго блока IEC/DEC изменяется в диапазоне (90-110)%. Были исследованы аспекты обеспечения комфортных условий и экономии энергии с соответствующим избыточным потреблением воды. Показано, что данная система может обеспечить комфортные условия в Эрбиле, где только прямой испарительный охладитель не в состоянии обеспечить комфортные условия летом.

Более 60% экономии энергии может быть получено с помощью этой системы по сравнению с системами механической компрессии паров с увеличением только 55% потребления воды по отношению к прямым испарительным системам охлаждения. Конечная температура воздуха на выходе в двух режимах IEC/DEC меняется в пределах от 23 °С до 25 °С.

J. Lee et al. (2013) [87] исследовали три различные конфигурации теплообменной поверхности: плоской пластины, гофрированной пластины и ребристый канал с целью определения наиболее эффективной поверхности (Рисунок 1.16). Оптимальная структура каждой конфигурации изучалась по отдельности, чтобы свести к минимуму объем при данной эффективности в пределах допустимого перепада давления. При сравнении трех оптимальных структур, модель с ребренным каналом, является наиболее оптимальной. Объем регенеративного испарительного охладителя может быть уменьшен до 1/8 по сравнению с моделью плоской пластины.

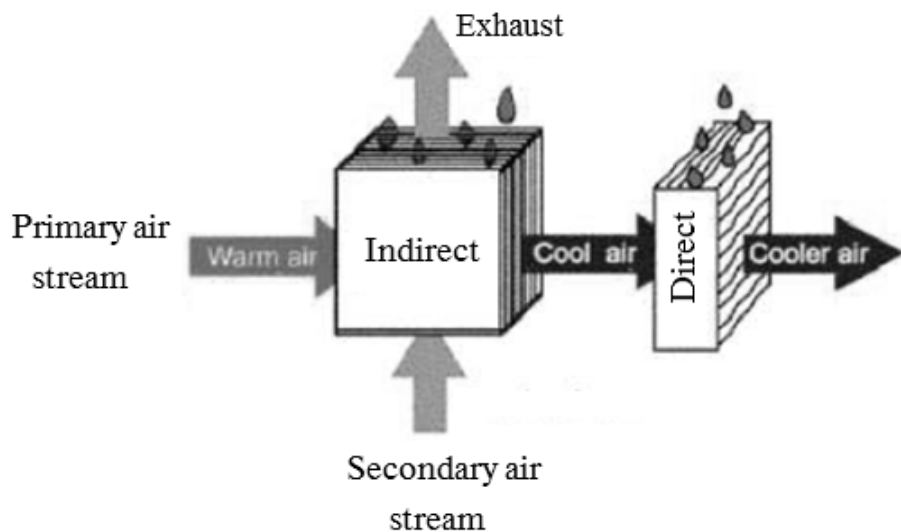


Рисунок 1.16 – Косвенный испарительный охладитель (замкнутый контур)

E.D. Rogdakis et al. (2014) [88] разработана экспериментальная установка для определения эффективности и расхода испарительного охладителя, основанного на цикле М-цикле. Она обеспечивала несколько вариантов условий на входе и имела необходимые системы измерения. Были исследованы режимы, при которых реализуются оптимальные уровни эффективности. В

работе также было изучено влияние условий окружающей среды на расход воды, и было обнаружено, что при различных условиях и в оптимальном режиме, уровни эффективности варьируются от 97% и 115%, в то время как расход воды меняется в пределах 2.5 кг/кВтч и 3.0 кг/кВтч. Подробно проанализирована методика эксперимента и обработка измерений и установлено, что охладители на основе М-цикла могут удовлетворить потребности в холоде с высокой эффективностью в жарком и засушливом средиземноморском климате.

Большими преимуществами охладители воздуха с М-циклом обладают системы создания микроклимата для зданий и сооружений. Этой проблеме уделяется пристальное внимание особенно зарубежными исследователями. M. Jradi and S. Riffat (2014) [89] провели численный анализ модифицированной системы охлаждения воздуха до точки росы с теплообменником с перекрестным током, используемого для кондиционирования воздуха в зданиях. Система уравнений тепломассопереноса была решена с использованием неявного метода конечных разностей, для того чтобы прогнозировать температуру воздуха и распределение влажности в сухих и влажных каналах. С температурой воздуха на входе 30 °С и относительной влажностью 50% и соотношением рабочего воздуха к воздуху на входе 0,33, система достигала эффективности по влажному термометру – 112%, а эффективность точки росы составляла 78% с высотой канала 5 мм и длиной канала 500 мм. На созданной экспериментальной установке (Рисунок 1.17) охладитель до точки росы с тепло- и массообменником с поперечным потоком был протестирован, для того чтобы оценить возможности использования таких систем охлаждения точки росы при различных эксплуатационных и окружающих условий.

S. Anisimov et al. (2014) [90] создали математическую модель для оптимизации процессов тепло- и массообмена в косвенном испарительном охладителе воздуха. В теплообменнике используется новый комбинированный механизм с параллельным и регенеративным встречным потоками. Двумерная модель тепло - и массопереноса разработана для расчетов тепловых про-

цесса охлаждения косвенным испарением. Математическая модель была протестирована с помощью экспериментальных данных, полученных Riangvilaikul и Kumar [56]. Результаты моделирования показали высокую эффективность данного устройства. Характеристики теплообменника сравнивали с классическим регенеративным устройством. Результаты сравнения показали, что разработанная система имеет более высокую эффективность.

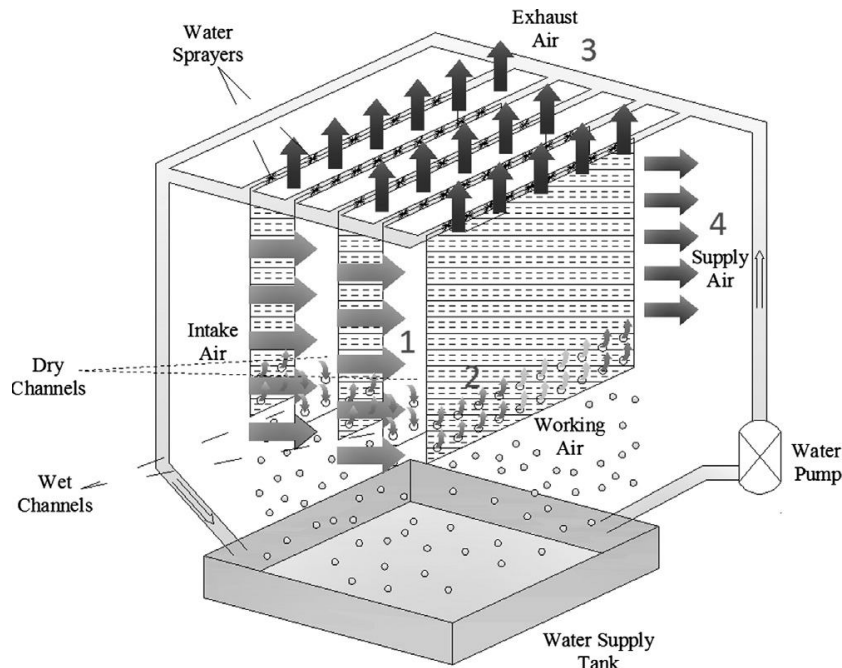


Рисунок 1.17 – Принципиальная схема охладителя воздуха до точки росы [89]

X. Cui et al. (2014) [91] представили результаты моделирования нового испарительного кондиционера воздуха, который был разработан на основе конфигурации противотока по замкнутому контуру и состоял из разделенных рабочих каналов и каналов с охлаждаемым воздухом. Новый испарительный кондиционер способен охлаждать воздух до температуры ниже температуры окружающей среды по влажному термометру и стремящийся к температуре точки росы. Для исследования производительности испарительного охладителя воздуха при различных условиях было использовано эйлерово-лагранжево приближение для расчета гидродинамических характеристик. Модель была подтверждена путем сравнения распределения температуры и условий воздуха на выходе с экспериментальными данными. Численная мо-

дель показала хорошее согласие с экспериментальными данными в пределах $\pm 10\%$. Были проанализированы воздействия за счет состояния воздуха на входе, т.е. скорость потока воздуха, размеры каналов воздушного потока, отношение выходного потока воздуха к рабочему на производительность охладителя.

Результаты моделирования показали (Рисунок 1.18), что новый испарительный кондиционер способен достичь более высокой эффективности по влажному термометру и точке росы с более низкой скоростью воздушного потока, меньшей высотой канала, большим отношением длины к высоте и с более низким отношением выходного потока воздуха к рабочему.

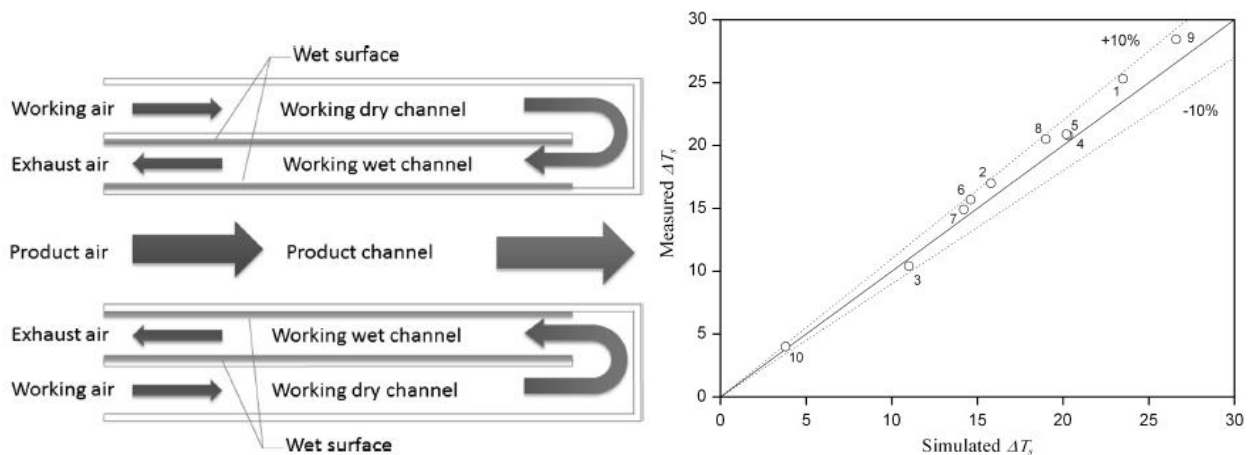


Рисунок 1.18 – а) Схема нового испарительного кондиционера воздуха по температуре точки росы. б) Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными; вычисление изменения температуры приточного воздуха [91]

Х. Cui et al. (2015) [92] детально исследовали процесс обработки воздуха в двух типах охладителей (т.е. традиционный блок со встречным потоком и регенеративная установка на основе М-цикла) (Рисунок 1.19). В данном исследовании температура воздуха на входе изменялась в диапазоне 30°C до $37,5^{\circ}\text{C}$, а относительная влажность была высокой и варьировалась в пределах от 70% до 90%. Рабочий воздух брался из комнатного отработанного воздуха при температуре сухого термометра 25°C и относительной влажности 50%.

Результаты моделирования показали, что воздушный поток на выходе может охлаждаться и одновременно высушиваться в канале за счет того, что температура пластины ниже, чем температура точки росы.

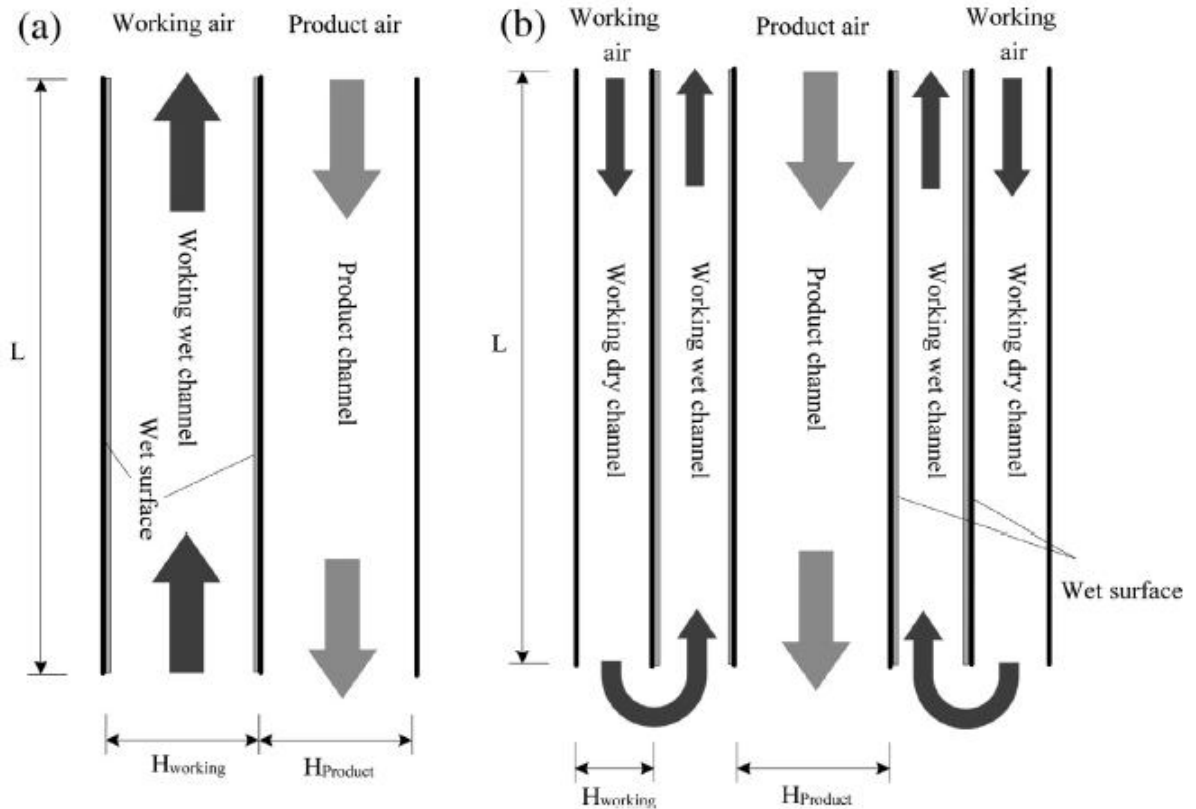


Рисунок 1.19 – Схема блока испарителя. (а) 1-го типа: традиционный блок со встречным потоком; (б) 2-го типа: регенеративный блок на основе М-цикла

Второй тип кондиционера (Рисунок 1.19,б) способен производить предварительно охлажденный воздух при более низкой температуре и влажности, по сравнению с первым типом. Кроме того, установка может снимать около 35-47% тепловой нагрузки из наружного влажного воздуха, при этом потребляя меньшее количество электроэнергии для работы вентиляторов и насосов. В целом, использование системы в качестве блока предварительного охлаждения, при влажном климате, приводит к значительной экономии энергии, к улучшению эффективности и снижению парокомпрессионной холодопроизводительности.

Pengfei Liu and Xinyu Li (2015) [93] создали трехмерную ламинарную физико-математическую модель испарительного охлаждения точки росы в

пластинчатом теплообменнике, с некоторыми допущениям тепло- и массообмена сложного течения в испарительном охладителе точки росы со встречным течением потока, используя CFD коды и численный метод исследования теплопередачи. С помощью коммерческого кода Fluent ANSYS, получены внутренние распределения температурного поля и концентрации водяного пара, а также проанализировано влияние на точку росы теплообменника диаметра отверстия, интервал и форма отверстия, которое сделано на теплообменной пластине между сухим и влажным каналами. Эффективность точки росы оптимизированной модели и параметры приближаются к 71,2%.

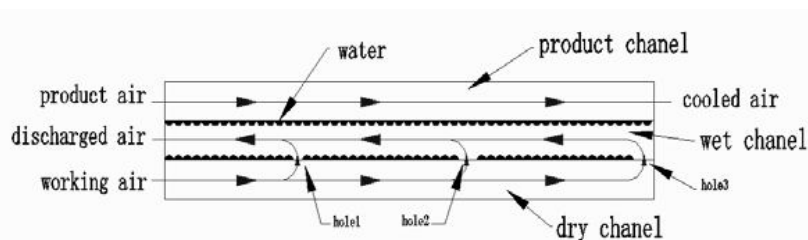


Рисунок 1.20 – Принципиальная схема охладителя с перепуском потока [93]

Смешение потоков в параллельных каналах (Рисунок 1.20) широко используется в качестве метода улучшения характеристик теплообмена. Действительно, при встречном движении потоков, как это было показано на Рисунке 1.13, минимум температуры в канале достигается на некотором расстоянии от выходного сечения. Далее, по мере взаимодействия с теплым входящим потоком, его температура начинает повышаться. Естественным является желание использовать этот потенциал холода путем его непосредственного перепуска в рабочий канал. Несмотря на возникающие при этом проблемы необходимости оптимального конструирования системы перепуска и смешения (размер отверстий, их число и расположение) подобные приемы получили широкое распространение. Методы расчета подобных систем значительно усложняются по сравнению с непроницаемыми теплообменными каналами.

S. Moshari and G. Heidarinejad (2015) [94] представили численное моделирование регенеративного испарительного охладителя со встречным и перекрестным потоками для косвенного испарительного охладителя. Основные уравнения тепло- и массообмена дискретизируются с использованием метода конечных разностей и решаются с помощью итерационного метода в пакете MATLAB. Численные результаты представленного моделирования проверяются с помощью опытных данных, в результате чего видно хорошее согласие между вышеуказанными моделированием и экспериментальными данными. Исследовано воздействие предварительно охлажденного рабочего воздуха, а также дано сравнение с четырехступенчатой схемой. Общий вид и схема стенда показана на Рисунке 1.21. Отмечено, что схема со встречным потоком может производить более низкую температуру воздуха на входе в сравнении с перекрестным потоком (около 30 % выше эффективность выше) и в сравнении с четырехступенчатым охладителем, с теми же параметрами воздуха и теплообменника. Также исследовано влияние отношения рабочего воздуха к суммарному для схемы со встречным потоком, откуда можно сделать вывод, что температура воздуха на выходе уменьшается на 10% - 20% по мере того отношение рабочего воздуха на входе к суммарному увеличивается (0,2 кг / кг - 0,9 кг / кг).

V. Rezaee and A. Houshmand (2015) [95] представили энергетический и эксергетический анализ цикла воздушного охлаждения на основе нового косвенного испарительного М-цикла применительно к Ирану. В данном исследовании, на основе среднегодовой температуры, площадь Ирана делилась на одиннадцать климатических условий. При анализе энергии рассчитывались: эффективность по влажному термометру и точке росы, мощность охлаждения, а при анализе эксергии рассчитывались коэффициент эксергии на входе, потери эксергии, эксергетическая эффективность и скорость изменения энтропии для погодных условий Ирана в указанных климатических условиях. Кроме того, было представлено технико-экономическое обоснование на основе скорости испарения воды и М-цикла. В результате анализа установлены

особенности работы испарительных охладителей для различных климатических зон.

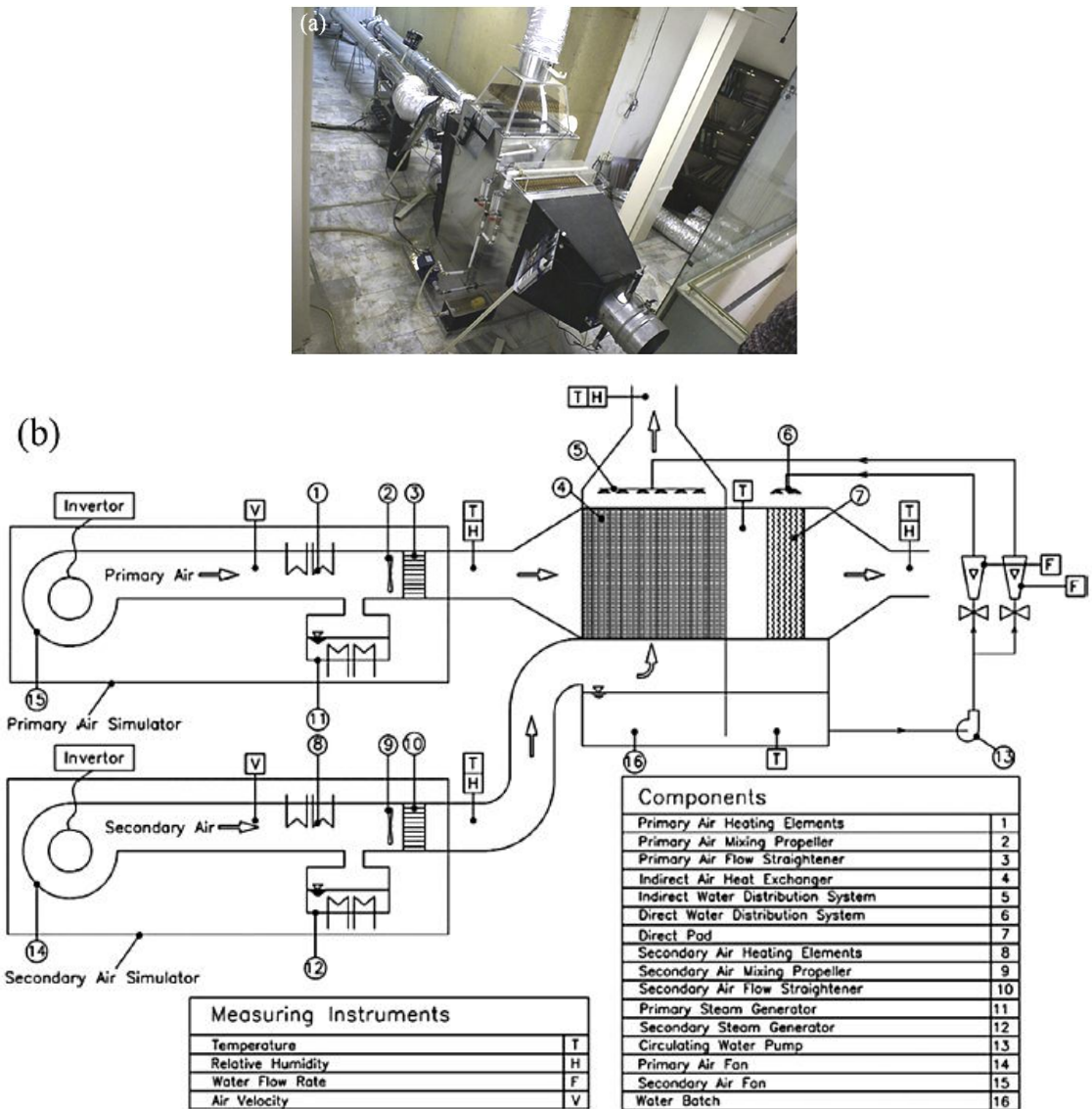


Рисунок 1.21 – Внешний вид экспериментальной установки ИЕС;
а) установка испарительного охладителя: б) принципиальная схема [94]

Следует особо подчеркнуть важность исследовательских работ о возможности испарительного охлаждения применительно к различным климатическим условиям мира. Подобных исследований много. Кроме очевидного вывода о высоком к.п.д. при использовании М-цикла в сухом и жарком климате Средней Азии и Ближнего Востока, вполне приемлемые характеристики подобные системы дают в Китае [96, 97], Англии [98], Украине [99], Юго-Восточной Азии [100] и других странах мира.

Большое число исследований посвящено исследованиям теплообменников со сложной системой мокрых и сухих каналов, применительно к реальным конструктивным схемам. Прежде всего, это цикл работ польских исследователей S. Anisimov & D. Pandelidis et al. [101-109], в которых численно исследовалась эффективность и процессы тепломассопереноса, которые происходят в регенеративных теплообменниках, используемых для косвенного испарительного охлаждения воздуха. Ввиду сложности форм каналов, наличия систем подмешивания потоков и других конструктивных особенностях основной анализ проводился интегральным методом с использованием уравнений материального и энергетического балансов. Авторы сравнивали два основных типа регенеративных охладителей воздуха: теплообменник с типичным расположением воздушных потоков и теплообменник с перфорацией по всей длине сухого канала (Рисунок 1.22). Численная модель основана на одномерных приближениях тепло- и массообмена и была сравнена с существующими экспериментальными данными. Результаты, полученные в ходе моделирования, показали высокую эффективность представленного устройства. Полученные данные позволяют определить оптимальные геометрические и эксплуатационные параметры для типичного регенеративного теплообменника и теплообменника с перфорацией. Было установлено, что значение отношения рабочего воздуха к основному оказывает существенное влияние на эффективность охлаждения рассматриваемых охладителей.

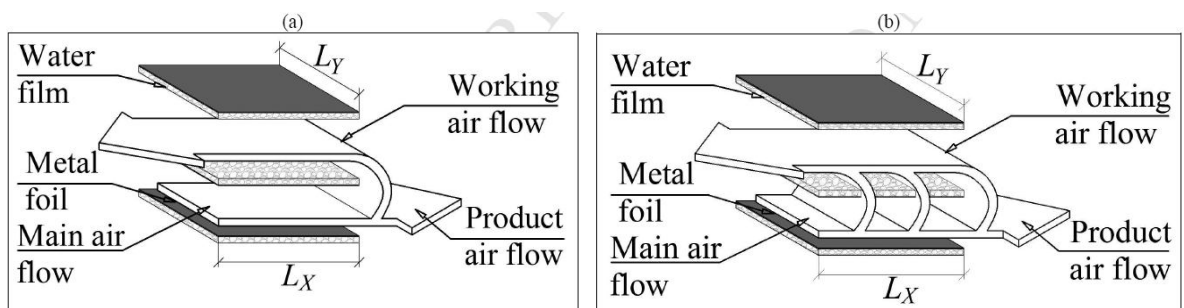


Рисунок 1.22 – Анализируемые теплообменники: а) типичный регенеративный теплообменник, б) регенеративный теплообменник с перфорацией [101]

Далее методики расчетов усложнялись с использованием более детальных моделей течения и теплообмена, однако до сих пор исследования в этом направлении нельзя считать завершенными и упомянутые авторы продолжают активно публиковать новые данные [107-109].

Расширяется программа теоретических и экспериментальных исследований косвенно – испарительного цикла. Среди недавних работ можно отметить исследования [110-113].

D.S. Patel and H.M. Patel (2015) [110] разработали новый косвенный испарительный охладитель с со встречными потоком, в котором воздушный на выходе и рабочий воздух полностью разделены. Новый теплообменник со встречным потоком был разработан с использованием модифицированного ϵ -NTU метода. Расчеты показали, что теплообменник достигает эффективности по температуре влажного термометра и точки росы около 115% и 85%, соответственно. На основе теоретических результатов, был сконструирован прототип теплообменника и результаты указывают на то, что эффективность экспериментального образца по влажному термометру и точке росы составляла от 50% до 107% и 34% до 75%, соответственно. Также из полученных результатов авторы делают важный вывод о том, что эта система подходит для регионов с сухим, мягким и жарким климатами.

Moshari et al. (2016) [111] предложили три конфигурации для двухступенчатых косвенно - испарительных систем охлаждения с целью определения конфигурации с наиболее высокой эффективностью по влажному термометру (Рисунок 1.23, тип А, тип В и тип С). Для этой цели были выбраны шесть городов с жаркой и с сухой погодой, а также с сухим и влажным климатом, с температурами в диапазоне 31.9-46.66 °С. Результаты расчетов показали, что в этих трех конфигурациях, эффективность по влажному термометру типа А, типа В и типа С меняется в пределах от 62-68%, 76-81% и 85-91% соответственно, в то время как эффективность в одной стадии ИЕС варьируется в диапазоне 54-60%. Численные результаты показали, что тип В является оптимальной конфигурацией, во-первых, из-за экономии целого ря-

да DWER 4-24%, во-вторых, из-за экономии расхода воды, идущей на испарение 4-24%, и также данный тип может удовлетворить состоянию теплового комфорта в двух климатических зонах – умеренной и жаркой сухой.

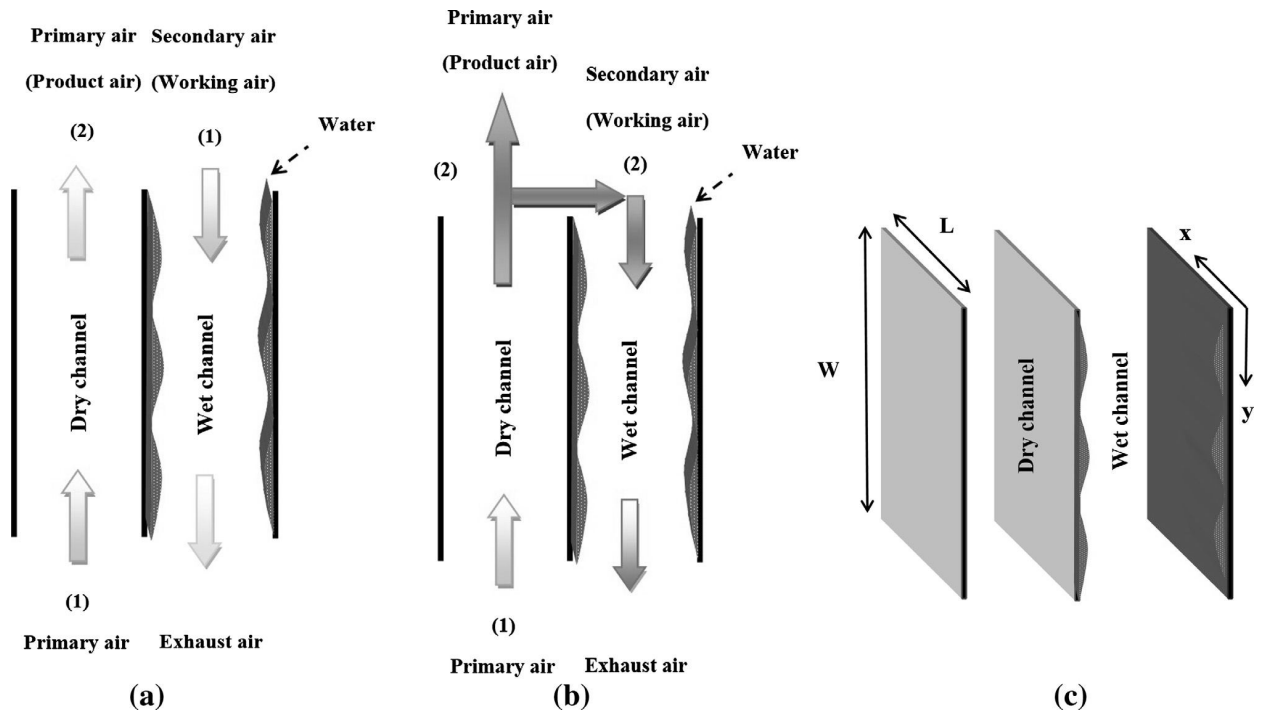


Рисунок 1.23 – Схема теплообменника: а) ИЕС со встречным потоком; б) REC со встречным потоком; в) исследуемая геометрия [111]

J. Lin et al. (2016) [112] представили улучшенную математическую модель для одноступенчатого испарительного охладителя точки росы с противоточной конфигурацией. В модели учитываются продольная теплопроводность и массовая диффузия воздушного потока, каналов на пластине и пленки воды, а также разность температур между пластиной и пленкой воды. Прогнозирование температуры воздуха на выходе подтверждается тремя наборами экспериментальных данных, расхождение при этом составляет ~4%. Процессы тепло- и массопереноса в охладителе проанализированы с точки зрения интенсивности холодопроизводительности, интенсивности испарения воды, и общего коэффициента теплопередачи вдоль канала. Параметрические исследования проводились при различных геометрических и эксплуатационных условиях. Схема течения показана на Рисунке 1.24. Для оцениваемых условий, исследование показало: 1 - насыщение рабочего воздуха наступает в

фиксированной точке, независимо от условий воздуха на входе, и она, в основном, зависит от соотношения рабочего воздуха и высоты канала; 2 - интенсивность испарения воды минимально приближается на 0,2-0,3 м от входа; 3-влажный канал может быть разделен на две зоны, а общий коэффициент теплопередачи выше $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ после того, как температура пленки воды становится выше, чем температура рабочего воздуха; 4 - эффективность по влажному термометру находится в диапазоне от 0,42 до 1,47, и она всегда выше 1 для коэффициентов рабочего воздуха больших, чем 0,5, канала длиной более 1,8 м или высоты канала менее 5 мм.

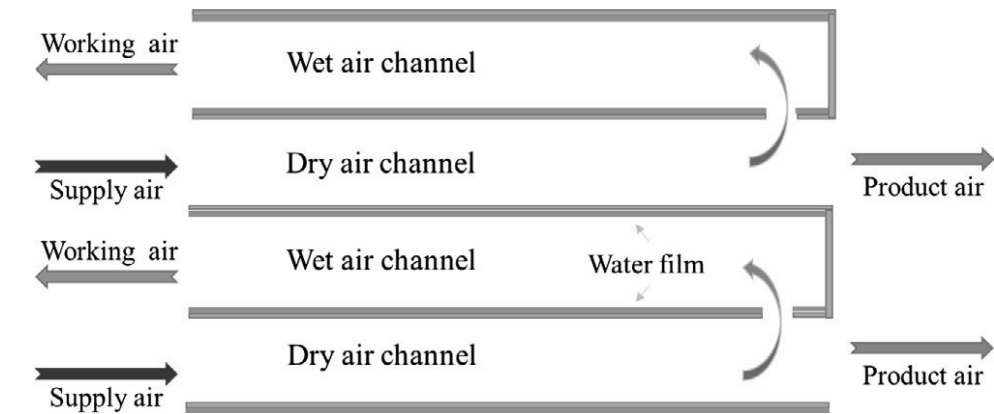


Рисунок 1.24 – Принципиальная схема одноступенчатого испарительного охладителя до точки росы с противоточной конфигурацией [112]

X. Cui et al. (2016) [113] провели моделирование для того, чтобы изучить влияния нескольких ключевых параметров на производительность теплообменников (Рисунок 1.25). Из-за эффекта предварительного охлаждения и предварительного осушения воздуха, рабочий воздух показал улучшенное охлаждение в рабочем канале. Следовательно, температура воздуха на выходе может быть уменьшена ниже температуры точки росы всасываемого воздуха.

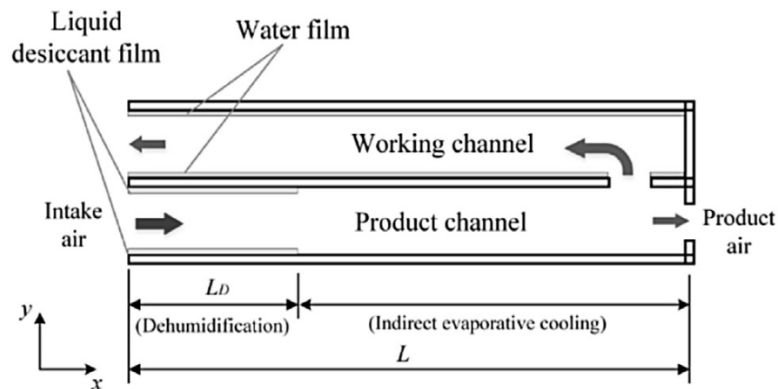


Рисунок 1.25 – Схема жидкостного испарителя-осушителя [113]

Результаты моделирования показали, что температура воздуха на выходе повлияла на отношение скорости рабочего воздушного потока к потоку на входе и на безразмерную длину канала, в то время как на соотношение влажности воздуха на выходе влияет длина смоченной поверхности и безразмерная длина канала.

