

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

КАНЕВ Михаил Анатольевич

**СОЗДАНИЕ ВЛАЖНОСТНОГО РЕЖИМА В АДМИНИСТРАТИВНЫХ
ПОМЕЩЕНИЯХ ДЛЯ СЕВЕРНОЙ КЛИМАТИЧЕСКОЙ ЗОНЫ**

Специальность: 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование
воздуха, газоснабжение и освещение

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент В.М Уляшева

Санкт-Петербург
2016

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ, МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ В АДМИНИСТРАТИВНЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ В СЕВЕРНЫХ УСЛОВИЯХ.....	10
1.1 Общая характеристика объектов исследований.....	10
1.2 Проблема обеспечения требуемых параметров микроклимата на рабочих местах в административных помещениях.....	17
1.3 Обзор методов и технических средств обеспечения влажностного режима в административных помещениях.....	23
Выводы по первой главе.....	29
ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЗДУШНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПОМЕЩЕНИЯХ.....	31
2.1 Анализ математических моделей процессов тепло-воздухообмена в помещениях.....	31
2.2 Физико-математическая модель формирования теплового, влажностного и воздушного режимов помещения.....	38
2.3 Проверка адекватности математической модели тепло-влажностного и воздушного режимов в помещении.....	46
Выводы по второй главе.....	51
ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ОРОШАЕМЫХ НАСАДКАХ.....	52
3.1. Особенности процессов тепло- и массообмена в орошаемых насадках.....	52
3.2 Методы расчета тепломассообмена в орошаемых насадках.....	59
3.3 Численная модель тепломассообменных процессов в орошаемой насадке.....	67
3.4 Результаты численного решения.....	70
Выводы по третьей главе.....	74

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	76
4.1 Планирование экспериментальных исследований.....	76
4.2 Исследования работы сотового увлажнителя.....	82
4.3 Описание опытной установки.....	86
4.4 Результаты экспериментальных исследований опытной установки.....	91
Выводы по четвертой главе.....	100
ГЛАВА 5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	102
5.1 Техничко-экономическое сравнение различных способов увлажнения воздуха.....	102
5.2 Прогнозирование параметров микроклимата административных помещений.....	105
5.3 Расчет экономической эффективности применения сотового увлажнителя.....	109
Выводы по пятой главе.....	111
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	112
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	114
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	139

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность избранной темы. Административные помещения характеризуются наличием не только большого количества офисной организационной техники (оргтехники), но и бумажной документации. Воздушная среда объектов, расположенных в Северной климатической зоне, отличается малым содержанием влаги наружного воздуха в холодный период года. Низкая относительная влажность воздуха приводит к обезвоживанию как всего организма в целом, так и отдельно органов дыхания, а также к выходу из строя дорогостоящей электронной аппаратуры.

В связи с интенсивным развитием населенных пунктов регионов Севера и Сибири нашей страны возрастает потребность в совершенствовании методов и средств создания оптимальных параметров микроклимата в административных помещениях.

Существующие методики расчета элементов систем кондиционирования воздуха недостаточно учитывают подробные характеристики процессов тепломассообмена, в частности, в аппаратах для увлажнения воздуха, что приводит к снижению показателей качества воздуха при одновременном возрастании эксплуатационных расходов.

Таким образом, необходимость повышения качества обработки воздуха и сокращения эксплуатационных расходов путем совершенствования методов расчета тепломассообменных процессов в системах кондиционирования воздуха определяет актуальность данной работы.

Степень разработанности темы исследования. Теоретической базой исследования послужили работы отечественных и зарубежных ученых – А.Г. Аверкина, С.М. Анисимова, Б.В. Баркалова, В.Н. Богословского, В.И. Бодрова, А.Н. Гвоздкова, А.А. Гоголина, А.И. Еремкина, Е.Е. Карписа, О.Я. Кокорина, А.Я. Креслия, В.С. Майсоценко, А.Л. Наумова, А.В. Нестеренко, Л.И. Неймарк, М.Я. Поза, А.А. Рымкевича, О.Сеппанен, А.Г. Сотникова, Е.В. Стефанова, М. Г. Тарабанова, В.М. Уляшевой,

П.В. Участкина, А.В. Цыганкова, Б.Н. Юрманова и др., а также работы проектных и научно-исследовательских организаций, таких как ЦНИИПромзданий, ВНИИКондиционер и др.

Цель исследования заключается в развитии способов создания влажностного режима в административных помещениях для северной климатической зоны, эффективных методов расчета и экспериментальных исследований систем обеспечения нормируемых параметров микроклимата.

Задачи исследования:

- проанализировать отечественные и зарубежные нормативные документы, регламентирующие параметры микроклимата административных помещений, а также результаты исследований в области создания влажностного режима и состояние условий труда на объектах, расположенных в северной климатической зоне;
- выполнить сравнительный анализ существующих методов и средств увлажнения воздуха, применяемых в административных зданиях;
- осуществить экспериментальные исследования и численное моделирование тепловлажностных процессов в административных помещениях;
- разработать схему и смонтировать опытную установку для проведения экспериментальных исследований сотового увлажнителя;
- разработать численную модель процесса теплообмена в сотовом увлажнителе;
- выполнить сопоставление результатов численного моделирования с экспериментальными исследованиями и нормативными требованиями.

Объект исследования – административные помещения, расположенные в Северной климатической зоне.

Предмет исследования – аппараты кондиционирования воздуха, предназначенные для увлажнения воздуха.

Научная новизна исследования заключается в достижении следующих конкретных результатов:

1. Получены поля распределения параметров микроклимата в административном помещении по результатам натурного эксперимента и численного моделирования с использованием модели турбулентности Спаларта-Аллмареса.

2. На основе экспериментальных исследований получены количественные характеристики распределения параметров воздуха в приточной струе для рециркуляционного промышленного увлажнителя воздуха.

3. По результатам экспериментальных исследований на разработанной и созданной автором опытной установке получены новые зависимости для определения коэффициентов тепло- и массоотдачи в сотовом увлажнителе.

4. На базе разработанной численной модели испарения пленки воды с поверхности сотового увлажнителя получены количественные характеристики процесса увлажнения.

5. На основании анализа и обобщения результатов экспериментальных и теоретических исследований получена зависимость для расчета критерия Нуссельта, определяющего процесс испарения в сотовом увлажнителе.

Теоретическая значимость работы заключается в развитии теории и методологии формирования микроклимата административных помещений и тепломассообменных процессов в орошаемых насадках. Выводы и рекомендации могут служить основой для дальнейших теоретических исследований.

Практическая значимость диссертационного исследования заключается в возможности применения разработанных методов в практической деятельности проектных организаций для повышения

эффективности работы систем обеспечения микроклимата административных помещений.

Методология и методы исследования

Методологической основой диссертационного исследования являются отечественные и международные стандарты в области микроклимата административных помещений, основные положения теории тепломассообмена и аэродинамики в помещениях и аппаратах тепловлажностной обработки воздуха; методы математической статистики планирования эксперимента; теория численного моделирования. В диссертационной работе использованы методы тепловизионного обследования, натурных и лабораторных экспериментов.

Положения, выносимые на защиту:

- поля распределения параметров микроклимата в административном помещении по результатам натурного эксперимента и численного моделирования;
- количественные характеристики распределения параметров воздуха в приточной струе для рециркуляционного промышленного увлажнителя воздуха;
- новые зависимости для определения коэффициентов тепло- и массоотдачи в сотовом увлажнителе, полученные на разработанной и созданной автором опытной установке;
- количественные характеристики процесса увлажнения на базе разработанной численной модели;
- зависимость для расчета критерия Нуссельта, определяющего процесс испарения в сотовом увлажнителе;
- результаты численного моделирования для прогнозирования распределения параметров микроклимата в административном помещении и обоснование проектного решения системы кондиционирования воздуха с применением сотового увлажнителя.

Область исследования соответствует паспорту специальности 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,

газоснабжение и освещение», а именно п. 5 «Тепловой, воздушный и влажностный режимы зданий различного назначения, тепломассообмен в ограждениях и разработка методов расчета энергосбережения в зданиях» и п. 3: «Создание и развитие эффективных методов расчета и экспериментальных исследований систем теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, газоснабжения, освещения, защиты от шума».

Степень достоверности и апробация результатов.

Достоверность результатов исследования подтверждается использованием фундаментальных положений теории тепломассообмена и методов математического анализа с применением современного программного обеспечения; правомерностью принятых допущений; результатами натурных и лабораторных исследований; удовлетворительной сходимостью результатов аналитических расчетов с данными, полученными экспериментальным путем.

Основные результаты работы докладывались и обсуждались: на X Международной научной конференции «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды» 13–20 мая 2012 г., г. Будапешт (Венгрия); Международной научно-практической конференции «Инженерно-экологические системы» 10–12 октября 2012 г., г. Санкт-Петербург; XI Международной научной конференции «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды» 23 марта – 5 апреля 2013 г., г. Ханой (Вьетнам); II Международном конгрессе «Актуальные проблемы современного строительства» 10–12 апреля 2013 г., г. Санкт-Петербург; XII Международной научной конференции «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды», 23 марта – 3 апреля 2014 г., г. Хайфа (Израиль); III Международном конгрессе «Актуальные проблемы современного строительства» 9–11 апреля 2014 г., г. Санкт-Петербург; II Международной научно-практической конференции «Отечественная наука в эпоху изменений: постулаты прошлого и теории нового времени» 7–8 ноября 2014 г., г. Екатеринбург; XIII Международной научной конференции «Качество

внутреннего воздуха и окружающей среды» 15–28 апреля 2015 г., г. Сиань (Китай); 68 Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы современного строительства» 15–17 апреля 2015 г., г. Санкт-Петербург.

Основные результаты исследований апробированы в ООО «2Н АКВА Групп» (г. Санкт-Петербург), Строительно-технологическом институте ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет» (г. Ухта) и ООО «Техстроймонтаж» (г. Ухта). Организациями представлены акты о внедрении научных результатов.

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 15 научных работах, общим объемом 3,9 п. л., в том числе 5 в рецензируемых изданиях из перечня, размещенного на официальном сайте ВАК.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация изложена на 169 страницах печатного текста, состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 211 источников, и пяти приложений. В работе представлено 53 рисунка, 6 таблиц и 81 формула.

1. Анализ состояния параметров воздушной среды, методов и средств обеспечения нормируемых параметров в административных помещениях в северных условиях

1.1 Общая характеристика объектов исследований

Системы кондиционирования микроклимата, как известно [21], включают в себя:

- ограждающие конструкции зданий (ОК), которые защищают нас от вредного воздействия наружной среды, обеспечивая заданный их теплотехническими характеристиками температурный перепад между внутренней и наружной средами;
- системы отопления (СО), в том числе и воздушные, обеспечивающие компенсацию теплотерь помещений и тем самым поддержание заданной (нормируемой) температуры в холодный период года;
- системы вентиляции (СВ), рассчитываемые на поддержание в помещениях допустимой температуры, относительной влажности, подвижности и чистоты воздушной среды в этих помещениях путем подачи чистого и удаления загрязненного воздуха;
- системы кондиционирования воздуха (СКВ), используемые для поддержания оптимальных температурно-влажностных условий и чистоты воздуха в помещениях.

Офисные помещения характеризуются наличием не только большого количества офисной организационной техники (оргтехники), но и бумажной документации. Хотя идея безбумажного делопроизводства родилась уже лет 20 назад и захватила умы многих специалистов по информатике, деловой мир еще и сегодня насыщен именно бумажной информацией. В целом в фирмах более 90% информации хранится на бумаге. Бумага весьма гигроскопична, обладает интенсивной адсорбционной способностью [74].

В связи с бесчисленными перепланировками и перестройками во многих случаях удаление “загрязненного” воздуха из вышеуказанных

помещений происходит за счет эксфильтрации через неплотности в строительных конструкциях. С установкой пластиковых окон в большинстве административных помещений процесс эксфильтрации затрудняется, что приводит к образованию застойных зон.

Северные климатические условия, используемые для проектирования систем кондиционирования микроклимата [166], например, для Республики Коми (г. Ухта) представлены в таблице 1.1 [158]:

Таблица 1.1

Расчетные параметры наружного воздуха

Температура воздуха наиболее холодной пятидневки, °С, обеспеченностью 0,92	-39
Продолжительность, сут, периода со средней суточной температурой воздуха $\leq 8^{\circ}\text{C}$	261
Средняя температура воздуха, °С, периода со средней суточной температурой воздуха $\leq 8^{\circ}\text{C}$	-6,4
Абсолютная минимальная температура воздуха, °С	-49
Температура воздуха в теплый период, °С, обеспеченностью 0,98	23,2
Абсолютная максимальная температура воздуха, °С	35

Такие контрастные внешние условия вызывают значительные сложности при проектировании систем обеспечения микроклимата. Воздушная среда объектов, расположенных в Северной климатической зоне, отличается малым содержанием влаги наружного воздуха в холодный период года. Среднегодовое абсолютное содержание влаги в атмосферном воздухе приполярных областей ниже, чем в воздухе пустынь, так как при сильном морозе влага вымерзает. В районах холодного климата низкая абсолютная влажность характерна не только для открытого пространства, но и для жилых, служебных и производственных помещений, то есть сухость воздуха является постоянным фактором среды обитания [32].

Низкая относительная влажность воздуха приводит к обезвоживанию как всего организма в целом, так и отдельно органов дыхания. Последнее вызывает развитие легочных болезней. Кроме того, сухой воздух, являясь плохим проводником статического электричества, способствует накоплению

последнего на различных поверхностях с последующим разрядом разнозначных зарядов, что приводит к выходу из строя дорогостоящей электронной аппаратуры.

При проектировании систем кондиционирования воздуха вышеперечисленных объектов в первую очередь возникает проблема выбора нормируемых параметров в связи с наличием нескольких нормативных документов [41, 42, 141, 142, 152]. С учетом современной тенденции компьютеризации практически всех рабочих мест (РМ) в помещениях с ПЭВМ за расчетные параметры должны быть выбраны оптимальные параметры микроклимата для категории Ia [142]. Исходя из данного принципа, выполнена оценка фактического состояния условий труда по фактору «микроклимат» (рисунок 1.1) при наличии регулируемой системы отопления и естественной вытяжной вентиляции [83, 131, 179-181].

Данные рисунка 1.1 показывают, что основной проблемой улучшения состояния микроклимата является необходимость увлажнения воздуха в холодный период года. Эта проблема усугубляется тем, что температура воздуха в большинстве административных помещений выше нормируемых значений из-за избыточных теплоступлений от приборов систем отопления, несмотря на использование современных средств регулирования.

При низких температурах наружного воздуха (ниже -15°C) относительная влажность воздуха в помещениях держится на уровне 5% при допустимой 15%. Иначе говоря, при наличии в помещениях традиционных систем отопления и вентиляции в северной климатической зоне не обеспечивается даже минимально допустимое значение относительной влажности.

Рассматривая процессы на i-d диаграмме (рисунок 1.2), можно оценить необходимое количество влаги. Расход воды для обеспечения минимального допустимого значения относительной влажности 15% составляет порядка 1,2 кг в день на 1 РМ и, соответственно, минимального оптимального (40%) - 3,5 кг.

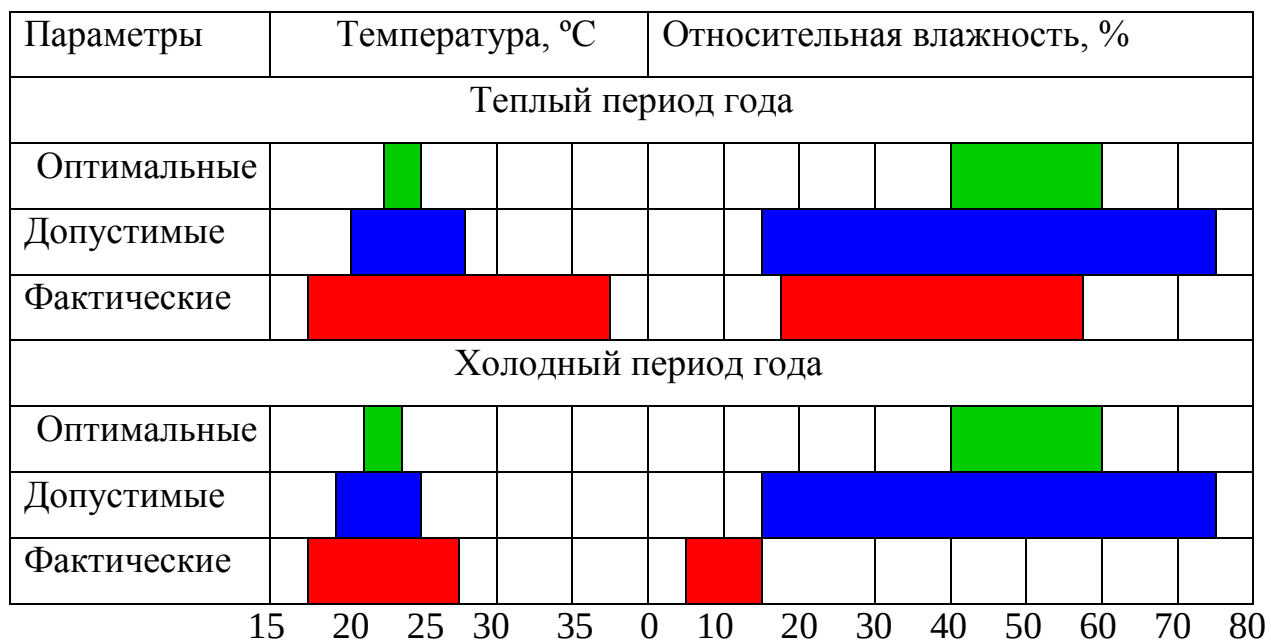


Рисунок 1.1 – Фактические и нормируемые значения параметров воздуха в административных помещениях

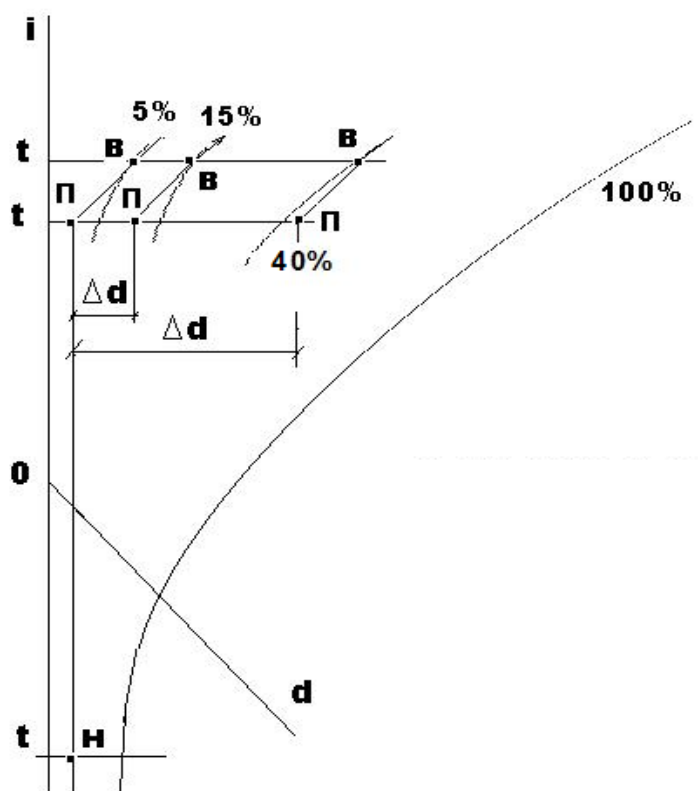


Рисунок 1.2 – Процессы изменения состояния воздуха

Многие страны, особенно европейские, стремятся максимально снизить энергопотребление, используя действующие технические регламенты в

области энергетической эффективности зданий [150]. В некоторых странах регламентируются не только ограничения по площади оконных конструкций, но и расписание открытия окон, а также периодичность использования устройств, защищающих от энергии солнечной радиации, включая пороговые значения солнечного излучения и освещения, требования к коэффициентам естественной освещенности. Герметичность ограждающих конструкций здания способствует снижению общей потребности зданий в тепло- и холодоснабжении. Почти во всех странах сейчас заданы численные показатели герметичности ограждающих конструкций. Требования по герметичности зданий регламентируются либо по кратности, либо по значению воздухопроницаемости в $\text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$. Имеет место тенденция поэтапного ужесточения требований.