Выводы по Главе 1 и постановка задачи

Вышеизложенный обзор литературы показывает, что к настоящему времени выполнено большое число работ на РНЕ, которые используются в качестве прямых и косвенных испарительных систем охлаждения. В исследованиях, которые до сих пор рассматривались ясно, что существует большое количество литературы по данной тематике. Но есть недостаток в использовании метода вычислительной гидродинамики (CFD) для двумерного моделирования теплообменника. Основной целью настоящей работы является подготовка компьютерной программы, которая включает в себя моделирование теплового анализа теплообменника М-цикла со встречным потоком для косвенного испарительного охлаждения и допускает использование метода вычислительной гидродинамики (CFD) для решения основных уравнений для двумерных охладителей. Эта программа используется для определения оптимальной конструкции для охладителя в условиях эксплуатации, теп-

коэффициента безразмерной длины (x/b), расстояния между пластинами, числа Рейнольдса и внешних условий.

ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООТДАЧИ ПРИ ЛАМИНАРНОЙ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В КАНАЛЕ

В настоящее время складываются основы новой методологии научных исследований – математическое моделирование и вычислительный эксперимент. Сущность этой методологии состоит в замене исходного объекта его математической моделью и исследовании современными вычислительными средствами.

Математическое моделирование может рассматриваться как новый метод познания, конструирования, проектирования, который сочетает в себе многие достоинства, как теории, так и эксперимента. Работа не с самим объектом, а с его моделью дает возможность относительно быстро и без существенных затрат исследовать его свойства и поведение в любых возможных ситуациях (преимущества теории). В то же время вычислительные эксперименты с моделями объектов позволяют, опираясь на возможности современных вычислительных методов и технических инструментов информатики, подробно и глубоко изучать объекты в достаточной полноте, недоступной чисто теоретическим подходам и заменяет дорогостоящий эксперимент.

В настоящей главе рассматриваются физическая и математическая модели течения влажного потока воздуха горизонтальных каналах с учетом протекания на поверхностях каналов фазовых превращений.

2.1 Постановка задачи. Основные допущения

На Рисунке 2.1. показана расчетная схема элементарной испарительной ячейки. Испарительная ячейка представляет собой канал, ограниченный двумя бесконечными пластинами плоскопараллельными пластинами, расстояние между которыми равно d . С наружной стороны пластины теплоизолированы

($q_w = 0$), а изнутри – смачиваются пленкой жидкости. При этом толщина жидкой пленки на стенках считается бесконечно малой и на гидродинамику потока в канале и термическое сопротивление она влияния не оказывает. Таким образом, внутри канала имеет место процесс адиабатического испарения, когда тепловой поток, переносимый конвекцией, полностью расходуется на фазовый переход. На поверхности пленки воды поток воздуха считается насыщенным, температура его равна температуре пленки воды, а концентрация пара на стенке соответствует кривой насыщения. Смачивание пластин канала пленкой воды, происходит по всей длине. Волновые эффекты не учитываются. Длина канала, составляющая $x/d = 50$ калибров, выбрана из соображений изучения особенностей процесса тепломассообмена как на развивающемся, так и стабилизированном участках течения.

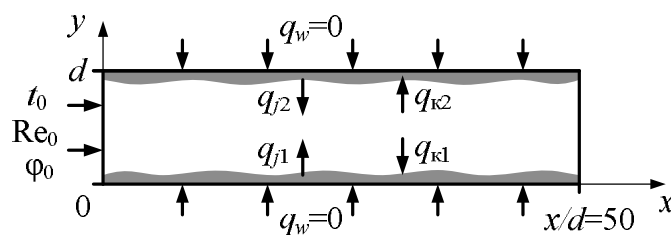


Рисунок 2.1 – Расчетная схема элементарной испарительной ячейки

В качестве основных допущений следует принимается:

- 1) процесс течения потока влажного воздуха – двумерный и стационарный, режим течения – ламинарный;
- 2) термическим сопротивлением пластин пренебрегается;
- 3) перенос теплоты теплопроводностью вдоль разделяющей пластины не учитывается;
- 4) лучистым теплообменом, вязкой диссипацией и эффектами Дюфо и Соре пренебрегалось;
- 5) теплофизические параметры воды и воздуха являются функциями температур и давлений;
- 6) все параметры на входе (Re_0 , t_0 и ϕ_0) были постоянны по высоте канала.

2.2 Дифференциальные уравнения. Граничные условия

Математическая модель, описывающая процессы тепло- и массообмена, протекающих в испарительной ячейке (Рисунок 2.1) и с учетом принятых допущений, состоит из уравнений:

– неразрывности:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0; \quad (2.1)$$

– движения (вдоль осей x и y , соответственно):

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right); \quad (2.2)$$

– энергии:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_P} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{D}{c_P} (c_{Pv} - c_{Pa}) \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial K}{\partial y} \right); \quad (2.3)$$

– и диффузии:

$$u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial y} = D \left(\frac{\partial^2 K}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 K}{\partial y^2} \right), \quad (2.4)$$

где x и y – продольная и поперечная координаты соответственно; u и v – продольная и поперечная составляющие скорости соответственно; T – абсолютная температура; K – массовая концентрация пара; P – давление; термодинамические и теплофизические параметры влажного воздуха: ρ , μ , λ , c_P , D – плотность, коэффициент динамической вязкости, коэффициент теплопроводности, изобарная теплоемкость и коэффициент диффузии соответственно; индексы v и a относятся к параметрам пара и воздуха соответственно.

Баланс массы в канале рассчитывался с учетом притока испаряющегося пара по следующему соотношению:

$$\int_0^d \rho u(x, y) dy = d\rho_0 u_0 + \int_0^x \rho v(x, y) dx. \quad (2.5)$$

Граничные условия записывались в следующем виде:

– параметры воздуха на входе ($x = 0$) в канале постоянны:

$$T = T_0, \quad u = u_0 = \frac{\text{Re}_0 v}{2d}, \quad \varphi = \varphi_0, \quad (2.6)$$

где φ – относительная влажность воздуха; ν – коэффициент кинематической вязкости;

– на выходе из каналов ($x / d = 50$):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial K}{\partial x} = 0; \quad (2.7)$$

– поперечная составляющая скорости пара на поверхности пленки воды определяется из уравнения баланса массы на проницаемой стенке:

$$v_w = \frac{-D}{1 - K_w} \left. \frac{\partial K}{\partial y} \right|_w; \quad (2.8)$$

– уравнение теплового баланса на влажных участках канала ($y = 0$ и $y = d$) записывается с учетом процесса испарения:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\rho L_v D}{1 - K_w} \cdot \frac{\partial K}{\partial y} = q_w; \quad (2.9)$$

В ряде случаев, в испарительных устройствах может иметь место чередование сухих и влажных участков (более подробно данный вопрос будет освещен в Главе 3). При этом граничные условия для решения уравнения энергии на сухих участках запишутся в виде:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = q_w; \quad (2.10)$$

Принимая парогазовую смесь идеальной, в соответствии с законом Дальтона, массовая концентрация пара на стенке связана с его парциальным давлением следующим соотношением:

$$K_w = \frac{m_w / m_a}{P / P_{vs} + m_w / m_a - 1}, \quad (2.11)$$

где $m_w = 18$, $m_a = 29$ – молекулярные массы воды и воздуха соответственно;
 P_{vs} – давление насыщения.

При наличии на поверхности пластин «сухих» зон, граничные условия для уравнения диффузии запишутся в виде:

$$\left(\frac{\partial K}{\partial y} \right)_w = 0. \quad (2.12)$$

Термодинамические и теплофизические параметры потока рассчитывались в зависимости от концентрации пара и температуры по соотношениям работы [114- 116].

2.3 Численная реализация системы дифференциальных уравнений переноса

Программная реализация системы дифференциальных уравнений (2.1) – (2.5) при граничных условиях (2.6) – (2.12) выполнена на языке программирования Fortran. Для связи скорости и давления применялся алгоритм SIMPLE [117,142]. Ниже кратко приведем алгоритм решения указанных дифференциальных уравнений.

Система уравнений (2.1) – (2.4), описывающая течение вязкого сжимаемого газа в канале, когда все искомые функции зависят от двух пространственных координат x и y , может быть приведена к следующему виду [117,142]:

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi, \quad (2.13)$$

где S_ϕ – источниковый член.

Предполагается, что коэффициенты Γ_ϕ и S_ϕ могут зависеть от ϕ и различных комбинаций их производных (см. Таблицу 2.1).

Возможность численного решения системы уравнений (2.13) приводит к необходимости иметь универсальную программу, которая смогла бы проводить интегрирование стационарных дифференциальных уравнений при различных граничных условиях, различных коэффициентах ϕ , Γ_ϕ и S_ϕ при разных зависимостях ρ , λ , μ и D от искомых функций и их производных.

Таблица 2.1 – Исходные условия в уравнениях переноса

| Уравнение: | Замена переменной | | |
|------------------------|-------------------|-----------------|---|
| | ϕ | Γ_ϕ | S_ϕ |
| неразрывности | 1 | 0 | 0 |
| движения вдоль оси x | u | μ | $-\partial P / \partial x$ |
| движения вдоль оси y | v | μ | $-\partial P / \partial y$ |
| энергии | T | λ / c_P | $\frac{\rho D}{c_P} (c_{Pv} - c_{Pa}) \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial K}{\partial y} \right)$ |
| диффузии | K | D / ρ | 0 |

Полученная таким образом система уравнений, была записана в виде трехдиагональных матриц и решена методом Томаса (методом прогонки). Нелинейность дифференциальных уравнений устранялась методом простых итераций на каждом шаге интегрирования с точностью $10^{-5}\%$. Численная процедура решения указанных уравнений аналогична, приведенной в [117, 142, 143].

Программа моделирования состоит из шести основных этапов:

- 1) первая часть контролирует всю последовательность расчета и сеток, а так же выполнения граничных условий;
- 2) вторая часть программы используется для расчета термодинамических и теплофизических свойств;
- 3) третья часть программы используется для расчета значений u , v , T и K , а так же для коррекции давления;

4) четвертая часть программы используется для расчета значений источникового члена в (2.13);

5) пятая часть уточняет термодинамические и теплофизические свойства жидкости s , используя предыдущие значения, рассчитанные на 3-м шаге;

6) шестая часть программы используется для решения сеточных уравнений путем решения трехдиагональных матриц.

Шаг дискретизации по осям x и y принимался равномерным. Влияние количества узлов расчетной сетки на изменение основных параметров потока влажного воздуха приведены в Таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Сравнение локальных значений числа Нуссельта
($Re_0=200$, $t_0=30^\circ\text{C}$, $\varphi_0=0$, $d=6\cdot 10^{-3}\text{м}$, $L=50d$)

| Число ячеек | Nu |
|-------------|---------|
| 200×50 | 7,48985 |
| 200×70 | 7,49162 |
| 400×70 | 7,49786 |

Сравнительный анализ показывает, что увеличение числа узлов сетки более 200×70 (в продольном и поперечном направлениях потока соответственно) не приводит к заметному изменению результатов расчета, а только увеличивает время счета программы. Таким образом, для дальнейших параметрических исследований за оптимальный принимается размер сетки 200×70 .

Результатами численного моделирования являлись поля скоростей, температур, концентрации и давления, а так же основные параметры потока влажного воздуха в канале:

$$\text{– среднемассовая температура: } T_m = \int_0^d \rho u T dy / \int_0^d \rho u dy;$$

$$\text{– среднемассовая концентрация пара: } K_m = \int_0^d \rho u K dy / \int_0^d \rho u dy;$$

– влагосодержание: $d = \frac{K_m}{1 - K_m}$;

– локальное тепловое число Нуссельта, определенное по эквивалентному диаметру ($d_{\text{ЭКВ}} = 2d$):

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot 2d}{\lambda} = \frac{2d \cdot (\partial T / \partial y)_w}{T_w - T_m},$$

где α – локальный коэффициент теплоотдачи;

– локальное число Шервуда (диффузионное число Нуссельта Nu_j):

$$\text{Sh} = \text{Nu}_j = \frac{\beta \cdot 2d}{D} = \frac{-2d \cdot (\partial K / \partial y)_w}{K_w - K_m},$$

где β – локальное значение коэффициента массоотдачи; индекс «w» – соответствует параметрам на стенке канала в рассматриваемом сечении;

– местный коэффициент трения имеет стандартный вид [26,143,144]:

$$\frac{c_f}{2} = \frac{\tau_w}{\rho_0 u_0^2},$$

где τ – касательные напряжения.

2.4 Оценка достоверности разработанной программы моделирования

Тестирование численного кода производилось для классического случая вынужденного ламинарного течения потока воздуха между параллельными пластинами.

Тестовые сопоставления по теплообмену в канале с адиабатическими стенками ($q_w = 0$) показали хорошее соответствие между результатами настоящего расчета (без учета фазового перехода) и данными работы Shah и London [144] (Рисунок 2.2,а). На Рисунке 2.2,а пунктирной линией указана полученная в [144] аналитическая зависимость

$$\text{Nu} = 7,55 + \frac{0,024(x^*)^{-1,14}}{1 + 0,000358(x^*)^{-1,14} \text{Pr}^{0,17}},$$

где $x^* = \frac{x}{d \text{Re}_0 \text{Pr}}$, Pr – число Прандтля.

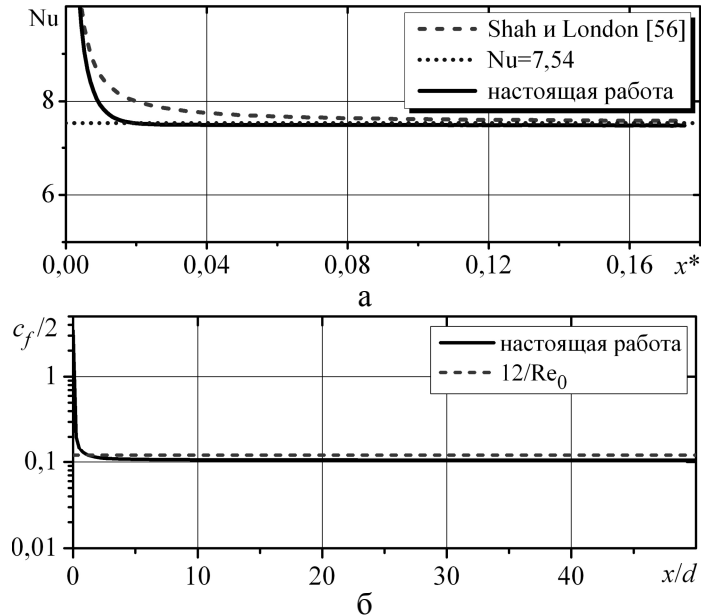


Рисунок 2.2 – Оценка достоверности разработанной программы моделирования: ($\text{Re}_0=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$)

Так же на Рисунке 2.2,а приведено сопоставление с известной [144] зависимостью числа Нуссельта для развитого ламинарного течения в канале, образованного параллельными горизонтальными пластинами: $\text{Nu} = 7,54$.

Сопоставление результатов по местному коэффициенту трения, для рассматриваемых условий, с известной зависимостью $c_f / 2 = 12 / \text{Re}_0$ [26, 92, 144] показано на Рисунке 2.2,б.

Сравнительный анализ графических зависимостей свидетельствует об адекватности математической модели разработанной численной программы.

При этом максимальные относительные отклонения составляют:

- по значениям локального числа Нуссельта: менее 7,5%;
- по коэффициенту трения: менее 12 %.

Другим способом проверки корректности численных результатов является анализ “гладкости” и физической непротиворечивости полученных за-

висимостей при параметрическом анализе процессов тепло- и массообмена. Естественно, параметрический анализ с помощью численного моделирования представляет самостоятельный интерес, поскольку позволяет получить большой объем информации о взаимосвязи всех определяющих параметров рассматриваемых схем.

2.5 Результаты расчетов и их обсуждение

В настоящем разделе представлены результаты численного исследования вынужденного-конвективного тепло- и массообмена при течении влажного воздуха в канале, образованном двумя горизонтальными параллельными пластинами.

Все расчеты проводились для канала с фиксированной геометрией (Рисунок 2.1, $d = 6$ мм и $x / d = 50$) при постоянной температуре и числе Рейнольдса абсолютно сухого воздуха на входе – $\varphi_0 = 0$, $t_0 = 30^\circ\text{C}$, $Re_0 = 100$.

На Рисунке 2.3. приведены профили температур и концентраций в одиночной испарительной ячейке. Откуда следует, что канала с полностью смоченными стенками при рассматриваемых условиях основные изменения температур и концентраций наблюдаются в основном во входных сечениях. В большей части канала значения температур и концентраций близки к параметрам насыщения и для осуществления процессов тепломассопереноса эта область может считаться балластной.

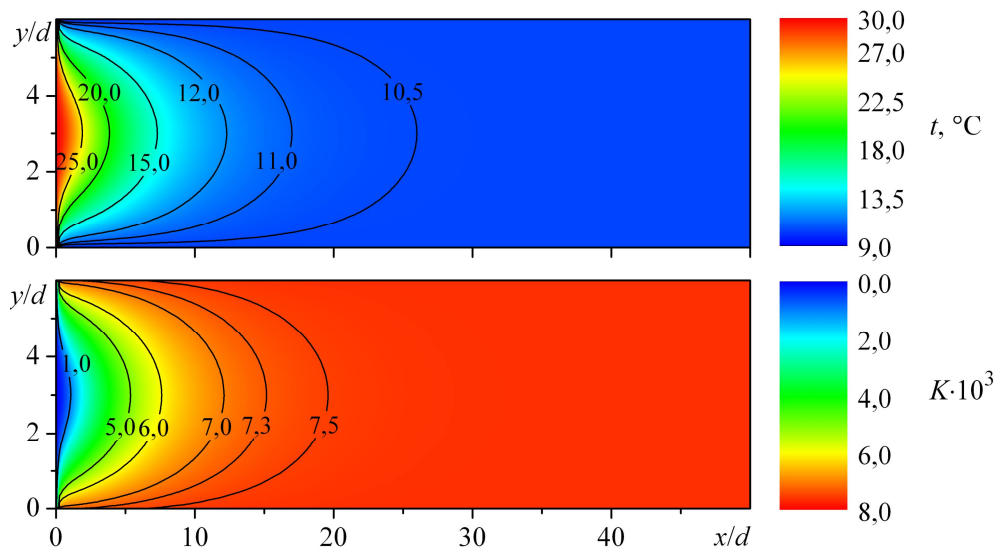


Рисунок 2.3 – Поля температур и концентраций
($Re_0=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$, $\varphi_0=0$)

На Рисунке 2.4,а-б графически представлено изменение значений температур и концентраций в канале с увлажняемыми стенками. Отсюда следует, что среднемассовая температура воздуха в канале монотонно приближается к значению температуры «мокрого термометра» равна примерно $10,4^\circ\text{C}$ при рассматриваемых условиях, что является пределом для данной схемы испарительной ячейки. При этом массовая концентрация (а, следовательно, и влагосодержание) потока во влажном канале увеличивается. На указанных графических зависимостях t_{mid} и K_{mid} соответствуют параметрам на середине высоты канала $y = d / 2$.

По мере увеличения расстояния от входа в канал тепловые потоки $q_{к2}$ (конвективный) и q_{j2} (тепловой поток за счет испарения пленки жидкости) уменьшают свои значения (Рисунок 2.4,в), но при этом они принимают равные по абсолютному значению величины ($q_\Sigma = q_{к2} + q_{j2} = 0$). Данный факт указывает на то, что в канале имеет место режим адиабатического испарения.

Изменение давления (ΔP) в канале носит нелинейный характер (Рисунок 2.4,г) только на начальном участке $x / d = 4 \div 5$. Т.е. на этом расстоянии (в зависимости от исходных параметров) наблюдается гидродинамическая стабилизация течения.

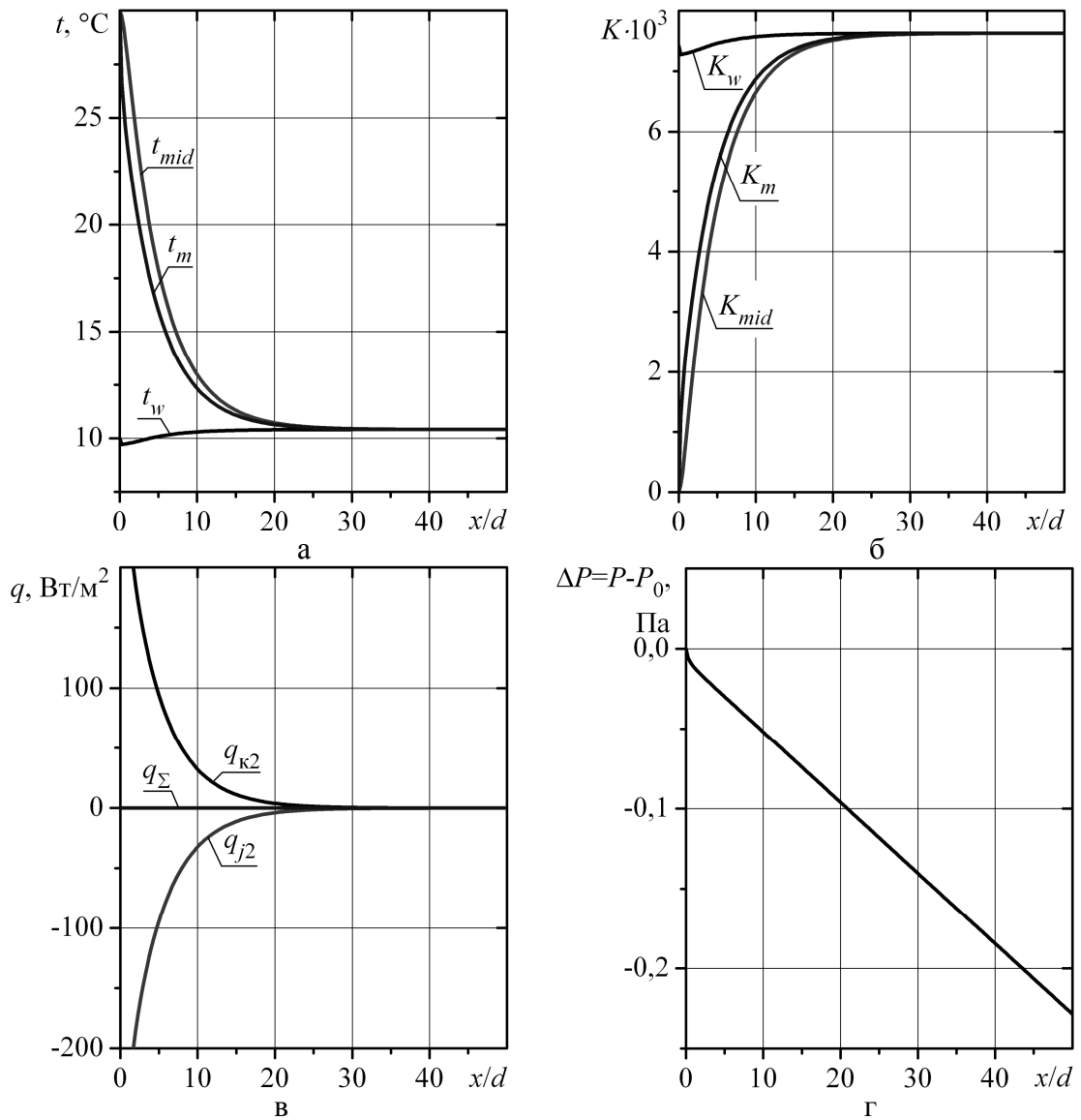


Рисунок. 2.4 – Изменение основных параметров потока по длине канала:
($\text{Re}=100$, $t_0=30$, $\varphi_0=0$)

Более подробно влияние исходных параметров на процессы тепло- и массообмена будут рассмотрены в последующих главах диссертации.

Выводы по Главе 2

1. Разработана математическая модель, описывающая процессы тепло- и массопереноса в испарительных ячейках, включающая дифференциальные уравнения движения, энергии и диффузии. Сравнение численных данных с

известными в литературе свидетельствуют о хорошей степени достоверности разработанной математической модели.

2. Проведено параметрическое моделирование процессов тепломассообмена. Получены зависимости изменения среднemasсовых параметров по длине испарительной ячейки.

3. Разработанная математическая модель позволяет проводить оптимизационный анализ характеристик испарительных ячеек при вариациях исходных параметров (числа Рейнольдса, температуры и влажности воздуха, длины канала и т.д.) и схем течений. Данные вопросы будут более подробно проработаны в последующих главах настоящего исследования.

ГЛАВА 3 ПРОЦЕССЫ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ПРЯМОМ ЦИКЛЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

3.1 Испарительное охлаждение при вынужденной конвекции в канале между параллельными адиабатическими пластинами

Вынужденное течение в канале со смоченными адиабатными стенками является одним из наиболее простых случаев испарительного охлаждения воздуха. В тоже время его изучение представляет значительный интерес, как составная часть более сложных тепломассообменных процессов при косвенном режиме испарения, а также при наличии дополнительных тепловых потоков на ограничивающих стенках. Кроме того, такие относительно простые схемы охлаждения также встречаются в различных технологиях, поэтому их изучение представляет и самостоятельный интерес. Об этом свидетельствует большое число работ, посвященных испарению в адиабатных каналах [10 – 19]. Однако многие вопросы, в силу сложности протекающих процессов, остаются малоизученными. При прямом испарительном охлаждении воздух непосредственно контактирует с влажной поверхностью канала, при этом за счет скрытой теплоты парообразования температура его снижается по длине канала, а концентрация водяного пара, наоборот, возрастает. По мере развития пограничного слоя при адиабатическом испарении ($q_w = 0$) возможен переход к режиму насыщения, когда температура газа равна температуре испаряющейся поверхности. В этом случае температура парогазовой смеси и парциальное давления пара вновь становятся постоянными по сечению и равными параметрам на кривой насыщения. По этой причине зона насыщения является «балластной» и в ней не происходит тепломассообменных процессов. Указанные особенности тепло – и массообмена значительно усложняют картину процесса, что делает практически невозможным использование аналитических методов и корреляционных соотношений для каналов при отсут-

вии фазовых переходов в инженерных расчетах и проектировании теплообменных устройств. Первостепенное значение при решении подобных задач приобретают численные методы исследования.

Значительное влияние на скорость испарения и, соответственно, на температуру охлаждения воздуха оказывает его влажность на входе в канал. Об этом говорит серия численных и экспериментальных исследований интенсивности испарения пленки воды в парогазовую смесь с различным содержанием водяного пара, в том числе и в чистый пар. В этих работах решается также задача о «точке инверсии», когда скорость испарения в чистый пар начинает превосходить испарение в сухой воздух. Эта проблема представляет интерес для целей интенсификации процессов сушки материалов.

Применительно к двухфазным теплообменникам картина процесса существенно усложняется из-за наличия градиентов температур и концентраций вдоль канала. В литературе имеются попытки оптимизации характеристик таких теплообменников [13-16], однако эта проблема далека от завершения в силу ее сложности и многофакторности.

В данном разделе представлены результаты численного исследования течения и тепломассообмена в элементарной испарительной ячейке, представляющей собой канал с плоско - параллельными полностью смоченными адиабатическими стенками. Особое внимание уделено влиянию изучаемых параметров (числа Re и относительной влажности на входе φ_0) на степень охлаждения воздуха и теплогидравлическую эффективность.

Схема задачи показана на Рисунке 3.1. Испарительная ячейка представляет собой канал, ограниченный двумя бесконечными пластинами, расстояние между которыми равно d . С наружной стороны пластины теплоизолированы ($q_w = 0$), а изнутри - влажными. При этом толщина жидкой пленки на стенках считается бесконечно малой и на гидродинамику потока в канале и термическое сопротивление она влияния не оказывает. Таким образом, внутри канала имел место процесс адиабатического испарения, когда тепловой поток, переносимый конвекцией, полностью расходовался на фазовый

переход. Температура и концентрация пара на испаряющейся поверхности соответствуют кривой насыщения.

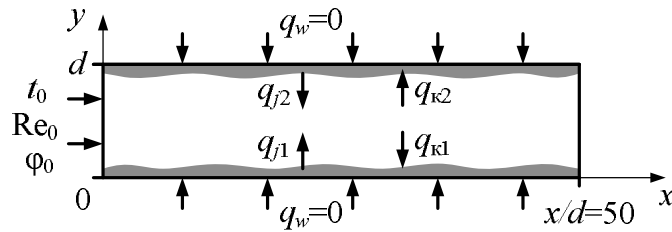


Рисунок 3.1 – Схема испарительной ячейки

Длина канала, составляющая $x/d = 50$ калибров, выбрана из соображений изучения особенностей процесса тепломассообмена как на развивающемся, так и стабилизированном участках течения.

Все параметры на входе (u_0 , T_0 и φ_0) были постоянны по высоте канала. В работе рассматривается ламинарное стационарное течение без учета лучистого теплопереноса и вязкой диссипации в пренебрежении эффектов Дюфо и Соре.

Основные уравнения для ламинарной вынужденной конвекции записываются как (2.1)-(2.5).

Второй член в правой части уравнении (2.4) описывает диффузионный перенос теплоты в бинарной смеси водяной пар-воздух. Все теплофизические свойства потока рассчитывались в зависимости от концентрации пара и температуры по соотношениям работы [114-116].

Баланс массы в канале рассчитывался с учетом притока испаряющегося пара по следующему соотношению:

$$\int_0^d \rho u(x, y) dy = d\rho_0 u_0 + \int_0^x \rho v(x, 0) dx \quad (3.1)$$

Граничные условия:

– на входе в канал ($x = 0$):

$$T=T_0, u=u_0, v=0, \varphi=\varphi_0 \quad (3.2 \text{ а})$$

– на выходе канала ($x/d = 50$):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial K}{\partial x} = 0 \quad (3.2 \text{ б})$$

– на поверхности пластин ($y = 0$) и ($y = d$):

$$u = 0, q_w = 0, v = v_0. \quad (3.2 \text{ в})$$

Уравнение теплового баланса на стенках канала ($y = 0$ и $y = d$) записывается с учетом адиабатичности процесса ($q_w = 0$):

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\rho L_v D}{1 - K_w} \frac{\partial K}{\partial y} = 0. \quad (3.3)$$

При этом концентрация пара на стенке и ее температура связаны кривой насыщения $K_w = f(T_w)$.

Принимая парогазовую смесь идеальной, в соответствии с законом Дальтона концентрация пара на стенке связана с его парциальным давлением следующим соотношением:

$$K_w = \frac{m_w / m_a}{P / P_{vs} + m_w / m_a - 1}. \quad (3.4)$$

Локальное число Нуссельта, определенное по эквивалентному диаметру ($d_{\text{эф}} = 2d$), записывается как:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot 2d}{\lambda} = \frac{2d \cdot (\partial T / \partial y)_w}{T_w - T_m} \quad (3.4 \text{ а})$$

где α – локальный коэффициент теплоотдачи, а T_m – среднемассовая температура парогазовой смеси в рассматриваемом поперечном сечении:

$$T_m = \int_0^d \rho u T dy / \int_0^d \rho u dy. \quad (3.4 \text{ б})$$

Аналогичным образом записываются выражения для локального числа Шервуда:

$$\text{Sh} = \frac{\beta \cdot 2d}{D} = \frac{-2d \cdot (\partial K / \partial y)_w}{K_w - K_m} \quad (3.5 \text{ а})$$

и среднемассовой концентрации пара K_m в поперечном сечении канала:

$$K_m = \int_0^d \rho u K dy / \int_0^d \rho u dy. \quad (3.5 \text{ б})$$

Местный коэффициент трения имеет стандартный вид:

$$\frac{c_f}{2} = \frac{\tau_w}{\rho_0 u_0^2}. \quad (3.6)$$

Численная реализация. Система уравнений (2.1) – (2.5) совместно с граничными условиями (3.1) – (3.4) решалась численно с использованием метода контрольных объемов. Для связи скорости и давления использовался алгоритм SIMPLE [117]. При дискретизации использовались равномерные сетки, оптимальный размер которых был подобран в специальной серии расчетов и составлял 200x70 в продольном и поперечном направлениях, соответственно.

3.2 Результаты расчетов и их обсуждение

Все расчеты были проведены для канала с фиксированной геометрией (Рисунок 3.1, $d = 6\text{мм}$ и $x/d = 50$) при постоянной температуре воздуха на входе $t_0 = 30^\circ\text{C}$ и относительной влажностью $\phi_0 = 0, 30$ и 50% . Число Рейнольдса изменялось в диапазоне $\text{Re} = 2u_0d/\mu = 50 \div 100$, охватывающем наиболее характерные режимные параметры компактных теплообменников.

Распределение локальных параметров по длине канала при вариации числа Рейнольдса при подаче потока сухого воздуха демонстрируется на Рисунок 3.2. Изменение температуры на оси и стенке канала представлено на

Рисунке 3.2,а. Как видно, температура газа на оси канала за счет испарения влаги снижается, причем наиболее резкое снижение наблюдается при малых числах Re . Так при $Re = 50$ процессы тепломассообмена завершаются при $x/d \sim 15$ и далее поток находится в состоянии насыщения. С увеличением числа Рейнольдса переход к насыщению сдвигается вниз по потоку и для $Re > 200$ в пределах данного участка насыщения не происходит.

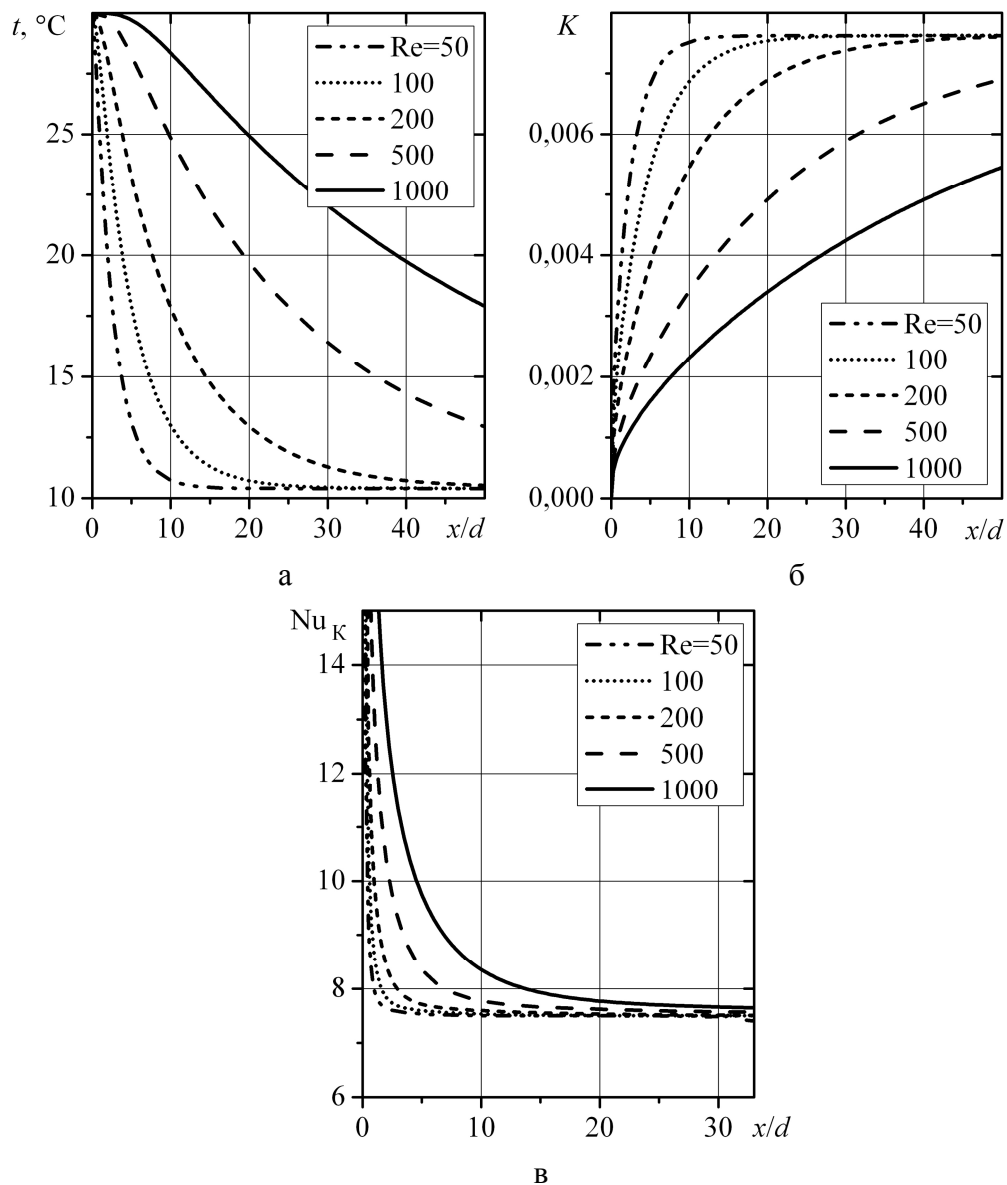


Рисунок 3.2. Изменение температуры (а) и концентрации (б) пара; числа Нуссельта (в) вдоль канала для сухого воздуха на входе в канал $\varphi_0 = 0$

Температура стенки по длине изменяется слабо. В начале канала она равна температуре адиабатического испарения или «мокрого термометра».

Затем, по мере увеличения влажности воздуха за счет смешения с потоком испаряющегося пара, ее величина незначительно возрастает.

Аналогичные закономерности имеют место и в распределении массовой концентрации водяного пара по длине канала (Рисунок 3.2,б). Как и для температур, при малых Re происходит быстрое насыщение в начале канала и далее его величина становится неизменной.

В тоже время поведение коэффициента теплоотдачи имеет принципиально иной вид. Участок стабилизации теплообмена, как это следует из Рисунка 3.2,в, особенно для области больших чисел Re существенно меньше, чем координата перехода к насыщенному состоянию. Расчеты показали, что на развитом участке теплообмена число Нуссельта практически не зависит от Re и влажности потока и лежит в диапазоне $Nu = 7.5 - 8$, что хорошо коррелирует с классическими данными [118].

Изменение среднемассовых параметров парогазовой смеси по длине канала приведено на Рисунке 3.3. Как видно, оно подобно распределению температуры и концентрации пара на оси канала на Рисунке 3.2. Исходя из данных Рисунков 3.3а и 3.3б, можно определить наибольшую длину канала x^* , на длине которого осуществляется полное насыщение потока. Так при $Re = 50$ насыщение при $x^*/d \sim 9$ калибрах, поэтому на оставшейся части канала тепломассообменных процессов не происходит и длина канала может быть сокращена до этого значения. При больших числах Рейнольдса ($Re > 200$) для достижения режима насыщения требуются более протяженные каналы, что в свою очередь вызовет рост гидравлических потерь.

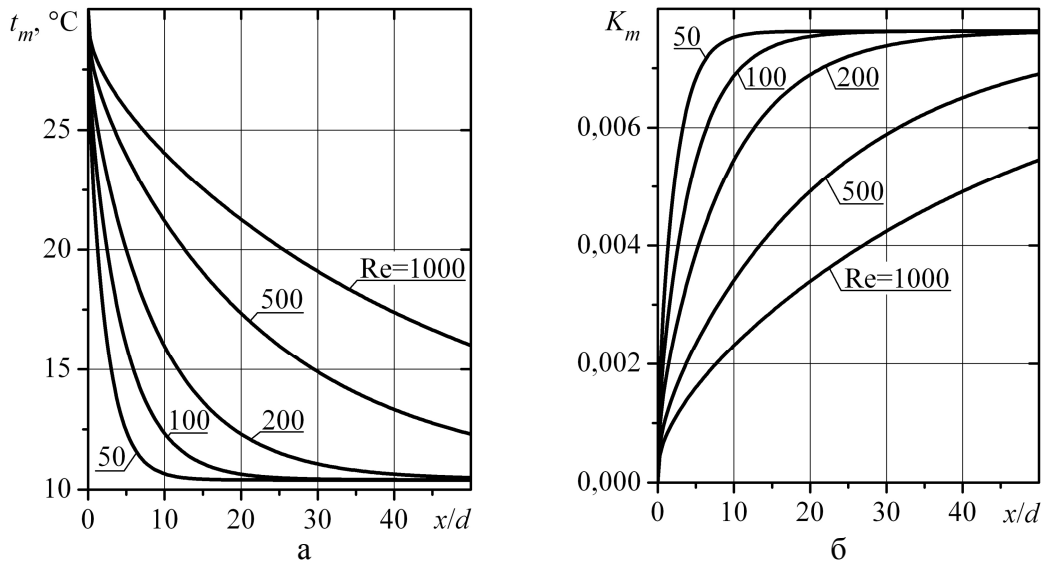


Рисунок 3.3 – Изменение среднемассовой температуры а) и концентрации пара б) по длине канала при вариации числа Рейнольдса ($\varphi_0 = 0$)

Тепловые характеристики испарительных ячеек в зависимости от числа Рейнольдса и влажности воздуха на входе показаны на Рисунке 3.4. Среднемассовая температура воздуха на выходе из канала (сечение $x/d = 50$), согласно данным Рисунка 3.4,а, с увеличением числа Re возрастает. Причины этого обсуждались выше при анализе данных Рисунков 3.2 и 3.3. При этом рост относительной влажности воздуха на входе ухудшает процесс охлаждения, поскольку с повышением влажности температура термодинамического равновесия пар-жидкость также возрастает.

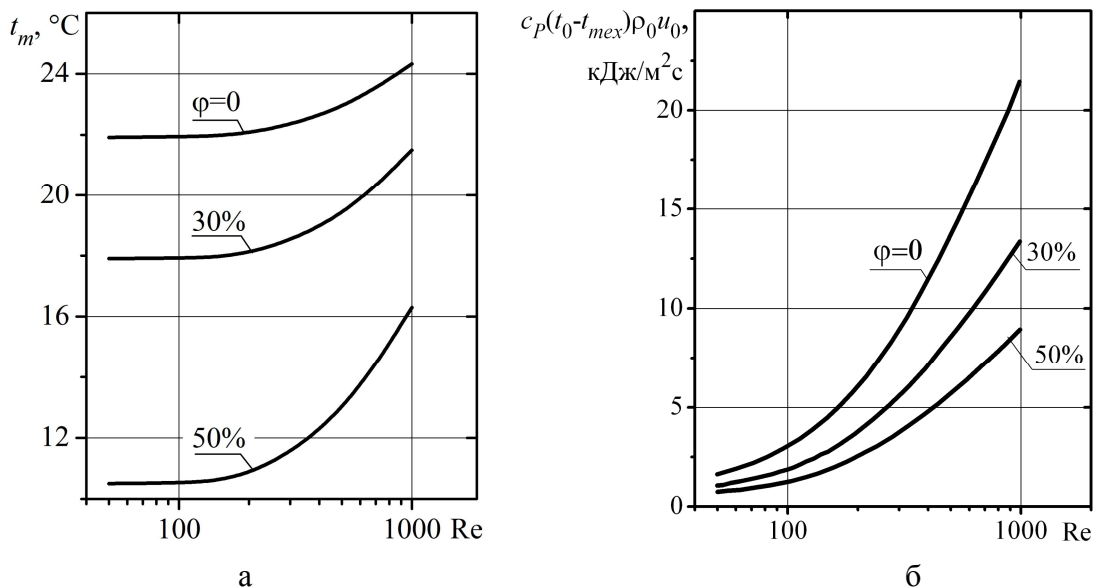


Рисунок 3.4 – Параметры паровоздушной среды на выходе из канала:
 а)- среднемассовая температура; б) – холодопроизводительность

Важным показателем эффективности работы испарительной ячейки является величина удельной хладопроизводительности, которая определяется как разность теплосодержания воздуха на входе в канал и в текущем сечении:

$$Q_T = c_p (T_0 - T_m) \rho_0 u_0, \quad (3.7)$$

где T_m – среднemasсовая температура парогazовой смеси в рассматриваемом сечении по длине канала.

Результаты расчета величины Q_T для всего канала в целом ($x/d = 50$, где $T_m = T_{mex}$) показаны на Рисунке 3.4,б. В отличие от Рисунка 3.4,а, величина хладопроизводительности возрастает по мере увеличения числа Re, что обусловлено опережающим ростом расхода газа через канал по сравнению с уменьшением разности температур воздуха на входе и выходе. Как и следовало ожидать, рост относительной влажности ведет к снижению величины Q_T .

Из Рисунка 3.4 следует важный вывод о методике выбора оптимального режима работы канала с прямым испарительным охлаждением. Если ставится цель получения воздуха на выходе с минимальной температурой, теоретическим пределом которой является температура адиабатического испарения при заданной влажности, то в этом случае следует выбирать режимы течения с малыми числами Рейнольдса. В другом случае, когда требуется повышение суммарной выработки холода, наоборот, предпочтительными являются режимы с высокими числами Re.

Для оценки характеристик теплообменных устройств, как правило, используется параметр тепло-гидравлической эффективности, представляющий собой отношение переносимой или вырабатываемой тепловой мощности к затратам мощности на прокачку теплоносителя:

$$\eta = \frac{Q_T}{Q_M}, \quad (3.8)$$

где $Q_M = u_0 \Delta P$, а ΔP - перепад давления на всей длине канала. После преобразования (3.8) параметр тепло-гидравлической эффективности можно записать в виде:

$$\eta = \frac{c_P (T_0 - T_m)}{u_0^2 \int_0^x c_f d\bar{x}}, \quad (3.9)$$

а c_f – локальный коэффициент поверхностного трения.

Характер поведения параметра теплогидравлической эффективности η по длине канала при вариации числа Рейнольдса и влажности воздуха демонстрируется на Рисунках 3.5,а и 3.5,б, соответственно.

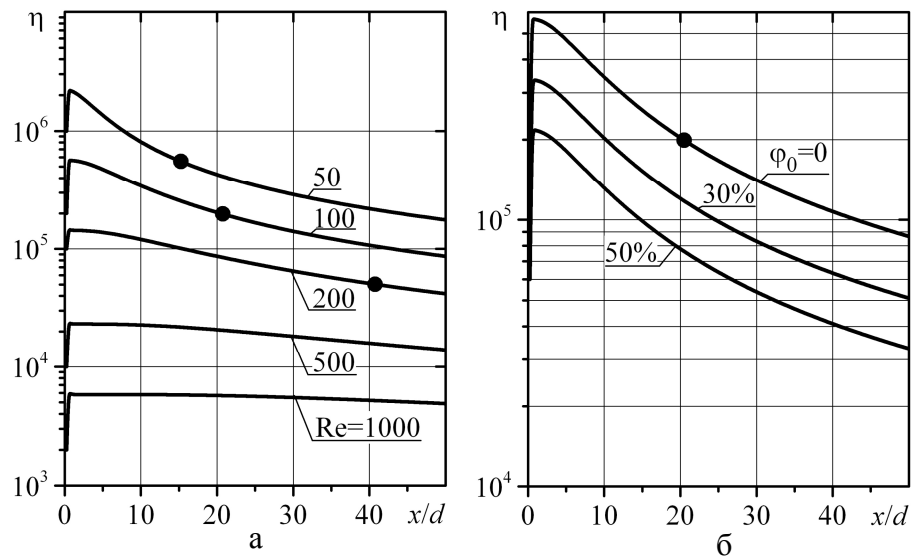


Рисунок 3.5 – Изменение параметра теплогидравлической эффективности по длине канала: а) – влияние числа Рейнольдса; б) - влияние влажности на входе

Как следует из Рисунка 3.5,а параметр эффективности η значительно снижается по мере роста числа Рейнольдса. Так при увеличении $Re = 50$ до $Re = 1000$ эффективность испарительной ячейки снижается более чем на два порядка. Причем при всех числах Рейнольдса в начале канала эффективность имеет наибольшее значение, а затем, по мере продвижения по длине канала, величина η постепенно снижается. Такое поведение параметра η обусловлено характером изменения коэффициентов теплообмена и трения по длине кана-

ла, а также местоположением точки перехода к режиму насыщения. На Рисунке 3.5,а данные координаты отмечены точками.

Если на входе в канал воздух является влажным, то, как это видно из Рисунка 3.5б, величина η снижается с увеличением паросодержания на входе в канал. Действительно, в этом случае уменьшаются градиенты концентраций пара в пограничном слое и процессы испарения также подавляются.

Таким образом, используя данные Рисунков 3.4 и 3.5, можно провести оптимизационный анализ характеристик ячеек при прямом испарительном охлаждении воздуха при вариации числа Рейнольдса, влажности воздуха и длины канала. Можно предположить, что подобные тенденции будут наблюдаться и при иных температурах воздуха, однако этот вывод требует дополнительных расчетов. Большой интерес представляет изучение влияния ступенчатого распределения влажных зон, а также наличия дополнительного теплового потока на стенке в процессе косвенного испарительного охлаждения, как эффективного метода управления интенсивностью тепло и – массопереноса при наличии фазовых переходов на поверхности теплообменников.

3.3 Испарительное охлаждение воздуха в адиабатном канале при чередовании влажных и сухих участков

Подавляющее большинство работ по прямому испарительному охлаждению проводилось для случая с полностью смоченной поверхностью канала. В реальных испарительных устройствах часто приходится сталкиваться со случаем, когда влажные участки чередуются с сухими, создавая тем самым периодические тепловые и диффузионные граничные условия на стенке. Подобная картина наблюдается при интенсивном испарении жидкости в стекающих пленках, а также при кипении, когда на теплообменной поверхности

могут образовываться сухие пятна со скачкообразным изменением условий на их границе [119,120].

Задача о ступенчатом изменении условий на стенке имеет давнюю историю [121]. В то же время, совместный тепломассообмен для этого случая изучен значительно слабее. В литературе имеются работы по численному исследованию вынужденной [7], естественной [8,14] и смешанной [122] конвекции в каналах при чередовании влажных и сухих участков. Однако подробного анализа тепловой и влажностной эффективности подобных каналов не проводилось.

В настоящей Главе представлены результаты систематических численных исследований течения и тепломассообмена в элементарной испарительной ячейке, представляющей собой канал с плоскопараллельными частично смоченными адиабатическими стенками. Схема задачи показана на Рисунке 3.6. Испарительная ячейка представляет собой канал, ограниченный двумя бесконечными пластинами, расстояние между которыми равно d . С наружной стороны пластины теплоизолированы ($q_w = 0$), а изнутри – влажные участки чередуются с сухими. Число их в расчетах варьировалось $n = L/l = 0 \div 16$, а при $n = 0$ поверхность канала была полностью смоченной. При этом толщина жидкой пленки на стенках считается бесконечно малой и на гидродинамику потока в канале и термическое сопротивление она влияния не оказывает. Условия на верхней и нижней стенках канала были симметричными. Относительная длина влажного участка в расчетах также варьировалась в широких пределах $\Delta = s/l = 0 \div 1$.

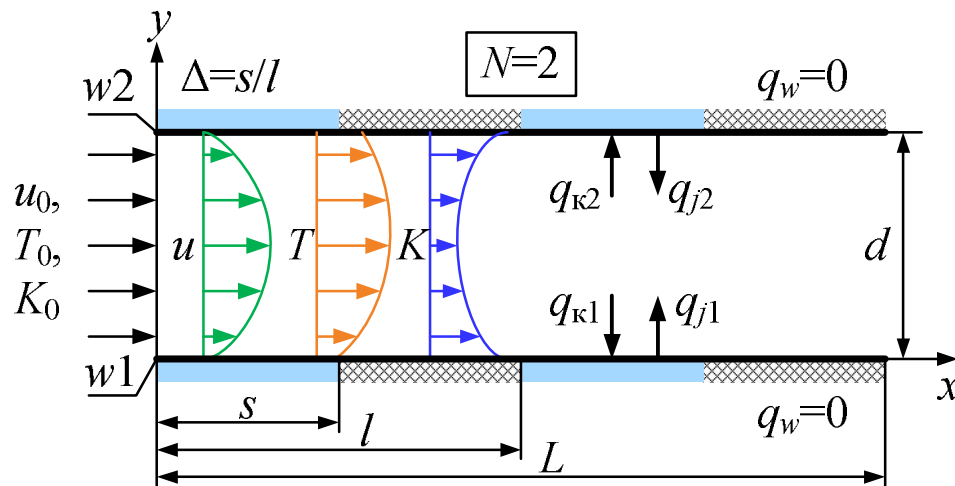


Рисунок 3.6 – Схема испарительной ячейки

Режим течения был ламинарным, двумерным и стационарным. Все параметры на входе (u_0 , T_0 и φ_0) были постоянны по высоте канала и анализ проведен при одинаковой температуре ($t_0 = 30^\circ\text{C}$) абсолютно сухого ($\varphi_0 = 0$) воздуха. Все расчеты были проведены для канала с фиксированной геометрией (Рисунок 3.6, $d = 6$ мм и $x/d = 50$) при постоянной температуре абсолютно сухого воздуха на входе $t_0 = 30^\circ\text{C}$ и $\varphi_0 = 0\%$. Число Рейнольдса изменялось в диапазоне $Re = 2u_0d/\mu = 50 \div 1000$, охватывающем наиболее характерные режимные параметры компактных теплообменников. Особое внимание уделено влиянию изучаемых параметров (числа Re , числа влажных ступенек n и их протяженности s/l) на степень охлаждения воздуха и теплогидравлическую эффективность.

Перейдем непосредственно к обсуждению результатов расчета. На Рисунке 3.7 представлены картины распределений полей температур в испарительной ячейке при различном числе испарительных участков. Для канала с полностью смоченными стенками ($n = 0$) при рассматриваемом режиме течения основные изменения температур наблюдаются чаще всего во входных сечениях. В большей части канала температура близка к параметрам насыщения, и для осуществления процессов тепломассопереноса эта область является балластной.

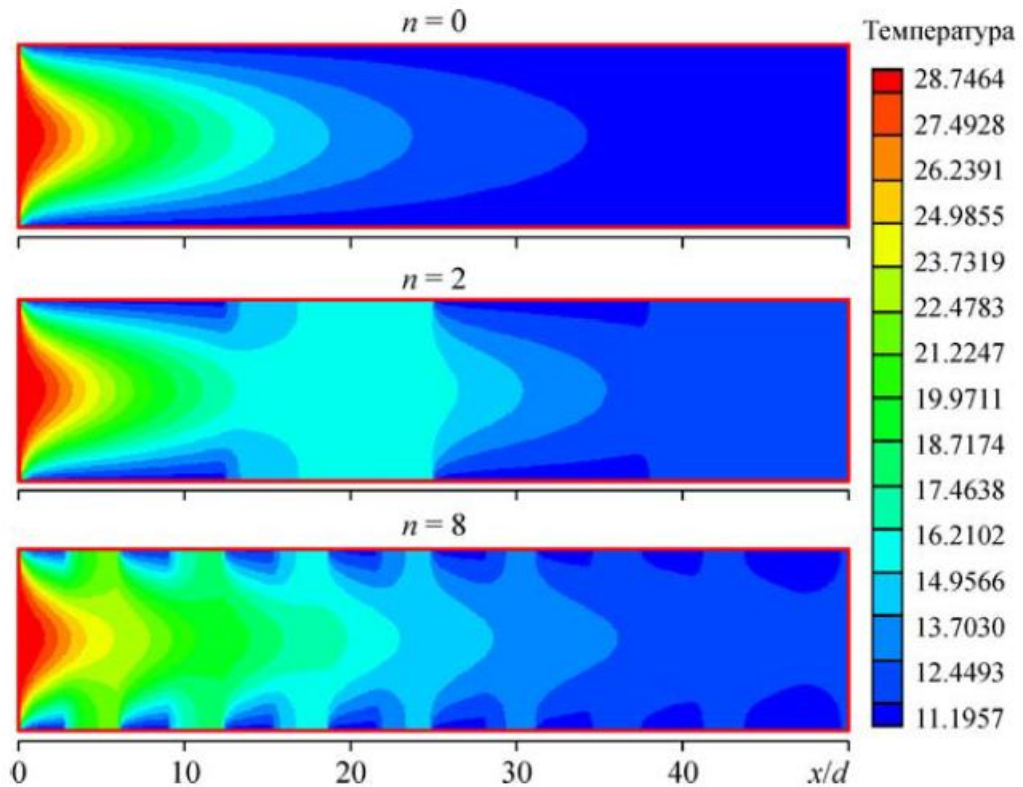


Рисунок 3.7 – Поля температур в ячейке со ступенчатым испарением:
 $Re = 200$, $t_0 = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 0$

При ступенчатом изменении влажности по длине канала, как это наглядно следует из Рисунка 3.7 ($n = 2$ и 8), картина теплового процесса значительно усложняется и затягивается на значительно более протяженные расстояния от входа в канал. Подобный характер изменения имеет место и для полей концентраций пара.

Распределение термогазодинамических параметров по длине канала при вариации числа ступенек при подаче на вход потока сухого воздуха демонстрируется на Рисунке 3.8. Изменение среднemasсовой температуры, концентрации и потока массы пара на стенке ($j_w/\rho_m U_m$) показано соответственно на Рисунках 3.8а-3.8с при условии равенства длин сухого и влажного участков ($\Delta = s/l = 0,5$). Горизонтальные полочки на Рисунках 3.8,а и 3.8,б соответствуют расположению сухих участков. На них, как это следует из Рисунка 3.8с, отсутствует поперечный поток пара. Для сравнения на этом Рисунке нанесена линия $n = 0$, соответствующая течению в адиабатном канале с

полностью смоченными стенками. Эти данные были получены в предыдущем разделе настоящей главы.

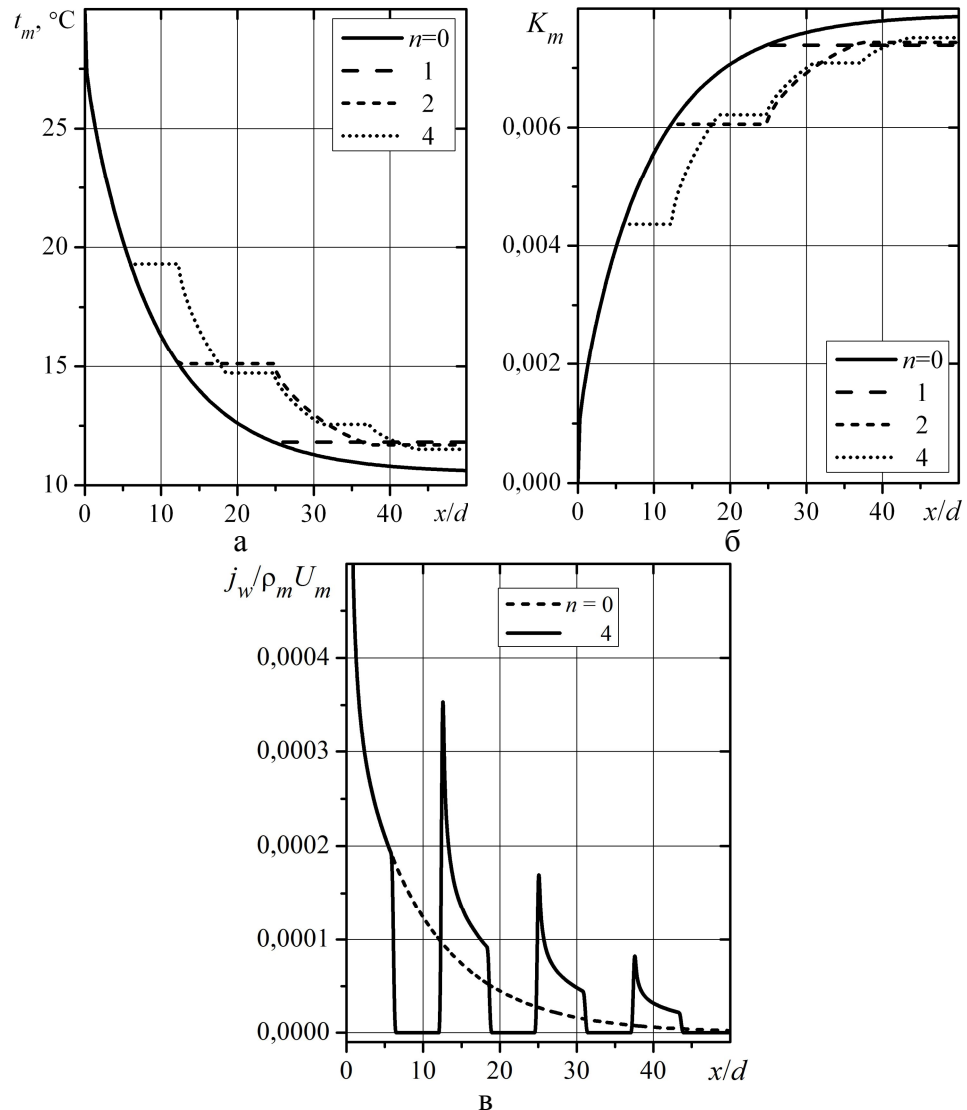


Рисунок 3.8 – Изменение среднemasовой температуры (а), концентрации пара (б) и его на стенке (в) по длине канала при различном количестве испарительных участков:
 $t_0 = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 0$, $\text{Re} = 200$

В расчетной схеме сразу за входным сечением находился влажный участок, поэтому температура воздуха за счет затраты теплоты на испарение здесь резко понижается независимо от дальнейших граничных условий. Затем, в соответствии с количеством чередующихся участков, расчетные линии отклоняются от случая полностью смоченного канала ($n = 0$). Наибольшее отличие между полностью и частично смоченными каналами наблюдается в

близко расположенных к входу сечениях. По мере приближения к выходу влияние числа участков на среднемассовую температуру и концентрацию нивелируется (Рисунок 3.8а, 3.8б) и все полученные данные располагаются достаточно близко друг к другу. Подобная картина отмечается и в работах [7, 8, 14].

Интенсивность процессов тепломассообмена на поверхности при чередовании смоченных и сухих участков распределяется неравномерно по длине. Это видно из Рисунка 3.8,в, где представлены расчетные данные по изменению относительной скорости пара на стенке для полностью ($n = 0$) и частично ($n = 4$) смоченных поверхностей.

Ступенчатое изменение граничных условий приводит к резкому возрастанию потока массы в начале каждого влажного участка, в результате чего интегральные значения испарившегося пара, согласно данным Рисунка 8б, не сильно отличаются от случая полностью влажной стенки. Следует отметить, что изменение конвективной компоненты теплового потока в силу адиабатичности канала будет иметь такой же характер, как и на Рисунке 3.8,в.

Известно [17,18] и как это наглядно было продемонстрировано в предыдущем разделе, что предельной температурой, до которой может быть охлажден газ при прямом испарительном охлаждении, является температура адиабатического насыщения. Максимальное влагосодержание газа при этом определяется условиями полного насыщения ($\varphi = 100 \%$). Поэтому эффективность охлаждения газа в испарительной ячейке принято характеризовать безразмерной температурой

$$\varepsilon = \frac{t_0 - t_m}{t_0 - t_{s0}}$$

и концентрацией пара

$$\psi = \frac{K_m - K_0}{K_{s0} - K_0},$$

где t_{s0} и K_{s0} температура и массовая концентрация водяных паров насыщенного воздуха, соответствующая температуре t_0 . Оба эти параметра характеризуют степень отклонения температуры и влажности паровоздушной смеси на выходе из ячейки от состояния насыщения.

Результаты вычислений тепловой и влажностной эффективности в зависимости от числа ступенек представлены на Рисунке 3.9. Для полностью смоченного канала ($n = 0$) паровоздушная смесь находится в состоянии насыщения и $\varepsilon = \psi = 1$. Минимальная эффективность достигается для ячейки с одним влажным и одним сухим участком ($n = 1$). Однако это снижение не столь существенно и не превышает $\sim 7\%$. При увеличении числа участков величина эффективности повышается, приближаясь к асимптотическому значению $\varepsilon = \psi \rightarrow 1$. При этом важно подчеркнуть, что параметры тепловой и влажностной эффективностей практически совпадают, что говорит о подобии процессов тепло- и массопереноса в рассматриваемых условиях.

Представленные выше результаты были получены при равенстве длин влажного и сухого участков, т.е. $s/l = 0,5$. В практических приложениях это условие может не выполняться и величина этого параметра изменяется в пределах $s/l = 0 \div 1$. В случае $s/l = 0$ канал является полностью сухим, а при $s/l = 1$ – вся его поверхность смочена.

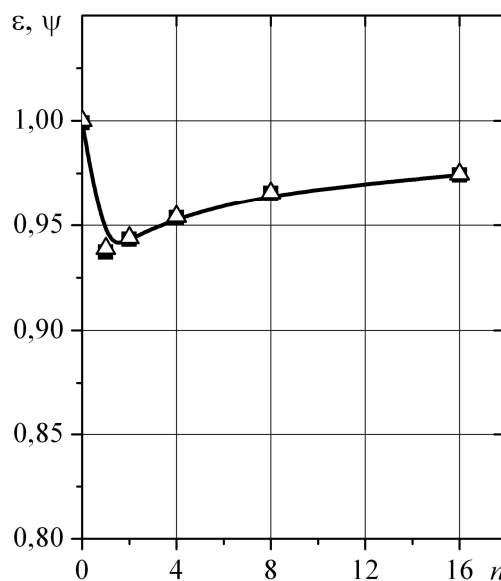


Рисунок 3.9 – Влияние числа ступенек в испарительной ячейке на эффективность тепломассообменных процессов. $t_0 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_0 = 0$, $Re = 200$

Изменение среднемассовой температуры по длине канала при $Re = 200$ и $n = 4$ для различной протяженности смоченного участка представлено на Рисунке 3.10. Как и следует из физики явления, увеличение длины смоченной поверхности ведет к более интенсивному испарению и, соответственно, к снижению температуры паровоздушной смеси на выходе из ячейки.

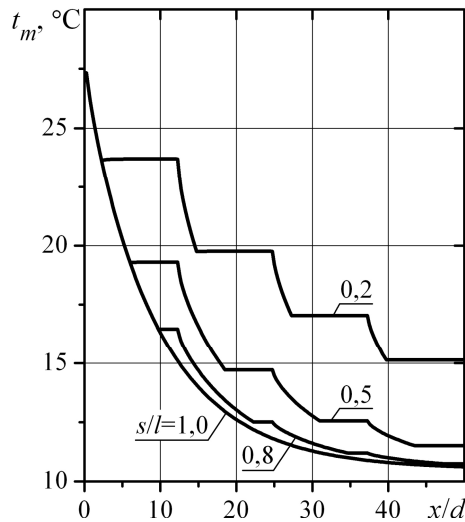


Рисунок 3.10 – Изменение среднемассовой температуры воздуха в канале при различной длине смоченных участков: $t_0 = 30$ °C, $\varphi_0 = 0$, $Re = 200$, $n = 4$

Этот вывод хорошо подтверждают данные об эффективности охлаждения, приведенные на Рисунке 3.11. Для весьма коротких смоченных участков ($s/l = 0,2$) параметр эффективности снижается примерно на 25 %. Суммарная площадь влажной поверхности уменьшается при этом в пять раз, что говорит о значительной интенсификации локального теплообмена за счет ступенчатого изменения тепловых и диффузионных условий.

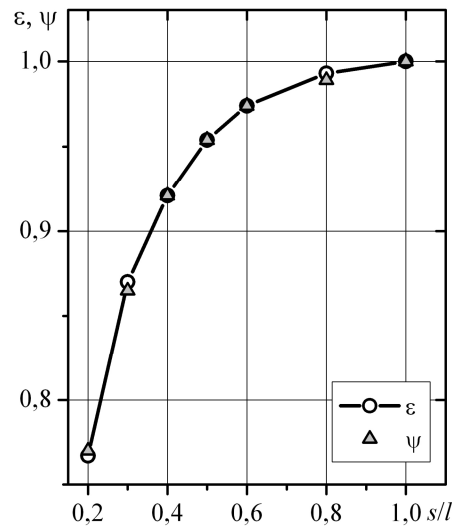


Рисунок 3.11 – Эффективность охлаждения воздуха при вариации длины влажных участков: $Re = 200, n = 4$

Тепловая эффективность прямых испарительных ячеек в значительной мере зависит от числа Рейнольдса. Для фиксированной геометрии канала при полностью смоченной поверхности, согласно данным предыдущего раздела, наибольшее охлаждение достигается при малых числах Re . Это объясняется возможностью достижения равновесного состояния парогазовой смеси в пределах канала при малых значениях ее расхода. По мере увеличения скорости эта смесь не успевает достигать предельного состояния и температура на выходе в итоге повышается. Однако суммарная холодопроизводительность с увеличением числа Re также будет возрастать за счет увеличения коэффициентов теплопереноса и отбора от потока тепловой энергии на парообразование.

Подобная тенденция поведения характеристик охлаждения имеет место и при ступенчатом изменении граничных условий. В этом можно убедиться, обратившись к Рисункам 3.12 и 3.13. Представленные здесь результаты получены при $n = 4$ и равенстве длин сухого и влажного участков $s/l = 0,5$. При малом числе $Re < 100$, как и было продемонстрировано ранее, равновесный режим достигается достаточно быстро и практически половина канала не участвует в теплообменном процессе. С увеличением числа Рейнольдса такого режима вовсе не наступает и состояние парогазовой смеси далеко от насыщения.