Несмотря на достаточно жесткие требования при приемке объектов после проведения ремонтных работ или завершения строительства, температура поверхности окон практически всегда ниже нормируемых значений радиационной температуры [142]. С другой стороны, повышение герметичности здания, спроектированного согласно требованиям нормативных документов 70-80 годов, может быть в определенных обстоятельствах опасно, поскольку воздухообмен в этих зданиях достигается исключительно за счет процессов инфильтрации – эксфильтрации воздуха через ограждающие конструкции здания. С установкой пластиковых окон в большинстве помещений, в первую очередь административных, процесс эксфильтрации затруднился, что приводит к образованию застойных зон.

На практике герметичность ограждающих конструкций весьма тяжело контролировать. Одним из способов оценки герметичности является тепловой метод неразрушающего контроля или метод ИК (инфракрасной) – диагностики, особенности которого подробно изложены в работе [68]. В 2011г. в РФ введен нормативный документ [43], регламентирующий обязательность проведения обследования и мониторинга технического состояния зданий и сооружений. Согласно требованиям этого документа при

участии автора выполнено тепловизионное обследование внутренних поверхностей наружных стен административных помещений с использованием тепловизора Prism DS IR[208]. Некоторые результаты тепловизионных исследований внутренней поверхности стандартного пластикового окна административного помещения [179-181] при температуре наружного воздуха $(-18) \div (-21)^{\circ}\text{C}$ приведены на рисунке 1.3. Микроклимат в данных помещениях обеспечивается в холодный период регулируемые приборами отопления и естественной вытяжкой.

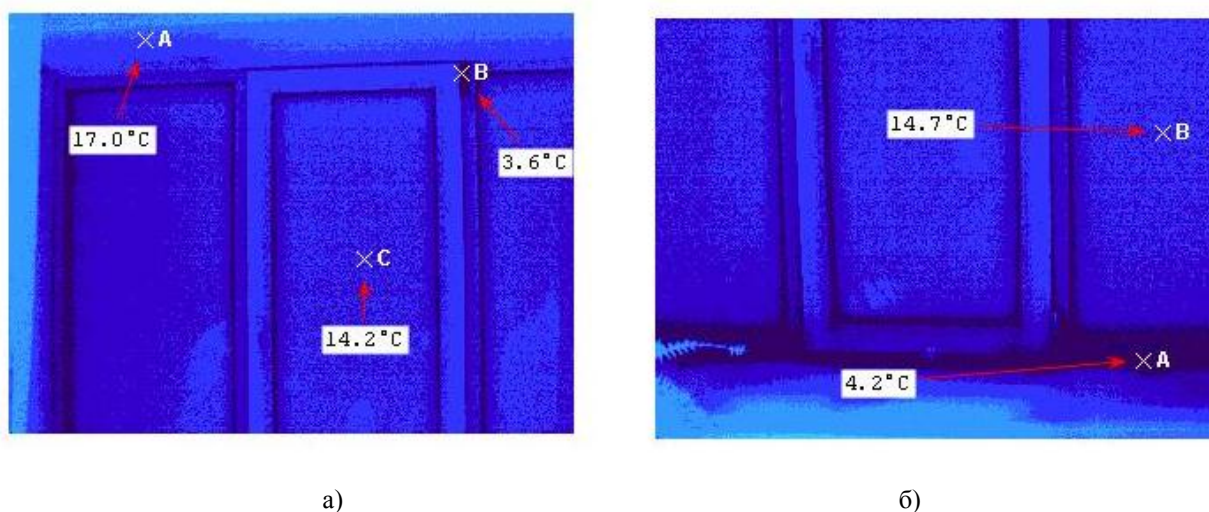


Рисунок 1.3 – Термограммы окон административных помещений: а – бухгалтерии, б – диспетчерской

Параллельно проводились измерения параметров воздуха в соответствии с методикой, изложенной в [142], с использованием многофункционального прибора Testo 445. Результаты измерений температуры воздуха, измеренной на высоте 1.000м от пола, для помещения бухгалтерии приведены на рисунке 1.4.

В других помещениях из-за избыточных теплопоступлений от приборов систем отопления, несмотря на использование современных средств регулирования, температура воздуха выше нормируемых значений (рисунок 1.5).

Применение различного рода солнцезащитных устройств (селективное остекление, светоотражающие пленки, шторы-жалюзи, козырьки и маркизы над окнами, а также другие устройства) для снижения воздействия солнечной

радиации на тепловой режим помещений в теплый период также приводит к возникновению противоречий между теплозащитными [164] и светотехническими характеристиками [165] светопрозрачных ограждающих конструкций.

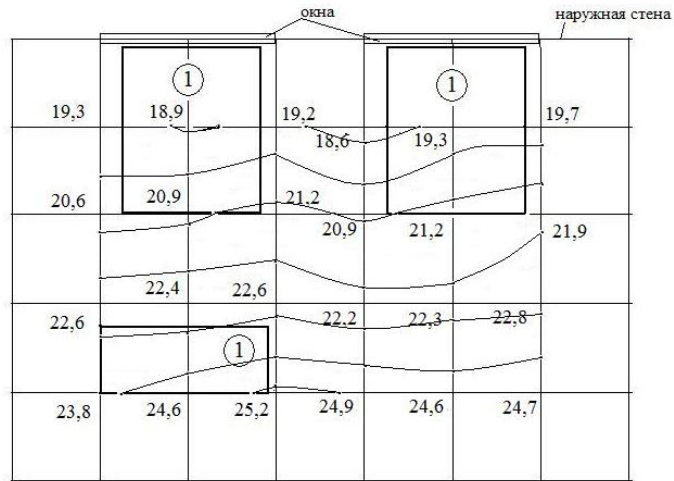
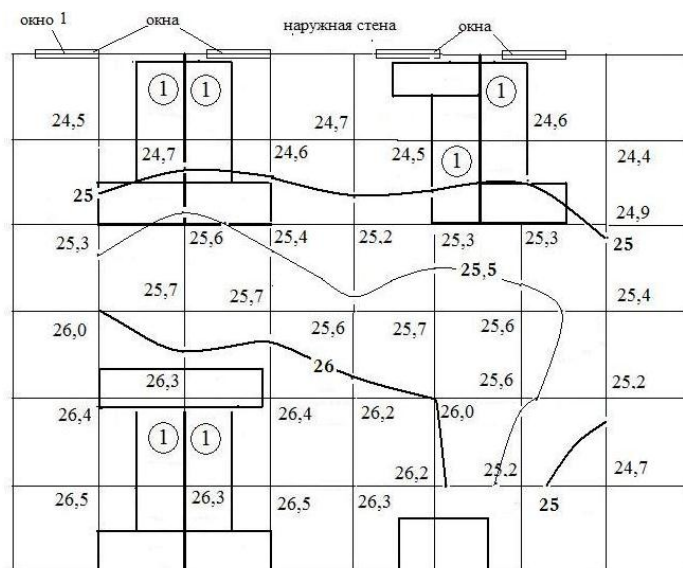
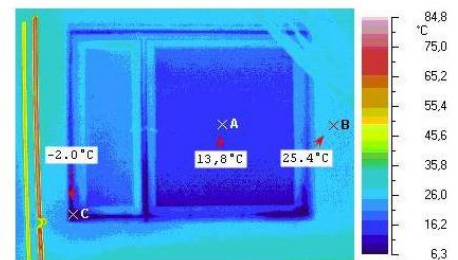


Рисунок 1.4 – Поле температуры в помещении бухгалтерии



а)



б)

Рисунок 1.5 – Поле температуры воздуха (а) и термограмма окна 1 (б) административного помещения

Так среди рабочих мест с отклонениями по параметрам световой среды примерно половина приходится на следующую ситуацию. После реконструкции или ремонта величина коэффициента естественного освещения (КЕО) оказалась ниже нормируемой, например, при устройстве солнцезащитных устройств с целью снижения нагрузки на систему

охлаждения здания в теплый период года [131]. В этом случае для обеспечения общей нормируемой осветительной обстановки необходимо повысить освещенность рабочей поверхности на одну ступень по шкале освещенности [165], что сделать во многих случаях затруднительно.

1.2. Проблема обеспечения требуемых параметров микроклимата на рабочих местах в административных помещениях

Для того чтобы начать проектирование системы кондиционирования воздуха необходимо иметь как минимум следующие данные [166]:

- расчетные параметры наружного климата;
- требуемые параметры микроклимата помещений;
- минимальную удельную норму наружного воздуха, подаваемого в помещение.

Несмотря на наличие нормативных документов, регламентирующих параметры микроклимата административных помещений, определиться с ними не так просто. Во-первых, этих нормативных документов довольно много [41, 42, 141, 142, 152] и требования они предъявляют самые различные. Во-вторых, отечественные нормативы давно не пересматривались и значительно отличаются от зарубежных. В-третьих, зачастую, даже при соблюдении требований нормативов многие работники жалуются на неудовлетворительное состояние воздушной среды [205].

При расчете режима работы системы кондиционирования воздуха в теплый период в северных районах возникает серьезная проблема - низкая расчетная температура наружного воздуха. К примеру, для города Ухта согласно [168] она составляет 23,2 °С. Возникают трудности при расчете и подборе воздухоохладителя, может оказаться, что его установка вообще не требуется, хотя температура наружного воздуха в теплый период может достигать 30-35 °С и в этом случае без охлаждения не обойтись.

Энергопотребление зданий в значительной степени зависит от показателей, характеризующих микроклимат помещения и влияющих на здоровье, производительность труда и комфорт людей, находящихся в данном помещении. При этом энергосберегающие мероприятия не должны осуществляться в ущерб комфорту и здоровью людей. Однако использование данных СП по строительной климатологии [168] согласно требованиям [166] обеспечивает снижение энергопотребления системами кондиционирования воздуха, поскольку имеет место существенное снижение расчетных температур наружного воздуха в теплый период года (параметры Б) по сравнению с действующим ранее нормативным документом СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». Несмотря на глобальное потепление для отдельных регионов (рисунок 1.6) такое снижение составляет до 3°C. Для многих населенных пунктов сочетание нормируемых значений температуры и удельной энтальпии в теплый период года согласно СП по строительной климатологии [168] таково, что для обеспечения необходимых параметров внутреннего воздуха достаточно подавать наружный необработанный воздух.

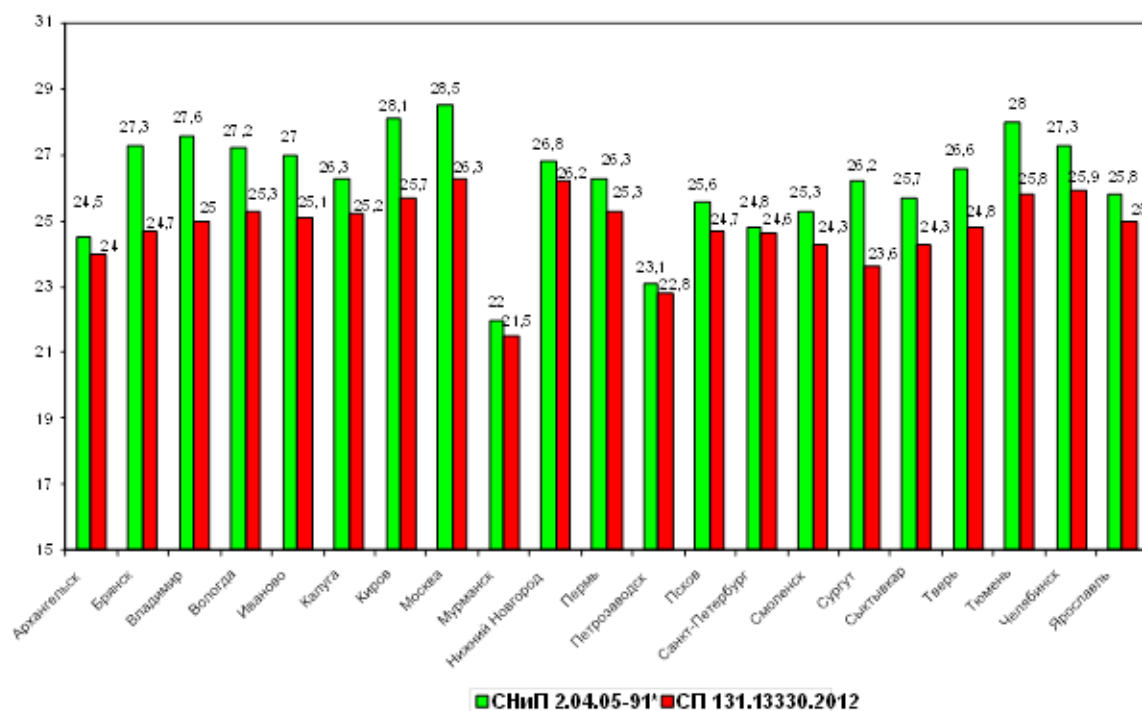


Рисунок 1.6 – Температура наружного воздуха (параметр Б) в теплый период года по данным нормативных документов

Опыт показывает, что ряд проектировщиков для расчета систем кондиционирования воздуха продолжают пользоваться устаревшим нормативным документом – СНиП 2.04.05-91*. Другие используют, например, абсолютную максимальную температуру или принимают заведомо большой запас по холодопроизводительности. Так, в работе [95] анализ проектов показывает, что при расчетах системы кондиционирования воздуха в качестве исходных данных для Москвы принимается температура 32°C и энтальпия 80кДж/кг или, соответственно, 30°C и 70кДж/кг. Это, по мнению экспертов, также недопустимо.

Одновременно для холодного периода года температура наружного воздуха по параметрам Б для большинства населенных мест осталась прежней, а в некоторых даже понизилась. Например, для Москвы эта температура составляет (-28°C), а в предыдущем нормативном документе - (-26°C).

Анализ карты зон влажности (рисунок 1.7) показывает, что при любой относительной влажности наружного воздуха (обычно 70-80%), все регионы России со среднемесячной температурой за январь ниже (-14°C) имеют влагосодержание менее 1 г/кг. К этим регионам относятся I зона и зона IIIA, заштрихованные на карте [79]. В этом случае при использовании только приточной вентиляции в холодный период года характерна относительная влажность (рисунок 1.1) внутреннего воздуха менее 15% [81].

Если учесть, что проектирование систем кондиционирования воздуха осуществляется по климатическим параметрам категории Б [166], то практически для всех регионов страны в состав установки кондиционирования воздуха должен быть включен увлажнитель воздуха.

В странах ЕС [151] регламентируется большой перечень факторов определяющих энергоэффективность зданий, в котором отсутствуют в явном виде показатели, связанные с увлажнением воздуха.

Рисунок 1.7 – Схематическая карта климатического районирования для строительства

Проблема обеспечения нормируемых влажностных условий для большинства стран – основных производителей оборудования для систем кондиционирования воздуха не является актуальной вследствие теплого и влажного наружного климата в зимнее время.

Совершенствованию принципов определения расчетных параметров наружного воздуха посвящено значительное число работ, например, [66, 148, 154, 158, 160]. В частности, в работе А.Г. Сотникова [184] представлена оригинальная методика определения расчетных параметров наружного климата для теплого периода года.

Остается неопределенным и вопрос выбора параметров внутреннего воздуха. Необходимо отметить, что и в других странах до настоящего времени вопросы нормирования параметров микроклимата помещений находятся в процессе серьезной разработки [206, 207]. В работах [66, 181] приведены данные о действующих отечественных нормативных документах для выбора расчетных параметров микроклимата [41, 42, 141, 142, 152]. Кроме того, согласно политике гармонизации с зарубежными стандартами в РФ принят национальный стандарт [47]. Требования этих нормативных документов существенно различаются, как показано в таблице 1.2. и на рисунке 1.8. В нашей стране действуют еще ряд нормативных документов (СП, СНиП), в которых также приводятся нормируемые параметры для аналогичных помещений.

Таблица 1.2

Нормируемые параметры микроклимата в административных помещениях в теплый период года

Нормативный документ	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
ГОСТ 30494-2011 [41]	23 – 25	60 – 30	$\leq 0,3$
СанПиН 2.2.4.548-96 [142]	23 – 25	60 – 40	$\leq 0,1$
ГОСТ Р ЕН 13779-2007 [47]	23 – 26	30 ¹ – 70	0,1 – 0,25 ²

Примечания: ¹ – определяется по согласованию с Заказчиком; ² – в зависимости от температуры воздуха.

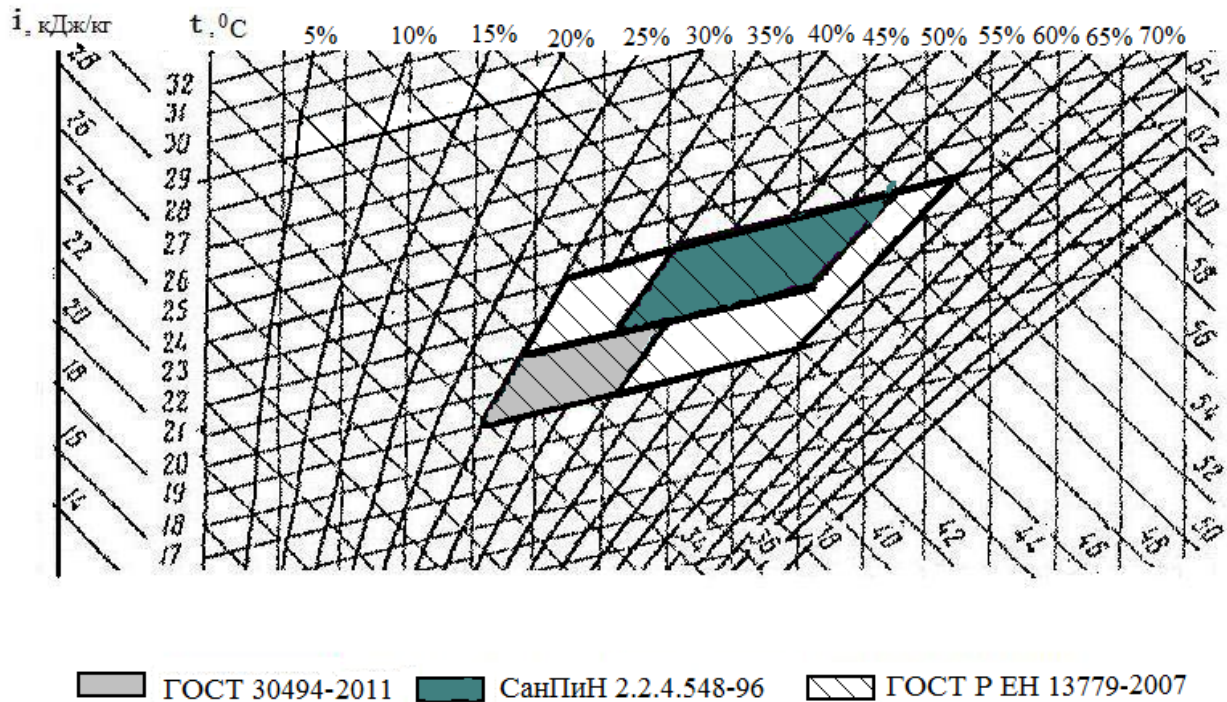


Рисунок 1.8 – Оптимальные параметры внутреннего воздуха в холодный период года для административных помещений

В связи с таким состоянием нормативной базы в технических заданиях заказчиков встречаются различные значения параметров микроклимата. Проблемы возникают и при оценке состояния микроклимата государственными, ведомственными и независимыми испытательными лабораториями.

Остается так же открытым вопрос о приемлемой величине воздухообмена. В таблице 1.3 приводится сравнение удельных расходов приточного воздуха. Данные удельные расходы приточного воздуха необходимо обеспечивать в административных помещениях согласно различным отечественным и зарубежным нормативно-методическим документам по данным работы [181].