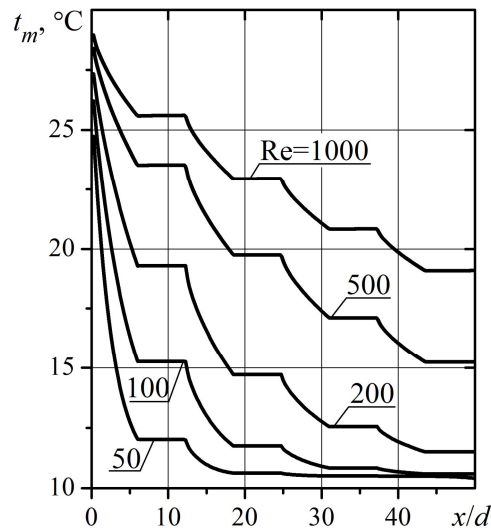


Рисунок 3.12 – Распределение температуры вдоль канала при различных числах Рейнольдса: $n = 4$; $l/s = 0,5$

Отсюда следует важный вывод о том, что для каждого числа Re для получения минимально возможных температур должна быть выбрана соответствующая длина канала. Если же в качестве цели принимается максимальная хладопроизводительность, то оптимизационный анализ следует проводить на основании минимизации параметра теплогидравлической эффективности [30, 31, 35, 44]. В этом случае важными являются данные о поведении тепловой (ϵ) и влажностной (ψ) эффективностей каналов с частично смоченной поверхностью при различных числах Рейнольдса. Результаты численных расчетов для этих условий представлены на Рисунке 3.13. Видно, что увеличение числа Re практически на два порядка приводит к снижению тепловой и влажностной эффективности почти в два раза. Для сопоставления на рисунке показаны данные для полностью влажного канала (ϵ_0 – тепловая эффективность полностью смоченного канала). Если в области малых Re эффективность высока и данные для этих случаев близки между собой, то в области больших чисел Re эффективность частично смоченных каналов заметно хуже, чем в канале с полностью влажными стенками.

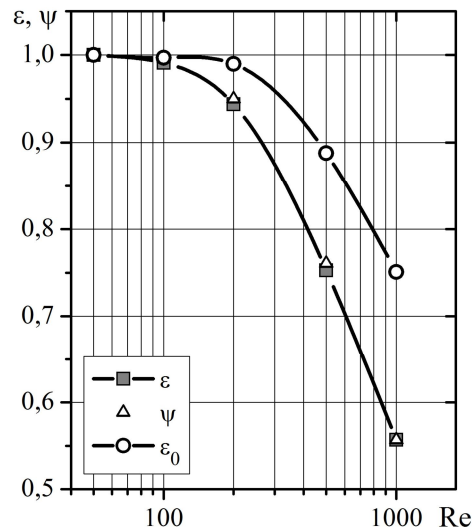


Рисунок 3.13 – Тепловая и влажностная эффективность испарительной ячейки при вариации числа Рейнольдса. $n = 4$, $l/s = 0,5$

Таким образом, результаты исследований показали, что увеличение числа чередующихся ступенек приводит к увеличению параметров тепловой и влажностной эффективности. Минимальное значение этих параметров наблюдается при $n = 1$, однако для рассматриваемых условий ($Re = 200$) подавление испарительных процессов не велико и не превышает $\sim 7\%$. В то же время, в области высоких чисел Рейнольдса ($Re \rightarrow 10^3$) величина параметра тепловой эффективности может снижаться более существенно.

Уменьшение длины влажного участка по сравнению с сухим вызывает снижение параметра тепловой эффективности. Однако это снижение не пропорционально уменьшению площади испаряющейся поверхности. Так, уменьшение площади смоченной поверхности в пять раз приводит к снижению тепловой эффективности всего на четверть. Это говорит об интенсификации локальной теплоотдачи для ступенчатых граничных условий.

При фиксированной длине канала ($x/d = 50$) воздушный поток принимает температуру «мокрого термометра» только при невысоких числах Рейнольдса $Re < 200$. Для больших чисел Re насыщения в пределах данного канала не происходит, поэтому для получения воздуха с низкими температурами такие режимы не эффективны. В то же время, суммарное производство

холода несмотря на более высокий уровень температуры парогазовой смеси возрастает с увеличением числа Рейнольдса.

Полученные данные имеют важное практическое значение и они могут быть использованы для оптимизационного анализа охлаждения воздуха при вариации числа Рейнольдса, влажности воздуха, длины канала, числа ступенек и относительной протяженности влажных участков. Можно предположить, что подобные тенденции будут наблюдаться и при иных температурах и влажностях воздуха на входе в ячейку, однако этот вывод требует дополнительных расчетов.

3.4 Прямое испарительное охлаждение в неадиабатических условиях

Многие технологические процессы при испарении происходят в неадиабатических условиях. Наличие дополнительного теплового потока на стену в зависимости от его величины и направления может привести, как в интенсификации испарения, так и его подавлению. Детальные исследования в данной области теплопереноса с фазовыми переходами отсутствуют.

Большинство работ по прямому испарительному охлаждению посвящены исследованиям режима адиабатического испарения мокрой стенки. Этому вопросу посвящен раздел 3.1 настоящей диссертации.

Как правило, на практике, тепломассообменные устройства работают в неадиабатических условиях, когда дополнительный тепловой поток подается (или отводится) к поверхности канала от соседних слоев теплообменной матрицы. Очевидно, что наличие дополнительного теплового потока будет влиять на закономерности тепло- и массообмена и этот эффект следует принимать во внимание. В последние годы интерес к этим проблемам увеличился за счет улучшения характеристик еек с косвенными и непрямого прямого испарительного циклов (М-циклов [62-64], где охлаждающий воздух может достигать точки росы).

В данном разделе представлены результаты численного исследования процессов тепломассообмена в плоском 2D-канале с мокрыми стенками при вынужденной конвекции воздуха и наличии дополнительного теплового потока на его стенах. Большое внимание уделяется как параметрам эффективности подобных систем, так и проблемам подобия тепло и – массопереноса при изменении уровня дополнительного теплопритока на влажных стенках. Геометрия испарительной ячейки в основном соответствует условиям проведенных в разделе 3.1 расчетов для адиабатной ячейки. Она представляет собой канал, ограниченный двумя бесконечно протяженными параллельными пластинами, расположенными на расстоянии d друг от друга (Рисунок 3.14). Все указанные выше предположения, физико-математическая постановка и граничные условия сохраняются за исключением уравнения сохранения теплоты на стенке. В неадиабатических условиях оно записывается как

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\rho L_v D}{1 - K_w} \frac{\partial K}{\partial y} = q_w,$$

где q_w – плотность дополнительного теплового потока на стенке.

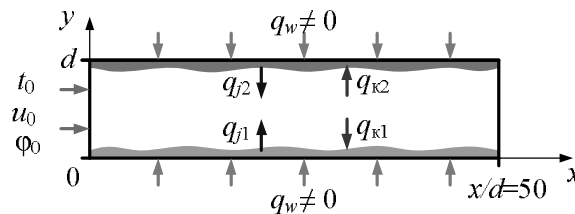


Рисунок 3.14 – Схема физико-математической постановки задачи о неадиабатическом испарении в канале с влажными стенками

Дополнительный поток теплоты подавался равномерно вдоль всей верхней и нижней пластин. Величина плотности теплового потока изменялась в широких пределах, а в качестве масштаба использовалась его величина на стабилизированном участке канала, где число Нуссельта постоянно и равно $Nu = 7,54$. Если в качестве нормирующей величины температуры принять разность их значений на входе и в состоянии насыщения $\Delta T = T_0 - T_s$, то характерное значение теплового потока можно представить в виде

$$q^* = \frac{7,54\lambda\Delta T}{2d}$$

Тогда относительная величина теплового потока записывается в виде отношения

$$\bar{q} = \frac{q_w}{q^*}$$

и ее значение изменялось в расчетах в диапазоне $\bar{q} = -0,1 \div +0,2$. Причем отрицательным значениям соответствовал теплоотвод, а положительным - подвод тепла к стенке. Случай $\bar{q} = 0$ соответствует адиабатическому процессу испарения. Предел значений теплоотвода, как правило, определялся по переходу от испарения к конденсации и возможному дальнейшему замерзанию жидкой пленки.

Первоначальные результаты расчетов по теплообмену в канале с испарением показаны на Рисунке 3.15. Они показывают изменение средне-массовой температуры вдоль канала (3.15,а) по мере изменения плотности дополнительного теплового потока. Как можно видеть, подвод (или наоборот отвод) теплового потока в значительной степени влияет на степень охлаждения газа. Более того, наблюдаемые изменения не только количественные, но и качественные. Если при отводе тепла температура газа монотонно уменьшается, то при интенсивном теплоподводе ($\bar{q} \geq 0,2$) газ вначале охлаждается, а затем он начинает нагреваться. Аналогичные тенденции наблюдаются и при других температурных условиях и числах Рейнольдса.

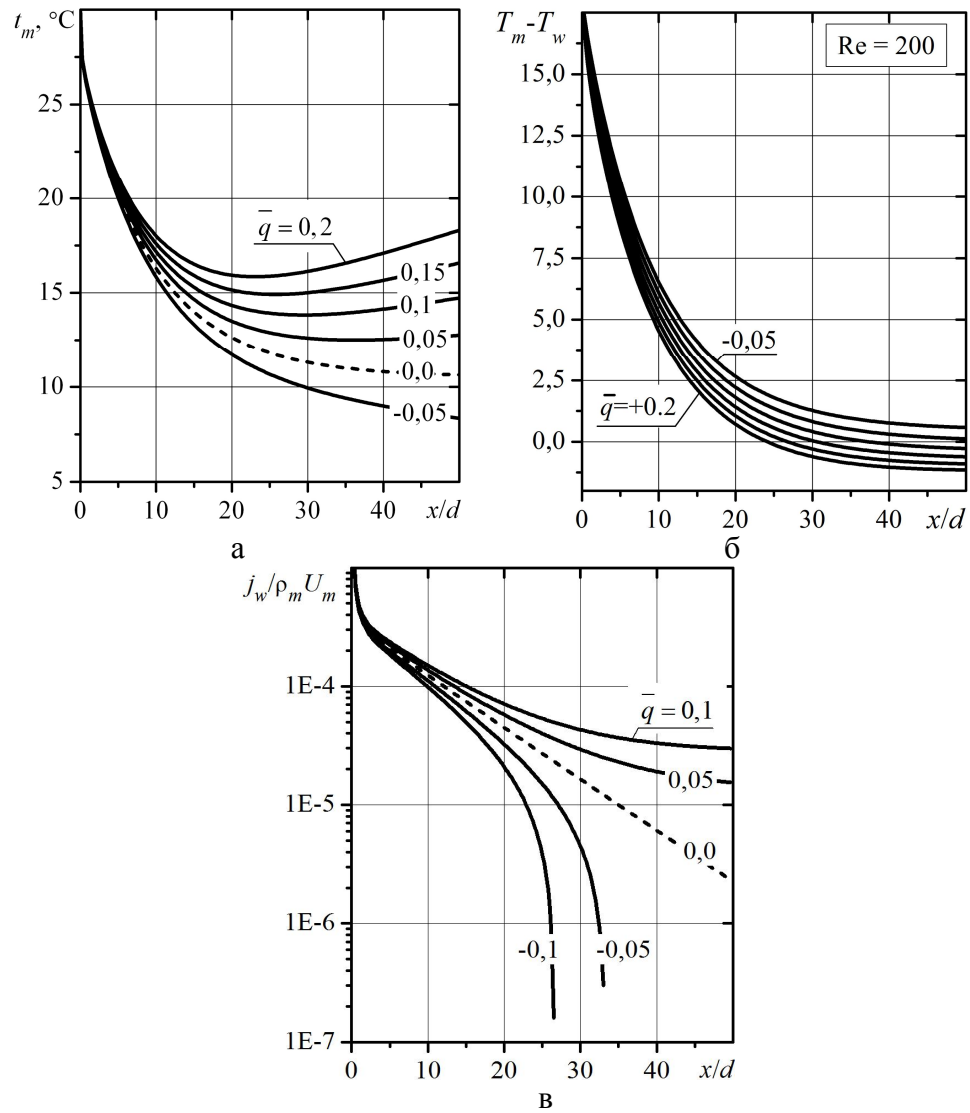


Рисунок 3.15 – Влияние дополнительного теплового потока на изменение параметров по длине канала: $\varphi_0 = 0$

Температура стенки канала (Рисунок 3.15,б) также зависит от уровня теплового потока на стенке. Если в условиях адиабатического испарения эта величина практически постоянна по всей длине канала и равна температуре насыщения, то при подводе теплоты она постепенно возрастает, а при отводе – снижается. Соответственно температурный напор между газом и стенкой также зависит от уровня теплового потока, хотя эта зависимость весьма слабая. Это следует из Рисунка 3.15,в, где наглядно следует, что температурный напор $\Delta T = T_m - T_w$ интенсивно снижается по длине канала. Линия $\Delta T = 0$ соответствует изменению направления конвективного теплового потока. При

интенсивных теплоподводах такой режим может реализовываться в испарительном канале.

Поперечный поток пара на стенке может сильно (на порядки) изменяться по длине канала. Как видно из Рисунка 3.15.с его величина зависит также и от \bar{q} . При интенсивном охлаждении $\bar{q} = -0,05$ часть канала ($x/d > 35$) занимает уже область конденсации. Результаты расчета для этой зоны на Рисунке 3.15 не представлены.

Параметр, характеризующий интенсивность охлаждения газа в испарителе, обычно записывается в виде отношения:

$$\Theta = \frac{T_m - T_0}{T_s - T_0},$$

здесь T_s - температура по влажному термометру или температура адиабатического испарения.

В предельном случае, в адиабатических условиях, $\Theta = 1$. Если некоторое количество тепла подается или отводится дополнительно к поверхности канала, значение параметра может изменяться в широких пределах. Это видно из данных, приведенных на Рисунке 3.16 как зависимость параметра Θ от числа Рейнольдса и степени нагрева (или охлаждения) стенки. Следует отметить, что наиболее эффективное охлаждение газа может быть достигнуто при малых числах Re и при наличии теплоотвода. При больших числах Рейнольдса ($Re > 500$), изменение тепловых граничных условий практически не влияет на температуру газа на выходе, в то время как при малых числах Re , могут существовать режимы с $\Theta > 1$. Это является важным выводом для организации оптимальных режимов течения и тепломассообмена для получения газов с низкими значениями температур.

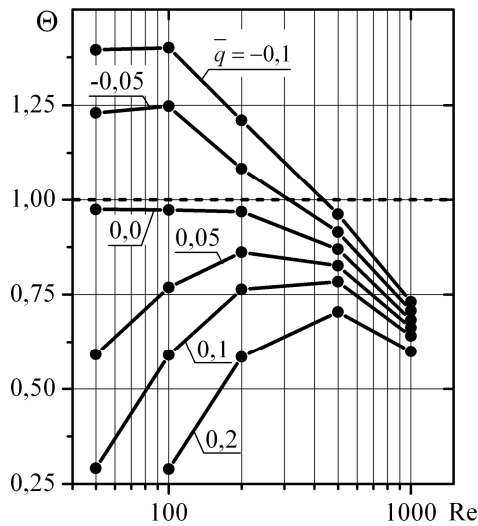


Рисунок 3.16 – Зависимость параметра охлаждения Θ от числа Рейнольдса и теплового потока на стенке. Сухой воздух $\varphi_0 = 0$

Если воздух на входе в канал является влажным, указанные тенденции поведения параметра охлаждения Θ сохраняются, с той лишь разницей, что эффект охлаждения газа значительно уменьшается с ростом относительной влажности на входе. Это наглядно проиллюстрировано на Рисунке 3.17, где параметр Θ может снизиться в 2-3 раза для воздуха с относительной влажностью воздуха $\varphi_0 = 50\%$. Это объясняется уменьшением термодинамической неравновесности пара и жидкой фазы в рассматриваемых условиях.

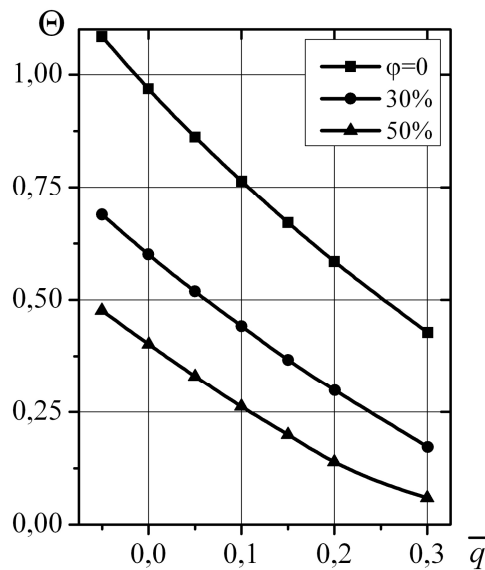


Рисунок 3.17 – Зависимость параметра охлаждения от влажности воздуха на входе в канал: $Re=200$, $t_0=30^\circ C$

Важным показателем эффективности работы испарительной ячейки является величина удельной мощности, затрачиваемой на охлаждение воздуха. Она может быть рассчитана по формуле (3.7).

Результаты расчета Q_T для канала ($x/d = 50$, где $t_0 = 30^\circ\text{C}$ и $Re = 200$), показаны на Рисунке 3.18. Значение удельной мощности испарительной ячейки при отводе теплоты возрастает, что вызвано опережающим увеличением потока газа через канал, по сравнению с уменьшением разности температур воздуха между входом и выходом. Как и следовало ожидать, увеличение относительной влажности приводит к уменьшению Q_T .

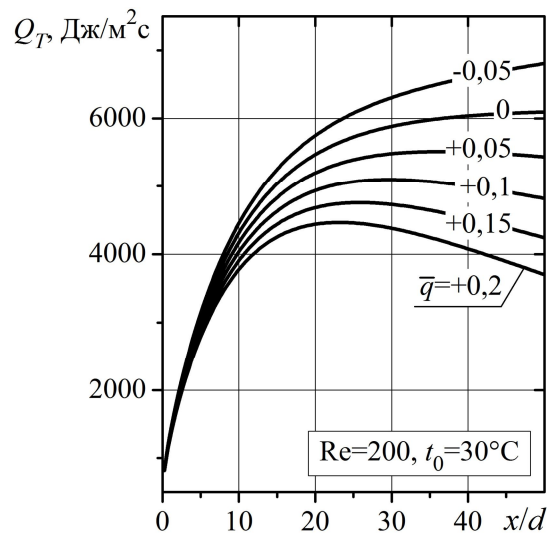


Рисунок 3.18 – Удельная мощность испарительной ячейки в неадиабатических условиях

Важный вывод о методе для выбора оптимального режима работы канала с прямым испарительного охлаждения следует из Рисунка 3.18. Если цель состоит в том, чтобы получить воздух с минимальной температурой, чей теоретический предел ограничен температурой адиабатического испарения при заданной влажности, в этом случае следует выбирать условия течения с низким числом Рейнольдса. В другом случае, когда требуется увеличение общего объема производства холода, в отличие от предыдущего примера, предпочтительными являются режимы с большими числами Re .

Для оценки характеристик теплообменников, используем параметр теплогидравлической эффективности, как это мы сделали для адиабатного ис-

парителя. Его величина характеризует отношение затрат тепловой энергии на охлаждение воздуха к затратам мощности на гидравлические потери. Выражение для параметра $\eta = Q_T / Q_M$ получено в разделе 3.1, формула (3.9).

Поведение параметра теплогидравлической эффективности вдоль канала при изменении направления и интенсивности дополнительного потока тепла показано на Рисунке 3.19. Видно, что основное влияние неадиабатичности процесса проявляется преимущественно на участках канала, близко расположенных к выходному сечению. На начальных участках его влияние не велико и по мере увеличения подвода теплоты эффективность процесса тепломассообмена заметно понижается.

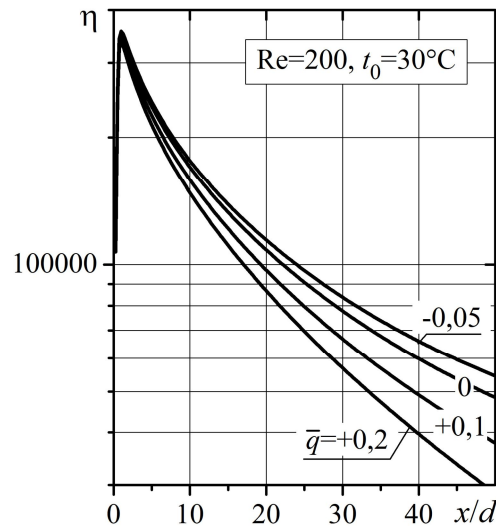


Рисунок 3.19 – Параметр теплогидравлической эффективности испарительной ячейки в неадиабатических условиях.

Влияние числа Рейнольдса и влажности воздуха показана на Рисунках 3.20 и 3.21, соответственно. Согласно этим Рисункам, параметр эффективности η значительно уменьшается с ростом числа Рейнольдса. Так например, с увеличением $Re = 50$ до $Re = 1000$ эффективность испарения ячейки уменьшается более чем на два порядка. Кроме того, для всех чисел Рейнольдса в начальных сечениях канала эффективность является наиболее высокой, а затем, при движении вдоль канала, значение η постепенно уменьшается. Такое поведение η обусловлено характером изменения коэффициентов

трения и теплоотдачи вдоль канала, а также за счет быстрого перехода к режиму насыщения при более низких числах Рейнольдса.

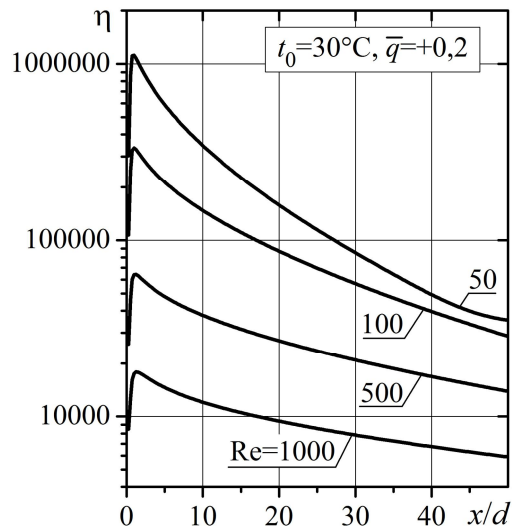


Рисунок 3.20 – Поведение параметра теплогидравлической эффективности в зависимости от числа Рейнольдса

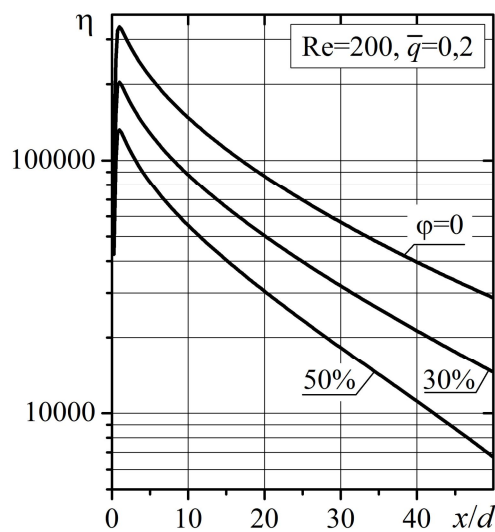


Рисунок 3.21 – Поведение параметра теплогидравлической эффективности в зависимости от относительной влажности воздуха

Результаты Рисунков 3.18 – 3.21 являются основой для проведения инженерного оптимизационного анализа. Действительно, анализируя данные этих рисунков, можно выбрать условия, которые отвечают поставленным целям. Таким образом, с использованием данных, представленных на Рисунках 3.15 – 3.21 можно выполнить анализ оптимизации характеристик ячеек путем прямого испарительного охлаждения воздуха с вариациями числа Рейнольд-

са, влажности воздуха, а также длины канала при различных уровнях дополнительного теплового потока. Можно предположить, что эти тенденции будут наблюдаться и при других температурах воздуха, но этот вывод требует дополнительных вычислений. При этом полученные данные позволяют решить ряд важных вопросов для выбора эффективных режимов теплообмена при испарительном охлаждении воздуха.

3.5 Особенности процессов тепломассопереноса при неадиабатическом испарении

Значительный интерес для понимания физики процессов, происходящих в испарительных ячейках, имеет детальный анализ полей течения, температур и концентраций, а также и компонент теплового потока внутри ячейки при вариации тепловых и диффузионных граничных условий. При этом важный вопрос возникает при изучении подобия процессов тепломассообмена и трения в каналах при наличии фазовых переходов на поверхности. Использование аналогии Рейнольдса в значительной мере процедуру расчетов процессов переноса, что является принципиальным моментом при разработке инженерных методов расчета. Этой проблеме в литературе уделяется большое внимание [123-129].

Первоначальные результаты расчетов по теплообмену в канале с испарением, показаны на Рисунке 3.22. Здесь показано изменение температуры водяной пленки вдоль стенок канала с изменением дополнительной плотности теплового потока. Как можно видеть, дополнительный подвод или отвод теплового потока в значительной мере влияет на температуру испаряющейся поверхности вдоль стенок канала. Если при адиабатическом испарении ($q_w = 0$) ее значение близко к температуре мокрого термометра, то при подводе тепла ($q_w > 0$) она возрастает, а при отводе ($q_w < 0$) – снижается.

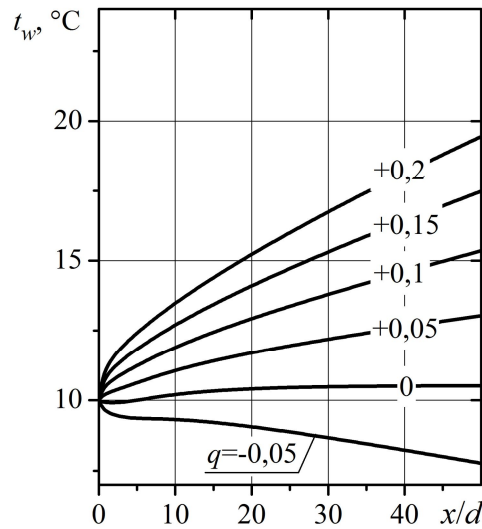


Рисунок 3.22. Влияние дополнительного теплового потока на изменение температуры стенки T_w по длине канала.

На Рисунке 3.23. представлено сопоставление распределений по длине канала среднemasсовой температуры воздуха T_m и температуры испаряющейся поверхности T_w . Как видно из этого рисунка, при теплоподводе ($q_w = 0.2$), температура поверхности увеличивается от 10°C до 19°C из-за наличия постоянного и равномерного теплового потока на стенке. Величина T_m падает по длине канала, а профили T_w и T_m пересекают друг друга при $x/d \sim 25$. Далее вниз по потоку от этого сечения величина T_m становится ниже, чем T_w . При теплоотводе ($q_w = -0.05$), наоборот, значения T_m и T_w снижаются к выходу из канала, асимптотически приближаясь друг к другу.

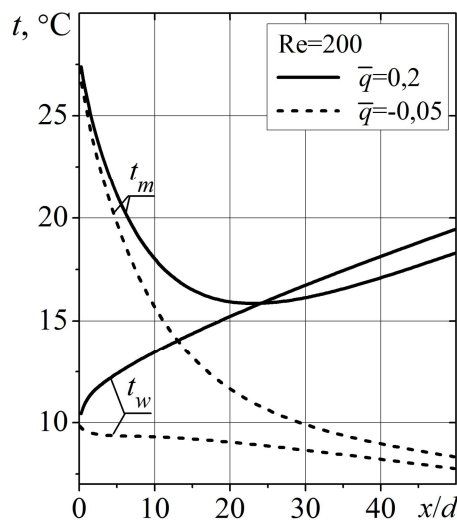


Рисунок 3.23 – Влияние теплового потока на стенке на изменение среднemasсовой температуры потока T_m и стенки T_w

Подобный характер изменения по длине наблюдается и для массовых концентраций пара на стенке K_w и в потоке K_m . Эта картина наглядно прослеживается на Рисунке 3.24., Причиной уменьшения K_w вдоль x/d для случая теплоотвода ($q_w = - 0.05$) является уменьшение T_w по длине канала. Концентрация пара в потоке воздуха K_m для всех случаев по длине канала возрастает из-за процесса испарения, но при этом концентрационный напор постепенно снижается, что приводит к подавлению процессов диффузионного переноса пара и снижению скорости испарения.

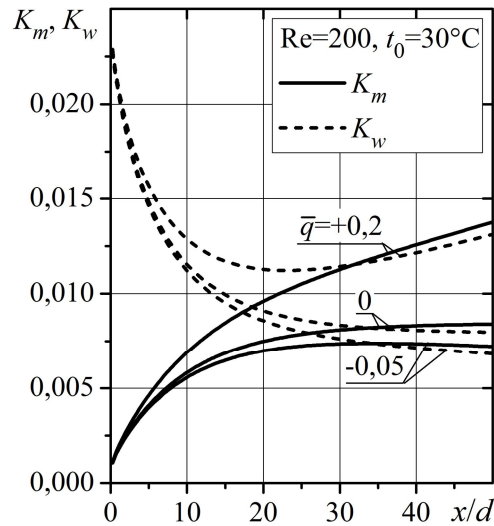


Рисунок 3.24 – Распределение концентрации пара в потоке воздуха и на стенке при вариации дополнительного потока тепла на стенке

Для более глубокого понимания физики совместно протекающих тепло – массообменных процессов проанализируем поведение компонентов теплового потока вдоль влажной пластины. Такие данные для случая тепло- подвода представлены на Рисунке 3.25.

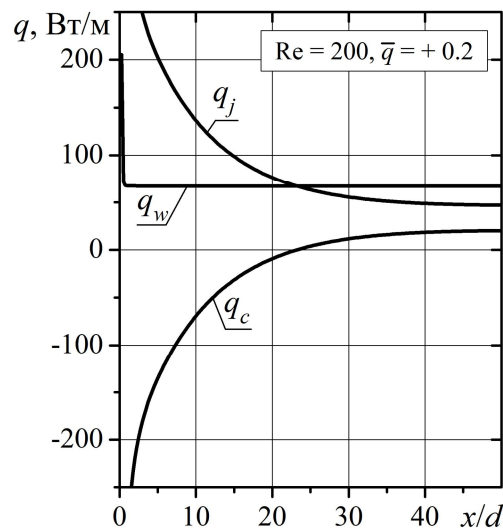


Рисунок 3.25 – Распределение компонентов теплового потока на испаряющейся стенке

На поверхности при наличии фазового перехода имеют место три компонента теплового потока: конвективный q_c , теплота парообразования (скрытая) q_j и суммарная компонента, представляющая в нашем случае дополнительный теплоподвод q_w . Из закона сохранения теплоты на границе следует:

$$q_c + q_j + q_w = 0.$$

Для рассматриваемых условий, как это следует из Рисунка 3.25 теплота, расходуемая на фазовый переход, всюду по каналу положительна $q_j > 0$, что говорит о том, что на стенке происходит только испарение. Конвективная составляющая q_c примерно на середине канала меняет знак, где охлаждение потока переходит к его нагреву. Эту же тенденцию можно проследить и на Рисунках 3.23 и 3.24, где температурный и концентрационные напоры меняют свой знак.

Суммарный тепловой поток q_w постоянен по длине канала и он равен разности конвективной и скрытой составляющих. При $q_w = 0$ имеет место режим адиабатического испарения, который подробно рассмотрен в разделе 3.1. Очевидно, что при иных уровнях и направлениях дополнительного теплового потока соотношение между компонентами будет изменяться и можно наглядно проследить за режимами тепломассообмена и координате перехода от охлаждения к нагреву воздуха, а также испарения к конденсации пара.

Критерий конвективного теплообмена может быть построено по двум компонентам теплового потока [123,125,128]:
конвективной составляющей

$$St_C = \frac{\left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right)_w}{\rho_m u_m c_{P0} (T_m - T_w)}$$

и скрытой теплоте фазового перехода

$$St_j = \frac{j_w L_v}{\rho_m u_m c_{P0} (T_m - T_w)},$$

где $j_w = \rho v$ – поперечный поток пара на испаряющейся поверхности.

Результаты расчетов чисел Стентона для конвективной и скрытой компонент при вариации q_w показаны на Рисунках 3.26 и 3.27. Сравнивая кривые для St_C на Рисунке 3.26 видим, что число Стентона в канале с теплоотводом значительно выше, чем при подводе теплоты. В последнем случае параметр St_C меняет знак, что соответствует выводам по Рисунку 3.25. Влияние влажности входного воздуха сказывается не значительно и особенно при отводе теплоты от стенки.

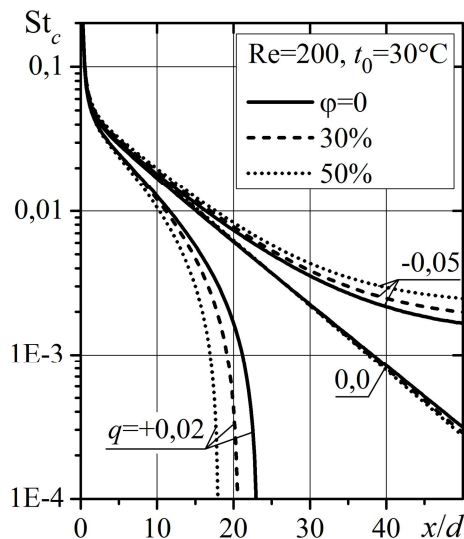


Рисунок 3.26 – Влияние дополнительного теплового потока и влажности воздуха на конвективную составляющую теплового потока

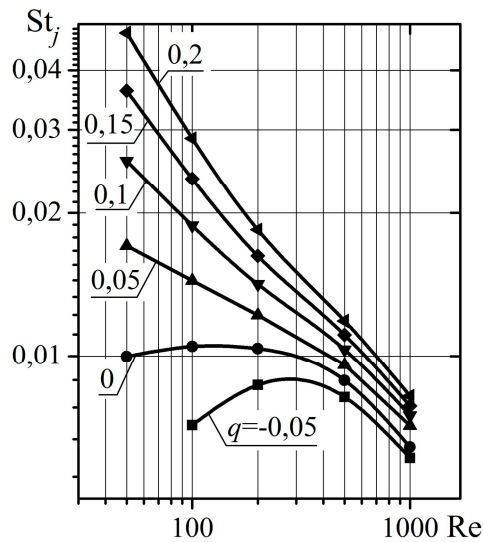


Рисунок 3.27 – Изменение испарительного числа Стентона в канале с дополнительным потоком тепла

Наличие дополнительного теплового потока на стенке сильно сказывается и на испарительном числе Стентона особенно в начальных сечениях канала. Действительно, судя по данным Рисунка 3.27, это влияние превышает порядок величины, что говорит о значительной интенсификации теплообмена, которую можно получить за счет отвода теплоты. Эта особенность процессов переноса используется в ячейках косвенного испарительного охлаждения и будет подробно обсуждаться ниже.