При выборе величины воздухообмена необходимо учитывать схему организации воздухообмена, состояние атмосферы, выделения загрязняющих веществ от строительных материалов и мебели, продуктов метаболизма организма человека, запыленность помещений и многие другие факторы [66].

Таблица 1.3

Воздухообмен в административных помещениях

№№ п/п	Обозначение документа	Регион	Крат- ность воздухо- обмена, ч ⁻¹	Удельный расход воздуха, м ³ /ч·м ²	Площадь на одного работника, м ² /чел	Удельный расход воздуха, м ³ /(ч·чел)	Воздухо- обмен, м ³ /(ч·чел)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	СП 60.13330.2012[166]	Россия	-	-	-	60(40) ¹	60(40)
2	СП 44.13330.2011[163]	Россия	1,5	-	4	-	18 ²
3	СНиП 31-05-2003[152]	Россия	-	4	6,5	20	20(26) ³
4	МГСН 4.10-97[117]	Россия	2,0	-	6	-	36 ²
5	ASHRAE 62-1999[196]	США	-	-	14,3	36	36
6	ASHRAE 62.1-2013[197]	США	-	1,1	20	9	31
7	EN 15251:2012 [200]	Европа	-	7,2-2,9 ⁴	12	36-14,4	123-50
8	ГН 2.2.5.2100-06[38]	Россия					6,7

Примечания: ¹ – воздухообмен 60 м³/ч·чел предписывается при отсутствии естественного проветривания, а 40 м³/ч·чел при его наличии; ² – для расчетов высота помещения принимается равной 3м; ³ – указаны два показателя - 20 м³/ч·чел и 4 м³/ч·м²; ⁴ – значения выбираются из диапазона в зависимости от класса офиса.

1.3 Обзор методов и технических средств обеспечения влажностного режима в административных помещениях

В развитие теории и практики тепловлажностной обработки существенный вклад внесли отечественные ученые: Аверкин А.Г., Алексеев В.П., Анисимов С.М., Аничхин А.Г., Баркалов Б.В., Берман Л.Д., Богословский В.Н, Богуславский Л.Д., Бодров В.И., Бялый Б.И., Гоголин В.А., Гримитлин М.И., Дорошенко А.В., Еремкин А.И., Зусманович Л.М., Иванов О.П., Карпис Е.Е., Клячко Л.С., Кокорин О.Я., Коркин В.Д., Креслинь А.Я., Лыков А.В., Майсоценко В.С., Нестеренко А.В., Петров Л.В., Поз М.Я., Позин Г.М., Раяк М.Б., Рымкевич А.А., Сотников А.Г., Стефанов Е.В., Табунщиков Ю.В., Участкин П.В., Чистович С.А., Б.Н. Юрманов и др.

Основные исследования увлажнителей разных типов и конструкций в период существования Советского Союза были проведены во

ВНИИКондиционер (Харьков), ЦНИИПромзданий, МИСИ, ЛитНИИ текстильной и легкой промышленности (Каунас), ВО ГПИ ППВ (Волгоград), ЛТИХП (Ленинград). В [158] разработана охватывающая современные конструкции аппаратов классификация увлажнительных устройств:

- по виду процесса тепломассообмена и, соответственно, используемой среде увлажнители могут реализовывать: изоэнтальпийное, изотермическое и политропное увлажнение;

- по конструктивному исполнению увлажнители могут быть выполнены в виде оросительных (форсуночных камер); пневмофорсуночных и пневмоакустических распылителей; пластинчатых и роторных насадочных увлажнителей; насадочных и дисковых орошаемых увлажнителей; бесфорсуночных, турбо- и вентиляторных, терморadiационных и ультразвуковых увлажнителей; орошаемых нагревателей-увлажнителей; паровых форсуночных увлажнителей и др.;

- по виду тепломассообменного пространства для контакта воздуха и воды в увлажнителе: воздушный объем, объем насадки, щелевое пространство, пространство над поверхностью воды;

- по месту установки увлажнителя: в кондиционере, камере, воздуховоде и помещении;

- по режиму работы: круглогодичные, сезонные (для холодного периода), периодического действия;

- по возможности совмещения с другими процессами: совмещенные с нагреванием, с утилизацией теплоты и др.;

- по способу управления и управляемым параметрам: неуправляемые и управляемые непрерывно и дискретно, расходом воздуха, воды или пара, поверхностью контакта, временем периодической работы увлажнителя;

- по удельным энергозатратам.

Как показывает опыт эксплуатации увлажнительных камер центральных кондиционеров [35], наибольшее практическое использование получили два типа увлажнителей: изоэнтальпийные и изотермические

(паровые). Паровые увлажнители имеют простую конструкцию и обеспечивают отсутствие болезнетворных бактерий и минеральных частиц, минимальные эксплуатационные расходы, быстрое смешивание водяных паров с воздухом, точность регулирования относительной влажности. Основным недостатком паровых увлажнителей является повышенное энергопотребление (до 1 кВт на 1 кг/ч пара), что связано с необходимостью компенсации скрытой теплоты. Изоэнтальпийное увлажнение экономичнее парового. Но при этом предъявляются особые требования к качественному составу воды, независимо от вида увлажнительных камер.

Для обеспечения адиабатного (изоэнтальпийного) увлажнения воздуха применяются контактные аппараты, общим признаком которых является тепловлажностная обработка при непосредственном контакте с водой или водным раствором [21]. Изоэнтальпийный процесс может быть использован не только для увлажнения воздуха в холодный период года, но и для охлаждения его в теплый период.

Недостатки контактных аппаратов – усложненность их водоснабжения, наличие дополнительных емкостей (поддонов, баков) для воды, возможность бактериологического загрязнения воды и воздуха.

Наибольшее распространение среди контактных аппаратов получили форсуночные камеры и сотовые увлажнители.

Исследованию процессов увлажнения воздуха в форсуночных камерах посвящено большое количество работ [6, 8, 11, 15, 21, 31, 39, 63, 70, 123, 139, 158, 170, 175, 185 и др.]. Форсуночные камеры широко используются в практике кондиционирования воздуха и имеют ряд достоинств, таких как простота изготовления, возможность реализации различных процессов обработки воздуха, малое аэродинамическое сопротивление.

В то же время форсуночные камеры имеют следующие недостатки: большие габариты и занимаемая площадь помещения, металлоемкость, несовершенство распределения воды, низкая интенсивность теплообмена, вторичное загрязнение воздуха микрофлорой, большой

перерасход электроэнергии на распыл воды (по сравнению с аналогичным по эффективности насадочным аппаратом) [158].

В настоящее время стали широко применяться альтернативные виды контактных аппаратов, в частности сотовые увлажнители, которые отличаются следующими достоинствами: малые габариты, низкая металлоемкость, пониженный коэффициент орошения по сравнению с форсуночной камерой, сниженные затраты электроэнергии на подачу воды.

В качестве основного недостатка следует отметить необходимость обеззараживания и обессоливания воды и повышенное аэродинамическое сопротивление.

Рассмотрим методы и технические средства для осуществления тепловлажностных процессов в вышеуказанных аппаратах.

Контактная поверхность потока воздуха с водой создается за счет орошения водой или ее раствором поверхности насадки. Существуют разнообразные типы насадок, которые можно в зависимости от способа создания обобщить следующим образом:

- насадка со свободной укладкой материала;
- укладка по заданной геометрической форме;
- связанный материал с постоянной формой каналов.

Основными требованиями к материалам насадки являются [158] развитая микроструктура, хорошая смачиваемость, сохранение формы и поверхности, развитая поверхность, коррозионностойкость, постоянство свойств в процессе эксплуатации, невысокая стоимость. Насадка должна иметь большую удельную поверхность, малое аэродинамическое сопротивление, достаточную механическую прочность и долговечность, устойчивость к солям и примесям, быть простой в изготовлении.

При использовании насадки со свободной укладкой материала применяют тонкие гигроскопичные материалы (например, осиновую стружку), что уменьшает глубину насадки, но ограничивает и ее высоту из-за возможного проседания материала. В современных аппаратах используют

насадки из гигроскопичного материала, упакованного в пакеты, для орошения которых используют перфорированный лоток. Давление насоса зависит, главным образом, от высоты установки лотка. Применение гигроскопичного материала обеспечивает высокую эффективность адиабатного увлажнения ($E_a=0,8$) при малых коэффициентах орошения ($B=0,1-0,2$).

Под руководством А.А. Гоголина [40] были выполнены испытания насадок из керамических колец при орошении их водой и раствором соли. Вследствие значительного аэродинамического сопротивления в этом аппарате увеличиваются его габариты.

В работах Е.В. Стефанова [171] исследованы орошаемые насадки из пластмассовых сеток и листов, эффективность которых зависит соотношения скоростей воздуха и интенсивности орошения.

В качестве материалов для орошаемых насадок в экспериментах [21] использованы пропитанные эпоксидной смолой крафт-бумага и гофрированные пластмассовые пластины, которые применены в контактных аппаратах с многоярусным расположением орошаемой насадки и механическими форсунками для распыливания воды, а также стекловолоконные маты [73].

Для повышения эффективности и обеспечения компактности аппаратов с орошаемыми насадками одним из методов служит метод создания водовоздушной эмульсии, используемый в аппаратах пенного типа.

Отечественными и зарубежными учеными исследованы различные орошаемые насадки из 3-ей группы с материалами, такими как мипласт [118], сетчатые насадки [171],

Мипласт, получаемый спеканием частиц поливинилхлоридной смолы, отличается химической стойкостью, низкой стоимостью, легкой утилизируемостью. Недостатком его является малая общая пористость (38 - 42%). На основе этого материала созданы конструкции аппаратов [220, 221], позволяющие обеспечить значение $E_a=0,8-0,9$.

Анализ, проведенный в [158] показывает, что с точки зрения допустимых скоростей воздуха преимущество по сравнению с использованием колец Рашига наблюдается при синусоидальной укладке гигроскопичного материала (в 5 раз), затем щелевой (в 3 раза). Сетчатые насадки дают возможность повысить скорость в 1,5 раза.

Пластинчатые пленочные увлажнители с орошаемой насадкой представляют собой пакеты вертикальных пластин. Основным преимуществом являются компактность, высокие объемные коэффициенты теплоотдачи и практически полное отсутствие срыва капельной влаги с орошаемых поверхностей при скорости движения воздуха до 10-12 м/с. Для повышения интенсивности процесса и уменьшения габаритов камеры используют гофрировку пластин.

В настоящее время в центральных кондиционерах широкое распространение получили секции сотового увлажнения (рисунок 1.9). У аппаратов Munters (Швеция) поверхность насадки достигает 600 м^2 на 1 м^3 . Используются такие сотовые увлажнители и в виде автономных аппаратов. В увлажнителях используется специальный неорганический, негорючий и испаряющий воду материал GLASdek. Используется перекрестная схема движения воздуха и воды (рисунок 1.10).

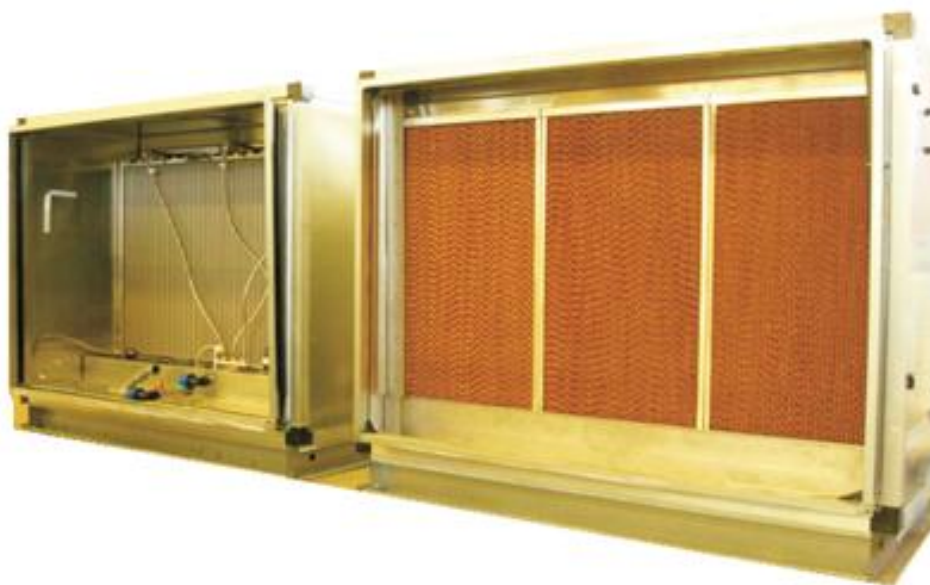


Рисунок 1.9 – Секция сотового увлажнителя

Выпускаемый ряд стандартных увлажнителей согласно данным, например [92], обеспечивает номинальную эффективность 65, 85 и 95%.

Для обеспечения бактериологической безопасности, несмотря на то, что не доказано репродуцирование данным типом испарительного увлажнителя аэрозолей, содержащих легионеллу [158], рекомендуется использовать дезинфицирующий препарат - биоцид Varicid компании Nalco.

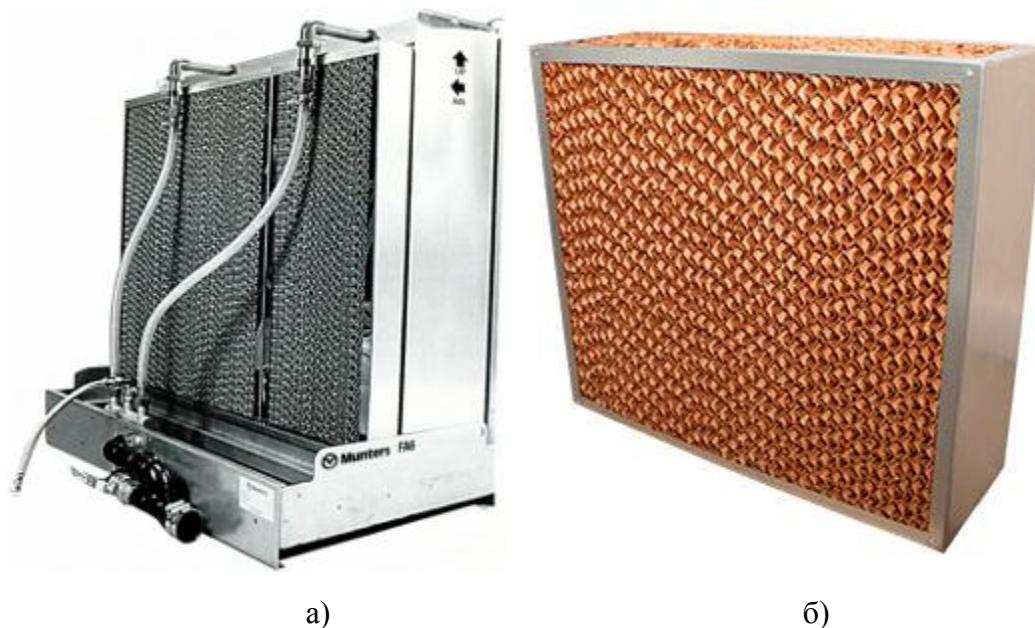


Рисунок 1.10 – Общий вид (а) и кассета (б) увлажнителя Munters

В связи с многообразием материалов, применяемых в сотовых увлажнителях, для их расчета и подбора используются результаты экспериментальных исследований.

Выводы по первой главе

Анализ научно-технической литературы и результатов исследования состояния воздушной среды позволяет сделать следующие выводы:

1. Воздушная среда объектов, расположенных в Северной климатической зоне, отличается малым содержанием влаги наружного воздуха в холодный период года.

2. С учетом современной тенденции компьютеризации практически всех рабочих мест в помещениях с ПЭВМ за расчетные параметры должны быть выбраны оптимальные параметры микроклимата для категории Ia.

3. Результаты натурных и лабораторных исследований подтверждают, что при низких температурах наружного воздуха (ниже -15°C) относительная влажность воздуха в помещениях держится на уровне 5% при допустимой 15%.

4. Анализ карты зон влажности показывает, что при любой относительной влажности наружного воздуха (обычно 70-80%), все регионы России со среднемесячной температурой за январь ниже (-14°C) имеют влагосодержание менее 1 г/кг. К этим регионам относятся I зона и зона IIIA. В этом случае, при использовании только приточной вентиляции в холодный период года характерна относительная влажность внутреннего воздуха менее 15% для значительной части нашей страны.

5. На основании анализа методов и технических средств обеспечения влажностного режима в административных помещениях обоснован выбор орошаемых насадок для увлажнения воздуха административных помещений, расположенных в северной климатической зоне.

6. Существующие методики расчета элементов систем кондиционирования воздуха недостаточно учитывают особенности процессов тепломассообмена, в частности, в аппаратах для увлажнения воздуха, что приводит к снижению показателей качества воздуха при одновременном возрастании эксплуатационных расходов.

2. Теоретические основы организации тепловоздушных процессов в помещениях

2.1 Анализ математических моделей процессов тепло-воздухообмена в помещениях

Эффективность систем кондиционирования микроклимата во многом зависит от выбранного способа организации воздухообмена. Анализ исследований различных авторов, в частности [26, 52, 54, 66, 76, 95, 98, 119, 122, 131, 137, 138, 170, 179-181, 206, 207], показывает, что неудачная схема организации воздухообмена в помещении не позволяет обеспечить нормируемые параметры микроклимата. При этом возможен перерасход не только воздуха, но и энергозатрат, в том числе теплоты, холода и влаги на его обработку [104-107, 115, 139, 155, 156, 173].

Как известно [119], для непроизводственных зданий, например, таких как административные (офисные), основным способом проветривания является перемешивающая вентиляция. Изучению тепловлажностных процессов в административных зданиях посвящено значительное количество работ, в частности [15, 175]. Микроклимат офисных помещений формируется под комплексным воздействием тепло-влагоизбытков и газовыделений различных источников (людей, офисного оборудования [210], источников искусственного освещения [165], инсоляции и т.д.), функционирования систем отопления, вентиляции и кондиционирования с учетом состояния ограждающих конструкций [36, 164].

Согласно [166] требуемый расход вентиляционного воздуха определяется на основании балансовых уравнений, при этом тепловлажностный и газовый режим помещений считается стационарным. Известно [183], что интегральные методы определения воздухообмена не позволяют получить данные о пространственном распределении параметров воздушной среды в кондиционируемых помещениях. Для обеспечения

современных нормативных требований [41, 141, 163] качества воздушной среды помещений актуальным становится расчет локальных значений параметров микроклимата используя численное моделирование.

Как известно, получить аналитические решения процессов тепло-массообмена в помещениях, как и в других областях аэродинамики и массообмена, практически невозможно из-за проблемы турбулентности. В связи с этим широкое распространение в современных исследованиях физических процессов получило численное моделирование [9, 17, 51-54, 57-62, 69, 84, 99-101, 116, 125,126, 132-134, 140, 143, 147, 161, 172, 177, 179-181, 194, 195, 198, 199, 202-205, 209, 211].

В основе численного моделирования турбулентных течений воздуха в помещениях с источниками теплоты и примеси лежит численное решение системы основных дифференциальных уравнений неразрывности, сохранения импульса в форме Навье-Стокса, энергии и примеси:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} &= 0, \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + g\beta(T - T_0) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{u'_i u'_j} \right) \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{T' u'_j} \right) \\ \frac{\partial \bar{C}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{C}}{\partial x_j} &= \frac{\partial (-\overline{u'_j C'})}{\partial x_j} + J_c \end{aligned} \quad \dots \quad (2.1)$$

где t – время; ρ – плотность; $\bar{u}_j$ – компоненты вектора осредненной скорости по осям координат; ν – коэффициент кинематической вязкости; $(T - T_0)$ – отклонение фактической температуры от фиксированной средней; $\beta = T^{-1}$ – коэффициент теплового расширения воздуха; $\bar{P}, \bar{T}, \bar{C}$ – осредненные давление, температура и концентрация примеси; $\overline{u'_i u'_j} = \frac{\tau_{ij}}{\rho}$; τ_{ij} – турбулентные напряжения (дополнительные напряжения Рейнольдса); $\rho c_p \overline{u'_j T'}, \overline{u'_j C'}$ – дополнительные тепловой поток и поток массы; u'_i, u'_j, T', C' – локальные пульсации скорости, температуры и примеси потока; J_c – интенсивность источника примеси.

Для описания процесса конвективного движения используется приближение Буссинеска [57].

Уравнения Навье-Стокса, как и любая математическая модель, описывают реальную физическую систему в рамках принятых приближений или допущений. В настоящее время различают два основных подхода моделирования рассматриваемых течений:

- Решение полных уравнений Навье-Стокса или Прямое численное моделирование (DNS);
- Моделирование с использованием осредненных уравнений Навье-Стокса, а именно: по пространству (LES), по времени (RANS), гибридные модификации (DES).

В работе [57] предложена следующая классификация объектов помещения:

- твердые поверхности, которые ограничивают рассматриваемый объем (строительные конструкции, отопительные приборы, оборудование и т.п.);
- проницаемые участки твердых поверхностей, через которые воздух подается и удаляется в помещение;
- трехмерные твердые и пористые тела;
- плоские твердые и пористые тела («пластины»);
- вентиляторы;
- источники (стоки) теплоты и примеси.

Основной проблемой при решении уравнений Навье - Стокса, как было указано выше, является моделирование турбулентности. В настоящее время созданы различные модели расчёта турбулентных потоков [51, 154]. Отличительной особенностью моделей турбулентности является порядок замыкания, т.е. количество дополнительных дифференциальных уравнений в частных производных. Число этих уравнений изменяется от «0» для алгебраических моделей до «12» для самых сложных моделей турбулентности.

При изучении вентиляционных процессов в помещениях различного функционального назначения применяются многие программные продукты, такие как ANSYS, Star-CD, Fluent, Star-CCM+ [4, 61, 195] и ряд других. Использование коммерческих программных продуктов позволяет выполнять численный эксперимент турбулентных течений жидкости или газа различной сложности в пространствах произвольной геометрической конфигурации.

В работах [51, 101, 172] выполнен анализ различных моделей турбулентности. Среди алгебраических моделей наиболее известна модель Прандтля, устанавливающая аналогию пути смешения в турбулентных струйных течениях и длины свободного пробега молекул [21].

Однопараметрическая модель ν_t -92 А.Н. Секундова, А.Н. Гуляева, В.Е. Козлова [56] используется при расчетах естественной конвекции и теплообмена, включает 4 константы и априорное задание масштаба турбулентности. При этом результаты не уступают более сложным моделям.

Среди однопараметрических моделей турбулентности следует отметить также модель Спаларта-Аллармаса (SA и модификации, включающая одно дифференциальное уравнение переноса для модифицированной турбулентной вязкости $\tilde{\nu}$:

$$\frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = P^{\nu} - D^{\nu} + \frac{1}{\sigma} \{ \nabla \cdot [(\nu + \tilde{\nu})] \nabla \tilde{\nu} + c_{b2} [(\nabla \tilde{\nu}) \cdot (\nabla \tilde{\nu})] \} + f_{t1} \Delta U^2 \quad (2.2)$$

где P^{ν}, D^{ν} – генерационный и диссипативный (деструктивный) члены; $f_{t1} \cdot \Delta U^2$ – член, инициирующий ламинарно-турбулентный переход в заданной точке (для двумерных потоков) или линии (для трехмерных течений) на поверхности обтекания; σ, c_{b2} – эмпирические константы; ΔU – модуль разности векторов скорости в заданной точке и в точке перехода.

Для замыкания модель SA включает 8 коэффициентов и 3 функции. Несмотря на то, что первоначально модель SA была разработана для решения задач внешней аэродинамики, в настоящее время эта модель широко применяется для расчета различных отрывных течений, а также в исследованиях вентиляционных процессов в помещениях. Так,

целесообразность использования данной однопараметрической модели для расчетов тепловоздушных процессов в помещениях была исследована в работах [51, 58, 58, 184]. Получена удовлетворительная сходимость результатов расчета параметров воздушной среды в сходственных точках помещений при использовании моделей турбулентности SA и $k-\varepsilon$, а также метода *LES* с данными экспериментальных исследований.

Многие исследователи при численном моделировании различных турбулентных воздушных течений, в том числе воздушотепловых процессов в помещениях, используют двухпараметрические модели. Наиболее популярными моделями являются модели семейства $k-\varepsilon$. В $k-\varepsilon$ моделях величина k представляет собой кинетическую энергию турбулентных пульсаций, $\text{м}^2/\text{с}^2$; а ε – соответственно, скорость диссипации турбулентности, $\text{м}^2/\text{с}^3$. На твердых поверхностях для скорости используется логарифмический профиль [113].

Кинетическая энергия турбулентных пульсаций и кинематическая турбулентная вязкость связаны соотношением:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.3)$$

Скорость диссипации турбулентности определяется из уравнения:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} f_1 \tau_{ij} \frac{\varepsilon}{k} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.4)$$

где $C_{\varepsilon 1}; C_{\varepsilon 2}; C_\mu; \sigma_k; \sigma_\varepsilon$ – коэффициенты замыкания.

В работе [204] с помощью стандартной $k-\varepsilon$ модели турбулентности решена задача численного моделирования естественной вентиляции здания.

В [211] представлены данные численных экспериментов двух- и трехмерных свободных и вынужденных конвективных потоков в помещениях также с использованием $k-\varepsilon$ модели. Сопоставление экспериментальных и теоретических исследований вытесняющей

вентиляции, выполненных с использованием стандартной и RNG (на основе метода ренормализованных групп) k - ϵ моделей, приведено в статье [203].

В связи с успешным применением для расчета широкого круга инженерных задач модели SA и k - ϵ включены практически во все современные программные продукты (Fluent, Star CD, Star CCM+ и т.д.).

Для расчета течений с твердыми стенками разработаны двухпараметрические $k - \omega$ модели: Уилкокса (Вилкокса) и Ментера. Величина ω представляет собой удельную по объему скорость диссипации кинетической энергии турбулентности. Несмотря на численную устойчивость по сравнению с $k - \epsilon$ моделями, модели $k - \omega$ не получили широкого распространения в вентиляционных расчетах. Чаще используется комбинация $k - \epsilon$ и $k - \omega$ моделей - SST модель.

Многопараметрические модели турбулентности ввиду высоких требований к компьютерным ресурсам для рассматриваемых задач используются крайне редко.

Обилие моделей турбулентности подтверждает, что не существует универсальной модели.

В гидродинамических комплексах включается также метод LES или моделирование турбулентности крупными вихрями [62]. Недостатком метода является необходимость численного подбора постоянных. Исследованию воздухообмена в помещениях с использованием метода LES посвящена работа [199].

В качестве граничных условий при решении системы уравнений (2.1) используются:

- условия Неймана, когда на границе задается градиент величины;
- условия Дирихле, если на границе задана искомая величина;
- условия смешанного типа.

В помещениях различают граничные условия на «твердой стенке», в «плоскости симметрии»; во «входном течении» и «выходном потоке».

При граничном условии «твердая стенка» используется условие прилипания:

$$u_i = 0 \quad (i=1-3) \quad (2.5)$$

Температура на границе задается или вычисляется по известной плотности теплового потока.

Кинетическая энергия турбулентных пульсаций и скорость диссипации турбулентности на «твердой стенке» принимаются равными нулю.

На «плоскости симметрии» ставится граничное условие:

$$\frac{\partial u_s}{\partial n} = u_n = \frac{\partial T}{\partial n} = \frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0 \quad (2.6)$$

где u_s, u_n – соответственно тангенциальные и нормальная составляющие вектора скорости.

На «выходной границе» для всех величин Φ используется условие отсутствия касательных напряжений, т.е. «мягкие граничные условия»:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0, \quad (\Phi = u_i, T, k, \varepsilon) \quad (2.7)$$

Для численного интегрирования системы дифференциальных уравнений (2.1) используется метод контрольного объема [126], согласно которому область расчета в декартовой системе координат x, y, z разбивается на ячейки, так называемые контрольные объемы. Число этих объемов равно соответственно по осям x, y, z – N_1, N_2 и N_3 . На рисунке 2.1. показан один из контрольных объемов, в котором буквой P обозначена узловая (центральная) точка. Точки в центрах граней контрольного объема обозначены – w, t, e, b, s, n . W, T, E, B, S, N – центры соседних контрольных плоскостей, перпендикулярной оси z .

После преобразований дифференциальные уравнения (2.1) интегрируются по контрольному объему, в результате которого определяются дискретные аналоги. Эти дискретные аналоги выражают законы сохранения искомых величин для конечного контрольного объема, как соответствующие дифференциальные уравнения выражают законы сохранения данных величин для элементарного объема.

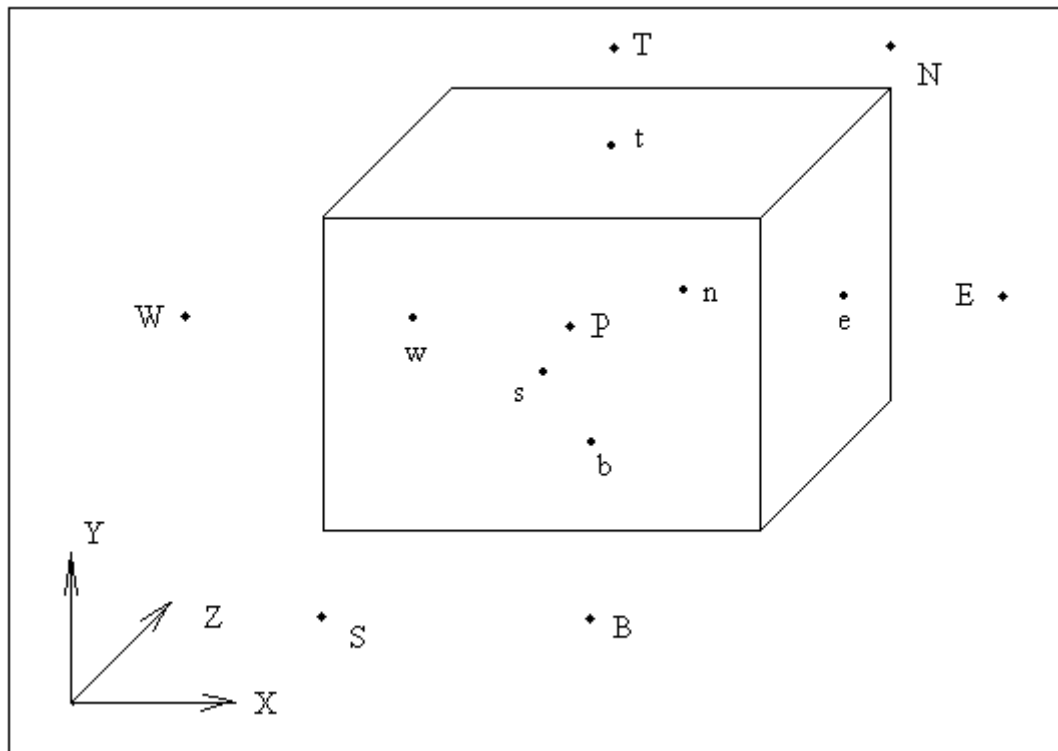


Рисунок 2.1 – Контрольный объем

2.2 Физико-математическая модель формирования теплового, влажностного и воздушного режимов помещения

Данные исследований показывают, что при температуре наружного воздуха t_n ниже ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) при эксплуатации систем отопления и вентиляции температура воздуха существенно выше нормируемой, а относительная влажность находится в пределах $5 \div 10\%$ [180]. Для обеспечения энергоэффективности процесса увлажнения воздуха необходимо определить минимальное количество влаги в приточном воздухе, при котором будет обеспечено нормируемое значение относительной влажности внутреннего воздуха. Для этой цели было выполнено численное моделирование пространственного распределения относительной влажности в помещении в первую очередь в условиях, соответствующих натурному эксперименту.

Объектом исследования послужило административное помещение размерами 9×6 м и высотой 3 м с одной наружной стеной, разделенное светопрозрачными перегородками (экранами) для организации современных

6 комфортных рабочих мест (рисунок 2.2). Рабочие места оборудованы столами размерами 1400х600х750 мм и 1000х600х750 мм.

В помещении предусмотрена схема организации воздухообмена «сверху-вверх» с приточными устройствами размерами 400х400 мм, размещенными ниже уровня подшивного потолка. Для удаления воздуха установлены вытяжные устройства размерами 400х400 мм в плоскости подшивного потолка.

Для данного объекта выполнены натурные измерения параметров микроклимата, некоторые результаты которых при $t_n = (-24) \div (-26) ^\circ\text{C}$ представлены на рисунках 2.3 и 2.4. На объектах в Северной климатической зоне такое состояние воздушной среды имеет место в течение порядка 150-200 суток в год.

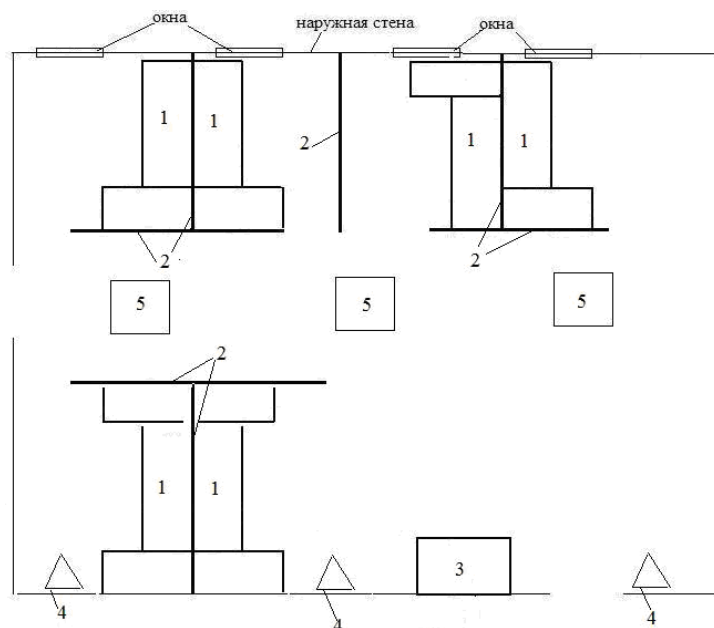


Рисунок 2.2 – План исследуемого помещения. 1 – рабочие столы с ПЭВМ; 2 – перегородки; 3 – множительная техника; 4 – приточные устройства; 5 – вытяжные устройства

На рисунке 2.3 приведены результаты измерений температуры на отметке 1,5 м от пола помещения, которые показывают отклонение от максимального нормируемого значения до $2,5 ^\circ\text{C}$. Что касается

экспериментального распределения относительной влажности, то имеет место отклонение до 25% от минимального нормируемого значения.

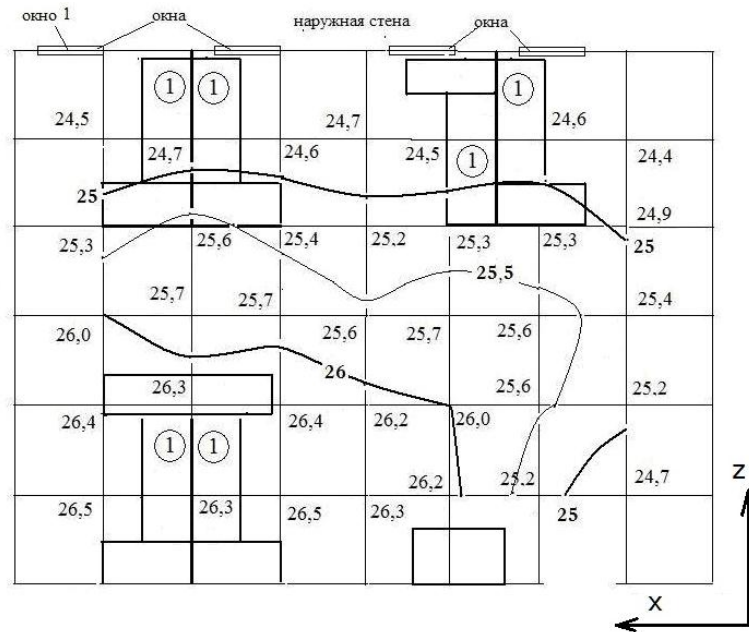


Рисунок 2.3 – Экспериментальное распределение температуры воздуха в помещении. 1 – рабочие столы с ПЭВМ; 2 – перегородки; 3 – множительная техника

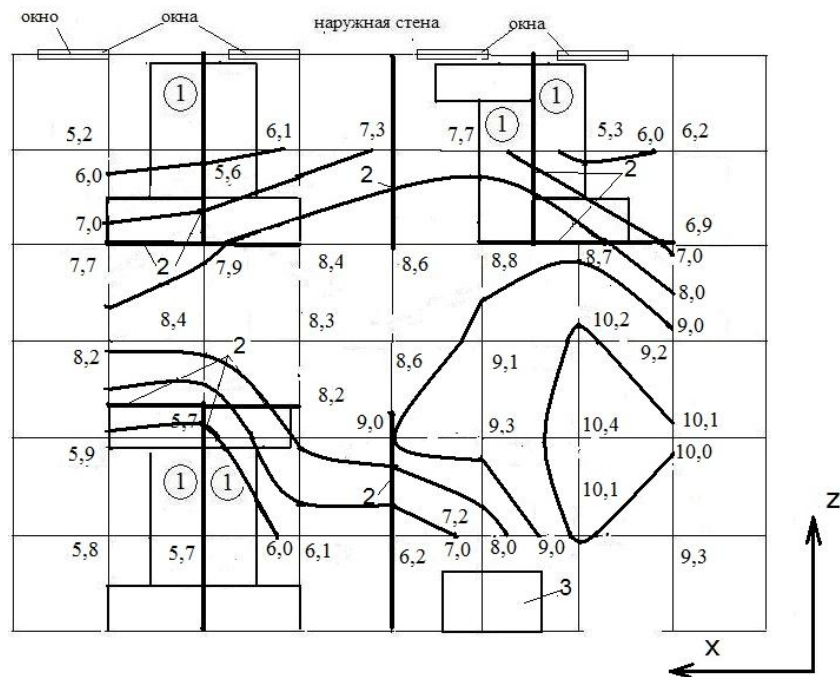


Рисунок 2.4 – Экспериментальное распределение относительной влажности воздуха в помещении (обозначения аналогичны рисунку 2.3)

В качестве математической модели тепловлажностного состояния воздушной среды офисного помещения принята система трехмерных уравнений гидродинамики в консервативной форме в декартовой системе координат на основе исследований, представленных в работах [51, 52, 57-59]. Система дифференциальных уравнений, которая описывает воздушные потоки в исследуемом помещении, записывается в следующем виде:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) &= 0 \\ \frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \vec{V}) &= -\nabla p + \nabla(\bar{\tau} + \bar{\tau}_T) + \rho \vec{g} \\ \frac{\partial \rho c_{\text{вп}}}{\partial t} + \nabla(\rho c_{\text{вп}} \vec{V}) &= -\nabla(\vec{J}_j + \vec{J}_{jT}) \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla(\vec{V}(\rho E + p)) &= \nabla(\vec{V}(\bar{\tau} + \bar{\tau}_T)) - \nabla(\vec{q} + \vec{q}_T) + S_p\end{aligned}\quad (2.8)$$

где $\vec{V}$ – скорость потока; ρ – плотность смеси воздуха и водяного пара; S_p – источниковый член радиационного потока теплоты; $\bar{\tau}$, $\bar{\tau}_T$ – тензор соответственно вязких и турбулентных напряжений; $\vec{J}$, $\vec{J}_T$ – диффузионный и турбулентный потоки компоненты водяного пара; $c_{\text{вп}}$ – влагосодержание воздуха; $\vec{q}$, $\vec{q}_T$ – молекулярная и турбулентная составляющая вектора плотности теплового потока.