Проанализируем поведения диффузионного аналога числа Стентона. Выражение для диффузионного числа St_d имеет вид:

$$St_d = \frac{j_w (1 - K_w)}{\rho_m u_m c_{P0} (K_m - K_w)}$$

На Рисунке 3.28 показано изменение диффузионного числа St_d по длине канала при вариации величины и направления дополнительного теплового потока. Как видно, влияние дополнительного теплового потока на диффузионное число Стентона принципиально иное, чем на его тепловой аналог (Рисунок 3.26). Это объясняется преимущественным вкладом q_w в конвективную компоненту теплопереноса, тогда как массообмен в большей мере зависит от градиента концентраций в пограничном слое. Для всех изученных случаев среднее значение массового потока на стенке и диффузионного числа St_d

уменьшается по мере увеличения числа Re (Рисунок 3.29). Это показывает, что перенос массы растет медленнее, чем конвективный теплообмен при увеличении числа Re . На среднюю величину числа Стентона оказывает и длина «активного» теплового и диффузионного участков, где эти процессы имеют место и по мере увеличения числа Re их протяженность возрастает.

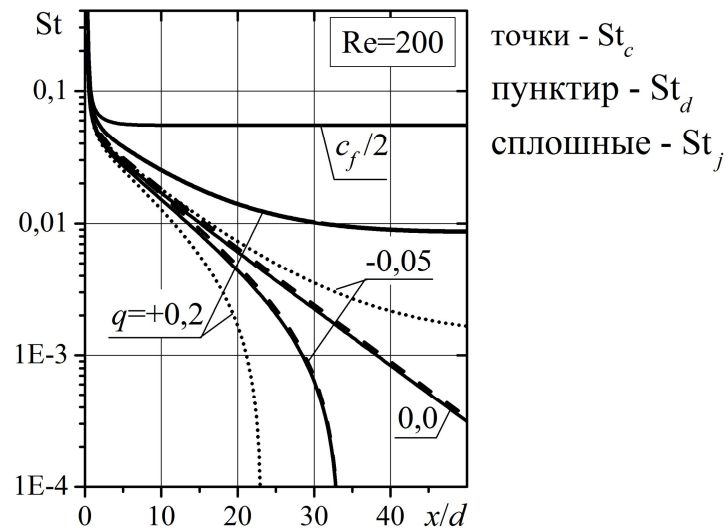


Рисунок 3.28 – Изменение диффузионного числа Стентона по длине канала

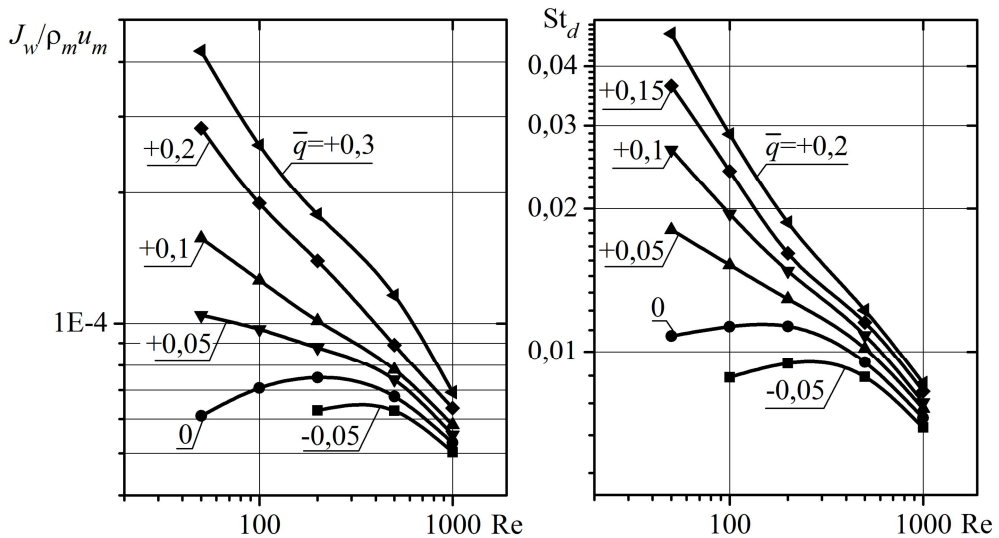


Рисунок 3.29 – Влияние дополнительного теплового потока на среднюю массоотдачу в канале с испарением

Определенный интерес представляет проведение исследований влияния относительной влажности влажного воздуха на входе на диффузионное число Стэнтонa. Эти сопоставления можно видеть на Рисунке 3.28. При теплосводе, как и следовало ожидать, массоотдача возрастает с увеличением

относительной влажности на входе. Причем это влияние более ощутимое по сравнению с теплообменом (Рисунок 3.26). В адиабатных же условиях влияние влажности на массоотдачу практически не заметно.

В заключение рассмотрим вопрос об аналогии процессов трения и тепломассообмена в прямой испарительной ячейке при подводе (отводе) влияние дополнительного теплового потока. Для этого на Рисунке 3.30 демонстрируется изменение по длине канала коэффициента трения $c_f/2$ и конвективного тепло и – массообмена для трех тепловых режимов – при адиабатных условиях, при наличии подвода, а также отвода тепла. Отметим сразу, что поведение коэффициента трения принципиально отличается от теплообмена и массообмена при любых тепловых условиях. Стабилизация течения достигается быстро, после чего трение по длине не изменяется.

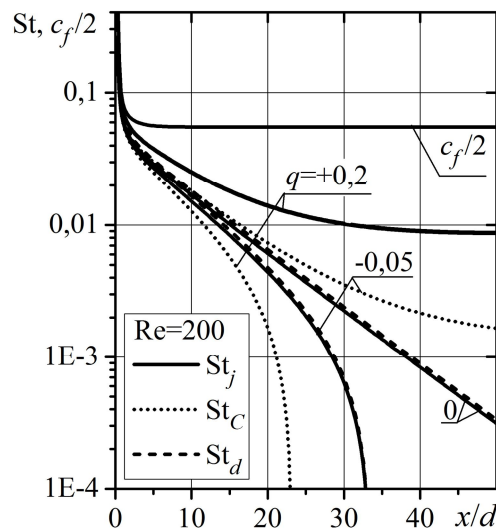


Рисунок 3.30 – Трение и тепломассообмен по длине испарительной ячейки с дополнительным тепловым потоком на стенке

Как видно из Рисунка числа Стентона непрерывно снижаются по всей длине канала и при этом режима тепловой стабилизации не достигается. Процессы тепло и – массообмена подобны между собой только при адиабатическом испарении. При подводе тепла ($q_w = +0,2$), а также при его отводе ($q_w = -0,05$) подобие процессов переноса отмечается только в начале канала. Отметим, что данные по массоотдаче близки к числу Стентона, рассчитанного по скры-

той компоненте теплового потока. Причины такого поведения параметров переноса импульса, тепла и массы к настоящему являются не до конца выясненными. И особенно это затруднительно сделать для средних по длине канала коэффициентов переноса, когда участки испарения заканчиваются или же переходят к режиму конденсации. Поэтому отмеченные проблемы требуют специального детального исследования.

Выводы по Главе 3

В результате численного исследования прямого испарительного охлаждения воздуха между двумя параллельными пластинами с влажными стенками установлено, что с ростом числа Рейнольдса координата точки перехода к режиму насыщения смещается вниз по потоку. При этом расстояние, на котором достигается насыщенный режим, значительно превышает размер зоны гидродинамической и тепловой стабилизации для однофазного режима течения.

При фиксированной длине канала ($x/d = 50$) воздушный поток принимает температуру «мокрого термометра» только при не высоких числах Рейнольдса $Re < 200$. Для больших чисел Re насыщения в пределах данного канала не происходит, поэтому для получения воздуха с низкими температурами такие режимы не эффективны. В то же время суммарное производство холода, несмотря на более высокий уровень температуры парогазовой смеси, возрастает с увеличением числа Рейнольдса. При использовании в качестве рабочего тела влажного воздуха из-за ухудшения массообменных процессов интенсивность испарения снижается, что естественно ухудшает процесс охлаждения газа.

Изучено поведение параметра теплогидравлической эффективности каналов с прямым испарительным охлаждением. Установлено, что параметр эффективности значительно снижается по мере роста числа Рейнольдса. Так

при увеличении $Re = 50$ до $Re = 1000$ эффективность испарительной ячейки снижается более чем на два порядка. Причем при всех числах Рейнольдса в начале канала эффективность имеет наибольшее значение, а затем, по мере продвижения по длине канала, эффективность постепенно снижается. При этом дополнительный подвод тепла ухудшает эффективность охлаждения, а отвод, напротив, приводит к повышению теплогидравлических характеристик.

При ступенчатом чередовании сухих и влажных участков показано, что увеличение числа чередующихся ступенек приводит к увеличению параметров тепловой и влажностной эффективности. Минимальное значение этих параметров наблюдается при $n = 1$, однако для рассматриваемых условий ($Re = 200$) подавление испарительных процессов не велико и не превышает $\sim 7\%$. В то же время, в области высоких чисел Рейнольдса ($Re \rightarrow 10^3$) величина параметра тепловой эффективности может снижаться более существенно.

ГЛАВА 4 ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ЯЧЕЙКАХ КОСВЕННО- ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА

В предыдущей главе были рассмотрены особенности тепло- массообменных процессов в ячейках прямого испарительного охлаждения. Основным преимуществом подобных систем является их простота и высокая теплогидравлическая эффективность. Предельные режимы насыщения охлаждаемого воздуха, ограниченные температурой мокрого термометра, могут быть достигнуты в широком диапазоне термо - газодинамических параметров. В то же время, в цикле с прямым испарительным охлаждением при непосредственном контакте воздуха с жидкой фазой на выходе из канала в предельном случае он будет находиться в состоянии насыщения. Для ряда технологических процессов такая высокая влажность является не допустимой, поэтому поток воздуха, пропускаемый через канал с влажными стенками, называемый рабочим, разделяется теплообменной пластиной с каналом, где охлаждается полезный воздух. Тем самым влажность полезного потока газа не зависит от процесса испарения, а определяется только его состоянием на входе в теплообменник. Учитывая, что эффективность прямого испарительного цикла напрямую зависит от его влажности на входе (см. Рисунки 3.4 и 3.5), использование косвенной схемы может дать определенные преимущества при организации процесса охлаждения.

Косвенная система является более сложной и металлоемкой. Она требует более тщательного прогнозирования процессов тепло и – массообмена. По этой причине данной проблеме было уделено большое внимание. В имеющихся многочисленных исследованиях косвенных испарителей [130-140] рассмотрен большой спектр проблем, касающихся оптимизации характеристик для различных условий и параметров рабочего процесса [139-141]. В то же время, современные методы анализа характеристик теплообменников, как правило, базируются на интегральных подходах, не учитывающих всех особенностей связанных тепло- и массообменных процессов на локаль-

ном уровне. В данной главе представлены результаты численного исследования течения и теплообмена в теплообменнике, представляющим собой два параллельных канала, один из которых является сухим, а другой – влажным. Направления течений в них могут быть как спутным, так и встречным. Такая постановка задачи занимает промежуточное место между прямым испарительным охлаждением и схемой, работающей по циклу Майсоценко, что позволяет глубже понять особенности протекающих процессов и выявить влияние определяющих факторов на эффективность работы аппаратов.

4.1 Расчетная схема. Математическая модель

Под термином косвенно-испарительное охлаждение понимается процесс отвода теплоты от «сухого» потока воздуха (основного), через разделяющую стенку теплообменного аппарата к воде, охлаждаемой испарением в потоке «влажного» воздуха (вспомогательного). Косвенно-испарительным теплообменником называется аппарат, в котором осуществляется отвод теплоты от основного потока воздуха через разделяющую стенку к пленке воды, над поверхностью которой движется вспомогательный поток воздуха, обеспечивающий испарительное охлаждение воды.

На Рисунке 4.1 показана схема косвенно-испарительного теплообменного аппарата (ТМОА). В нижнем канале протекает «сухой» поток воздуха, а стенки верхнего канала покрыты пленкой воды, в котором спутно - или встречно движется влажный поток воздуха.

В сухом канале поток охлаждаемый воздуха передает явную теплоту $q_{к, 1-2}$ через разделяющую стенку теплообменника пленке воды. Последняя воспринимает теплоту от основного потока воздуха и, испаряясь во влажном канале, передает ему при этом скрытую теплоту $q_{j, \text{нижн}}$ и $q_{j, \text{верхн}}$. Одновременно с этим вспомогательный поток понижает температуру при контакте с во-

дой, отдавая ей теплоту $q_{к, 2-1}$ и $q_{к, 2-2}$ в явном виде. При этом энтальпия «влажного» потока воздуха увеличивается [6].

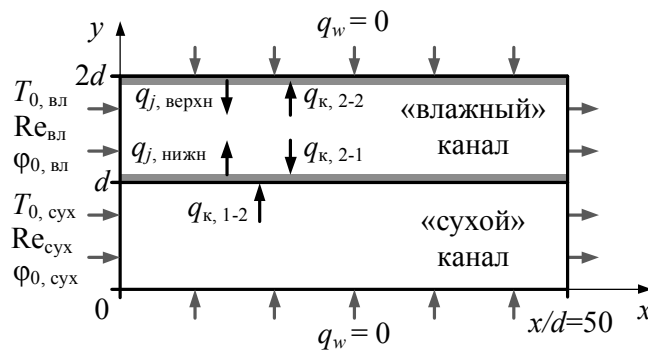


Рисунок 4.1 – Расчетная схема косвенно-испарительного теплообменного аппарата

При описании процесса теплопередачи в косвенно-испарительном теплообменном аппарате приняты следующие допущения:

- 1) процесс теплопередачи стационарный, режим течения теплоносителей – ламинарный;
- 2) отсутствует теплообмен с окружающей средой ($q_w=0$);
- 3) на границе раздела фаз (пленки воды и влажного потока воздуха):
 - воздух считается насыщенным, температура его равна температуре пленки воды;
 - концентрация пара на стенке соответствует кривой насыщения;
- 4) теплофизические параметры воды и воздуха являются функциями температур и давлений;
- 5) термическими сопротивлениями разделяющей пластины и пленки воды пренебрегаем;
- 6) перенос теплоты теплопроводностью вдоль разделяющей пластины не учитывается;
- 7) смачивание пластин пленкой воды во влажном канале, происходит по всей ее длине.

Система дифференциальных уравнений, описывающих процессы испарения пленки воды и течения воздуха в каналах (с учетом принятых допущений)

ний), включает в себя уравнения (2.1) ÷ (2.5), которые используются как для сухого, так и влажного каналов.

При этом граничные условия можно записать в виде:

– параметры воздуха на входе ($x=0$) в каналы постоянны (для сухого и влажного канала соответственно):

$$T = T_{0, \text{сух}}, u = u_0 = \frac{\text{Re}_{\text{сух}} v}{2d}, \varphi = \varphi_{0, \text{сух}}; T = T_{0, \text{вл}}, u = \frac{\text{Re}_{\text{вл}} v}{2d}, \varphi = \varphi_{0, \text{вл}};$$

– на выходе из каналов:

$$\partial u / \partial x = \partial v / \partial x = \partial T / \partial x = \partial K / \partial x = 0;$$

– поперечная составляющая скорости пара находится из уравнения баланса массы на проницаемой стенке:

$$v_w = \frac{-D}{1 - K_w} \left. \frac{\partial K}{\partial y} \right|_w;$$

– массовая концентрация пара на стенке (согласно закону Дальтона):

$$K_w = \frac{m_w / m_a}{P / P_n + m_w / m_a - 1},$$

где $m_w = 18$, $m_a = 29$ – молекулярные массы воды и воздуха соответственно.

Система дифференциальных уравнений совместно с граничными условиями решалась численно с использованием метода конечных объемов [117]. При дискретизации использовались равномерные сетки, оптимальный размер которых составлял 200×70 в продольном и поперечном направлениях, соответственно [57-59].

Результатами численного моделирования являлись основные параметры потоков воздуха:

– среднемассовая температура:

$$T_m = \int_0^d \rho u T dy / \int_0^d \rho u dy;$$

– среднемассовая концентрация пара:

$$K_m = \int_0^d \rho u K dy / \int_0^d \rho u dy ,$$

а также профили продольной и поперечной скоростей потоков, температур, концентраций, профили давлений, трение и теплообмен на поверхности.

4.2 Анализ и обсуждение результатов

Изменение среднемассовых параметров по длине сухого и влажного каналов при спутном движении потоков с подачей в каждый из них сухого воздуха с одинаковой температурой и скоростью, показано на Рисунке 4.2,а. Видно, что среднемассовая температура во влажном канале за счет испарительного процесса в нем интенсивно понижается. Теплообмен через стенку охлаждает воздух и его температура постепенно приближается к значению во влажном канале. Кроме того, в распределении температуры по длине имеется минимум, который обусловлен отводом теплоты на фазовый переход, а с другой стороны – подводом теплоты из сухого канала. Расчеты показали, что наличие минимума присуще практически всем исследованным режимам, с той лишь разницей, что величина его и местоположение изменяется в зависимости от конкретных условий.

На Рисунке 4.2,б графически представлено изображение процессов охлаждения и увлажнения воздуха в каналах в $i-d$ координатах. Отсюда следует, что среднемассовая температура воздуха в сухом канале монотонно приближается к значению температуры «мокрого термометра» (что является пределом охлаждения в данном аппарате). При этом массовая концентрация (а, следовательно, и влагосодержание) потока во влажном канале увеличивается.

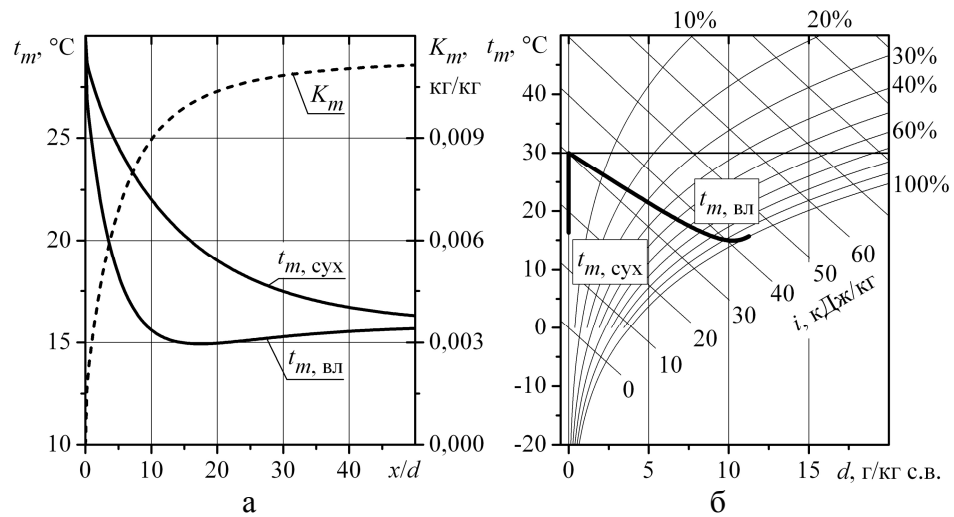


Рисунок. 4.2 – Изменение параметров воздуха в прямоточном ТМОА: $t_{0, \text{сух}} = t_{0, \text{вл}} = 30^\circ\text{C}$, $\text{Re}_{\text{сух}} = \text{Re}_{\text{вл}} = 100$, $\varphi_{0, \text{сух}} = \varphi_{0, \text{вл}} = 0$

В итоге можно сделать вывод, что тепломассообменные аппараты косвенно-испарительного типа целесообразно использовать не только в качестве охладителей, но и как увлажнителей. Следует также отметить, что для организации вышеуказанных процессов затрачивается только механическая энергия на привод вентиляторов для продувки соответствующих каналов.

Ее значение, как правило, не значительно, поэтому указанные выше положительные стороны позволят применять тепломассообменные аппараты косвенно - испарительного типа в качестве конкурентов энергозатратным парокompрессионным холодильным машинам. В то же время, несмотря на то, что на выходе из сухого канала мы имеем воздух с достаточно низкой температурой, целесообразно рассмотреть возможности более глубокого охлаждения потока воздуха.

На Рисунках 4.3,а–в приведены зависимости влияния скорости (чисел Рейнольдса) в соответствующих каналах на изменение параметров в ТМОА. Наблюдается изменение интенсивности тепломассообменных процессов во влажном канале, и как следствие, перераспределение значения величин потоков $q_{j, \text{нижн}}$ и $q_{k, 2-1}$. Следовательно, для уменьшения температуры (увеличения холодопроизводительности) следует увеличивать скорость во влажном канале. Но при этом уменьшается массовая концентрация водяного пара.

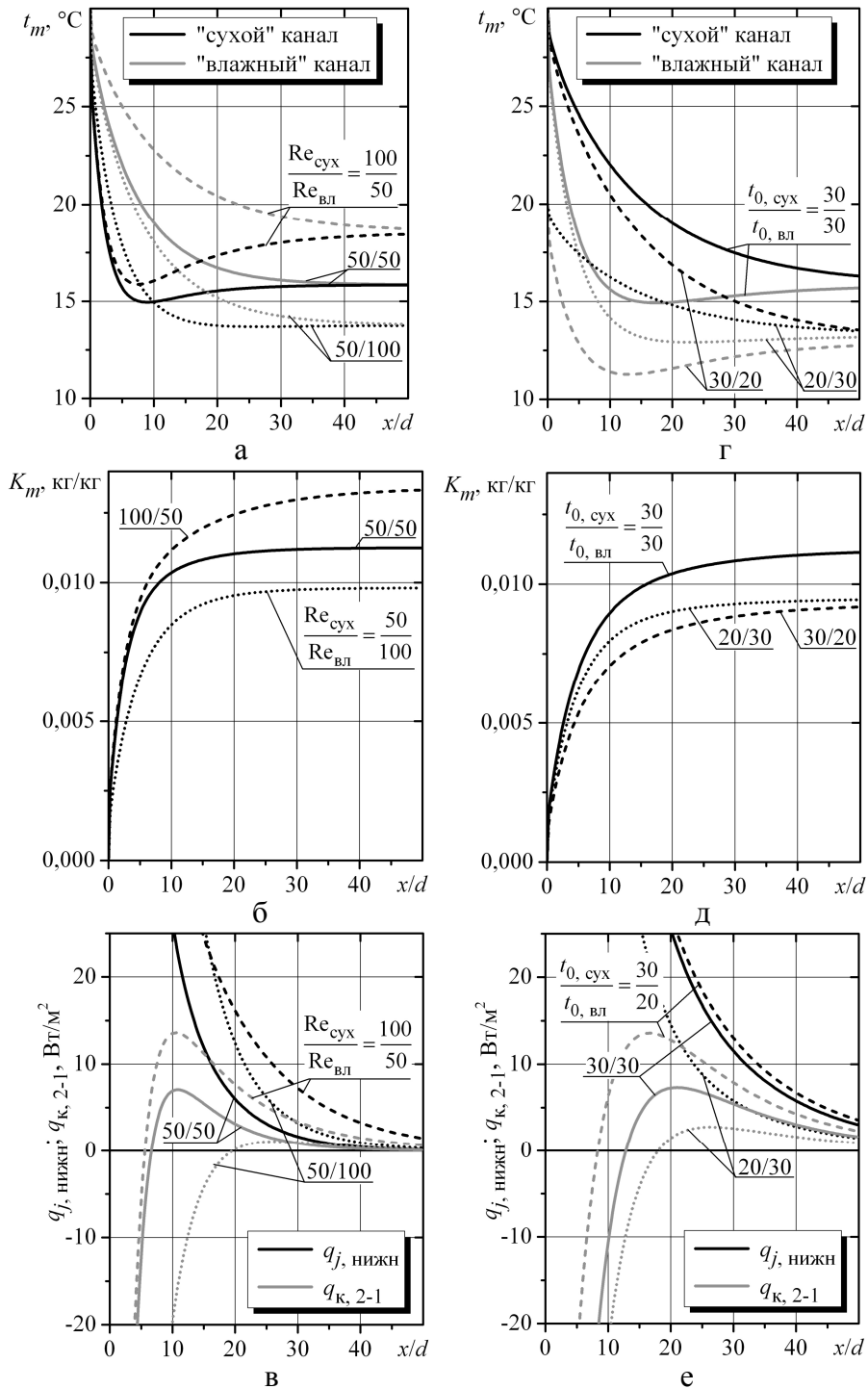


Рисунок 4.3 – Влияние исходных параметров на характеристики ТМОА:

а–в) $t_{0,сух} = t_{0,вл} = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_{0,сух} = \varphi_{0,вл} = 0$;
 г–е) $Re_{сух} = Re_{вл} = 100$, $\varphi_{0,сух} = \varphi_{0,вл} = 0$

Влияние температуры потоков на входе на изменение основных параметров ТМОА показано на Рисунке 4.3,г–е. Видно, что для уменьшения значения температуры сухого воздуха на выходе из канала, следует увеличивать

входную температуру во влажном канале за счет интенсификации процессов тепло - и массообмена.

Использование данных Рисунков 4.3 могут служить основой оптимизационного анализа для ячеек косвенно – испарительного охлаждения. Исходя из вышеизложенного, следует сделать вывод, что для уменьшения температуры полезно используемого воздуха, а, следовательно, и увеличения холодопроизводительности аппарата) следует интенсифицировать тепломассообменные процессы во влажном канале.

Другим способом увеличения холодопроизводительности аппарата косвенно-испарительного типа служит изменение направления течения потоков в сухом и влажном каналах с организацией противоточной схемы течения теплоносителей. Изменение среднemasовых температур и концентраций водяного пара в противоточном ТМОА (Рисунок 4.4) носит качественно подобный характер с проточной схемой (Рисунок 4.2).

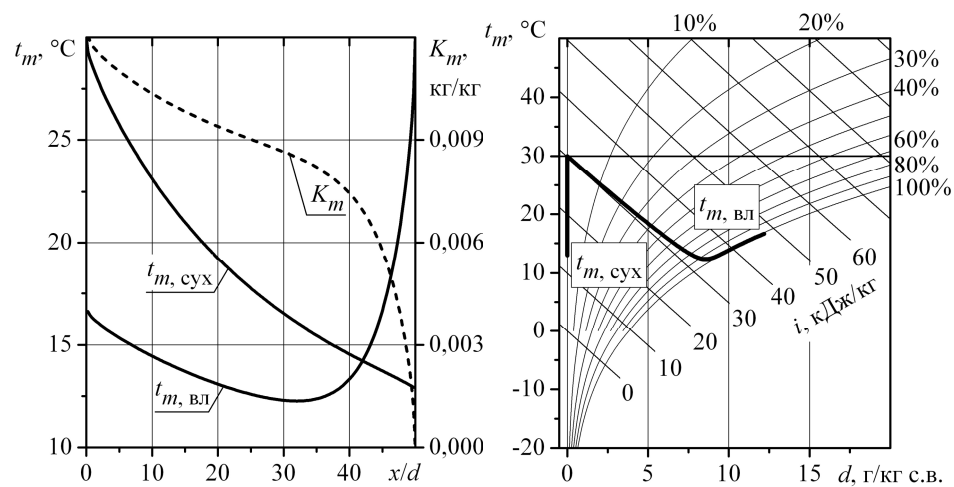


Рисунок 4.4 – Изменение параметров воздуха в противоточном ТМОА: $t_{0, \text{сух}} = t_{0, \text{вл}} = 30^\circ\text{C}$, $Re_{\text{сух}} = Re_{\text{вл}} = 100$, $\varphi_{0, \text{сух}} = \varphi_{0, \text{вл}} = 0$

Количественные расхождения объясняются тем, что в противоточном аппарате коэффициент теплопередачи по длине канала имеет большее значение и все рассматриваемые процессы протекают быстрее. Как и при проточной схеме, температура по длине влажного канала имеет минимум, хотя этот экстремум выражен более ярко. Очевидно, что этот эффект может быть

использован для получения более низких температур газа, если организовать отвод тепловой энергии непосредственно из этой области. Отметим, что такой подход часто используется в испарительных теплообменниках с частичным подводом или отводом массы газа по длине канала [28,55,62-64,66-71].

4.3 Оценка теплогидравлической эффективности ТМОА

Так как рассматриваемые ТМОА (прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей) состоят из каналов, в одном из которых происходит охлаждение (сухой канал), а в другом насыщение (влажный), то данные аппараты можно применять как для охлаждения потока воздуха, так и для его увлажнения.

Теоретическим пределом охлаждения рассматриваемых аппаратов является достижение в сухом канале температуры «мокрого термометра». Таким образом, тепловую эффективность можно оценить, используя в качестве масштаба значение этой температуры:

$$\varepsilon = \frac{T_{0,\text{сух}} - T_m}{T_{0,\text{сух}} - T_{\text{м.т.}}},$$

где $T_{\text{м.т.}}$ – температура мокрого термометра во влажном канале.

В случае, если ТМОА применяется для увеличения влажности потока воздуха, эффективность можно оценить с помощью критерия влажностной эффективности:

$$\psi = \frac{K_m - K_{0,\text{вл}}}{K_T - K_{0,\text{вл}}}$$

где K_T – массовая концентрация водяных паров насыщенного воздуха, соответствующая температуре $T_{0,\text{вл}}$.

Значения тепловой и влажностной эффективности для прямоточного и противоточного ТМОА приведены на Рисунке 4.5. Из приведенных данных следует, что для противоточной схемы движения теплоносителей в косвенно-испарительном теплообменном аппарате тепловая и влажностная эффективности выше, чем для спутного движения теплоносителей. Следовательно, именно эта конструктивная схема наиболее целесообразна для использования в технических устройствах, в состав которых может быть включен рассматриваемый ТМОА.

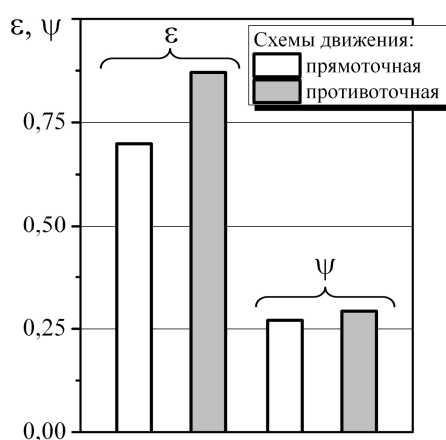


Рисунок 4.5 – Эффективность ТМОА:
 $t_{0, \text{сух}} = t_{0, \text{вл}} = 30^\circ\text{C}$, $Re_{\text{сух}} = Re_{\text{вл}} = 100$, $\varphi_{0, \text{сух}} = \varphi_{0, \text{вл}} = 0$

Влияние температуры воздуха на входе, а также его скорости (числа Рейнольдса) показано на Рисунке 4.6.

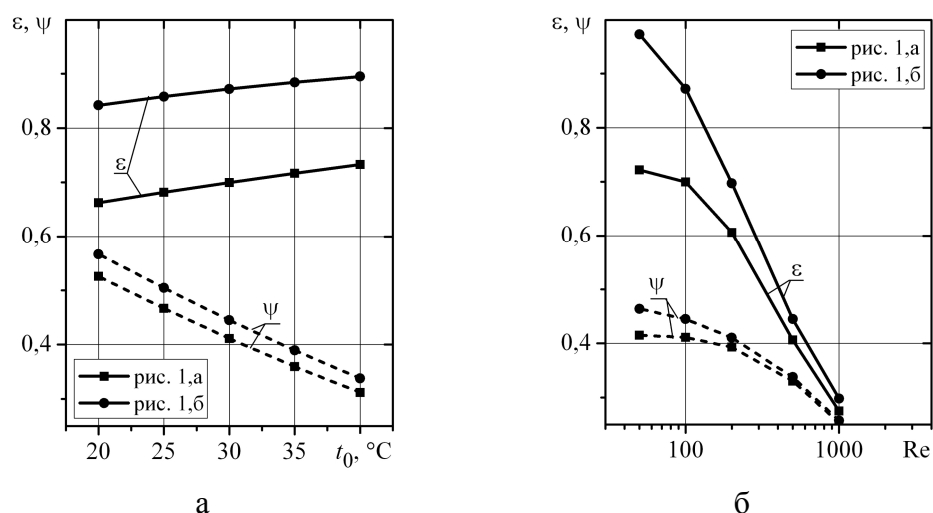


Рисунок 4.6 – Тепловая и влажностная эффективность испарительных ячеек ($\varphi_{0, \text{сух}} = \varphi_{0, \text{вл}} = 0$): а) $Re_{\text{сух}} = Re_{\text{вл}} = 100$; б) $t_{0, \text{сух}} = t_{0, \text{вл}} = 30^\circ\text{C}$

Здесь, как и на Рисунке 4.5 видно, что влажностная эффективность ячейки выше, чем тепловая. При высоких числах Рейнольдса процессы тепломассообмена не успевают завершиться к выходному сечению и характеристики ячеек значительно ухудшаются. Поэтому одним из возможных способов повышения КПД процесса является интенсификация тепломассопереноса. Однако это важное направление работы требует более детального рассмотрения.

Выводы по Главе 4

1. Разработана математическая модель тепломассообменного аппарата, проведены систематические исследования схем с прямоточным и противопоточным движением теплоносителей во влажном и сухом каналах. Установлено, что противоточный ТМОА имеет более высокую эффективность по сравнению с прямоточным. В результате проведенного анализа установлено, что воздухоохладители косвенно-испарительного типа обладают целым рядом положительных характеристик.

2. Повышение температуры на входе в сухой и влажный каналы, а также скорости потока приводит к росту на выходе среднемаассовой температуры газа. При этом более эффективной является противопоточная схема подачи теплоносителей.

3. Тепловая эффективность испарительных ячеек значительно выше влажностной. Особенно сильное их отличие наблюдается при малых числах Рейнольдса. В области высоких чисел Re результаты практически совпадают и слабо зависят от схемы течения.

4. Получаемый эффект охлаждения в ячейках косвенно-испарительного типа может быть достаточно высоким и сравнимым с традиционными схемами кондиционирования воздуха, в том числе с пароконпресссионными холодильными машинами.

5. Несмотря на преимущества рассмотренных схем течения теплоносителей в тепломассообменных ячейках, они имеют ряд недостатков, обусловленных, прежде всего снижением эффективности их работы при использовании воздуха с повышенной влажностью, что требует проведения самостоятельного анализа.

ГЛАВА 5 ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ЯЧЕЙКИ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА С ОХЛАЖДЕНИЕМ ДО ТОЧКИ РОСЫ

В предыдущей главе были рассмотрены схемы ячеек прямоточной и противоточной схем течения теплоносителей. Причем, максимальный предельный эффект охлаждения в таких схемах ограничивается достижением температуры мокрого термометра. При такой организации процессов тепло- и массообмена охлаждение рабочего потока происходит при его неизменном влагосодержании.

В районах с умеренной или пониженной влажностью эффективное кондиционирование воздуха может быть достигнуто за счет сочетания прямых и косвенных испарительных охладителей. Такая система требует гораздо меньше затрат энергии по сравнению с рассмотренными и фреоноиспользующими системами охлаждения.

В данной главе будут рассмотрены схемы косвенно-испарительных ячеек, в которых в одних каналах происходит охлаждение в пределах до температуры точки росы (Цикл Майсоценко).