Согласно реологическому закону Ньютона [59]:

$$\bar{\tau} = \mu(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})_T) - \frac{2}{3} \mu \nabla \vec{V} I \quad (2.9)$$

Используя гипотезу Буссинеска, запишем выражение для тензора вязких напряжений:

$$\bar{\tau}_T = \mu(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})_T) - \frac{2}{3} \mu \nabla \vec{V} I - \frac{2}{3} \rho k I \quad (2.10)$$

Диффузионный и турбулентный потоки примеси - компоненты водяного пара могут быть описаны выражениями:

$$\vec{J}_j = -\rho D \nabla c_{\text{вп}}, \vec{J}_{jT} = -\frac{\mu_T}{Sc_T} \nabla c_{\text{вп}} \quad (2.11)$$

где Sc – критерий Шмидта; D – коэффициент диффузии.

Молекулярная и турбулентная составляющие вектора плотности теплового потока определяются по формулам:

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T + \sum_j i_j \vec{J}_j, \vec{q}_T = -\lambda_T \nabla T + \sum_j i_j \vec{J}_{Tj} \quad (2.12)$$

где λ – теплопроводность воздуха;

В качестве исходных данных использованы данные теплового, влажностного и воздушного баланса (таблицы 2.1 и 2.2), полученные с использованием нормативных документов и справочных данных [11, 12, 14, 21, 23, 34, 41, 76, 166, 176], а также результатов исследований других авторов [14, 52, 210]. При этом тепlopоступления от источников искусственного освещения не учтены вследствие использования энергосберегающих ламп. Тепlopоступления от системы отопления по данным приборов учета потребления теплоты компенсируют трансмиссионные потери через наружные ограждения. Таким образом, источниками избыточной теплоты являются люди, вычислительная (ПЭВМ) и множительная техника (МТ). Источником влаговыведений являются люди.

Таблица 2.1.

Характеристика источников тепловлаговыведений

Тепловыведения				Влаговыведения
ПЭВМ		Человек		
Площадь, м ²	Удельный поток теплоты, Вт/м ²	Площадь, м ²	Удельный поток теплоты, Вт/м ²	Удельный поток влаги, кг/(с·м ²)
0,6	167	0,6	167	0,028·10 ⁻³

Таблица 2.2

Исходные данные для численного моделирования

Тепlopоступления, Вт			Минимальный расход наружного воздуха, м ³ /ч	Общий расход приточного воздуха, м ³ /ч	Кратность воздухообм ена, ч ⁻¹	Влаговыведе ния от людей, кг/ч
люди	ПЭВМ и МТ	суммарные				
1	2	3	4	5	6	7
600	900	1500	360	1125	6,9	0,36

В процессе исследования распределения параметров микроклимата использован программный комплекс Star-CD [84, 183], при этом в качестве примеси принято влагосодержание воздуха [184]. В качестве модели турбулентности принята однопараметрическая модель Спаларта-Аллмареса (SA), преимущества которой рассмотрены в разделе 2.1.

Для перехода от дифференциальных уравнений к дискретным применен метод конечных объемов на структурированной неортогональной несмещенной сетке. Сетка сгущается вблизи твердых границ (рисунок 2.5).

Аппроксимация членов уравнений, описывающих конвективный перенос количества движения, выполнена по противопоточной схеме первого порядка точности. Коррекция давления проведена по алгоритму SIMPLEC. В качестве граничных условий для скоростей воздуха на стенках заданы, как обычно, условия «прилипания». На поверхностях, через которые проходит поток теплоты, приняты плотности потока тепловой энергии. В качестве допущений приняты:

- равномерность потоков теплоты;
- отсутствие затеняющих и направляющих конструкций в выходном отверстии приточных устройств.

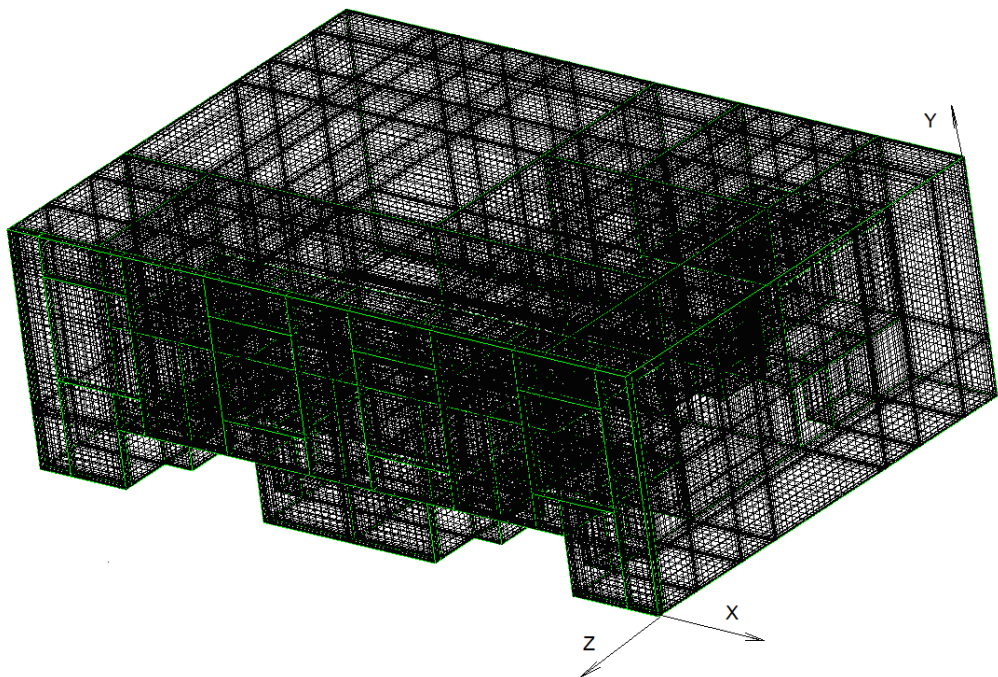


Рисунок 2.5 – Расчетная сетка исследуемого помещения

В приточных отверстиях задавались скорость, температура и влагосодержание воздуха. Системы линейных алгебраических уравнений, полученные в результате дискретизации исходной системы дифференциальных уравнений, решались методом сопряженных градиентов. Расчеты выполнены для холодного периода года.

Результаты численных экспериментов при существующей схеме обработки воздуха, соответствующие исходным данным натурного эксперимента, приведены на рисунке 2.6 и в Приложении А.

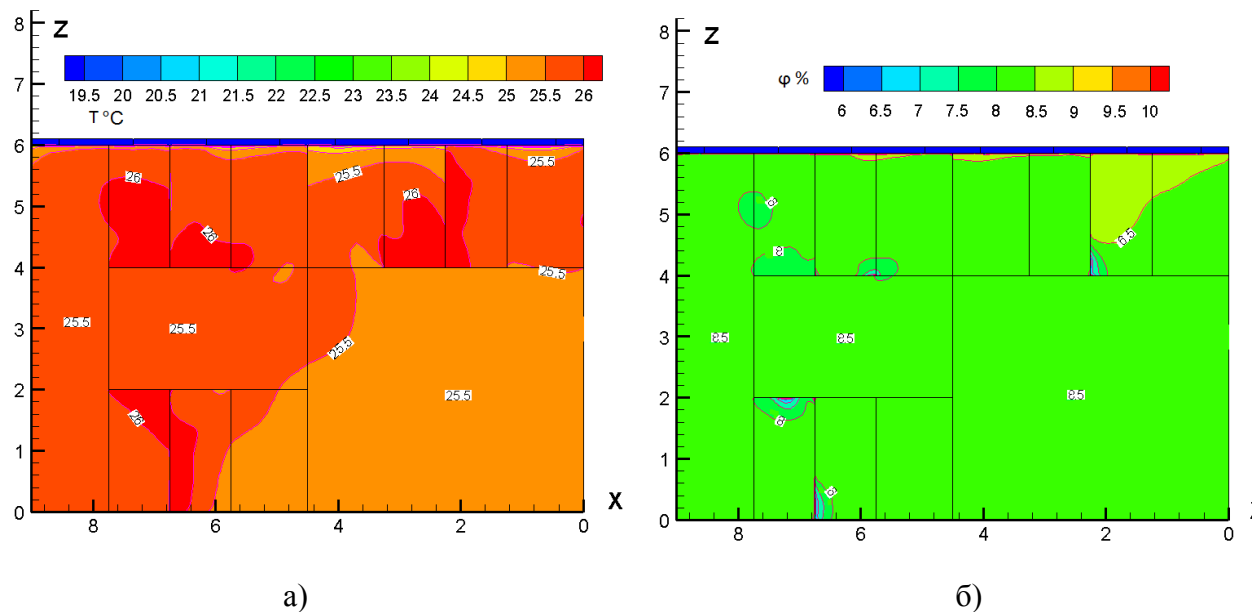


Рисунок 2.6 – Распределение температуры (а) и относительной влажности (б) воздуха в помещении при существующей системе обеспечения микроклимата

Распределение температуры и относительной влажности воздуха на отм. 1,500 м имеет достаточно равномерный характер. Температура в рассматриваемой плоскости колеблется от 25 °С до 26 °С, за исключением узкой зоны, расположенной вдоль наружной стены. Это связано с естественными процессами теплообмена воздушной среды помещения с окружающей средой и приборами системы отопления. Практически на всех рабочих местах температура выше нормируемой. На поле температуры воздуха в плоскости на отм. 0,500 м (рисунок А.3) имеют место локальные зоны повышенной температуры в пределах рабочих мест. В плоскости на отм. 1,000 м температурное поле выравнивается, а на отм. 2,000 м становится

заметным влияние приточных струй. В поперечном сечении помещения $z = 5,000$ м (Рисунок А.3.д) имеют место ярко выраженные конвективные потоки над рабочими местами с ПЭВМ.

Относительная влажность на отм. 1,500 м колеблется от 6% до 9%, при этом минимальные значения наблюдаются вблизи наружной стены и в области размещения ПЭВМ. На всех рабочих местах относительная влажность существенно ниже минимальных нормируемых значений как допустимой (15%), так и оптимальной (30%). На поле относительной влажности в плоскости на отм. 0,500 м (рисунок А.2.а) имеют место зоны с относительной влажностью выше средней по помещению, что связано с влиянием влаговыделений людей на рабочих местах. На отм. 1,000 м (рисунок А.2.б) можно отметить зоны с пониженной влажностью (до 6%) вблизи размещения ПЭВМ и повышенной (до 10%) вблизи оконных проемов. На отм. 2,000 м (рисунок А.2.г) видно, что поле относительной влажности выравнивается.

Поля скорости движения воздуха (рисунок 2.6 и в Приложении А) позволяют оценить диапазон изменения данного параметра, характер циркуляции воздушных потоков и влияние на циркуляцию таких факторов как объемно-планировочные решения, естественно-конвективные течения над тепловыделяющим оборудованием, приточные струи. Диапазон значений скорости на рабочих местах (таблица А.2) колеблется по результатам натурных измерений от 0,07м/с до 0,18м/с, по результатам численного моделирования от 0,06м/с до 0,15м/с.

Сопоставление результатов численного моделирования параметров микроклимата исследуемого помещения при использовании модели турбулентности Спаларта-Аллмареса (SA) с результатами натурных исследований подтвердило корректность выбранного метода численного моделирования.

2.3 Проверка адекватности математической модели тепло-влажностного и воздушного режимов в помещении

Известно, что к компьютерно - ориентированным численным методам предъявляются достаточно жесткие и противоречивые требования [51, 198, 203]. Первая группа требований относится к оценке адекватности дискретной модели и исходной задачи. В эту группу включаются следующие требования - качественное соответствие решения дискретной задачи исходным условиям, обеспечение дискретных аналогов законов сохранения, сходимость численной модели. Вторая группа требований связана с возможностью реализации численной модели на компьютерной технике. Известно, что продолжительность расчетов зависит от количества ячеек расчетной сетки, для построения которой необходимы существенные затраты труда высококвалифицированного персонала.

Точность решения зависит от количества уравнений, поскольку теоретически только при неограниченном их увеличении может быть получено решение дискретной задачи, адекватное исходной задаче. Как отмечено в работе [60], продолжительность вычислений в зависимости от мощности вычислительной техники может достигать от нескольких часов до нескольких недель. Отсюда следует, что главной проблемой численного моделирования задач математической физики является выбор рационального соотношения между числом ячеек расчетной сетки и продолжительностью вычислений при условии обеспечения необходимой степени сходимости. В связи с этим на практике окончание расчета определяется стационарностью поведения определяемых параметров. Под стационарностью подразумевается установившийся колебательный процесс или обеспечение заданной погрешности. Для верификации численных методов используется сравнение результатов численных и натурных (лабораторных) экспериментов.

Сходимость численного решения оценивалась по результатам мониторинга в контрольных точках. Отдельные результаты мониторинга температуры и относительной влажности воздуха приведены на рисунках 2.7

и 2.8. Мониторинг температуры воздуха выполнен для точки А при существующем способе обработки, относительной влажности – для точек А, F и D (отм. 1,500 м).

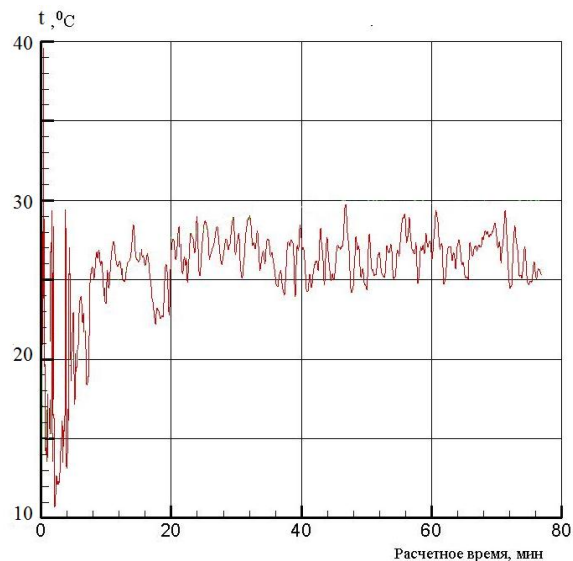


Рисунок 2.7 – Сходимость температуры воздуха в точке А

Как показывают результаты мониторинга, достижение заданной сходимости составляет 20-30 мин, что связано с погрешностью численного метода и вычислительных операций. Кроме этого определенное влияние оказывает использование неортогональной сетки. Таким образом, применение структурированной неортогональной несмещенной сетки с переменным шагом позволяет получить рациональное соотношение между временем численного эксперимента и точностью полученных результатов.

Результаты значительного числа численных экспериментов различных исследователей, в том числе и автора, позволяет сделать вывод, что современный уровень развития вычислительной техники и численных методов позволяют получить подробное пространственное распределение параметров микроклимата в помещении. При этом используются некоторые допущения и упрощения. Оценка адекватности численного метода может быть подтверждена только в результате сопоставления с данными натурных или лабораторных исследований [184]. Сопоставление экспериментальных и численных исследований параметров микроклимата выполнено на рисунках 2.9 – 2.11.

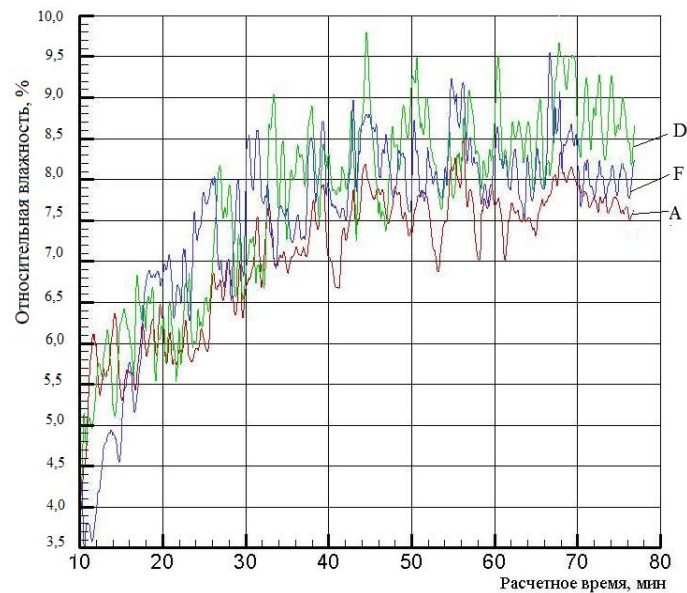


Рисунок 2.8 – Сходимость относительной влажности воздуха в точках D, F и A

Изотермы и изолинии относительной влажности, полученные по данным натурного эксперимента, представлены кривыми черного цвета, цветное изображение соответствует данным численного моделирования. Отклонение результатов численного и натурного экспериментов по температуре в контрольных точках составляет от 0,5 до 2,3%, по скорости движения воздуха 10-33%, по относительной влажности от 1,5 до 7% (таблица А.2). Результаты численного эксперимента, как и при применении любого интегрального метода, характеризуются достаточно большой степенью усреднения. Конфигурация температурного поля по результатам натурного эксперимента удовлетворительно соответствует данным численного моделирования.

В результате численного моделирования получены поля скорости движения воздуха (рисунок 2.10) с указанием направления движения воздуха. На поле скорости приведены численные значения данных натурного эксперимента. Также как по результатам численного, так и натурного эксперимента можно видеть зоны, соответствующие естественно-конвективным течениям. Кроме того, идентичны по конфигурации и сформировавшиеся под действием приточных и вытяжных течений зоны циркуляционных воздушных потоков. Отклонения результатов численного и

натурного экспериментов по скоростям движения воздуха в сходственных точках объясняются как погрешностями средств измерений, так и влиянием турбулентности воздушных потоков в помещении. Что касается распределения относительной влажности на уровне обслуживаемой зоны, полученного экспериментальным и численным методом, то в этом случае также имеет место удовлетворительное соответствие.

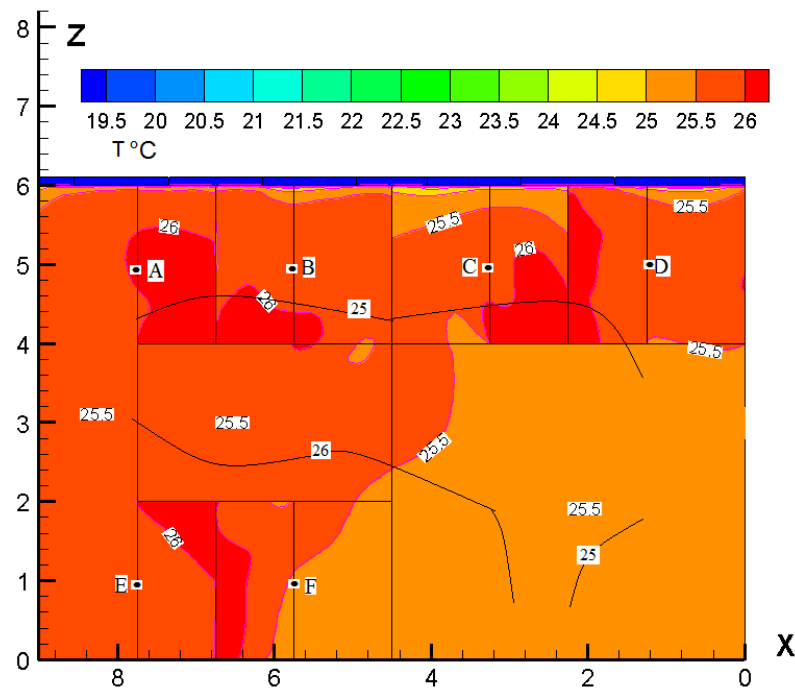


Рисунок 2.9 – Сопоставление результатов натурного и численного исследований температуры воздуха на отметке 1,5 м

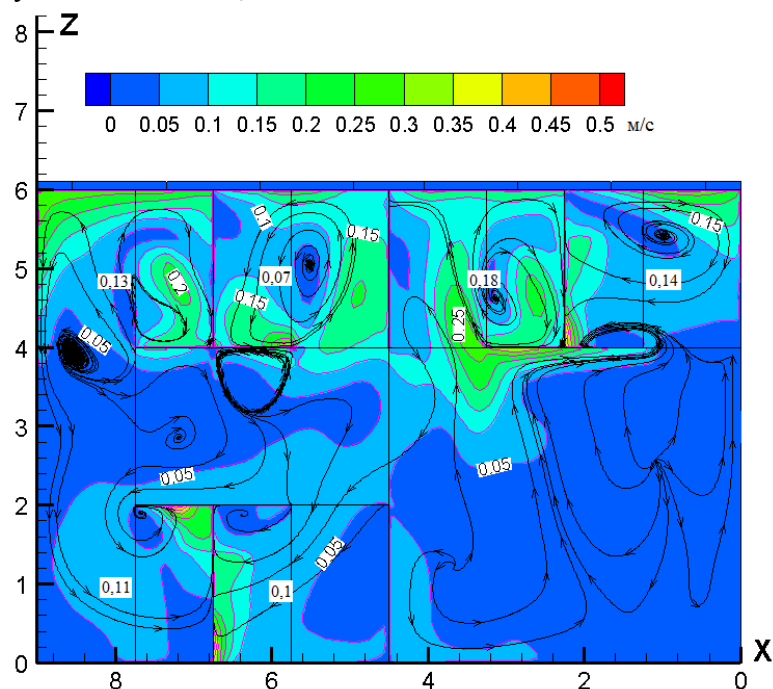


Рисунок 2.10 – Сопоставление результатов натурного и численного исследований скорости движения воздуха на отметке 1,5 м

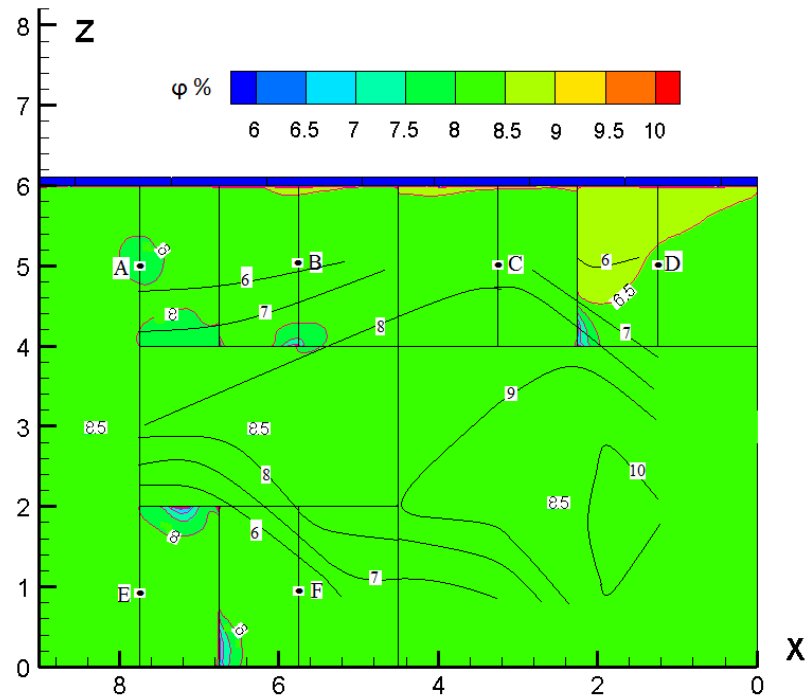


Рисунок 2.11 – Сопоставление результатов натурного и численного исследований относительной влажности воздуха на отметке 1,5 м

В силу особенностей средств измерений относительной влажности невозможно детально выявить зоны с пониженной влажностью над ПЭВМ, однако это не является важным с точки зрения цели и задач настоящего исследования.

Сопоставление данных натурных экспериментальных исследований и результатов математического моделирования тепло – влажностных и воздушных процессов подтверждает адекватность используемого численного метода. Получено удовлетворительное соответствие пространственного распределения параметров микроклимата в сходственных точках. Отклонения значений параметров, полученных в результате численного и натурного экспериментов, связаны как с ограниченными возможностями этих видов исследований, так и с невозможностью учета влияния всех особенностей объемно-планировочных, теплотехнических и технологических характеристик помещений.

Выводы по второй главе

Обобщение данных натурных и численных экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы:

1. Сопоставление результатов численного моделирования параметров микроклимата в исследуемом помещении при существующем способе обработки воздуха при использовании модели турбулентности Спаларта-Аллармаса (SA) с результатами подробных натурных исследований подтвердило корректность выбранного метода численного моделирования.

2. Результаты мониторинга параметров микроклимата в процессе численного эксперимента из условий обеспечения необходимой сходимости обусловили выбор рационального соотношения между числом ячеек расчетной сетки и длительностью вычислений.

3. Анализ полей распределения параметров воздушной среды - температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, позволил обосновать минимальное с точки зрения энергосбережения значение влагосодержания для обеспечения соответствия требованиям нормативных документов.

3. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в орошаемых насадках

3.1 Особенности процессов тепло- и массообмена в орошаемых насадках

Необходимость применения увлажнителя в системе кондиционирования согласно рекомендациям [158] можно определить, используя комплекс исходных данных и условия для холодного периода года:

$$d_H < d_{B,\min} - \frac{G_{\text{вл.}\min} + (\Delta G_{\text{вл.}\text{десорб.}} - \Delta G_{\text{вл.}\text{инф.}})}{G_H} \quad (3.1)$$

где $d_{B,\min}$ – минимальное значение влагосодержания воздуха в помещении при использовании увлажнителя; $G_{\text{вл.}\min}$ – минимальное значение влаговыделений в помещении в период использования увлажнителя; $\Delta G_{\text{вл.}\text{десорб.}}$ – количество влаги, десорбируемой наружными ограждениями, которое принимают равным минимальному значению в холодный период года по годам в процессе эксплуатации после строительства или реконструкции здания; $\Delta G_{\text{вл.}\text{инф.}}$ – максимальные потери влаги при инфильтрации наружного воздуха за холодный период года с учетом параметров наружного воздуха (температуры, направления и скорости ветра); G_H – расчетный расход наружного воздуха, определяемый с учетом особенностей управления системой за режим работы увлажнителя.

Величину $\Delta G_{\text{вл.}\text{десорб.}}$ учитывают в зависимости от характеристики в первую очередь стен здания [21, 36]. Для определения величины $\Delta G_{\text{вл.}\text{десорб.}}$ необходимо знать следующие характеристики:

- равновесное влагосодержание материала, U (кг/кг);
- потенциал влажности (θ , °В), [22, 24];
- относительный потенциал влажности [22, 24] ($\varphi_\theta = \frac{f_1(\theta)}{f_2(\theta_{\max})}$, где $\theta_{\max}$ – потенциал, соответствующий максимальной сорбционной влажности);
- коэффициент влагопроводности материала;
- коэффициент паропроницаемости материала ($\mu = \frac{231D}{T}$, г/м²·ч·кПа, D – коэффициент диффузии);
- удельная изотермическая массоемкость ($c_m = (\frac{\partial U}{\partial \theta})_T$);

- химический потенциал материала ($\mu_1 = RT \ln \varphi_\theta$, Дж/моль);
- коэффициент массообмена на поверхности, разделяющей ограждение и окружающий воздух [21].

В работе [158] представлен подход к процессам тепломассообмена в аппаратах СКВ на основе потенциала влажности (полного неизотермического потенциала влажности). Рассматриваются следующие поверхности контакта:

- капли полидисперсной структуры, находящиеся в воздушном объеме;
- плоская поверхность (зеркало) воды;
- циркулирующая водовоздушная смесь;
- плоская щелевая или объемная пористая насадка с развитой поверхностью.

В основе теории этих процессов лежит термодинамика необратимых процессов с учетом особенностей процессов переноса теплоты и влаги в увлажнителях, при этом движущей силой процесса влагообмена является разность потенциалов влажности. Общее выражение для потенциала влажности жидкой фазы согласно [22, 24] может быть записано в виде:

$$\theta = -\left(\frac{P}{\rho}\right) + \mu + \sum \mu_i + \theta_\Gamma \quad (3.2)$$

где P – удельное давление; ρ – плотность; μ – химический потенциал влаги; $\sum \mu_i$ – сумма составляющих химического потенциала влаги за счет присутствия в ней растворенных веществ; θ_Γ – потенциал влажности под действием гравитационного поля.

Исследованием процессов тепломассообмена в орошаемых насадках занимались многие исследователи [2, 5-8, 10, 20, 21, 30, 31, 39, 40, 70, 90, 104, 112, 114, 118, 122-124, 130, 135-137, 144, 149, 158, 171, 175, 185, 188, 192 и др.]. Основными достоинствами камер увлажнения с орошаемой насадкой являются:

- относительная простота конструкции;
- дополнительная очистка воздуха от пыли и газов;
- малые затраты мощности на систему подачи воды;

- относительно малые габариты.

К основным недостаткам камер такого типа следует отнести:

- «засоляемость» и загрязняемость насадки, что вызывает необходимость ее периодической промывки;
- невозможность полного слива воды при остановленной приточной установке, что увеличивает возможность бактериального заражения;
- неравномерное орошение насадки, что ухудшает условия увлажнения и приводит к выносу капель;
- большую инерционность процесса увлажнения.

Характер процессов тепломассообмена в таких аппаратах отличается большим разнообразием, поскольку зависит от значительного количества факторов. Прежде всего, это связано с гигроскопическими свойствами материала насадки. Также существенную роль играют такие факторы, как геометрические параметры поверхности контакта (форма поверхности контакта, шаг укладки и т.д.), режимы и взаимные направления движения воздуха и воды, периодичность подачи воды. В камерах с орошаемой насадкой тепловлажностная обработка воздуха, как было отмечено в главе 1, осуществляется в результате его взаимодействия с пленкой воды, омывающей пористый материал орошаемого слоя (рисунок 3.1).

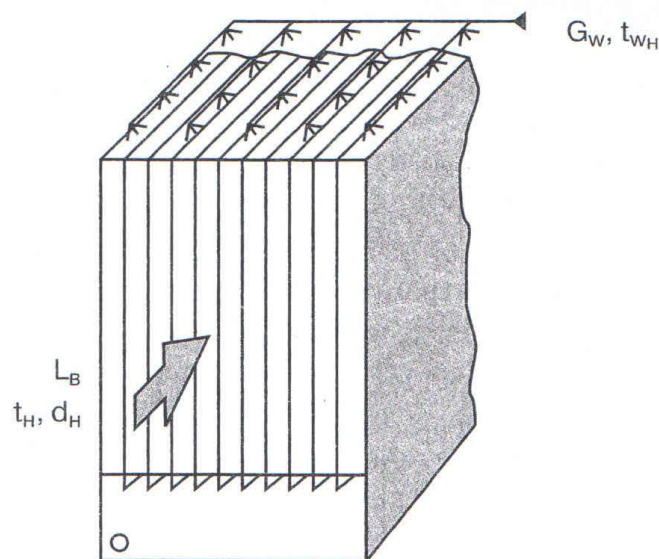


Рисунок 3.1 – Схема увлажнительной камеры с орошаемой насадкой

На схеме указаны обозначения основных параметров:

- обрабатываемого воздуха (расход, L_B ; начальные значения температуры, t_n , и влагосодержания, d_n);
- воды (начальные значения расхода, G_{WH} и температуры t_{WH}).

Возможные аэродинамические режимы течения сред в противоточном аппарате исследованы в работах Е.В. Стефанова [170, 171] и приведены на рисунке 3.2.

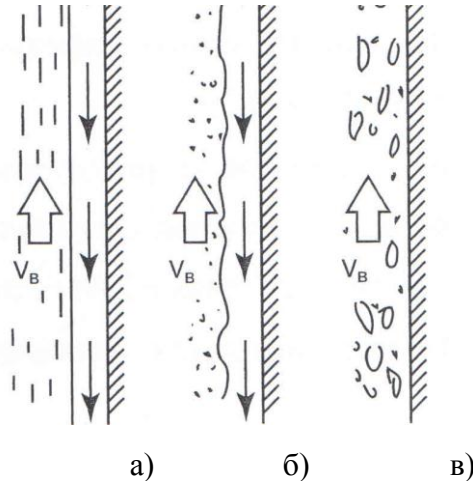


Рисунок 3.2 – Схема движения воздуха и воды в противоточном аппарате с орошаемой насадкой

На схеме (рисунок 3.2.а) имеет место режим раздельного движения фаз или пленочный режим, который можно наблюдать при малых скоростях движения воздуха и воды. Поверхность контакта – движущаяся пленка воды. При увеличении скорости движения воздуха или воды возникает по терминологии Е.В. Стефанова режим турбулизации пленки воды (рисунок 3.2.б). Это переходный режим, который постепенно переходит в режим эмульгирования воды (рисунок 3.2.в).

Гидродинамику пленочного течения характеризуют:

- режим течения пленки;
- толщина пленки и время течения пленки;
- профиль поверхности и ее геометрические характеристики;
- смачиваемость материала насадки;
- плотность орошения.

Существующие в настоящее время методики расчета, основанные в основном на экспериментальных данных для насадок с различными материалами и конфигурацией каналов, не позволяют проводить расчеты конструктивных, теплотехнических и экономических характеристик других подобных тепломассообменных аппаратов.

По данным ВНИИКондиционер [121] для пленочной камеры перекрестного типа получены зависимости эффективности E_a и объемного коэффициента теплообмена α_v от длины камеры и величины зазора между пластинами. Например, при использовании мипласта для получения коэффициента эффективности $E_a=0,9-0,95$ длина камеры составляла порядка 1 м, что в 2 раза короче 2-хрядной камеры орошения. В пленочном увлажнителе применяют щелевые насадки, которые обладают наименьшим сопротивлением и практическим отсутствием «зависания» жидкости под действием сил поверхностного натяжения. П.Л. Капица [85] установил, что периодически волновой характер движения является наиболее устойчивым без разрыва целостности пленки. Автором было определено, что плотность орошения насадки должна быть не менее величины g_w , ($\text{см}^3/(\text{с}\cdot\text{см})$):

$$g_w = 0,6 \cdot \nu_w \left[\frac{\left(\frac{\sigma}{\rho_w} \right)^3}{g \cdot \nu_w^4} \right]^{1/11} \quad (3.3)$$

где ν_w , ρ_w – кинематическая вязкость (стокс) и плотность жидкости ($\text{г}/\text{см}^3$); σ – сила поверхностного натяжения на границе раздела воздуха и воды ($\text{дин}/\text{см}$).

В работе Л.И. Неймарк [124] определены минимальная плотность орошения для щелевой насадки с шириной канала при скоростях от 4 до 6 м/с.

Выявлено, что стекающая пленка сохраняет устойчивость при ламинарном режиме, а при турбулентном при $g_w = 300 \div 500 \text{ кг}/(\text{ч}\cdot\text{м})$ происходит «захлебывание» и унос капель влаги. При противотоке и перекрестном токе поток воздуха тормозит поток воды, что способствует нарастанию толщины пленки при увеличении скорости воздушного потока.

Гидравлические сопротивления в рассматриваемых аппаратах изучены в работе [5]. Оценка размеров смачиваемой поверхности насадки с вертикальной гофрировкой поверхности выполнена в работе [112], в результате с учетом [121] получена корреляционная зависимость для относительной смачиваемой поверхности:

$$\bar{f} = F_{см} / F = 1,17h^{-0,28}s^{-0,65}Re_{жс}^{0,075} \quad (3.4)$$

где h , s – высота и шаг гребня волновой поверхности, мм.

В работе [31] получена эмпирическая зависимость для турбулентного течения в межпластинчатом пространстве:

$$Nu = 0,022 Re^{0,8} \quad (3.5)$$

Для интенсификации процесса в орошаемых насадках одним из направлений служит изменение формы канала за счет составных пластин.

Стефановым Е.В. [171] и Набиулиным Ф.А. [121] получены основные закономерности, на которых построены инженерные методики расчета противоточных аппаратов. Впервые выражение для толщины пленки было получено Нуссельтом для ламинарного режима.

В орошаемых насадках реализуется различный режим течения. Ламинарный безволновой имеет место при небольших плотностях орошения и условии:

$$Re_w = \frac{4G_w}{P\nu_w} \leq 12 \quad (3.6)$$

где G_w – расход воды, м³/с; P – смоченный периметр канала или насадки, м.

Нижний предел определяется условиями устойчивости пленки и зависит от смачиваемости материала. При малых размерах толщины пленки, соизмеримых с размерами выступов на поверхности материала, имеет место капиллярно-гидродинамический режим. При увеличении скорости движения жидкости возникает волнообразный режим. Режим с длинными «гравитационными» волнами называют первый ламинарный волновой формируется при значениях:

$$12 \geq Re_w < 4,74\sqrt{\sigma_w^3 \rho_w / \mu_w^4 g} \quad (3.7)$$

где σ_w – поверхностное натяжение жидкости, Н/м.

Верхней границе этого режима соответствует длина волны:

$$\lambda \approx 2\pi\sqrt{\sigma_w / \rho_w g} \quad (3.8)$$

Второй ламинарный волновой режим связан с появлением «коротких» волн и влиянием капиллярных процессов, начинается процесс поперечного перемешивания. Этот режим имеет следующие границы:

$$4,74\sqrt[5]{\sigma_w^3 \rho_w / \mu_w^4 g} \leq Re_w \leq Re_{кр} = 1200 \pm 200 \quad (3.9)$$

Дальнейшее увеличение скорости движения воды приводит к формированию турбулентного режима (при $Re_{кр} = 1200 \div 2400$). При $Re_{кр} \geq 2400$ режим течения характеризуется как режим развитой турбулентности. Этот режим сопровождается увеличением доли поперечного конвективного переноса массы.

Средняя толщина пленки δ и среднее время движения жидкости в насадке связаны соотношением:

$$\tau = \frac{h}{v_{cp}} = \frac{4h\delta}{v_w Re_w} \quad (3.10)$$

Для гравитационного безволнового стекания:

$$\delta = 0,919 Re_w^{1/3} \quad (3.11)$$

где $\mathcal{G}$ – приведенная толщина пленки, м.

$$\mathcal{G} = (v_{ж}^2 / g \cdot \sin \alpha)^{1/3} \quad (3.12)$$

где α – угол наклона выступа.

По мнению [31] теоретическое исследование процессов теплообмена должно производиться на основе решения уравнений сохранения количества движения, массы и энергии, что позволяет установить зависимость между интенсивностью процесса, геометрическими, тепло- и аэродинамическими показателями. Вывод, который сделан в работе [158], о том, что ввиду сложности происходящих явлений нельзя использовать аналитические методы подтверждается и в работах других авторов [8, 10].

3.2 Методы расчета тепломассообмена в орошаемых насадках

Разработке методов расчета тепломассообменных аппаратов с пористой насадкой посвящено значительное количество работ, в частности [7-9, 21, 31, 40, 90, 114, 123, 124, 158, 170, 175, 192].

Пористые насадки применяются в тепломассообменных аппаратах для испарительного охлаждения воздуха, утилизации теплоты и холода удаляемого воздуха, осушки и увлажнения воздуха.

Методики расчета процессов тепломассообмена в орошаемых насадках основаны на общих закономерностях для контактных аппаратов [21]. Для подбора стандартных конструкций и выбора режимов работы используют результаты лабораторных и промышленных испытаний по измерению параметров. В паспорте аппарата приводятся расчетные зависимости показателей теплотехнической эффективности от режима функционирования аппарата. На основе этих данных разработаны инженерные методы расчета для отдельных типов аппаратов с орошаемой насадкой, например, в работах [2, 7-9, 40, 96, 114, 123, 171]. Эти методы основаны на традиционных методах расчета теплообменников, в том числе с использованием теории подобия [56]. Зарубежные источники, в основном, содержат рекламную информацию.

В настоящее время имеет место неоднозначный теоретический подход к оценке движущих сил тепломассообмена в пористых насадках. Недостаточные количественные гидродинамические характеристики взаимодействия воздуха с водой в каналах пористых насадок не позволяют создать надежную методику их нахождения. Отдельные рекомендации по выбору режимов работы не содействуют оптимизации тепломассообменных процессов, особенно в области фазовых переходов. Вышесказанное определяет необходимость проведения исследований процессов тепломассообмена между воздухом и увлажненной насадкой для обеспечения адиабатного увлажнения воздуха, протекающего при

постоянной температуре смоченной поверхности, равной температуре воздуха по мокрому термометру.