5.1 Двухканальная байпасная схема косвенно-испарительной ячейки

На Рисунке 5.1,а показана схема двухканальной теплообменной ячейки, в которой часть потока из сухого канала направляется во влажный. Настоящая схема известна в литературе, как схема *Bypass* [44,49]. Соотношение расходов по сухому и влажному каналу оценивается выражением:

$$m = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{вл}}} .$$

При описании процессов тепло- и массообмена в рассматриваемом теплообменном аппарате приняты допущения, такие же как и для двухканальных ячеек (см. Главу 4).

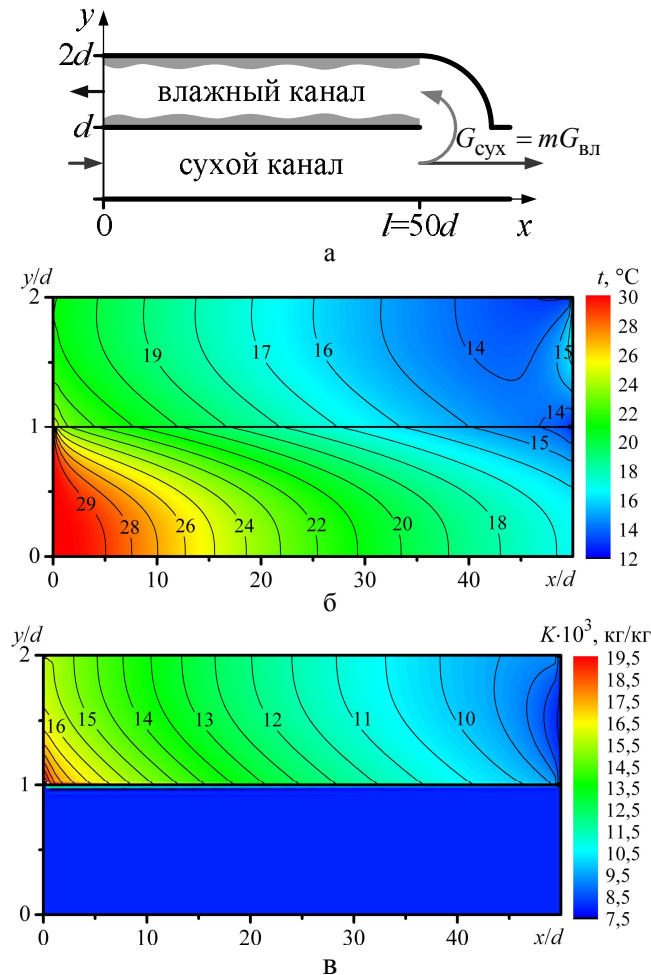


Рисунок 5.1 – Расчетная схема (а), профили температур (б) и концентраций (в) в двухканальной испарительной ячейке ($Re=100$, $t_0=30^{\circ}\text{C}$, $\varphi_0=30\%$, $m=0,5$)

Компьютерная визуализация полей температуры и концентраций в двухканальном косвенно-испарительном аппарате показаны на Рисунке 5.1,а,б.

Графическая зависимость, подтверждающая адекватность настоящих численных исследований, приведена на Рисунке 5.2. Данная зависимость получена при $Re = 100$, $t_0=34,2^{\circ}\text{C}$, $\varphi_0=40\%$ и соотношении расходов сухого и влажного воздуха, равном $m = 0,5$. Как видно, результаты численного расчета

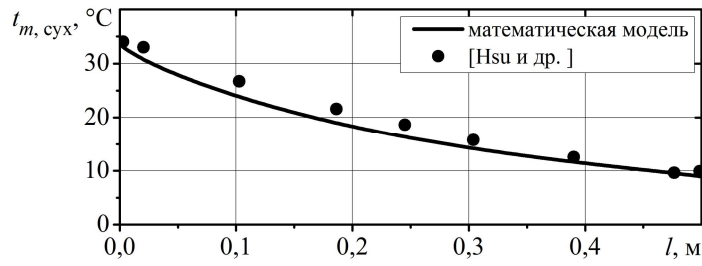


Рисунок 5.2 – Оценка достоверности

хорошо согласуются с данными Hsu et al. [44], что говорит в пользу достоверности полученных результатов.

Изменение среднемассовых параметров по длине тепломассообменной ячейки для сухого и влажного каналов показано на Рисунке 5.3. Видно, что среднемассовая температура в сухом канале за счет испарительного процесса интенсивно понижается. Кроме того, в изменении температуры по длине во влажном канале имеется минимум, который обусловлен отводом теплоты на фазовый переход, а с другой стороны – подводом теплоты из сухого канала.

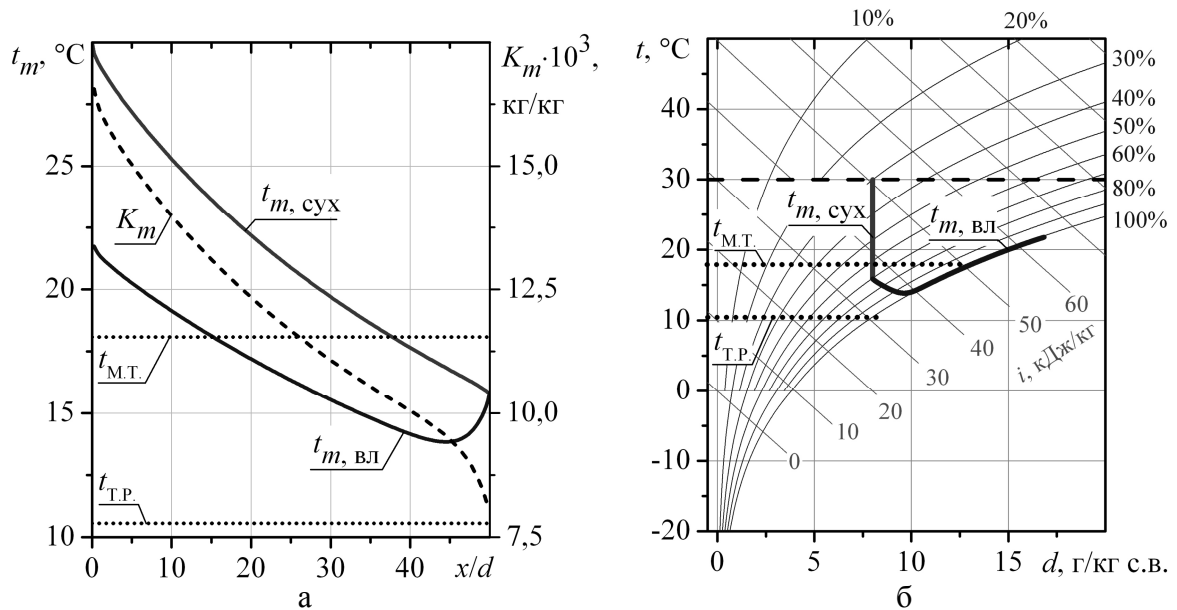


Рисунок 5.3 – Изменение среднемассовых значений температур и концентраций (а) и представление процессов в $i-d$ дигарамме (б)
($Re=100$, $t_0=30^\circ C$, $\phi_0=30\%$, $m=0,5$)

На Рисунке 5.3,б графически представлено изображение процессов охлаждения и увлажнения воздуха в каналах в $i-d$ диаграмме. Отсюда следует, что среднемассовая температура воздуха в сухом канале достигла температуры «мокрого термометра» и монотонно приближается к значению темпера-

туры «точки росы», что является теоретическим пределом охлаждения в данном аппарате.

При этом картина изменения параметров для рассматриваемой схемы качественно схожа с аппаратами, рассмотренными в Главе 4. Процессы, протекающие во влажном канале, имеют место на достаточно протяженном участке теплообмена, который соответствует параметрам насыщения. При этом влагосодержание потока во влажном канале увеличивается.

В сухом канале влагосодержание полезно используемого потока сухого воздуха остается без изменений. Это является основным положительным фактором рассматриваемых схем косвенно-испарительных ячеек.

В качестве основного недостатка рассмотренной схемы является уменьшение массового потока сухого воздуха на выходе аппарата.

Таким образом, можно сделать вывод, что теплообменные аппараты косвенно-испарительного типа с перепуском части сухого потока воздуха во влажный канал, целесообразно использовать не только в качестве охладителей, но и как увлажнителей.

5.2 Трехканальная схема косвенно-испарительной ячейки.

Цикл Майсоценко

Недостатки, присущие рассмотренным испарительным косвенно-испарительным ячейкам, можно устранить с помощью «эшелонированного» захлаживания газа при предварительном его регенеративном охлаждении и последующей подачей во влажный канал.

Высокая психрометрическая разность температур сухого и насыщенного воздуха может быть использована в аппарате косвенно-испарительного охлаждения. Схема такого аппарата изображена на Рисунке 5.4. Данный теплообменный аппарат косвенно-испарительного типа известна как цикл

Майсоценко(*M-cycle*). Процессы тепло - и массообмена, протекающие в таком аппарате, близки к термодинамически обратимым процессам, что позволяет получить максимальный эффект охлаждения воздуха при минимальных затратах энергии. Теоретическим пределом охлаждения влажного воздуха в таком аппарате косвенно-испарительного охлаждения - температура точки росы [51–56]. Также положительным эффектом охлаждения в рабочем канале является неизменность концентрации пара в потоке полезного воздуха.

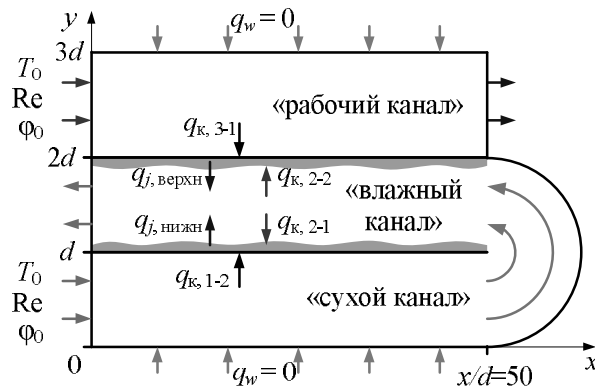


Рисунок 5.4 – Расчетная схема трехканального тепломассообменного аппарата

Данный раздел работы посвящен численному исследованию течения и тепломассообмена в пластинчатом трехканальном тепломассообменном аппарате. Предполагается, что режим течения потоков воздуха в каналах – ламинарный. Результатом моделирования косвенно-испарительного аппарата являлись параметры сухого и влажного потоков воздуха: поля скоростей, температур и концентраций, а так же их основные термодинамические и теплогидравлические характеристики.

На Рисунке 5.4 показана расчетная схема тепломассообменного аппарата косвенно-испарительного типа. Данный аппарат представляет собой систему плоскопараллельных каналов, расстояние между которыми равно d . Внешние стороны каналов теплоизолированы ($q_w = 0$). В нижнем канале протекает «сухой» поток воздуха, а стенки «влажного» канала покрыты пленкой воды, в котором движется влажный поток воздуха.

В сухом канале поток воздуха передает теплоту в явном виде $q_{к, 1-2}$ через разделяющую стенку теплообменника пленке воды. Последняя воспринимает теплоту от основного потока воздуха и, испаряясь во влажном канале, передает ему при этом скрытую теплоту $q_{j, \text{нижн}}$ и $q_{j, \text{верхн}}$. Одновременно с этим, поток воздуха во влажном канале понижает температуру при контакте с водой, отдавая ей теплоту $q_{к, 2-1}$ и $q_{к, 2-2}$ в явном виде. При этом происходит увеличение энтальпии влажного потока воздуха. В рабочем канале отводится теплота $q_{к, 3-1}$ стенке влажного канала, при этом происходит уменьшение температуры потока.

Длина каналов, составляющая $L = 50d$ калибров, выбиралась из соображений возможности изучения особенностей процессов тепло- и массообмена как на развивающемся, так и стабилизированном участках течения.

5.3 Результаты расчетов и их обсуждение

Все расчеты проводились для ячейки косвенно испарительного типа с фиксированной геометрией (высота каналов $d = 6$ мм и их длина $L = 50d$) при вариациях числа Рейнольдса $Re = 50 \div 1000$ и входной температуры $t_0 = 20 \div 40^\circ\text{C}$, охватывающих наиболее характерные режимные параметры компактных теплообменников.

На Рисунке 5.5 приведены картины распределения полей температур и концентраций в испарительной ячейке при $Re = 100$, $t_0 = 30^\circ\text{C}$ и $\varphi_0 = 30\%$. Откуда следует, что температура на выходе из сухого и рабочего каналов принимают примерно одинаковые значения. Во влажном канале температура воздуха, контактирующего с влажной стенкой, снижается, на что затрачивается скрытая теплота испарения пленки воды.

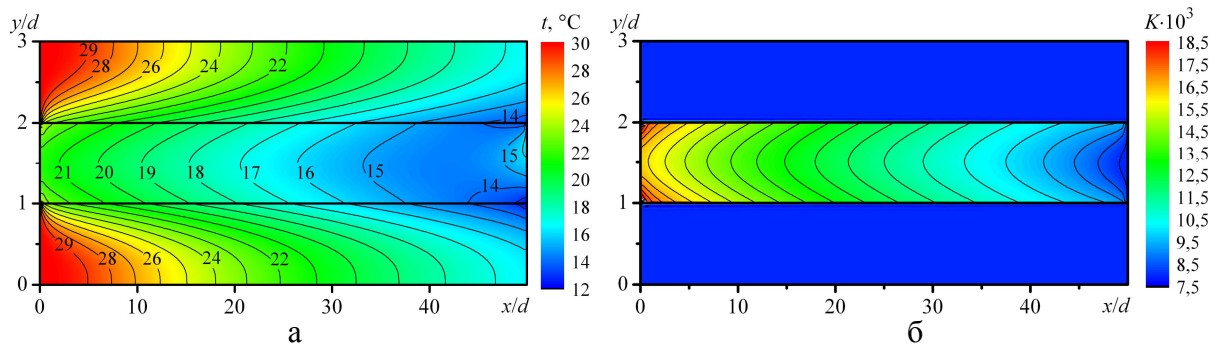


Рисунок 5.5 – Поля температур и массовых концентраций ($Re=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$, $\varphi_0=30\%$)

Тестовые сопоставления по течению и теплообмену в каналах при вариациях входных температур и влагосодержания приведены на Рисунке 5.6, которые показывают хорошее соответствие между численными результатами настоящего исследования и экспериментальными данными работы [55, 56].

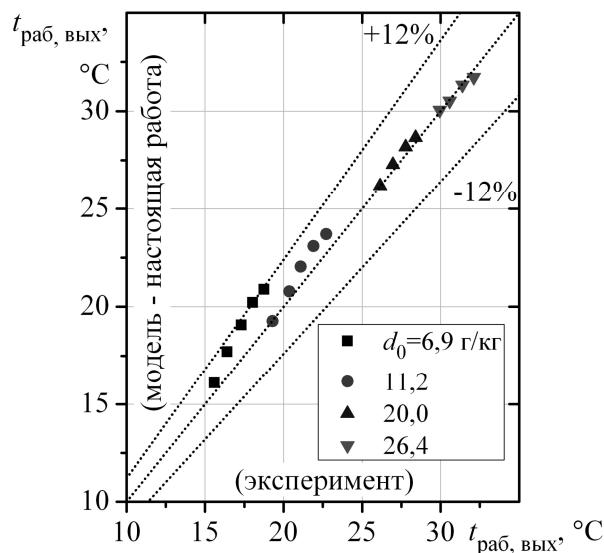


Рисунок 5.6 – Сравнение результатов настоящего исследования с экспериментальными данными работы Riangvilaikul and Kumar [55, 56]

Изменения среднемассовых температур и концентрации воздуха по длине теплообменного аппарата показаны на Рисунке 5.7. Из рисунка следует, что среднемассовая температура воздуха в рабочем канале (при рассматриваемых условиях) принимает значения ниже, чем температура мокрого термометра $t_{\text{м.т.}} \approx 17,9^\circ\text{C}$. При этом массовая концентрация воздуха во влажном канале, а, следовательно, и влагосодержание потока увеличивается.

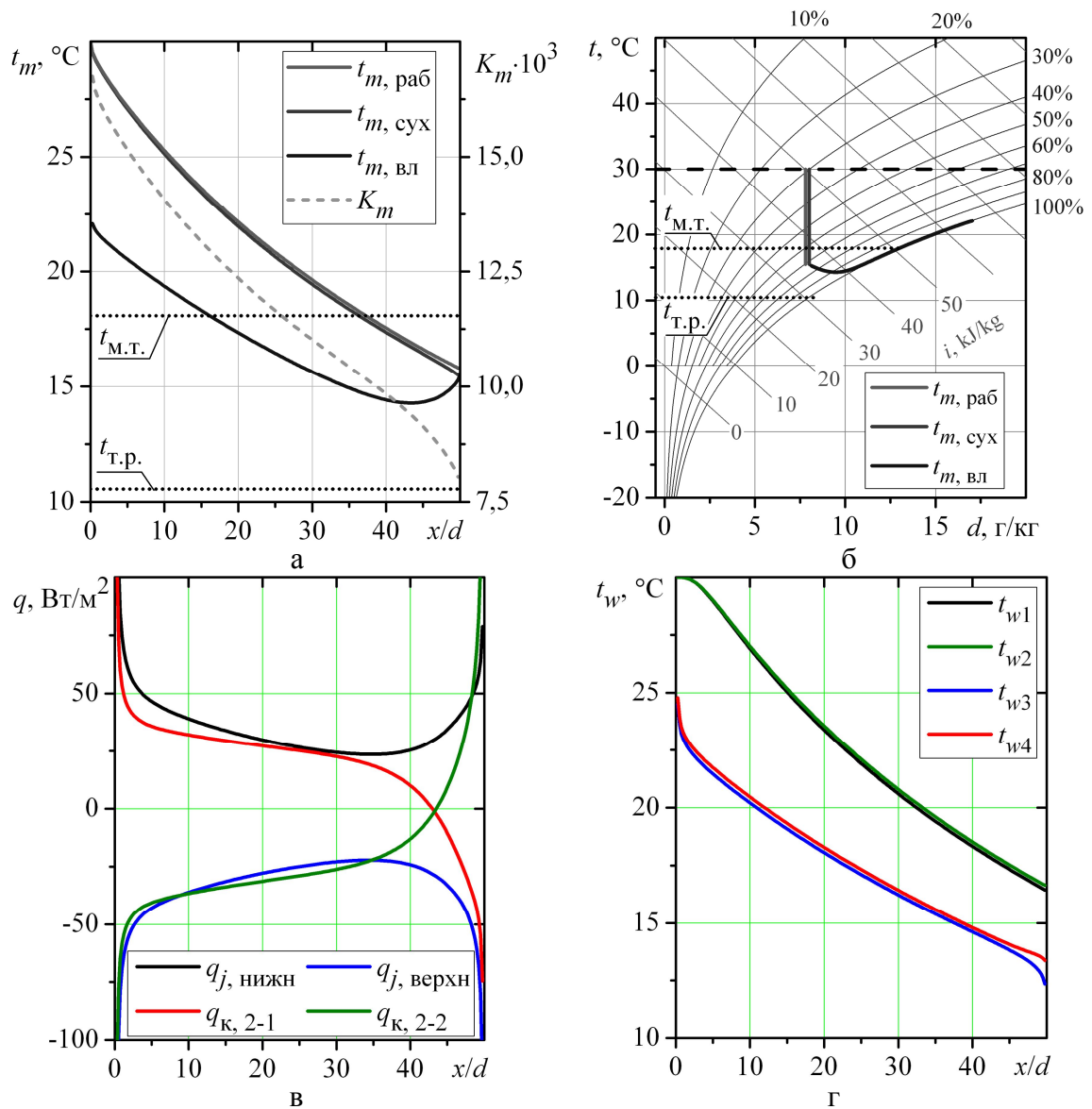


Рисунок 5.7 – Изменение среднемассовых параметров по длине теплообменного аппарата ($Re=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$, $\varphi_0=30\%$)

Данные, приведенные на Рисунке 5.7, а, в, г, так же указывают на то, что достаточно большая часть площади теплообмена во влажном канале находится в состоянии насыщения. Причем изменение температуры по длине во влажном канале носит не монотонный характер и на некотором расстоянии от входа ($x \approx 43d$ при рассматриваемых исходных параметрах) наблюдается ее минимум. Уменьшение значения относительной влажности воздуха на входе в аппарат φ_0 приведет к увеличению интенсивности испарения пленки воды во влажном канале, и как следствие, к уменьшению значений температур в сухом и рабочем каналах. Однако это утверждение требует отдельной и детальной проработки.

Таким образом, можно сделать вывод, что теплообменный аппарат косвенно-испарительного типа целесообразно использовать не только в качестве охладителя, но и одновременно как увлажнителя потоков воздуха. Следует также отметить, что для организации вышеуказанных процессов затрачивается только механическая энергия на привод вентиляторов для продувки воздухом соответствующих каналов.

Указанные положительные стороны позволяют применять теплообменные аппараты косвенно испарительного типа в качестве конкурентов энергозатратным парокompрессионным холодильным машинам.

5.4 Анализ влияния исходных параметров

Изменение термодинамических параметров потоков по длине каналов при вариации входных температур и чисел Рейнольдса показано на Рисунке 5.8. Значения входных температур в сухой и рабочий каналы варьировались в пределах $t_0 = 20 \div 40^\circ\text{C}$, числа Рейнольдса $Re = 50 \div 1000$. Из графических зависимостей следует, что увеличение входной температуры приводит к увеличению абсолютного значения удельного теплового потока $q_{к, 3-1} = q_{j, \text{верхн}} + q_{к, 2-2}$ отдаваемого рабочим потоком воздуха стенке влажного канала, и как следствие характеризуется увеличением температуры $t_{\text{раб, вых}}$. При этом происходит интенсификация испарительных процессов во влажном канале, следовательно, увеличивается концентрация воздуха на выходе из влажного канала (Рисунок 5.8,б). Для рассмотренных исходных параметров значения температуры $t_{\text{раб, вых}}$ лежат ниже температуры мокрого термометра $t_{\text{м.т.}}$.

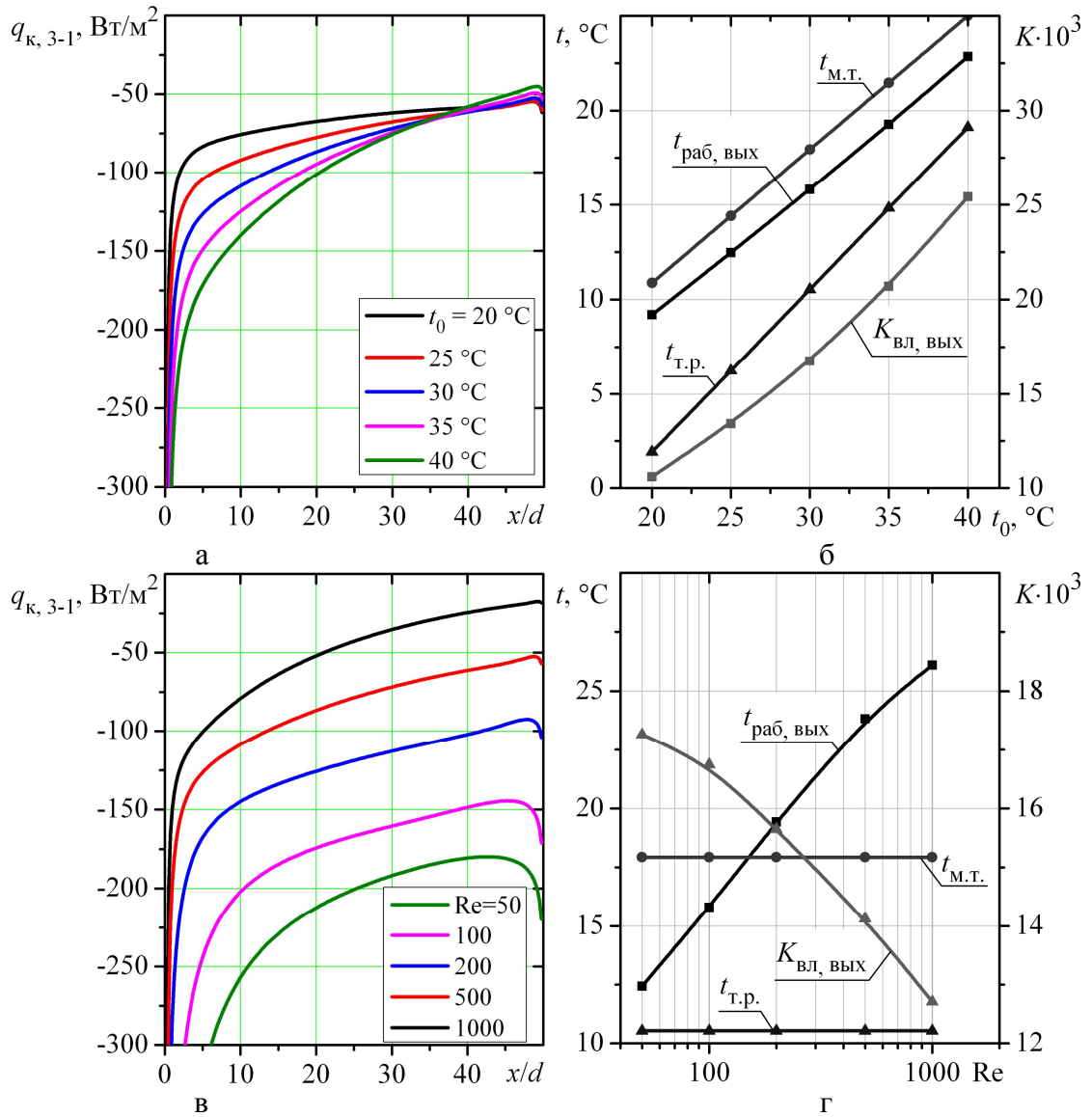


Рисунок 5.8 – Влияние исходных параметров на изменение параметров в косвенно-испарительном теплообменнике ($Re=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$, $\phi_0=30\%$)

Увеличение числа Рейнольдса, как это наглядно следует из Рисунка 5.8 характеризуется уменьшением интенсивности испарения во влажном канале, следовательно, увеличивается температура потока на выходе из рабочего канала. При $Re < 150$ температура $t_{\text{раб, вых}}$ становится ниже температуры мокрого термометра, и монотонно стремится к температуре точки росы ($t_{\text{Т.р.}}$). Следовательно, для получения низких температур необходимо уменьшать скорость потоков в каналах.

5.5 Эффективность теплообменного аппарата для М-цикла

При расчете любого теплообменного аппарата актуальным является вопрос о влиянии начальных параметров теплоносителей на его тепловую эффективность [75, 85, 86, 98].

Важным показателем эффективности работы теплообменного аппарата является величина удельной холодопроизводительности, которая определяется как разность теплосодержания воздуха на входе в канал и выходе:

$$Q = \rho_0 u_0 c_p (t_0 - t_{\text{раб, вых}}). \quad (5.1)$$

Результаты расчета величины Q при вариациях начальной температуры t_0 и числа Рейнольдса показаны на Рисунке 5.9. Величина холодопроизводительности возрастает по мере увеличения числа Re и t_0 , что обусловлено опережающим ростом расхода газа через канал по сравнению с уменьшением разности температур воздуха на входе и выходе.

Так как теплообменник аппарата косвенно-испарительного типа состоит из каналов, в одном из которых происходит охлаждение (сухой или рабочий каналы), а в другом насыщение (влажный), то данный аппарат можно применять как для охлаждения потока воздуха, так и для его увлажнения. Таким образом, эффективность работы теплообменного аппарата можно оценить с помощью коэффициентов:

– влажностной эффективности:

$$\psi = \frac{K_m - K_{0, \text{вл}}}{K_T - K_{0, \text{вл}}}, \quad (5.2)$$

где K_T – массовая концентрация водяных паров насыщенного воздуха, соответствующая температуре $t_{0, \text{вл}}$, а также тепловой эффективности.

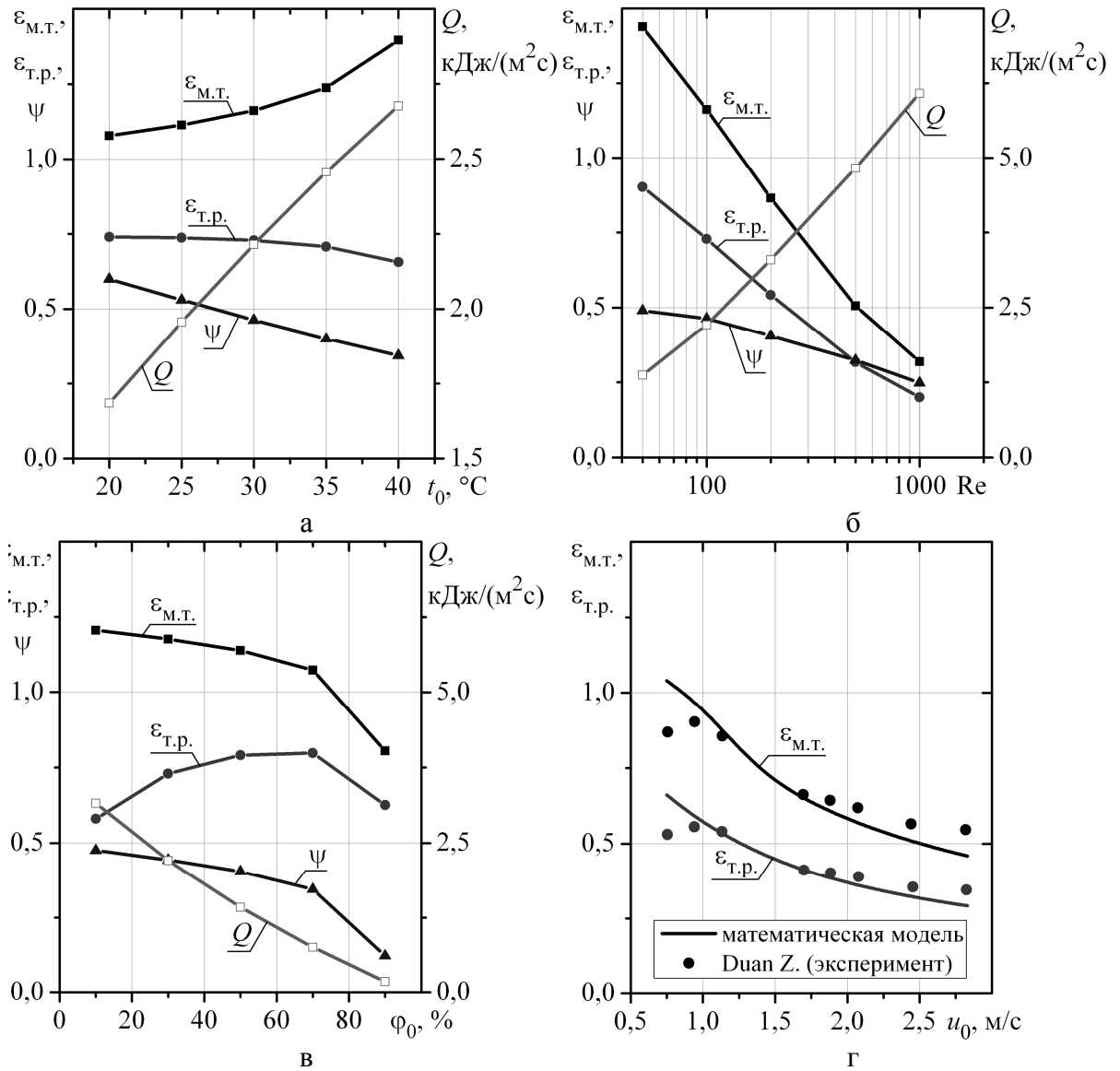


Рисунок 5.9 – Влияние исходных параметров на эффективность теплообменного аппарата:
 а – $Re=100$, $\varphi_0=30\%$; б – $t_0=30^\circ\text{C}$, $\varphi_0=30\%$;
 в – $Re=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$; г – сравнение с данными работы [72]

В качестве характерной температуры на выходе из сухого канала можно принять температуру мокрого термометра ($t_{\text{М.Т.}}$) или температуру точки росы ($t_{\text{Т.р.}}$), то тепловую эффективность испарительных ячеек следует рассчитывать как по $t_{\text{Т.р.}}$, так и по $t_{\text{М.Т.}}$:

$$\varepsilon_{\text{М.Т.}} = \frac{t_{0, \text{раб}} - t_{\text{раб, вых}}}{t_{0, \text{раб}} - t_{\text{М.Т.}}}; \quad \varepsilon_{\text{Т.р.}} = \frac{t_{0, \text{раб}} - t_{\text{раб, вых}}}{t_{0, \text{раб}} - t_{\text{Т.р.}}} \quad (5.3)$$

Указанные выше параметры характеризуют степень отклонения выходных температур и влажности паровоздушной смеси от состояния насыщения.

Количественное изменение значений тепловых и влажностной эффективности для косвенно-испарительного теплообменного аппарата приведено на Рисунке 5.9 при изменении температуры воздуха t_0 , числа Рейнольдса и относительной влажности воздуха на входе в теплообменник аппарат. Из представленных данных следует, что с увеличением начальных значений числа Рейнольдса и температуры, тепловые и влажностные характеристики рассматриваемого аппарата имеют тенденцию к уменьшению соответствующих значений. Также необходимо отметить, что значения тепловой эффективности $\varepsilon_{\text{м.т.}}$ превышают единицу. Это указывает на то, что тепловую эффективность косвенно-испарительных ячеек целесообразнее рассчитывать не по температуре мокрого термометра, а по температуре точки росы. Тепловая эффективность теплообменной ячейки косвенно-испарительного типа имеет большее значение, чем классический теплообменный аппарат (порядка 0,3 – 0,4) [1, 2]. Это делает применение теплообменных ячеек более конкурентно-способными, чем теплообменные аппараты без применения фазовых переходов. Несмотря на указанные преимущества рассмотренной схемы теплообменника, он имеет ряд недостатков, обусловленных, прежде всего снижением эффективности работы при использовании воздуха с повышенной влажностью (см. Рисунок 5.9,в). Графические зависимости, приведенные на Рисунке 5.9,д иллюстрируют достоверность результатов, полученных в настоящей работе, в сравнении с экспериментальными данными [73] по тепловой эффективности.

5.6 Исследование трехканальной ячейки при чередовании сухих и влажных участков

В Разделе 3.2 проведено численное исследование испарительного охлаждения в адиабатическом канале при чередовании сухих и влажных участков по длине канала. Было установлено, что интенсивность процессов теплооб-

сообмена на поверхности при чередовании смоченных и сухих участков распределяется неравномерно по длине. При этом происходит резкое возрастание потока массы в начале каждого влажного участка, в результате чего интегральные значения испарившегося пара не сильно отличаются от случая полностью влажной стенки. Так же было отмечено, что увеличение числа сухих зон приводит к увеличению параметров тепловой и влажностной эффективности.

В настоящем разделе приведено исследование влияния числа сухих участков (n) во влажном тракте трехканальной косвенно-испарительной ячейки, схема которой показана на Рисунке 5.10.

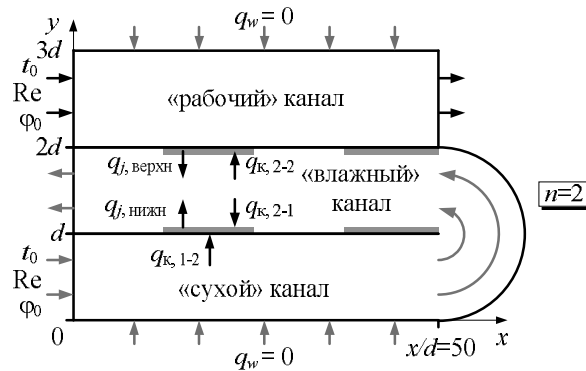


Рисунок 5.10 – Трехканальная схема испарительной ячейки с чередующимися сухими и влажными участками

На Рисунке 5.11 показаны поля температур в рассматриваемой схеме для случаев с числом сухих участков $n = 2 \div 16$. Из приведенных тепловых картин следует, что, как и для случая с чередованием участков в одном канале, по тракту охлаждения происходит резкое изменение структуры теплового процесса при протекании потока по влажным участкам. При $n = 8$ и $n = 16$ изменение полей температур значительно усложняется и затягивается на значительно более протяженные расстояния от входа во влажный канал. Подобные картины изменения полей имеют место и для концентраций пара.

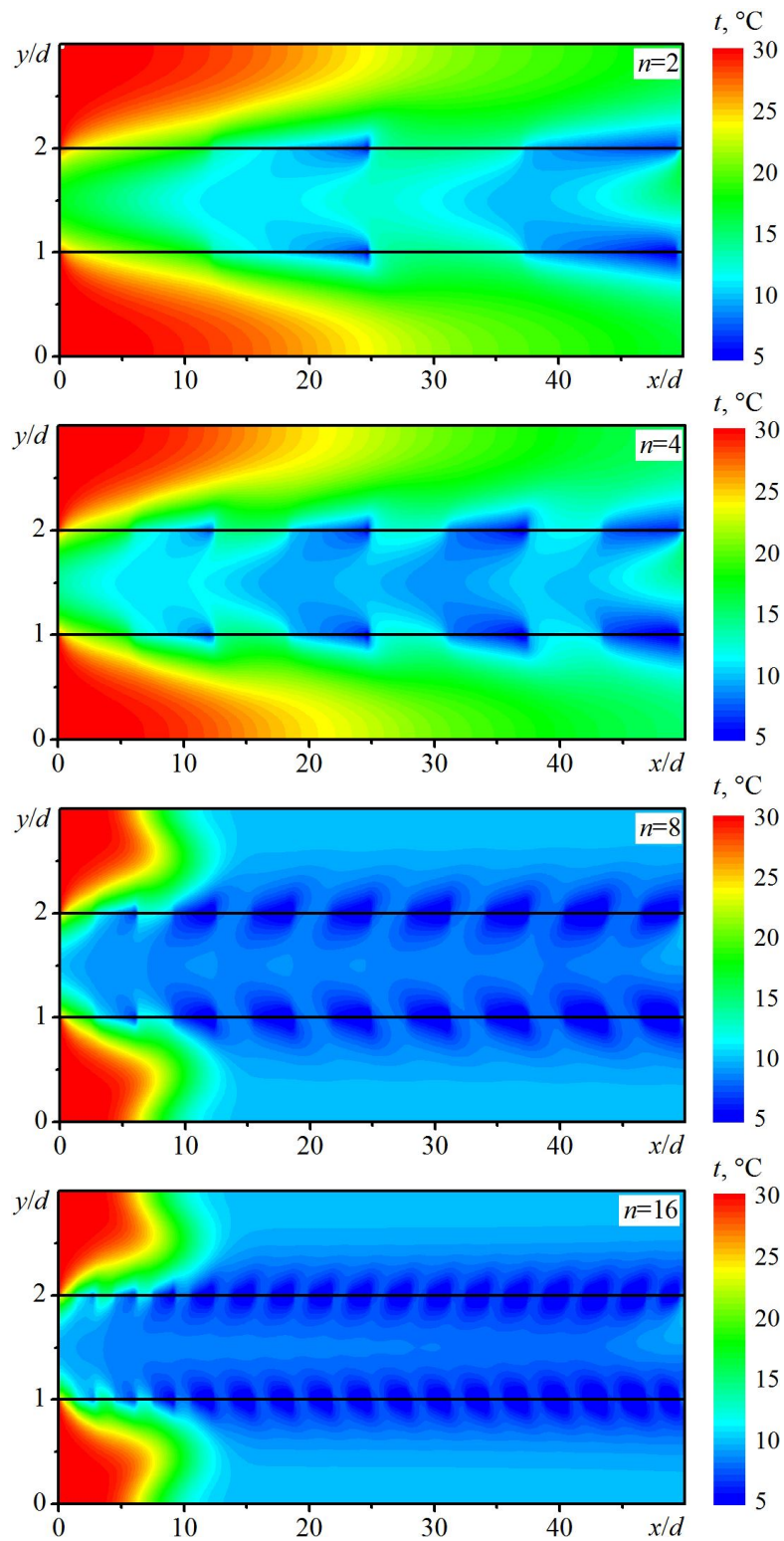


Рисунок 5.11 – Поля температур:
 $(Re_0=200, t_0=30^{\circ}C, \varphi_0=0)$

В качестве примера рассмотрим изменение среднemasсовых значений температур в рабочем канале и концентраций во влажном канале по длине трехканальной косвенно-испарительной ячейки. Эти данные демонстрируются на Рисунке 5.12.

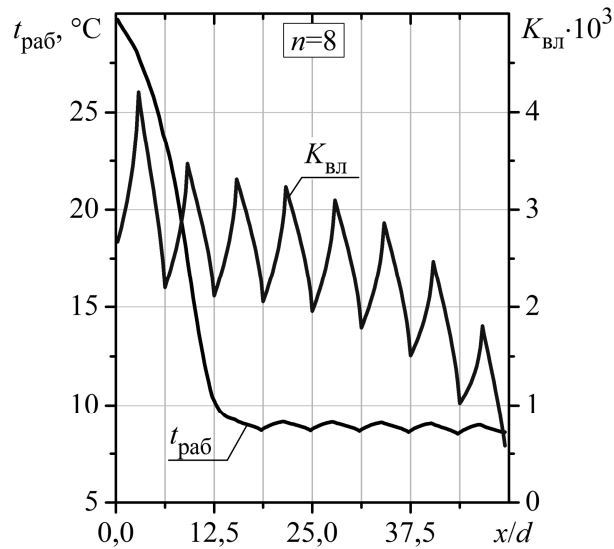


Рисунок 5.12 – Изменение термогазодинамических параметров по длине канала ($n=8$, $Re=200$, $t_0=30^{\circ}C$, $\varphi_0=0$)

В отличие от одиночного адиабатического канала, в приведенных графических зависимостях отсутствуют горизонтальные участки для температур и концентраций. Это объясняется условием неадиабатичности стенок влажного канала.

Влияние числа увлажняемых участков на изменение температуры воздуха на выходе из рабочего канала, а так же тепловую и влажностную эффективность косвенно-испарительной ячейки показано на Рисунке 5.13.

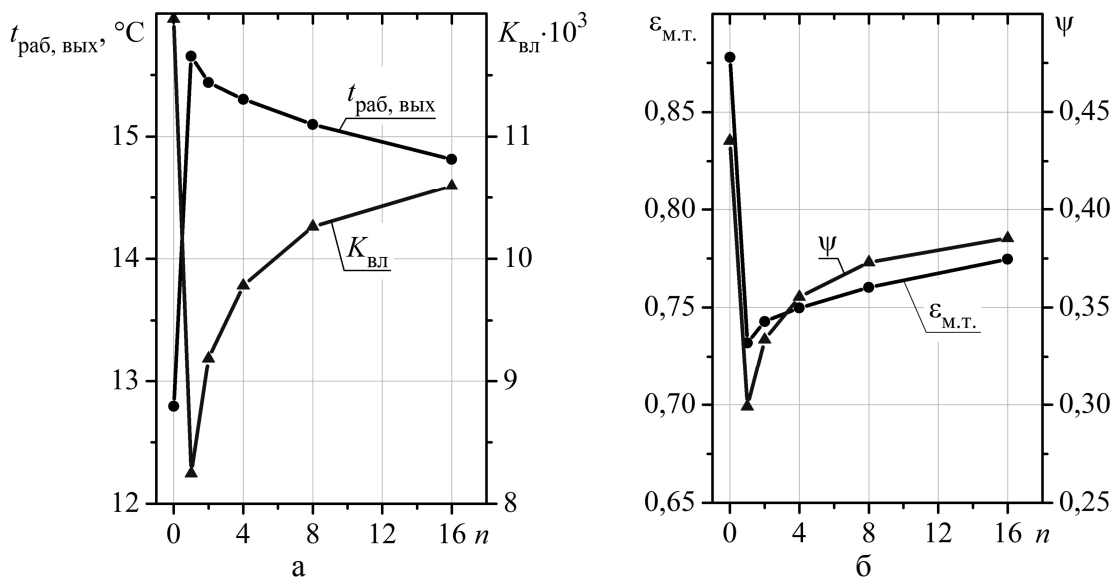


Рисунок 5.13 – Изменение среднемассовых параметров (а) и тепловлажностных эффективностей (б) от числа увлажняемых участков ($Re=200$, $t_0=30^{\circ}C$, $\varphi_0=0\%$)

При $n = 0$ воздух во влажном канале находится в состоянии близким к насыщению и для этого случая наблюдаются максимальные значения эффективностей (минимальные значения $t_{\text{раб, вых}}$). Минимальная эффективность достигается для испарительного аппарата с одним влажным и одним сухим участком ($n=1$). При увеличении числа увлажняемых участков величины эффективностей увеличиваются, монотонно приближаясь к значению при $n=0$. При этом значения параметров тепловой и влажностной эффективностей практически совпадают, что говорит о подобии протекающих процессов тепло - и массообмена при рассматриваемых условиях.

5.7 Использование в качестве рабочей жидкости этанола

Известно [114-116], что такие легкокипящие жидкости как ацетон, этиловый и метиловый спирт имеют температуру адиабатического насыщения значительно ниже, чем при испарении воды. Это свойство указанных жидкостей широко используется для снижения температуры охлаждаемого газа или жидкой фазы в испарительных устройствах. Особенно эффективным использование низкокипящих жидкостей будет при работе с очень влажными средами, когда психрометрическая разница между жидкой фазой и парогазовой смесью невелика. При этом следует учитывать, что теплота фазовых переходов у данных жидкостей значительно меньше, чем у воды и это обстоятельство так же будет сказываться на параметре тепловой эффективности испарительной ячейки.

Изучение скорости испарения пленок различных чистых жидкостей и их смесей в потоке воздуха проводилось в работах [145-150]. Полученные авторами данные говорят о больших возможностях управления процессами тепло-массообмена с помощью подбора состава испаряющихся жидкостей. В тоже время, следует отметить, к настоящему времени не создано единой картины процесса, что делает затруднительным перенос результатов на испари-

тельные ячейки косвенного типа. Приведенные здесь результаты численного анализа восполнят в некоторой степени имеющийся пробел.

Схема течения показана на Рисунке 5.4. Постановка задачи в целом остается такой же как и в разделе 5.2 с той лишь разницей, что рабочей жидкостью в данном случае является 96% этиловый спирт. Воздух на входе имел постоянную температуру ($t_0 = 30^{\circ}\text{C}$) и относительную влажность $\varphi = 30\%$. Смесь воздуха, паров воды и этанола принималась идеальным газом, подчиняющуюся закону Дальтона. Варьируемой величиной в расчетах была скорость потока на входе, которая для цикла Майсоценко была одной и той же во всех каналах.

Результаты расчетов процесса испарения спирта в трехканальной схеме М – цикла демонстрируются на Рисунке 5.14 в виде полей температуры и

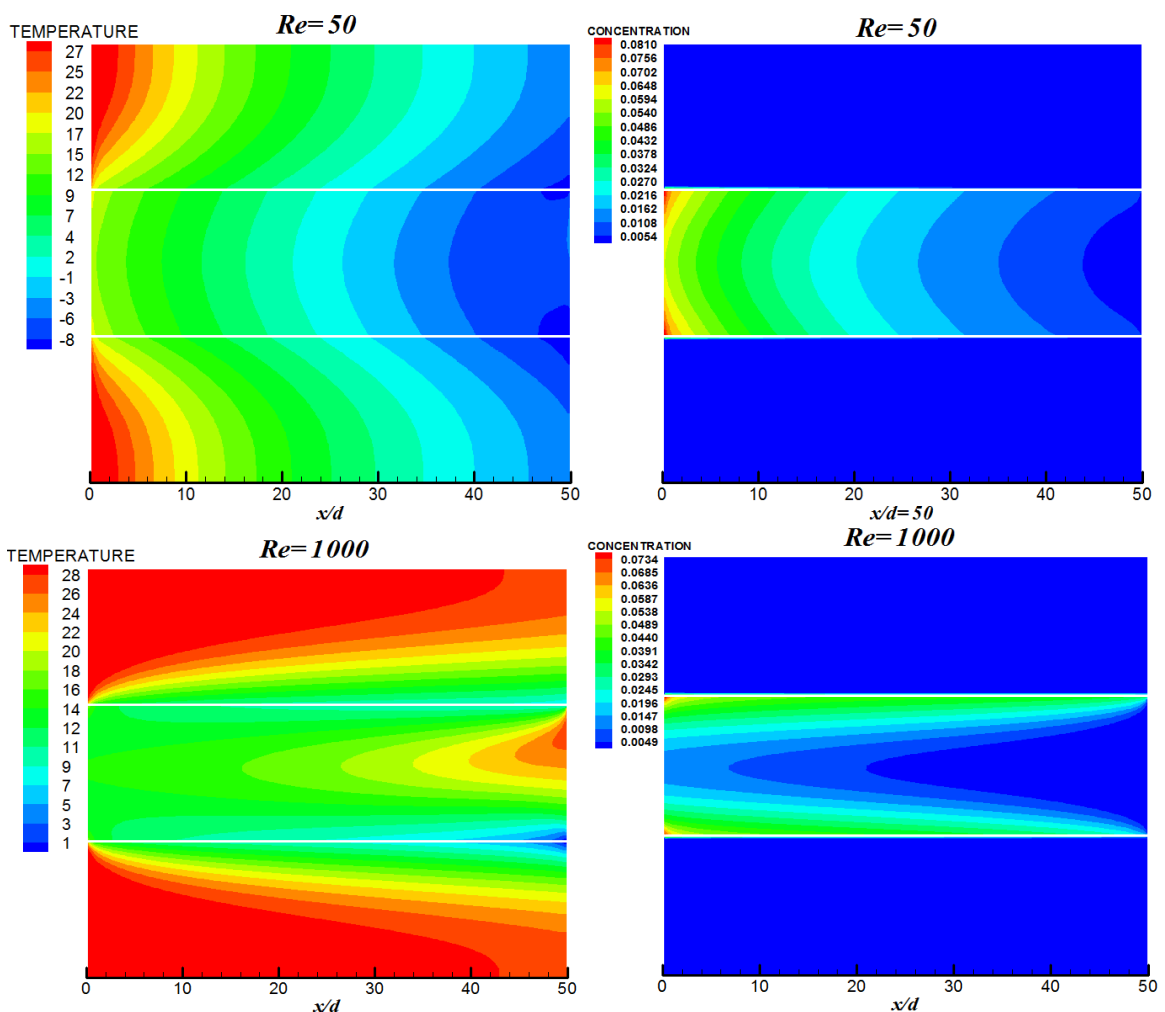


Рисунок 5.14 – Визуализация полей температуры (слева) и концентраций пара (справа) при испарении этанола в М-цикле при различных числах Re

концентраций этилового пара в промежутках между теплообменными поверхностями. Как и следовало ожидать, значение температуры охлажденного воздуха при малом числе Рейнольдса $Re = 50$ значительно ниже, чем при высоком ($Re = 1000$). И это отличие является значительным.

Более наглядно этот вывод следует из Рисунка 5.15, где сопоставляются данные по среднemasсовой температуре и концентрации пара при использовании в качестве рабочих жидкостей этанола и воды. Как видно, более интенсивно воздух охлаждается при испарении этанола. При малых числах Рейнольдса этот эффект выражен более ярко и на выходе из канала для $Re = 50$ можно получить воздух с низкими отрицательными температурами $t_{ex} \rightarrow -8^{\circ}\text{C}$. Для воды эта величина составляет $\sim 12.3^{\circ}\text{C}$, так что эффект, производимый испарением этанола значительный и он приближается к 20°C . При высоком числе Рейнольдса ($Re = 1000$) влияние рода жидкости не столь существенно и температуры воздуха на входе в случае испарения воды и этанола близки между собой, что говорит о росте влияния в процесс охлаждения значения скрытой теплоты парообразования, которая у спирта значительно меньше, чем у воды.

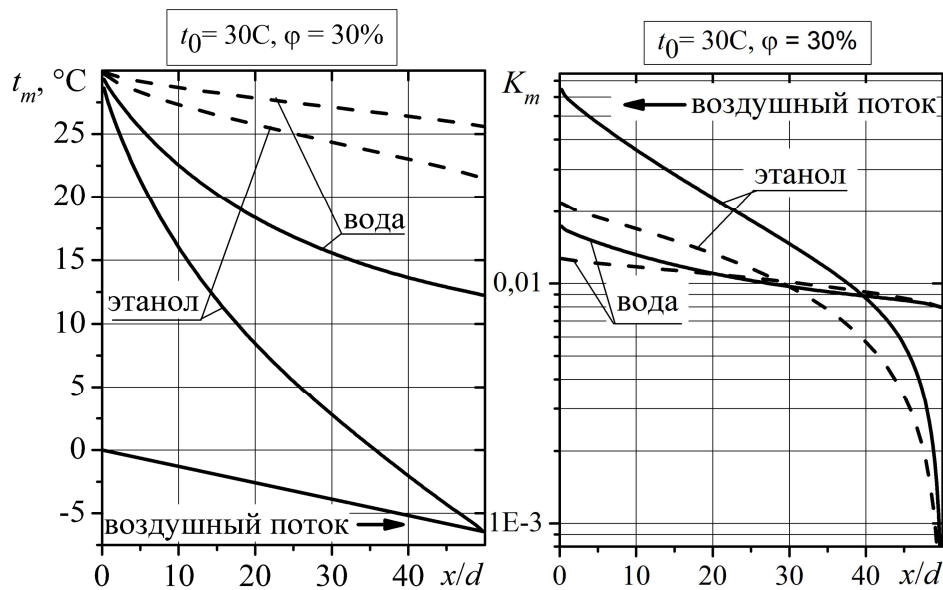


Рисунок 5.15 – Распределение среднemasсовой температуры и концентрации пара при испарении воды и этанола: сплошные линии – $Re = 50$, пунктир – $Re = 1000$

Сравнение тепловых эффективностей циклов Майсоценко при использовании в качестве рабочих жидкостей этанола и воды демонстрируется на Рисунке 5.16. Параметры эффективности рассчитывались из соотношений (5.3), а в качестве характерных принимались значения температур мокрого термометра и точки росы для водяного пара по параметрам парогазовой смеси на входе в канал.

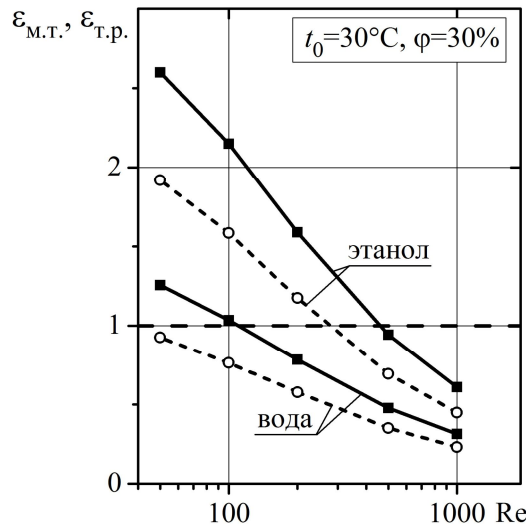


Рисунок 5.16 – Сравнение тепловой эффективности М-цикла при испарении воды и этанола. Сплошные линии мокрый термометр, пунктир-точка росы

Отметим основные особенности поведения параметров тепловой эффективности. Все они без исключения значительно снижаются по мере увеличения числа Рейнольдса. Этот вопрос уже обсуждался выше при описании результатов численного расчета испарения воды. Такие же тенденции наблюдаются и при испарении этанола. Однако для спирта абсолютные значения $\epsilon_{\text{м.т.}}$ и $\epsilon_{\text{т.р.}}$ значительно выше, чем при испарении воды. Причем параметр эффективности этанола по мокрому термометру составляет при числе Рейнольдса $Re = 50$ $\epsilon_{\text{м.т.}} \sim 2,6$, а по параметрам точки росы - $\epsilon_{\text{м.т.}} \sim 2$. Это очень высокие показатели, свидетельствующие о реальных возможностях испарительных циклов для получения низких температур. У воды эти показатели скромнее, но и для этой рабочей жидкости возможно достижение температуры точки росы, как это видно на Рисунке 5.16. По мере увеличения скорости потока в канале различие в величинах теплового эффекта для двух изучен-

ных жидкостях нивелируется и преимущества этанола, наблюдаемое при малых числах Re , проявляется в меньшей мере.

Одним из важных технологических вопросов, возникающих при работе на летучих органических соединениях, является утилизация образующегося пара. Очевидно, что использование подобных жидкостей возможно для ряда специальных технологических процессов, где невозможно использование воды. Эта проблема требует специального рассмотрения и выходит за рамки настоящей работы.

Исходя из аддитивности поведения компонент паров воды и этанола, а также в силу малости их концентраций, можно предположить, что параметры эффективности при иных влагосодержаниях будут такими же, как и на Рисунке 5.16. Однако при этом необходимо еще учитывать возможные процессы конденсации водяного пара с последующим замерзанием воды во всех каналах. В данной модели эти эффекты не рассматривались.

5.8 Исследование теплообменных ячеек косвенно-испарительного типа в реальных условиях применения

Из рассмотренных схем теплообменных ячеек можно сделать вывод, что они состоят из набора чередующихся сухих и влажных каналов. Полный пакет теплообменника в этом случае каналов состоит, как минимум, из пяти каналов. Расчетная схема такого аппарата схематично показана на Рисунке 5.17,а. Результаты расчетов изменения среднemasсовых параметров по длине приведено на Рисунке 5.17,б. В данном аппарате получаем температуры на выходе существенно ниже температуры мокрого термометра, и стремимся к температуре точки росы.

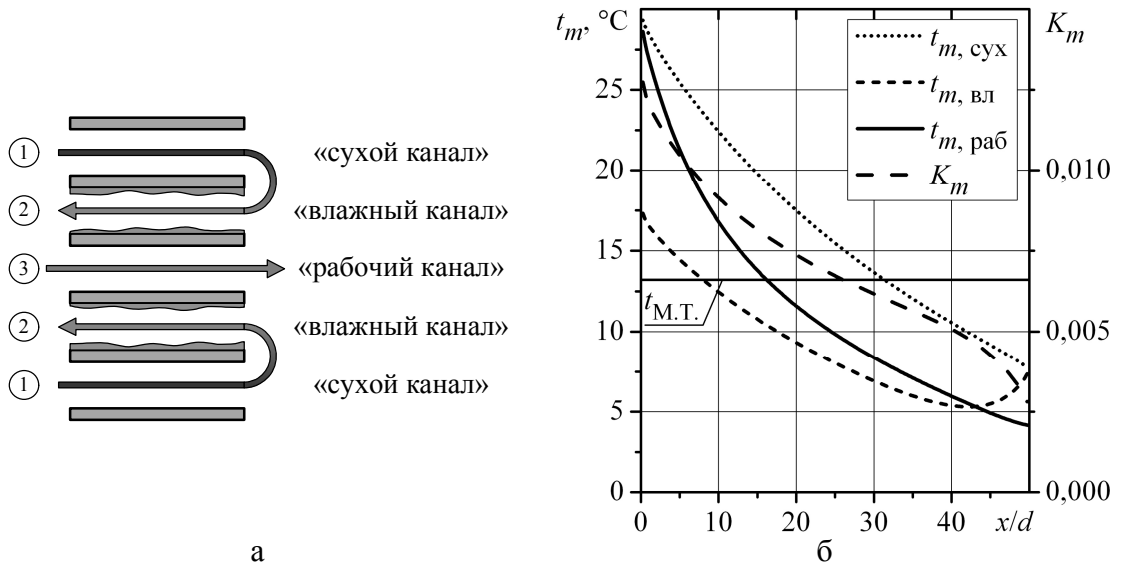


Рисунок 5.17 – Схема (а) и изменение среднемассовых параметров по длине (б) для пятиканального теплообменного аппарата ($Re=100$, $t_0=30^\circ\text{C}$, $\phi_0=10\%$)

В качестве примера были рассмотрены реальные условия применения пятиканальной косвенно-испарительной ячейки на примере трех городов: Багдад, Новосибирск и Москва. Графики изменения температур и влажностей для июня месяца показаны на Рисунке 5.18 (настоящие данные являются показаниями метеостанций, установленных в соответствующих городах).

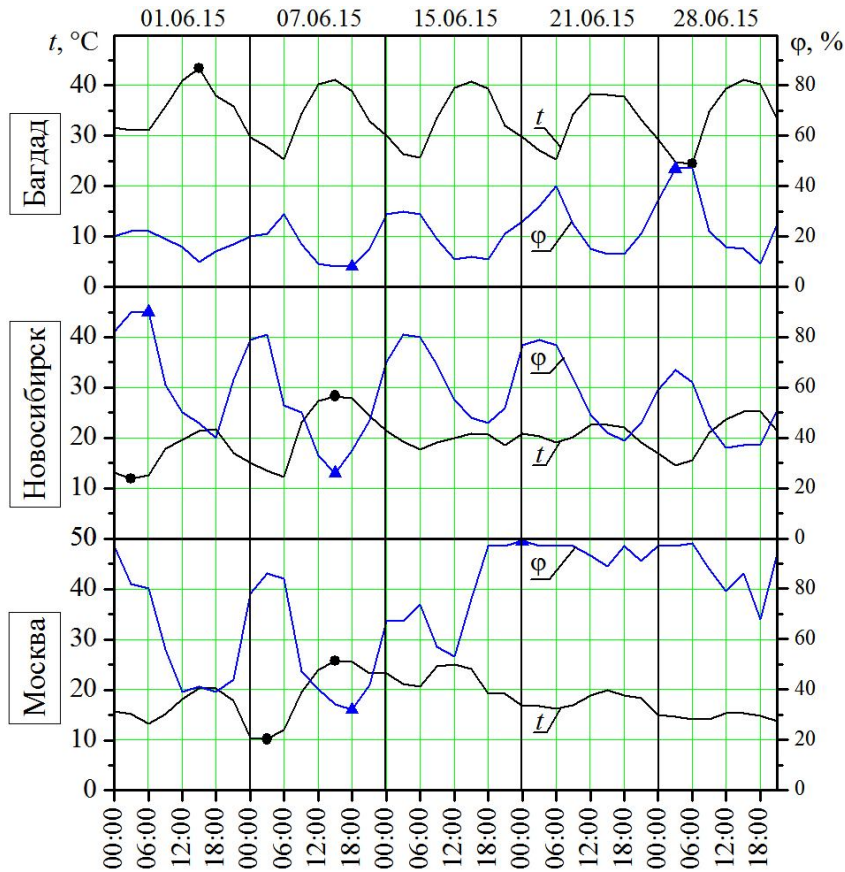


Рисунок 5.18 – Данные метеостанций

Экстремальные значения по температуре и относительной влажности отмечены условными значками. Рассматриваемые случаи соответствуют самым теплонапряженным периодам охлаждения воздуха – летний период.

На Рисунке 5.19 показаны $i-d$ диаграммы, в реальных условиях применения пятиканальной тепломассообменной ячейки для городов Багдад, Новосибирск и Москва. Сплошными линиями указаны данные метеостанции за рассматриваемый период. Условными значками – результаты моделирования. Так же на диаграммах указаны области комфортных и удовлетворительных условий для человека.

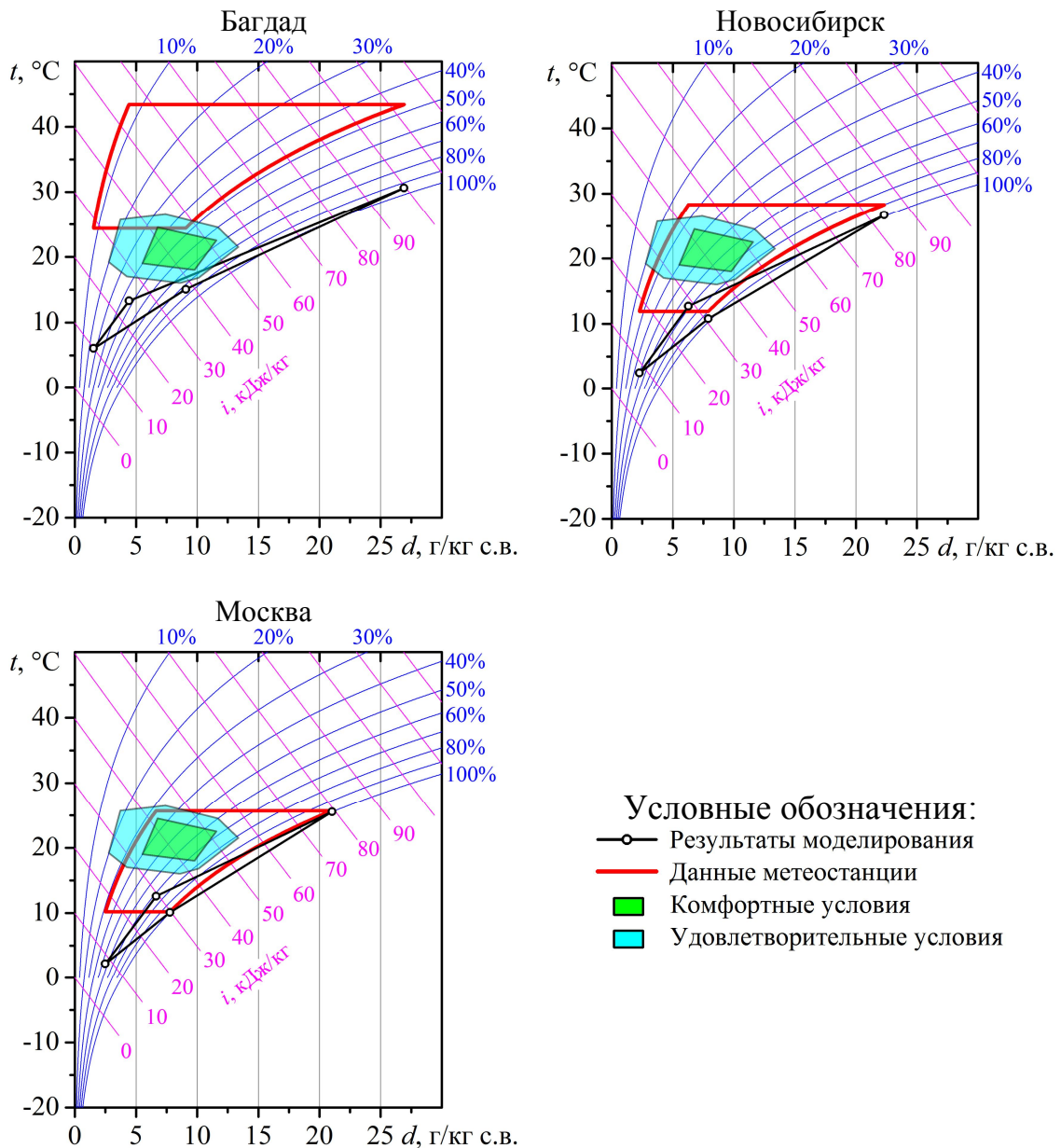


Рисунок 5.19 – Применение тепломассообменного аппарата косвенно-испарительного типа в реальных условиях

Область как комфортных, так и удовлетворительных условий, отмеченные на Рисунке 5.19 зеленым и голубым цветом, соответственно, является неизменной для всех городов. Их координаты на i - d диаграмме определялись в соответствии с санитарными нормами [151-153]. Красная линия здесь границей параметров атмосферного воздуха применительно к рассматриваемому региону. Эти данные соответствуют диаграммам наблюдений метеостанций (Рисунок 2.15). Черные линии отображают результаты расчетов охлаждения, при использовании в испарительном цикле атмосферного воздуха с параметрами метеонаблюдений. Видно, что для большинства условий, параметры охлажденного воздуха лежат ниже комфортных условий, что говорит о практически полной возможности обеспечения этих условий. Безоговорочно комфортные условия выполняются для Багдада. Несмотря на влажный климат Москвы и Новосибирска подобные схемы кондиционирования воздуха будут также эффективными. Таким образом, из представленных данных численного анализа следует, что для условий сухого климата (Багдад) и влажного (Новосибирск и Москва) с помощью тепломассообменного аппарата косвенно-испарительного типа возможно получить комфортные условия для жизнедеятельности человека.

Выводы по Главе 5

1. Проведено численное исследование ламинарного течения и сопряженного тепломассообмена в трехканальном тепломассообменном аппарате косвенно-испарительного типа (*M-cycle*). Расчеты проведены при фиксированных геометрических размерах каналов ($L = 50d$, $d = 6$ mm) и варьировании температуры на входе $t_0 = 20 \div 40$ °C и числа Рейнольдса $Re = 50 \div 1000$.

Изучен характер изменения локальных и интегральных характеристик тепло- и массообмена в процессе испарительного охлаждения газа в каналах.

2. Получаемый эффект охлаждения в ячейках косвенно-испарительного типа может быть достаточно высоким и сравнимым с традиционными схемами кондиционирования воздуха, в том числе с парокомпрессионными холодильными машинами. Тепломассообменный аппарат рассмотренной схемы течения теплоносителей имеет высокую экономичность, низкую удельную стоимость, небольшие эксплуатационные затраты, конструктивную простоту.

3. Полученные данные могут быть использованы для оптимизационного анализа охлаждения воздуха при вариации числа Рейнольдса, влажности воздуха, длины канала и геометрических размеров каналов. Можно предположить, что подобные тенденции будут наблюдаться и при иных температурах и влажностях воздуха на входе в аппарат, однако этот вывод требует дополнительных расчетов.

4. Показано, что применение тепломассообменных ячеек косвенно-испарительного позволяют получить значения параметров воздуха на выходе, соответствующие комфортным для жизнедеятельности человека.