Современные физико-математические модели тепломассообменных процессов в аппаратах с пористой насадкой основаны на следующих основных допущениях [7-9]:

- движущей силой массопереноса является градиент влагосодержания (парциального давления);
- кинетические характеристики воздушного потока и насадки принимаются постоянными и равными средним интегральным значениям;
- коэффициенты тепломассообмена постоянны и связаны соотношением Льюиса.

Процессы в пористых насадках – это нестационарные процессы конвективного тепломассообмена, теплопроводности, диффузии, сорбции и десорбции.

В работах В.Н. Богословского и его учеников [22, 24] показано, что на коэффициент тепломассообмена влияют следующие факторы: удельная изотермическая массоемкость, температурный и термоградиентный коэффициенты, потенциал влагопереноса.

Наиболее строго процессы тепломассообмена в тепломассообменных насадках описываются с помощью дифференциальных уравнений, отражающих физический смысл градиентных законов переноса [114].

На практике используются 3 основные физико-математические модели [22, 24, 130], базирующиеся на:

- уравнениях Рейнольдса;
- уравнении пограничного слоя;
- уравнении одномерного переноса.

Первая модель предполагает нахождение подробного распределения температуры и относительной влажности и требует использования численных методов.

Поскольку в инженерных задачах чаще необходимо знать средние (интегральные) значения, во многих случаях используют одномерную модель переноса (α -модель), при этом предполагается, что течение воздуха в каналах насадки имеет постоянные скорость и температуру, а потенциал массопереноса равен среднемассовым значениям [22].

При использовании α -модели используют следующие допущения:

- воздушный поток представляет собой идеальную газовую смесь сухого воздуха и водяных паров;
- за потенциал влагопереноса принимается химический потенциал μ ;
- считается, что температура, относительная влажность и химический потенциал равномерно распределены по сечению канала насадки;
- тепломассообменная поверхность насадки принимается в виде условно тонким коллоидным капиллярно-пористым телом;
- температура и влагосодержание на входе принимаются постоянными;
- продольная молекулярная диффузия паров воды в воздухе и продольный перенос теплоты за счет теплопроводности незначительна;
- теплообмен с окружающей средой через боковые поверхности аппарата пренебрежимо мал;
- теплота адсорбции тождественно равна теплоте десорбции и является функцией химического потенциала;
- коэффициент теплоотдачи, теплофизические характеристики воздушного потока и насадки постоянны и равны средним интегральным значениям;
- коэффициент массообмена и удельная изотермическая массоемкость материала насадки переменны и являются функциями химического потенциала;
- значения удельной изотермической влагоемкости, температурного и термоградиентного коэффициентов влагопереноса влажного воздуха являются функциями текущих значений температуры и химического потенциала.

Исходя из данных работ [114, 188] можно записать уравнение для химического потенциала:

$$\mu = RT \ln \varphi \quad (3.13)$$

Т.к. $d = f(\mu, T)$ при неизтермическом влагопереносе:

$$d(d) = (\partial d / \partial \mu)_T d\mu + (\partial d / \partial T)_\mu dT$$

$$d(d) = c'_\mu d\mu - \delta_p dT$$

где d – влагосодержание влажного воздуха, кг/кг сухого воздуха; c'_μ – удельная изотермическая массоемкость влажного воздуха, кмоль/Дж; δ_p – термоградиентный коэффициент влажного воздуха (K^{-1}).

Отсюда:

$$c'_\mu = (\partial d / \partial \mu)_T$$

$$\delta_p = (\Delta d / \Delta T)_{j=0} = -(\partial d / \partial T)_\mu \quad (3.14)$$

Из [112] известно:

$$\delta_p = c'_\omega (\partial \mu / \partial T)_d ; d(d) = c'_\mu \{d\mu - (\partial \mu / \partial T)_d dT\}$$

где $(\partial \mu / \partial T)_d$ – температурный коэффициент влажного воздуха, Дж/(кмоль·К).

В работе [7] приведена аналитическая зависимость для удельной изотермической массоемкости влажного воздуха:

$$c'_\mu = 0,622 \frac{P_B / P_S}{(P_B / P_S - \varphi)^2} \frac{\varphi}{RT} \quad (3.15)$$

где P_B, P_S – барометрическое давление и парциальное давление водяных паров.

Учитывая выражение: $\varphi = \frac{d}{d + 0,622} \frac{P_B}{P_S}$, получены следующие

выражения:

- при $t < 100^\circ C$ [139]: $P_S = 133,2 \cdot 10^{(8,12T - 2061)/(T - 37)}$, Па;

- при $t > 100^\circ C$: $P_B = P_S$.

В результате дифференцирования (3.13) по T может быть определена величина δ_p :

- при $t < 100^\circ C$: $(\partial \mu / \partial T)_d = \mu / T - 4,05 \cdot 10^3 RT / (T - 37)^2$,

- при $t > 100^\circ\text{C}$: $(\partial\mu/\partial T)_d = \mu/T$.

В гигроскопической насадке реализуются режим «комбинированной волны» [158], при которой формируются 2 зоны эффективного тепломассообмена, перемещающиеся по направлению движения воздуха с различными скоростями, что приводит к образованию промежуточной области с равновесными термодинамическими параметрами. В результате исследований получены аналитические зависимости основных термодинамических параметров δ_p , $(\partial\mu/\partial T)_d$, характеризующие процесс неизотермического влагообмена.

Наиболее изученными являются процессы в аппаратах косвенно-испарительного охлаждения (КИО) [7-10, 20, 31, 64, 90, 114, 118, 124, 192 и др.]. Увеличение количества каналов, комбинирование различных схем движения обменивающихся потоков, частичное увлажнение стенок каналов приводит к увеличению продольного градиента температуры насадки, причем характер изменения неизотермичности при переходе от одной поверхности к другой может меняться в пределах одного канала. Изменение неизотермичности может быть линейным, степенным, ступенчатым или комбинированным. Это оказывает влияние на теплообмен, что обусловлено наличием деформацией распределения температуры в тепловом пограничном слое и изменением толщины этого слоя. При построении α -модели это влияние учитывают введением соответствующей функции для коэффициента теплоотдачи, адекватного изменению граничных условий на поверхности насадки.

Как известно [29], в основе подобия тепло- и влагообмена лежит теорема Кирпичева-Гухмана: 2 явления подобны, если они описываются одной и той же системой дифференциальных уравнений и имеют подобные условия однозначности.

В ряде работ [7, 22, 24, 40, 56, 90, 114, 192] представлены доказательства невыполнения подобия тепло- и влагообмена (постоянства соотношения Льюиса):

$$Le = \alpha / (\beta \cdot c_p) = 1 \text{ или } \alpha / \beta = c_p \quad (3.16)$$

Первое условие выполняется, т.к. эти процессы описываются идентичными дифференциальными уравнениями. Влияние стефанова потока, термодиффузии, диффузионной теплопроводности для смеси воздух-пар в условиях работы аппаратов КИО практически отсутствует.

Подобие условий однозначности:

- геометрическое подобие каналов и граничных условий потоков теплоты и влаги;
- подобие полей температуры и парциального давления;
- подобие физических характеристик потоков для сходственных точек аппарата;
- подобие полей скорости и избыточного статического давления.

Оценке выполнения этих условий посвящены работы [7, 67, 90, 114]. Результаты этих исследований показывают, что для КИО при перекрестном токе отклонение числа Льюиса достигает 20...30%. Полученные значения в среднем составляют $Le = 0,85...0,95$ или в среднем $Le = 0,9$.

При разработке математической модели тепломассообмена общем случае взаимного движения сред принимаются следующие данные:

- количество каналов n ;
- вектор скорости может изменяться по глубине насадки;
- смачиваемость поверхности пластин $\sigma = 0...1 = \text{var}$ (зависит от конструктивных особенностей);

Используются следующие допущения:

- воздушный поток рассматривается как идеальная газовая смесь (сухой воздух и водяной пар);
- движущей силой массопереноса является градиент влагосодержания (парциального давления);
- испарение жидкости с поверхности компенсируется увлажнением пористой стенки;

- расход воды соответствует полному испарению влаги и поддержанию материала пластин в гигроскопически насыщенном состоянии (водяные эквиваленты воздушного потока в канале и над пленкой имеют следующее соотношение $\overline{W}_j \gg \overline{W}_w$);

- поверхность пленки жидкости гладкая, пленка находится в состоянии покоя, т.к. силы адгезии в пленке больше сил трения, вызванного движением воздушного потока;

- продольная молекулярная диффузия паров воды в воздухе, продольный перенос теплоты за счет теплопроводности незначителен;

- термодиффузия и другие вторичные эффекты малы;

- кинетические характеристики воздушного потока и пленки воды постоянны и равны средним интегральным;

- распределение температуры, химического потенциала, скорости воздуха и скорости пленки в поперечном сечении равномерно (α -модель);

- температура и химический потенциал на входе постоянны;

- скорости потоков воздуха на входе в соответствующие каналы постоянны;

- теплообмен с окружающей средой через боковые поверхности незначителен;

- все внутренние перегородки считаются высокотеплопроводными.

В работе [7] получена система дифференциальных уравнений тепломассообмена для воздуха и пленки воды при их перекрестном направлении движения. При этом для вывода уравнения теплового баланса для пленок жидкости использованы следующие допущения:

- поверхности считаются условно тонкими телами, учитывая малую толщину и существенно большую теплопроводность (критерий $Bi < 1$);

- толщина водяных пленок ничтожно мала.

При выводе дифференциальных уравнений учтены соотношение Льюиса, дополнительный перенос теплоты за счет поступления в поток

воздуха паров влаги. Принято, что термическим сопротивлением стенок можно пренебречь, локальные температуры водяных пленок можно считать равными локальным температурам самой стенки, явная теплота от потоков воздуха идет на испарение влаги. Таким образом, после соответствующих преобразований критериальные уравнения имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\bar{W}_{j+1}^H}{\bar{W}_0} \right) Fo_{j+1,j} \left[(t_{wj+1,j} - t_{j+1}) + \left(\frac{1}{c_{pj+1}} \right) \left(\frac{q^0 \sigma}{Le} \right)_{j+1,j} (d_{wj+1,j} - d_{j+1}) \right] + \\ & + \left(\frac{\bar{W}_j^H}{\bar{W}_0} \right) Fo_{j,j+1} \left[(t_{wj,j+1} - t_j) + \left(\frac{1}{c_{pj}} \right) \left(\frac{q^0 \sigma}{Le} \right)_{j,j+1} (d_{wj,j+1} - d_j) \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

где $\bar{W}_0$ – начальный водяной эквивалент потока воздуха; $\bar{W}_j^H, \bar{W}_{j+1}^H$ – водяные эквиваленты в каналах j и $(j+1)$; Fo – критерий Фурье; q^0 – начальная плотность потока теплоты; d_w – влагосодержание над водяной пленкой, кг/кг сухого воздуха.

Для замыкания системы дифференциальных уравнений использована зависимость влагосодержания насыщенного водяного пара над поверхностью пленки от ее температуры [123]:

$$d_w = 0,622 p_w / (P_B - p_w) \quad (3.18)$$

где p_w – парциальное давление водяных паров над пленкой, Па.

Для нахождения парциального давления также используется эмпирическое выражение [7]:

$$p_w = 0,6107 \exp(0,0726 t_w - 2,912 \cdot 10^{-4} t_w^2 + 8,33 \cdot 10^{-7} t_w^3) \quad (3.19)$$

В случае изменения расхода воздуха по глубине насадки к дифференциальным уравнениям добавляют уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial(\rho w_x)_j}{\partial X} + \frac{\partial(\rho w_y)_j}{\partial Y} = 0 \quad (3.20)$$

Анализ исследований показывает, что в связи с большим разнообразием конструктивных особенностей как аппаратов косвенно-испарительного охлаждения, так и сотовых увлажнителей, решения тепломассобменных задач могут быть получены только при использовании численного моделирования.

3.3 Численная модель тепломассообменных процессов в орошаемой насадке

Как было отмечено в разделе 3.2, для реализации физико-математической модели тепломассообмена, базирующейся на уравнениях Рейнольдса, необходимо использовать численные методы, позволяющие получить подробное распределение параметров в исследуемом объекте.

Для расчета тепломассообменных процессов в насадке сотового увлажнителя использованы уравнения Рейнольдса для описания турбулентных потоков, дополненные уравнениями конвективно-диффузионного переноса для осредненной скалярной субстанции $\bar{a}$ (температура, водяной пар) аналогично системе (2.1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i + \bar{\rho}' \bar{u}_i') &= S_m \\ \rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) &= - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} + S_i \\ \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{a})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{a} \bar{u}_i)}{\partial x_j} &= - \frac{\partial (\bar{\rho} u'_j \bar{a}')}{\partial x_j} + \bar{J}_a \end{aligned} \quad (3.21)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости; $\bar{a}$ – осредненные значения удельной плотности скалярной величины; S_m, S_i – интенсивность источников массы и импульса; $\bar{J}_a$ – интенсивность источников примеси.

Для создания численной модели в качестве граничных условий принимаются значения параметров обменивающихся сред на входе в каналы насадки.

Предварительно были выполнены экспериментальные исследования процесса испарения воды в кассете сотового увлажнителя Munters FA6 [87]. Кассета сотового увлажнителя размерами 500x500 мм и глубиной 100 мм установлена в центре прямого участка канала размерами 500x500 мм и длиной 2 м. Кассета представляет собой набор волнистых листов с длиной

волны около 17 мм, установленных поочередно под углом 45 и 15 градусов к горизонту. Это позволяет равномерно смачивать всю кассету и предотвращать отрыв капель при довольно больших скоростях воздуха. При этом листы, установленные под углом 45 градусов, направлены вверх по направлению движения воздуха, а листы, установленные под углом 15 градусов – вниз. Такая схема обеспечивает плавное стекание воды вниз и вперед под углом 15 градусов и более резкое вниз и назад по направлению движения потока воздуха.

Рассматриваемая задача решена с использованием программы StarCCM+ [61]. Данная программа позволяет решать различные задачи численного моделирования, в том числе процессов вентиляции и кондиционирования воздуха. Для того чтобы смоделировать процесс испарения жидкой пленки необходимо рассмотреть нестационарную задачу, т.к. в стационарной задаче невозможно подключить модели испарения и конденсации жидкой пленки.

На рисунке 3.3 приведена расчетная сетка модели канала с кассетой. Сетка существенно сгущается вблизи испаряющих поверхностей увлажнителя.

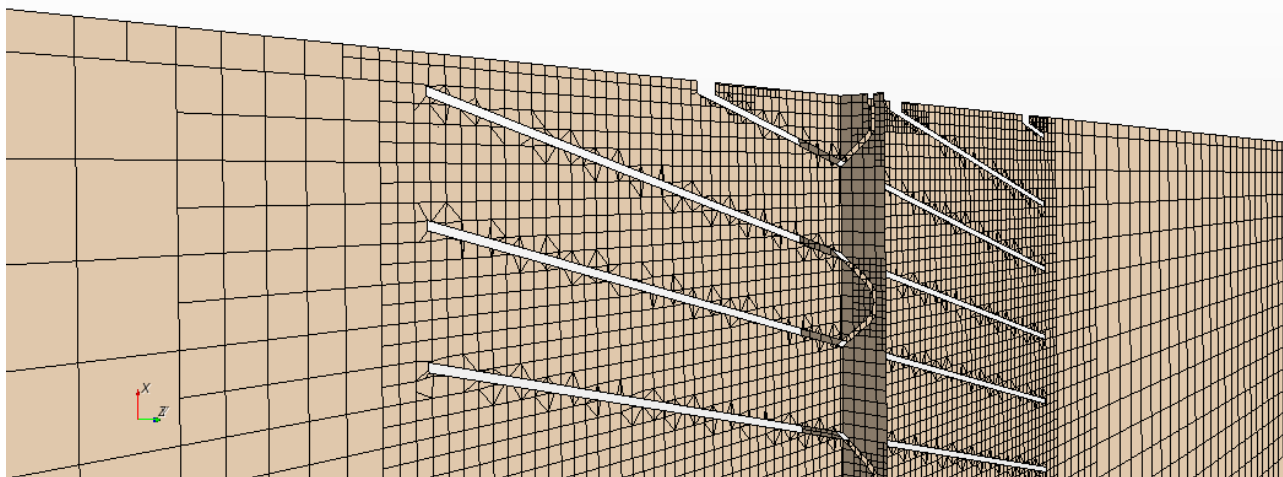


Рисунок 3.3 – Расчетная сетка канала с кассетой для увлажнения

На развитой поверхности насадки задана жидкая пленка толщиной 1 мм, которая стекает под действием силы тяжести. Пленка поддерживается за счет потока массы на верхней кромке волнистых листов 0,00055 кг/с. На

нижней кромке потоки воды и воздуха разделяются: воздух идет дальше по каналу, а вода уходит за пределы рассматриваемой области. Шаг по времени составил 0,01 с. На каждый шаг физического времени приходилось по 5 итераций. Для перехода от дифференциальных уравнений к дискретным применен метод конечных объемов.

При решении задачи использована k - ε модель турбулентности. Для задания процесса испарения применена Эйлера многофазность. Принято, что смесь воздуха и водяных паров является идеальным несжимаемым газом. Давление насыщения водяных паров рассчитано по уравнению Антуана [61]. Для расчетов использовано уравнение энергии жидкости для температуры. Принято, что сила тяжести действует в направлении оси X .

Скорость воздуха принята равной 2,5 м/с, что является рекомендуемой скоростью для работы увлажнителей данного типа (допустимый диапазон 1,5 – 4,5 м/с). В качестве граничных приняты следующие условия: температура воздуха на входе в канал 24 °С, влагосодержание 4,16 г/кг сухого воздуха. Температура потока воды подаваемого на верхнюю часть увлажнителя равна 16 °С и соответствует температуре воздуха по мокрому термометру для заданных параметров воздуха (в реальных условиях вода из поддона увлажнителя постоянно циркулирует и поэтому принимает температуру воздуха по мокрому термометру).

В качестве начальных условий приняты следующие: параметры воздуха в объеме канала имеют те же параметры что и поток воздуха на входе, температура 24 °С, влагосодержание 4,16 г/кг сухого воздуха, температура жидкой пленки на развитой поверхности кассеты также 16 °С.

При моделировании процесса увлажнения в целой кассете получается очень большое количество ячеек либо слишком грубая сетка. В связи с этим принято решение смоделировать процесс испарения одной волнистой пластиной увлажнителя. В полной кассете таких пластин насчитывается 68.

3.4 Результаты численного решения

Численное моделирование систем обеспечения микроклимата, в основном, связано с процессами тепло- и воздухообмена в помещениях [17-19, 51-54, 59-60, 99-101, 108, 109, 143, 161, 172, 184, 194, 198, 201, 203, 205, 209, 211]. Влияние пористости материалов [50, 192] и среды при математическом решении вентиляционных задач исследовано в работах Таурита В.Р. [177], в аппаратах косвенно-испарительного охлаждения в работах Анисимова С.М. [7,8] и Майсоценко В.С. [114]. В данной работе впервые выполнено численное моделирование тепломассообмена в орошаемой насадке, выполненной из гигроскопичного материала. На поверхности гигроскопичной насадки, фрагмент которой показан на рисунке 3.4, в процессе обработки воздуха образуется жидкая пленка. Исходные данные для численного эксперимента приведены в разделе 3.3.