5. К перспективным направлениям дальнейших исследований следует отнести обоснование и выбор жидкости для ее испарения во влажных каналах, а так же выбор новых конструктивных решений для организации оптимальных схем течения теплоносителей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе проведено исследование процессов гидродинамики и тепломассообмена в испарительных ячейках прямого и косвенно-испарительного охлаждения в режиме вынужденной ламинарной конвекции, посредством математического моделирования. Численные исследования выполнены с помощью оригинального разработанного алгоритма и пакета программных кодов.

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана физическая и математические модели сопряженного тепломассообмена в горизонтальных каналах тепломассообменных ячеек в широком диапазоне входных параметров (чисел Рейнольдса $50 \div 1000$, температур $20 \div 40^\circ\text{C}$ и относительной влажности $0 \div 70\%$) для различных схем течений. Данные, полученные с помощью математической модели проверены сопоставлением с экспериментальными данными, известными в литературе (расхождения между ними составили менее 12%).

2. Изучено поведение локальных и интегральных характеристик тепло- и массообмена в процессе испарительного охлаждения газа в канале при различном числе чередующихся влажных и сухих участков (n), а так же при подводе теплового потока к стенкам канала. Показано, что увеличение числа чередующихся ступенек приводит к увеличению параметров тепловой и влажностной эффективности. Минимальное значение этих параметров наблюдается при $n = 1$, и при достаточно низких значениях $Re \leq 200$ подавление испарительных процессов не велико и не превышает $\sim 7\%$. Наличие подводимого или отводимого дополнительного потока к стенкам кардинально позволяет изменить картину теплообмена.

3. На основе численной реализации выявлены зависимости основных параметров сухого и влажного потоков в схемах косвенно-испарительного теплообмена, к которым относятся как температурно-влажностные, так и за-

висимости эффективностей от исходных параметров. Установлено, что противоточный теплообменник имеет более высокую эффективность по сравнению с прямоточным. В результате проведенного анализа установлено, что воздухоохладители косвенно-испарительного типа обладают целым рядом положительных характеристик и могут быть использованы не только как охладители, но и как увлажнители потоков воздуха.

4. Разработана методика и выполнен анализ влияния исходных параметров и схем течения теплоносителей на величину тепловой и влажностной эффективностей. Выявлено, что значение тепловой эффективности трехканальных теплообменников косвенно-испарительного типа может принимать значения порядка 0,6-0,8, что практически вдвое больше, чем в классических теплообменниках реализующих теплообмен без фазовых переходов.

5. Рассмотрены вопросы применения теплообменников косвенно-испарительного типа в условиях реального климата (сухого, жаркого и умеренного влажного). Показано, что данные аппараты позволяют получить значения параметров воздуха на выходе, которые отвечают требованиям комфортности для жизнедеятельности человека.

6. Полученные в данной работе результаты открывают несколько направлений дальнейших исследований:

- обоснование и выбор жидкости для ее испарения во влажных каналах косвенно-испарительных ячеек;
- выбор новых конструктивных решений для организации схем течения теплоносителей и методов их анализа и оптимизации.

В завершении диссертации автор хотел бы выразить глубокую благодарность своему научному руководителю доктору технических наук, профессору Терехову В.И. за оказанную помощь при проведении исследований и обсуждении полученных результатов, а также за моральную поддержку и теплоту человеческих отношений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Богословский, В.Н. Отопление и вентиляция / В.Н. Богословский, В.П. Щеглов, Н.Н. Разумов. – М. 1980. – 295 с.
2. Лыков, А.В. Теоретические основы строительной теплофизики / А.В. Лыков. – Минск: Изд-во АН БССР. – 1963. – 479 с.
3. Ганчев, Б.Г. Ядерные энергетические установки / под ред. Н.А. Доллежаля. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 629 с.
4. Пономаренко, В.С. Градирни промышленных и энергетических предприятий / В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев Ю.И. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 276 с.
5. Виссарионов, В.И. Солнечная энергетика / В.И. Виссарионов, Г.В. Дерюгина. – М.: Изд. дом МЭИ, 2008. – 276 с.
6. Слесаренко, В.Н. Современные методы опреснения морских и соленых вод / В.Н. Слесаренко. М. – 1973, 248 с.
7. Nasr, A. Numerical study of evaporation of liquid film by mixed convection in partially wetted vertical channel // A. Nasr, C. Debbissi, S.B. Nasrallah – Desalination and Water Treatment, 2012.- Vol. 46.-Is. 1-3, P. 10-20.
8. Debbissi C., Orfi J., and Nassrallah S.B., Numerical analysis of the evaporation of water by forced convection into humid air in partially wetted vertical plates // J. Engng. and Applied Sci., 2008, Vol. 3, No. 11, P. 811–821.
9. Терехов, В.И. Испарительное охлаждение воздуха в адиабатном канале при чередовании влажных и сухих участков / В.И. Терехов, М.В. Горбачев, Х.К. Кхафаджи // Теплофизика и аэромеханика. – 2016. – том 23, № 2. – С.229-239.
10. Haji M., Chow L. C. Experimental measurement of water evaporation rates into air and superheated steam //Journal of Heat Transfer. – 1988. – Т. 110. – №. 1. – С. 237-242.

11. Yan W. M., Lin T. F. Combined heat and mass transfer in laminar forced convection channel flows//Int. Comm. Heat and Mass Transfer. – 1988. – Т. 15. – №. 3. – С. 333-343.
12. Yan W.M. Effects of film evaporation on laminar mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel// Int. J. Heat and Mass Transfer.- 1992.- V. 35, P. 3419-3429.
13. Xia C. Numerical study of heat transfer enhancement by liquid film on the walls //J. of Thermal Science. – 1994. – Т. 3. – №. 2. – С. 110-116.
14. Lee K. T. Natural convection heat and mass transfer in partially heated vertical parallel plates // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1999. – Т. 42. – №. 23. – С. 4417- 4425.
15. Debbissi C., Orfi J., Nasrallah S. B. Evaporation of water by free convection in a vertical channel including effects of wall radiative properties // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 2001. – Т. 44. – №. 4. – С. 811-826.
16. Feddaoui M., Mir A., Belahmidi E. Numerical simulation of mixed convection heat and mass transfer with liquid film cooling along an insulated vertical channel //Heat and Mass Transfer. – 2003. – Т. 39. – №. 5-6. – С. 445-453.
17. Волчков, Э.П. Тепло и - массообмен в пограничном слое при вынужденной конвекции влажного воздуха с конденсацией пара на поверхности / Э.П. Волчков, В.В. Терехов, В.И. Терехов // Теплофизика и Аэромеханика. – 2000. – т.7. № 2. – С. 249–258.
18. Volchkov E.P., Terekhov V.V., Terekhov V.I. A numerical study of boundary-layer heat and mass transfer in a forced flow of humid air with surface steam condensation // Int. J. of Heat and Mass Transfer. – 2004. – Т. 47. – №. 6. – С. 1473-1481.
19. Yuan Z.X., Yan X.T., Ma C.F. A study of coupled convective heat and mass transfer from thin water film to moist air flow //Int. Communications in Heat and Mass Transfer. – 2004. – Т. 31. – №. 2. – С. 291-301.

20. Huang C.C., Yan W.M., Jang J.H. Laminar mixed convection heat and mass transfer in vertical rectangular ducts with film evaporation and condensation // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* – 2005. – T. 48. – №. 9. – C. 1772-1784.

21. Talukdar P., Iskra C.R., Simonson C.J. Combined heat and mass transfer for laminar flow of moist air in a 3D rectangular duct: CFD simulation and validation with experimental data // *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* – 2008. – T. 51. – №. 11. – C. 3091-3102.

22. Hfaiedh C.D. et al. Numerical Analysis of the Evaporation of Water by Forced Convection into Humid Air in Partially Wetted Vertical Plates // *J. Eng. Applied Sci.* – 2008. – T. 3. – №. 11. – C. 811-821.

23. Nasr A. et al. Evaporation of water by natural convection in partially wetted heated vertical plates: Effect of the number of the wetted zone // *J. of Engin. and Applied Sci.* – 2009. – T. 4. – №. 1. – C. 51-59.

24. Cherif A.S. et al. Experimental and numerical study of mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel with film evaporation // *Int. J. of Thermal Sciences.* – 2011. – T. 50. – №. 6. – C. 942-953.

25. Nasr A., Debbissi C., Ben Nasrallah S. Numerical study of evaporation of liquid film by mixed convection in partially wetted vertical channel // *Desalination and Water Treatment.* – 2012. – T. 46. – №. 1-3. – C. 10-20.

26. Oulaid O., Benhamou B., Galanis N. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Inclined Channel with Asymmetrical Conditions // *Journal of Applied Fluid Mechanics.* – 2012. – T. 5. – №. 3. – C. 53-62.

27. Hassan Z.H., Hanash Z.H. Experimental Investigation of Using Evaporative Air Cooler for Winter Air-Conditioning in Baghdad // *Al-Khwarizmi Engineering Journal.* – 2012. – T. 8. – №. 4. – C. 62-73.

28. Oubella M., Feddaoui M., Mir R. Numerical Simulation of Mixed Convection Heat and Mass Transfers with Film Evaporation of Water or Acetone in a Vertical Channel // *American Journal of Heat and Mass Transfer.* – 2014. – T. 1. – №. 2. – C. 65-80.

29. Mohammad A.T. Performance Investigation of Direct Evaporative Cooling in Major Cities of Iraq //Int. J. of Thermal & Environmental Engineering. – 2015. – Т. 10. – №. 2. – С. 177-183.

30. Khafaji H.Q., Ekaid A.L., Terekhov V.I. A numerical study of direct evaporative air cooler by forced laminar convection between parallel-plates channel with wetted walls //J. of Engin. Thermophysics. – 2015. – Т. 24. – №. 2. – С. 113-122.

31. Терехов, В.И. Испарительное охлаждение воздуха в адиабатном канале при чередовании влажных и сухих участков / В.И. Терехов, М.В. Горбачев, Х.К. Кхафаджи // Теплофизика и аэромеханика. – 2016, том 23, № 2. – С. 229-239.

32. Terekhov V.I., Khafaji H.Q., Gorbachev M.V. Numerical heat and mass transfer analysis of an indirect evaporative cooler with partially wetted plates// «Topical issues of heat and mass transfer at phase transitions and multiphase flows in modern chemical technology and energy equipment» Apr.18-19, 2016, Novosib.

33. Terekhov V.I., Khafaji H.Q., Ekaid A.L. Numerical Simulation for Laminar Forced Convection in a Horizontal Insulated Channel with Wetted Walls // Proc. 8th ICCSMT, Istanbul, 25-28 May 2015. – 8 p.

34. Горбачев, М.В. Применение испарительного охлаждения в системах кондиционирования воздуха / М.В. Горбачев, Х.К. Кхафаджи, В.И. Терехов // Труды XVI-ой Всероссийской научно-технической конференции, посвященной 70-летию Победы в Великой Отечественной войне «Наука. Промышленность. Оборона». 20-24 апреля 2015. – Изд-во: НГТУ. Новосибирск. - С. 220-225.

35. Терехов, В.И., Оптимизация процесса прямого испарительного охлаждения воздуха при ламинарной вынужденной конвекции между параллельными пластинами / В.И. Терехов, Х.К. Кхафаджи // Труды Всероссийской конференции «XXXI Сибирский теплофизический семинар». – Новосибирск. - 17-19 ноября. - 2014. – С. 290-295.

36. Кэйс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – М.: «Энергия», 1967. – 222 с.
37. Петухов, Б.С. Справочник по теплообменникам / Б.С. Петухов, В.К. Шиков, т. 1 и т. 2. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 549 с.
38. Кокорин, О.Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: «Машиностроение», 1970. – 264 с.
39. Цимерман, А.Б. Об оптимальном способе использования психрометрической разности температур для охлаждения воздуха/ А.Б. Цимерман // ИФЖ. – т. 34.- № 3. – С. 542-546.
40. Чичиндаев А.В. Тепломассообмен влажного воздуха в компактных пластинчато-ребристых теплообменниках /А.В. Чичиндаев. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2012. – 297 с.
41. Цимерман А.Б. Косвенно-испарительный воздухоохладитель нового типа / А.Б. Цимерман, В.С. Майсоценко, И.М. Печерская // Холодильная техника.-1976. - №3. – С. 12-17.
42. Яковенко, И. Новое в кондиционировании воздуха: косвенно-испарительная рекуперативная установка (КИРУС) / И. Яковенко, Е. Соловцов, А. Цимерман // Отопление, водоснабжение, вентиляция. – 2005. – №3.
43. Гаранов, С.А. Выбор оптимальной конструкции теплообменника регенеративного косвенно-испарительного охлаждения в составе комбинированной установки кондиционирования воздуха/ С.А. Гаранов, Д.А. Пантеев, А.Н. Соколик // Холодильная техника. – 2015. –№10.
44. Hsu S. T., Lavan Z., Worek W. M. Optimization of wet-surface heat exchangers // energy. – 1989. – Т. 14. – №. 11. – С. 757-770.
45. Tsay Y.L. Analysis of heat and mass transfer in a countercurrent-flow wet surface heat exchanger //International journal of heat and fluid flow. – 1994. – Т. 15. – №. 2. – С. 149-156.
46. Klitsikas N. et al. Performance of an indirect evaporative cooler in Athens //Energy and Buildings. – 1994. – Т. 21. – №. 1. – С. 55-63.

47. Guo X. C., Zhao T. A parametric study of an indirect evaporative air cooler //Int. Comm. Heat and Mass Transfer. – 1998. – T. 25. – №. 2. – C. 217-226.
48. Joudi K.A., Mehdi S.M. Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load //Energy Conv. Managem. 2000.–T. –№. 17.–p. 1931-1951.
49. Chengqin R., Hongxing Y. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations //Int. J. of Heat and Mass Transfer. – 2006. – T. 49. – №. 3. – C. 617-627.
50. Anisimov S., Vasiljev V. Renewable energy utilization in indirect evaporative air coolers under combined airflow conditions //Proceedings of Clima. – 2007.
51. Zhao X., Li J. M., Riffat S. B. Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling //Applied Thermal Engineering. – 2008. – T. 28. – №. 14. – C. 1942-1951.
52. Heidarinejad G. et al. Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions //Building and Environment. – 2009. – T. 44. – №. 10. – C. 2073-2079.
53. Hui S.C.M., Cheung M.W.Y. Two-stage evaporative cooling systems in hot and humid climate //Proceedings of the Tianjin-Hong Kong Joint Symposium 2009, 29-30 Jun 2009, Tianjin, China. – Hong Kong Institution of Engineers, Building Services Division., 2009.
54. Shariaty-Niassar M., Gilani N. An investigation of indirect evaporative coolers, IEC with respect to thermal comfort criteria //Iranian Journal of Chemical Engineering. – 2009. – T. 6. – №. 2. – C. 15.
55. Riangvilaikul B., Kumar S. Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system //Energy and Buildings. – 2010. – T. 42. – №. 11. – C. 2241-2250.

56. Riangvilaikul B, Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system//Energy and Buildings. –2010. – Т. 42. – №. 5. – С. 637-644.

57. Терехов, В.И. Оптимизация параметров косвенно-испарительных ячеек при спутном и встречном течении теплоносителей / В.И. Терехов, М.В. Горбачев, Х.К. Кхафаджи // Тепловые процессы в технике. – 2016. Т. 8. - № 5. С. 207-213.

58. Терехов, В.И. Возможности систем охлаждения косвенно-испарительного типа / В.И. Терехов, Х.К. Кхафаджи, М.В. Горбачев // «XXXII Сибирский теплофизический семинар, посвящ. 80-летию акад. В. Е. Накорякову»: материалы Всерос. конф., Новосибирск, 19–20 нояб. 2015 г. – Новосибирск. – 2015. – С. 204–205.

59. Горбачев, М.В. Применение испарительного охлаждения в системах кондиционирования воздуха / М.В. Горбачев, Х.К. Кхафаджи, В.И. Терехов // Наука. Промышленность. Оборона : тр. 16 Всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 70-летию Победы Великой Отечественной войне (Новосибирск, 22–24 апр. 2015 г.). – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2015. – С. 22 – 25.

60. Горбачев, М.В. Двухфазный теплоперенос в ячейках с косвенным испарительным охлаждением / М.В. Горбачев, Х.К. Кхафаджи, В.И. Терехов // Динамика многофазных сред: Тр. 14-го Всерос. семинара, приуроч. к 75-летию акад. РАН Фомина В. М., Новосибирск, 2–5 нояб. 2015 г. – С. 37–39.

61. Будневич, С. Охлаждение воды до точки росы наружного воздуха / С. Будневич, И. Голод // Холодильная техника. – 1953.-№3. – С. 66-68.

62. Maisotsenko et al. U.S. patents No 6,497,107; 6,581,402; 6,705,096; 6,776,001; 6,779,351; 6,854,278; 6,948,558; 7,007,453; 7,197,887; 7,228,669.

63. Gershuni A., Maisotsenko V. Method for indirect-evaporative air cooling. US Patent 4,977,753 1990.

64. Maisotsenko V., Gillan L.E., Heaton T.L., Gillan AD. Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler. US Patent 6,508,402 2003.

65. Kozubal E., Slayzak S. Technical Report: Coolerado 5 Ton RTU Performance – Western Cooling Challenge Results. National Renewable Energy Laboratory (8/09). <http://www.nrel.gov/docs/fy09osti/46524.pdf>

66. Idalex Technologies The Maisotsenko cycle – conceptual: A technical concept view of the Maisotsenko cycle, from http://www.idalex.com/technology/how_it_works-engineering_perspective.htm accessed on 7th Dec. 2011

67. <http://www.coolerado.com/news/life-below-the-wet-bulb-Maisotsenko-cycle/> accessed on 7th Dec. 2011.

68. Coolerado, Coolerado HMX (Heat and Mass Exchanger) brochure, C. Corporation. Arvada, Colorado, USA. 2006.

69. Ben Jabrallah S., Belghith A., Corriou J.P. Convective heat and mass transfer with evaporation of a falling film in a cavity Int. J. of Therm. Sc. Vol. 45 (2006), P. 16–28.

70. Gillan, L.E., Maisotsenko V. et al. Fabrication materials and techniques for plate heat and mass exchangers for indirect evaporative coolers, 2010.-USPA Publication. Unit States, Idalex Technologies, Inc.

71. Maisotsenko V., Gillan L., “Evaporative cooling fundamentals. “Idalex” coolers advantages and achievements”, Proceedings of the 2nd Int’l Workshop: Non-Compression Refrigeration & Cooling, Odessa State Academy of Refrigeration, Ukraine, p. 50-55, (1/01).

72. Maisotsenko V., Reyzin I. The Maisotsenko cycle for electronics cooling, Proc. of the ASME/Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems: Advances in Electronic Packaging, 2003.- San Francisco, CA, U.S., pp. 415–424.

73. Duan Z. Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings// PhD thesis, the University - September 2011.

74. Qiu G. A novel evaporative/desiccant cooling system, PhD thesis. The University of Nottingham.-2007.

75. Guerra Z. Evaporative air conditioner for automotive application, PhD Thesis, The Massachusetts Institute of Technology. 1994.

76. Hmood K.N. Simulation of indirect evaporative cooler heat exchanger at Iraqi conditions// PhD Thesis, University of Baghdad, 2008.

77. Xu J. Fundamental design and study of an evaporative cooling system //A Thesis submitted for the degree of master of engineering department of mechanical engineering national university of Singapore.-2014.

78. Duan Z., Zhan C., Zhang X., Mustafa M., Zhao X., Alimohammadisagvand B., et al. Indirect evaporative cooling: past, present and future potentials. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2012.- V.16, P. 6823–6850.

79. Joudi K.A., Mehdi S.M. Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load // *Energy Convers. Manag.* 2000.- V. 41. pp. 1931–1951.

80. Chua K.J., Chou S.K., Yang W.M., Yan J. Achieving better energy-efficient air conditioning – a review of technologies and strategies. *Appl. Energy.*- 2013; 104:87–104.

81. X. Cui, K.J. Chua, M.R. Islam, K.C. Ng Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate // *Energy Conversion and Management.*- 2015. – V. 102.- P. 140–150.

82. Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature // *Applied Thermal Engineering.* – 2010. – T. 30. – №. 16. – C. 2460-2468.

83. Zhan C. et al. Numerical study on indirect evaporative cooling performance comparison between counterflow and crossflow heat exchangers // *Int. J. Low -Carbon Technologies.* – 2010. – T. 6. – C. 100–106.

84. Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: analysis using a modified ϵ -NTU method // *Applied Energy.* – 2012. – T. 89. – №. 1. – C. 237-245.

85. Ahmad A., Rehman S., Al-Hadhrami L. M. Performance evaluation of an indirect evaporative cooler under controlled environmental conditions // *Energy and Buildings.* – 2013. – T. 62. – C. 278-285.

86. Kareem M.A. Experimental performance of two stage evaporating cooling system // SJET. – 2013. – T. 1. – №. 3. – C. 122-127.

87. Lee J., Choi B. S., Lee D. Y. Comparison of configurations for a compact regenerative evaporative cooler //Int. J. Heat and Mass Transfer. – 2013. – T. 65. – C. 192-198.

88. Rogdakis E. D., Koronaki I. P., Tertipis D. N. Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate //Energy and Buildings. – 2014. – T. 70. – C. 497-506.

89. Jradi M., Riffat S. Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings //Applied Energy. – 2014. – T. 132. – C. 524-535.

90. Anisimov S., Pandelidis D., Danielewicz J. Numerical study and optimization of the combined indirect evaporative air cooler for air-conditioning systems // Energy. – 2015. – V. 80. – P. 452-464.

91. Cui X. et al. Studying the performance of an improved dew-point evaporative design for cooling application //Applied Thermal Engineering. – 2014. – V. 63. – №. 2. – P. 624-633.

92. Cui X. et al. Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate // Energy Conversion and Management. – 2015. – V. 102. – P. 140-150.

93. Lee J., Choi B., Lee D. Comparison of configurations for a compact regenerative evaporative cooler// Int. J. Heat Mass Transfer.- 2013, v.65.- p. 192–198.

94. Moshari S., Heidarinejad G. Numerical study of regenerative evaporative coolers for sub-wet bulb cooling with cross-and counter-flow configuration //Applied Thermal Engineering. – 2015. – T. 89. – C. 669-683.

95. Rezaee V., Houshmand A. Feasibility study of Maisotsenko indirect evaporative air cooling cycle in Iran // Geo - Science Engineering. – 2015. – T. 61. – №. 2. – C. 23-36.

96. Zhao X. et al. Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application // *Building and Environment*. – 2009. – Т. 44. – №. 9. – С. 1990-1999.
97. Xuan Y. M. et al. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – V. 16. – №. 5. – С. 3535-3546.
98. Zhao X., Duan Z., Zhan C. and Riffat S.B. Dynamic performance of a novel dew point air conditioning for the UK buildings// *Int. J. of Low-Carbon Technologies*.- 2009, 4, 27–35.
99. Халатов А.А., Карп І.М., Ісаков Б.В. Термодинамічний цикл Майсоценка і перспективи його застосування в Україні // *Вісник Національної академії наук України*. – 2013. – №. 2. – С. 38-49.
100. Liu S. A Novel Heat Recovery/Desiccant Cooling System // Thesis for the degree of Doctor of Philosophy.- University of Nottingham, 2008, 236 p.
101. Pandelidis D., Anisimov S., Worek W. M. Comparison study of the counter-flow regenerative evaporative heat exchangers with numerical methods // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Т. 84. – С. 211-224.
102. Anisimov S., Pandelidis D., Maisotsenko V. Numerical study of heat and mass transfer process in the Maisotsenko cycle for indirect evaporative air cooling // *Heat Transfer Engineering*. – 2016. V.37. - Is. 17.- P. 1455-1465.
103. Anisimov S., Pandelidis D. Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. – 2015. – Т. 84. – С. 974 - 989.
104. Pandelidis D., Anisimov S. Numerical analysis of the selected operational and geometrical aspects of the M-cycle heat and mass exchanger // *Energy and Buildings*. – 2015. – Т. 87. – С. 413-424.
105. Anisimov S., Pandelidis D., Danielewicz J. Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle // *Energy Conversion and Management*. – 2014. – Т. 88. – С. 426-441.

106. Anisimov S., Pandelidis D., Jedlikowski A., V. Polushkin, Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling // *Energy*.- 2014.- v. 76, P. 593–606.
107. Pandelidis D. et al. Numerical analysis of a desiccant system with cross-flow Maisotsenko cycle heat and mass exchanger // *Energy and Buildings*. – 2016. – T. 123. – C. 136-150.
108. Pandelidis D. et al. Comparison of desiccant air conditioning systems with different indirect evaporative air coolers // *Energy Conversion and Management*. – 2016. – T. 117. – C. 375-392.
109. Pandelidis D., Anisimov S. Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler// *Int. J. of Heat and Mass Transfer*.- 2016. V. 103, 1029–1041
110. Patel D.S., Patel H.M. Performance Analysis of An Indirect Evaporative Cooling System using M –Cycle // *Int. J. for Scientific Research & Development*. – 2015. – T. 3., №. 5. – C. 138-146.
111. Moshari S., Heidarinejad G., Fathipour A. Numerical investigation of wet-bulb effectiveness and water consumption in one-and two-stage indirect evaporative coolers // *Energy Convers. and Manag.* – 2016. – T. 108. – C. 309-321.
112. Lin J. et al. Study on dew point evaporative cooling system with counter - flow configuration // *Energy Convers. and Manag.* – 2016. – T. 109. – C. 153-165.
113. Cui X. et al. Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system // *Energy*. – 2016. – T. 95. – C. 303-312.
114. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей/ Н.Б. Варгафтик. – М.: ООО «Старс», 2006. – 720 с.
115. ASHRAE Fundamentals Handbook, Si Edition, 1997, Ch. 6. P. 2
116. Appendix: Physical Properties – Springer, link. [springer.com/ ... /pdf/bbm%3A978-1](http://springer.com/.../pdf/bbm%3A978-1)

117. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости/ С. Патанкар. – М.: «Энергоатомиздат», 1984. – 154 с
118. Kays W.M., London A.L. Compact heat exchangers. 2-nd edition. Mc.Graw-Hill Book Company, New York, 1964. 272 p.
119. Pecherkin N.I., Pavlenko A.N., Volodin O.A. Heat transfer and critical heat flux at evaporation and boiling in refrigerant mixture films falling down the tube with structured surfaces // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 2015. – Vol. 90. – P. 149–158.
120. Жуков, В.И. Влияние высоты слоя на теплообмен и критический тепловой поток при испарении жидкости в условиях низких давлений / В.И. Жуков, А.Н. Павленко, Ю.В. Нагайцева, Д. Вайсс // ТВТ. – 2015. – Т. 53, № 5. – С. 727–734.
121. Patankar S.V., Liu C.H., Sparrow E.M. The periodic thermally developed regime in ducts with streamwise periodic wall temperature or heat flux // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1978. V. 21. P. 557-566.
122. Debbissi C., Orfi J., Nasrallah S.B. Evaporation of water by free or mixed convection into humid air and superheated steam // Int. J. Heat Mass Transfer, 2003, Vol. 46, Is. 4, pp. 4703–4715.
123. Волчков, Э.П. Тепломассообмен в пограничном слое при вынужденном течении влажного воздуха с конденсацией пара на поверхности / Э.П. Волчков, В.В. Терехов, В.И. Терехов // Теплофизика и аэромеханика. – 2000. – Т. 7, № 2. – С. 257–266.
124. Волчков, Э.П. Температура инверсии при адиабатическом испарении жидкости в паровоздушную смесь / Э.П. Волчков, А.И. Леонтьев, С.Н. Макарова // Теплофизика и аэромеханика. – 2007. – Т. 14, № 4. – С. 521–533.
125. Бояршинов, Б.Ф. Конвективный тепломассообмен при испарении жидкости в газовый поток / Б.Ф. Бояршинов, Э.П. Волчков, В.И. Терехов // Известия СО АН СССР. Сер. техн. наук. – 1985. – № 16, Вып. 3. – С. 13–22.
126. Берман, Л.Д. Об аналогии между тепло - и массообменном/ Л.Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1955. – № 8. – С. 10–19.

127. Кумада, Т. Тепло - и массообмен при испарении жидкости в турбулентный поток воздуха / Т. Кумада, Т. Хирота, Н. Тамура, Р. Исигуро // Теплопередача. – 1986. – № 1. – С. 1–6.

128. Volchkov E.P. Concerning the heat and mass transfer features on permeable surfaces // Inter. J. Heat Mass Transfer. – 2006. – Vol. 49. – P. 755–762.

129. Накоряков, В.Е. О совместном тепломассопереносе при абсорбции на каплях и плёнках / В.Е. Накоряков, Н.И. Григорьева // ИФЖ. – 1977. – Т. 32, № 3. – С. 399-405.

130. Carrier Corporation. HandBook of Airconditioning System Design, McGraw-Hill, New York. 1965.

131. ASHRAE Fundamentals Handbook (SI), 1997, ch. 6. P. 2

132. Лисица, А.Ю. К вопросу эффективности косвенно-испарительного охлаждения циклового воздуха ГТП / А.Ю. Лисица //Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – №. 9. – С. 50 – 55.

133. Арсирий, В.А. Охлаждение воды в градирне до точки росы атмосферного воздуха / В.А. Арсирий, Н.А. Тамер // Труды Одесского политехнического университета. – 2009. – №. 2. – С. 73.

134. Fakhrabadi F., Kowsary F. Optimal design of a regenerative heat and mass exchanger for indirect evaporative cooling //Applied Thermal Engineering. – 2016. – Т. 102. – С. 1384-1394.

135. Miyazaki T., Akisawa A., Nikai I. The cooling performance of a building integrated evaporative cooling system driven by solar energy //Energy and Buildings. – 2011. – Т. 43. – №. 9. – С. 2211-2218.

136. Cui X. et al. Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers // Energy Conversion and Management. – 2014. – Т. 88. – С. 372-381.

137. Liu Z., Allen W., Modera M. Simplified thermal modeling of indirect evaporative heat exchangers //HVAC&R Research. – 2013. – Т. 19. – №. 3. – С. 257-267.

138. Xuan Y. M. et al. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research //Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2012. – Т. 16. – №. 5. – С. 3535-3546.
139. Porumb B. et al. A review of indirect evaporative cooling technology // Energy Procedia. – 2016. – Т. 85. – С. 461-471.
140. Lin J. et al. Unsteady-state analysis of a counter-flow dew point evaporative cooling system // Energy. – 2016. – Т. 113. – С. 172-185.
141. Чичиндаев, А.В. Теплообмен влажного воздуха в компактных пластинчато-ребристых теплообменниках: монография / А.В. Чичиндаев. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2012. – 297 с.
142. Patankar S.V. Elliptic systems: Finite Difference Method/Handbook of Numerical Heat Transfer, a Wiley-Interscience Publication, 1988.-New York.
143. Patankar, S.V. and Spalding, D.B. A calculation on procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows/ / Int. J. Heat Mass Transfer, 1972.- V. 15, pp.1787-1806.
144. Shah R.K., London A.L. Laminar flow forced convection in ducts, 1978. -Academic Press, New York, USA.
145. Alla A.N., Feddaoui M. Meftah H. Simultaneous heat and mass transfer inside a vertical channel in evaporating a heated falling glycols liquid film // Heat Mass Transfer.- 2015, V.51, P.1747–1760
146. Baumann W.W., Thiele F. Heat and mass transfer in evaporating two-component liquid film flow // Int. J. Heat Mass Transfer.-1990.-V.33. p. 267–273.
147. Hoke B.C., Chen J.C. Mass transfer in evaporating falling liquid film mixtures // AIChE.-1992. V. 38, P. 781–787.
148. Palen J.W., Wang Q., Chen J.C. (1994) Falling film evaporation of binary mixtures// AIChE.-1994, V. 40, P. 207–214.
149. Волчков, Э.П. Температура инверсии при адиабатическом испарении жидкости в паровоздушную смесь / Э.П. Волчков, А.И. Леонтьев, С.Н. Макарова// Теплофизика и аэромеханика. – 2007. – Т. 14, № 4. – С. 521–533.

150. Терехов, В.И. Теплозащитные свойства двух- фазных газокапельных завес в вертикальном цилиндрическом канале / В.И. Терехов, К.А. Шаров, В.Е. Шишкин// Известия РАН - Энергетика. – 2003. № 6. С. 135-144.

151. Санитарные правила и нормы СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений/1996 г. N 21. :<http://base.garant.ru/4173106/#ixzz4Saqzql00>

152. Губернский, Ю.Д. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий / Ю.Д. Губернский, Е.И. Корневская. – М.: Изд-во "Медицина", 1978.-192 с.

153. Межгосударственный стандарт. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. ГОСТ 30494-96. Госстрой России, ГУП ЦПП, 1999.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

«УТВЕРЖДАЮ»

Директор ФГБУН Институт теплофизики им.
С.С. Кутателадзе СО РАН, академик




декабря 2016 г.

Алексеев С.В.

АКТ

об использовании результатов научной работы соискателя Кхафаджи Хаидер Касим Алван в научно-технических разработках ИТ СО РАН

Настоящий акт подтверждает, что пакет программ для численного моделирования процессов теплообмена, а также научно - методические и прикладные результаты, полученные в диссертационной работе Кхафаджи Хаидер Касим Алван «Теплообмен в энергоэффективных системах косвенно-испарительного охлаждения», аспиранта кафедры ТТФ НГТУ, были использованы в Институте теплофизики СО РАН при исследованиях теплового режима внутренних помещений зданий и сооружений. Данные численных исследований теплообмена в каналах косвенно-испарительных ячеек были использованы при расчетах систем вентиляции и кондиционирования воздуха с целью выбора наиболее эффективных схем обеспечения микроклимата в реальных жилых и производственных помещениях при различных тепловлажностных условиях окружающего воздуха.

Зав. лабораторией
проблем энергосбережения, д.т.н.

Ведущий инженер




Низовцев М.И.

Бородулин В.Ю.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор НГТУ
по научной работе
д.т.н., профессор
А.Г. Вострецов

«10» января 2017 г.



внедрения результатов научной работы в учебный процесс

Настоящий акт подтверждает, что научно-методические и прикладные результаты, полученные в диссертационной работе «Тепломассообмен в энергоэффективных системах косвенно-испарительного охлаждения» аспиранта Кхафаджи Хаидер Касим Алвана, были использованы ФГБОУВО Новосибирский государственный технический университет (НГТУ) на кафедре Технической теплофизики (ТТФ) в следующих дисциплинах и видах учебных работ подготовки бакалавров и магистрантов.

1. Полученные научные результаты используются при чтении лекций по следующим дисциплинам: «Тепломассообмен», «Вычислительная математика», «Основы теории пограничного слоя».

2. На основании разработанного пакета прикладных программ подготовлены комплексы лабораторных работ и индивидуальные задания по дисциплинам:

- а) «Вычислительная математика» – для бакалавров 3 курса;
- б) «Основы теории пограничного слоя» – для магистрантов первого года обучения.

Заведующий кафедрой ТТФ
д.т.н., профессор

А.В. Чичиндаев

Ученый секретарь кафедры ТТФ
к.т.н., доцент

М.В. Горбачев