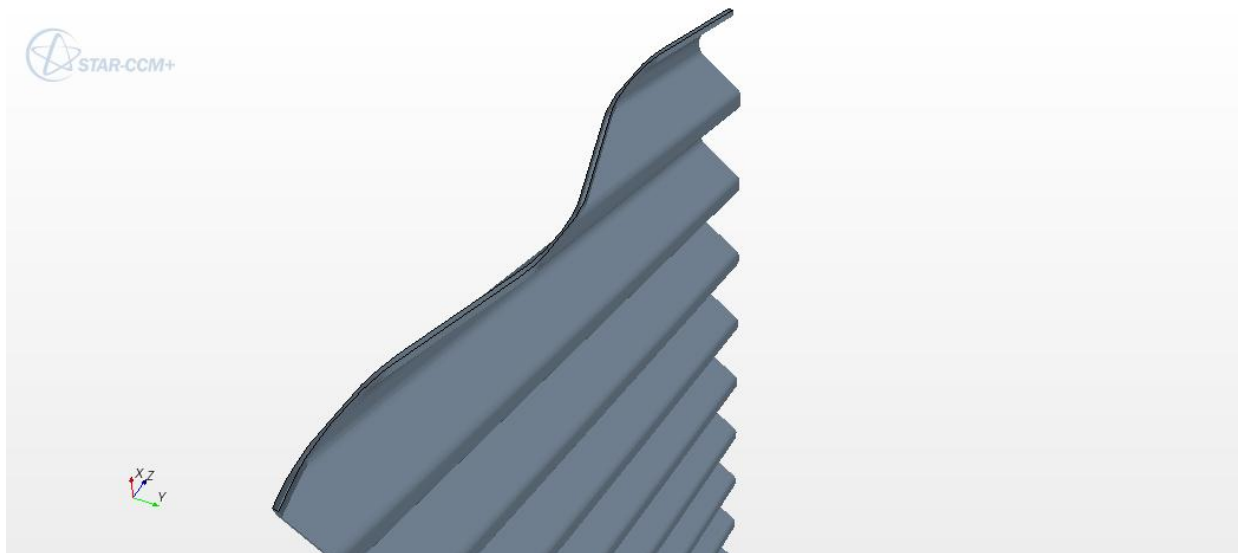


Рисунок 3.4 – Фрагмент орошаемой насадки

На рисунке 3.5-3.9 приведены результаты численного эксперимента. Одним из наиболее важных параметров в процессе увлажнения является влагосодержание. Как показывают результаты численных исследований (рисунок 3.5), использование только одного ряда пластин в воздушном

канале обеспечивает увеличение влагосодержания на 1 г/кг сухого воздуха. Это соответствует необходимой степени увлажнения воздуха в реальных условиях.

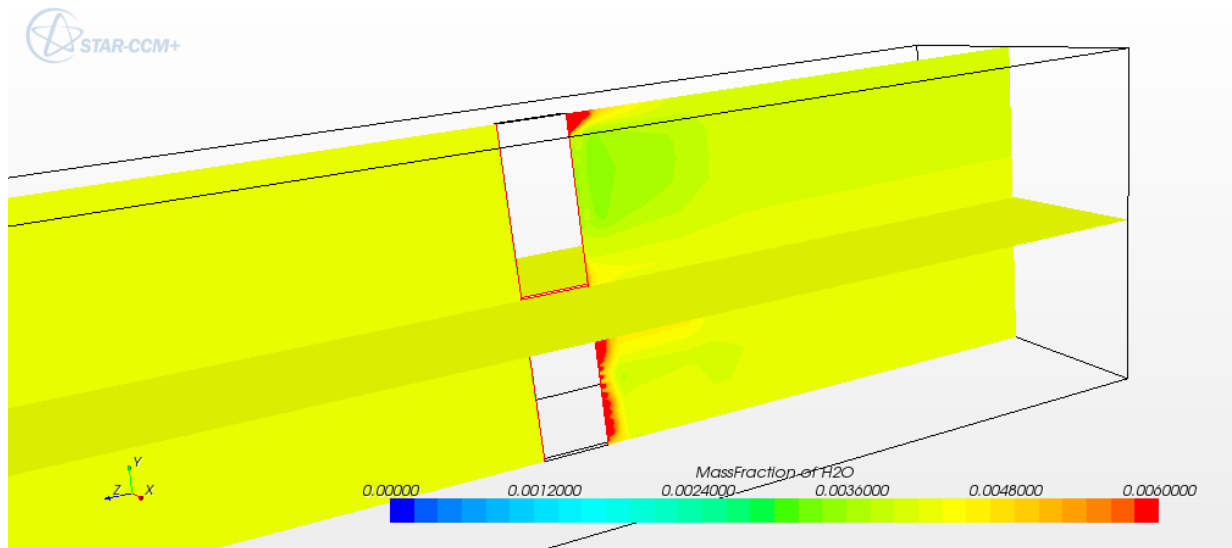


Рисунок 3.5 – Распределение влагосодержания воздуха в воздушном канале, кг/кг сухого воздуха

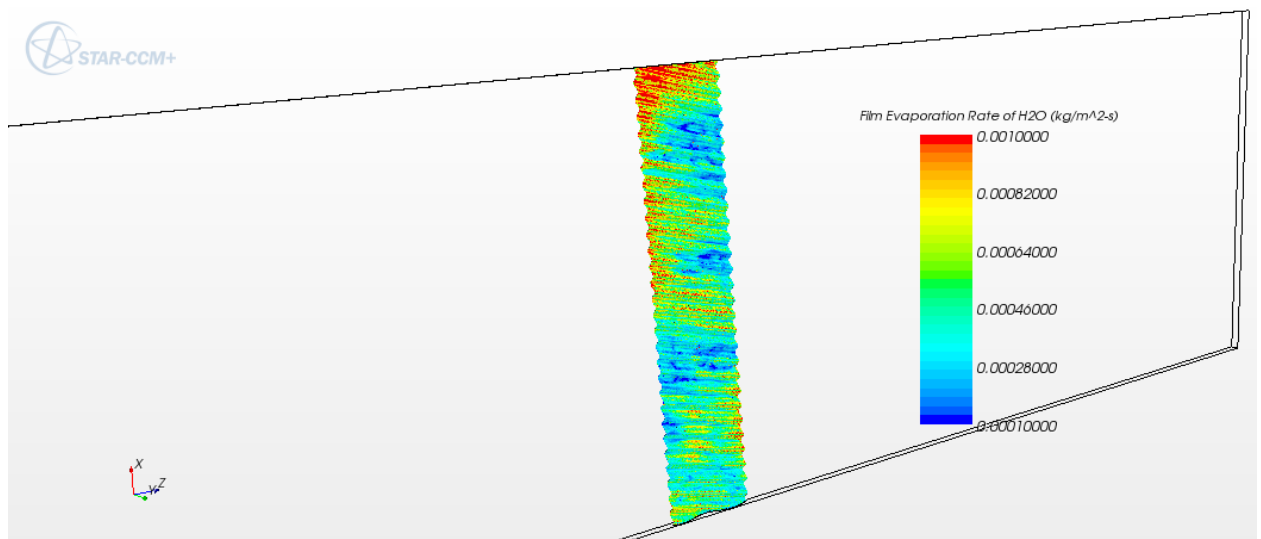


Рисунок 3.6 – Распределение интенсивности испарения, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$

На рисунке 3.6 представлено распределение интенсивности испарения воды с поверхности жидкой пленки. Среднее значение интенсивности испарения составляет $0,0005 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$. Результаты позволяют сделать вывод, что характер процесса испарения по высоте пластины достаточно равномерный. Распределение интенсивности испарения в выходном сечении

орошаемой поверхности позволяет прогнозировать равномерность распределения этого параметра в кассетах реальных размеров.

Как известно, в сотовых увлажнителях реализуются процессы, близкие к адиабатическому увлажнению, т.е. с понижением температуры обрабатываемого воздуха, что наглядно видно на рисунке 3.7.

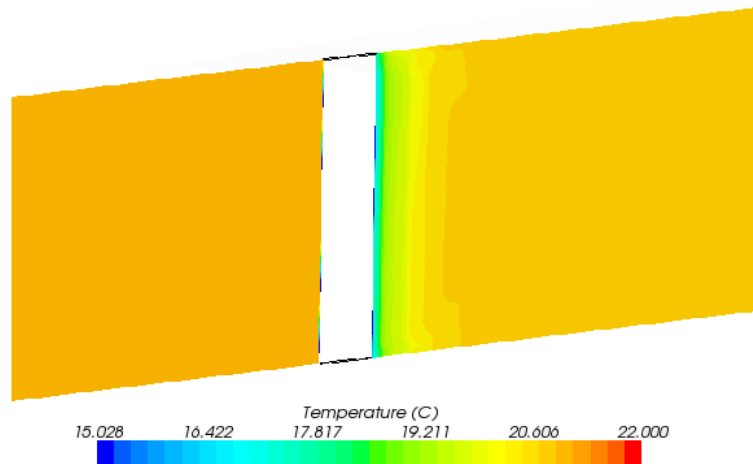


Рисунок 3.7 – Распределение температуры воздуха

Изменение толщины пленки представлено на рисунках 3.8 и 3.9 и выражено в долях от максимального значения. Это изменение показывает, что имеет место нестационарный режим процесса испарения движущейся пленки, что подтверждает необходимость численных исследований рассматриваемых процессов.

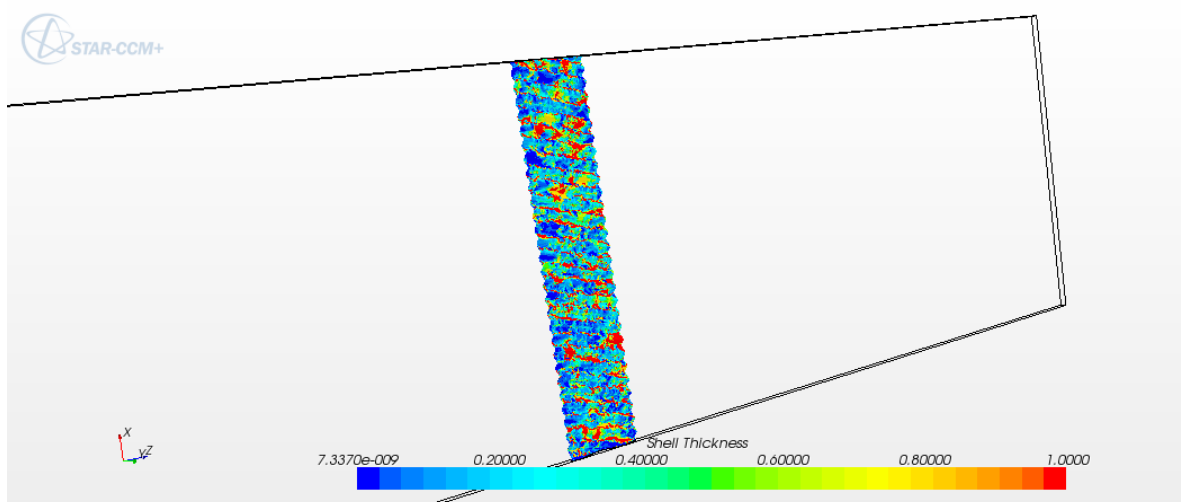


Рисунок 3.8 – Изменение толщины пленки

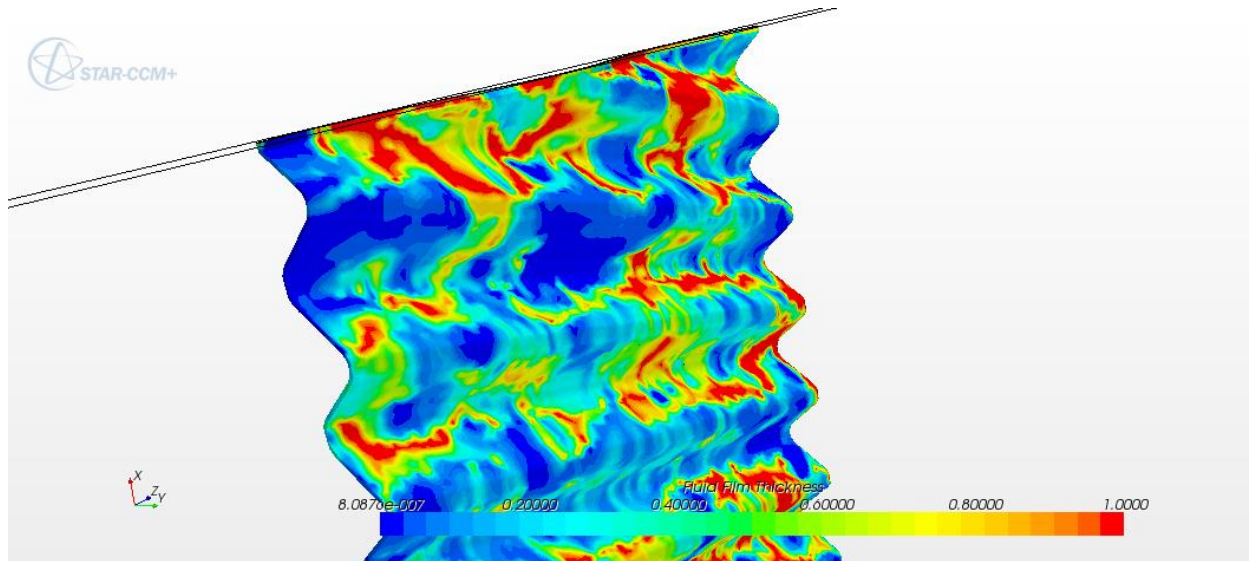


Рисунок 3.9 – Распределение толщины жидкой пленки на фрагменте орошаемой поверхности

При проведении численного эксперимента выполняется оценка сходимости, которая означает уменьшение до нуля ошибки численного решения по мере того, как размеры контрольных объемов расчетной области стремятся к нулю. Поскольку вычислительные ресурсы ограничены, расчет считается законченным, если поведение исследуемых параметров становится стационарным (либо значение изменяется на величину менее 2-3%, либо имеет место стационарный колебательный режим). Результаты мониторинга отслеживаемых параметров приведены на рисунках 3.10 и 3.11.

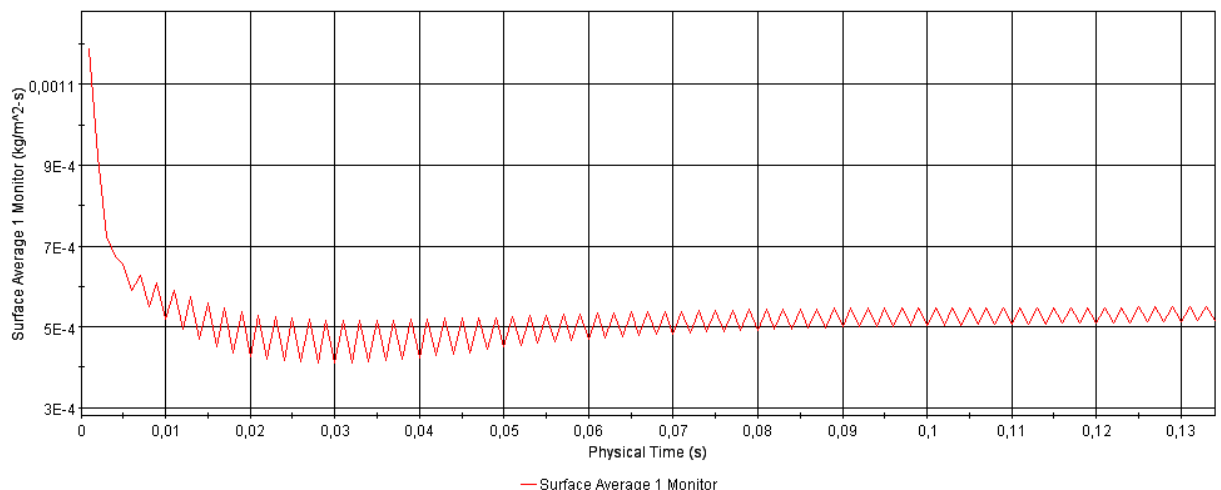


Рисунок 3.10 – Сходимость интенсивности испарения

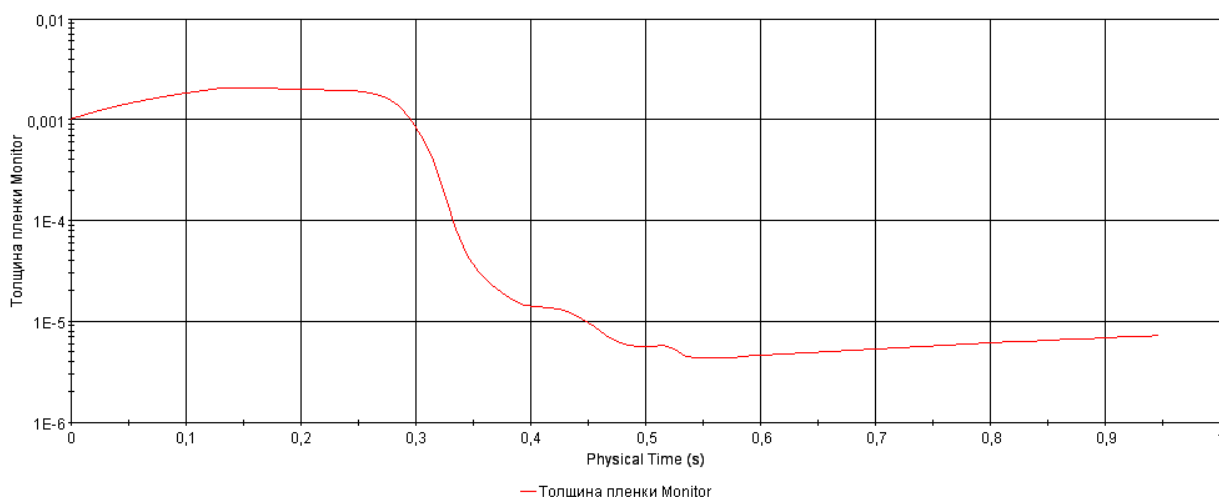


Рисунок 3.11 – Сходимость толщины пленки

Выводы по третьей главе

1. Выполненный анализ работ по исследованиям процессов тепловлажностной обработки воздуха в аппаратах с орошаемой насадкой показал, что из-за сложности происходящих явлений тепло - и массопереноса использованы преимущественно экспериментальные методы и получены эмпирические формулы для расчета в зависимости от вида материала, аэродинамических характеристик воздушного потока и режима течения воды.

2. Для подобных процессов в аппаратах косвенно-испарительного охлаждения воздуха использованы методы математического моделирования.

3. В работе впервые создана расчетная сетка с учетом конструктивных особенностей насадки для проведения численного эксперимента с применением программного комплекса StarCCM+.

4. Впервые выполнено численное моделирование тепломассообмена в орошаемой насадке для условий, рекомендуемых фирмами-изготовителями данных аппаратов.

5. Для численного эксперимента перекрестного взаимодействия воздушного потока и пленки воды, как любого трехмерного турбулентного

движения несжимаемой среды, применен метод контрольного объема и использована стандартная версия k - ε модели турбулентности.

6. На основе анализа результатов численного расчета получена удовлетворительная сходимость исследуемых параметров.

7. В процессе численного моделирования процессов тепломассообмена в орошаемой насадке получены пространственные поля интенсивности испарения, толщины пленки, температуры и скорости движения воздуха, необходимые для разработки рационального способа увлажнения воздуха в исследуемых помещениях.

4. Экспериментальные исследования

4.1 Планирование экспериментальных исследований

Для совершенствования методов расчета процессов тепломассообмена в аппаратах с орошаемой насадкой необходимо выполнить комплекс экспериментальных исследований. 1 этап исследований выполнен с использованием увлажнителя ССХ 2.5F компании Munters, предоставленного для испытаний фирмой 2Н АКВА Групп (г. Санкт-Петербург), 2 этап – на опытной лабораторной установке, разработанной автором. Результаты измерений и их обработки приведены в Приложениях Б, В и Г.

При проведении экспериментальных исследований неизбежно возникают разного рода погрешности (методические, инструментальные). Значительную роль в процессе натурных измерений играют случайные ошибки [3, 49, 72, 111, 120, 174]. Для обеспечения эффективности экспериментальных исследований используются методы планирования эксперимента, при использовании которых появляется возможность одновременно варьировать разными факторами.

Таким образом, необходимо учитывать, что данные экспериментального измерения разности относительной влажности φ и температуры t до и после орошаемой насадки ($\Delta\varphi_{\text{э}}$ и $\Delta t_{\text{э}}$) будут отличаться от их действительных значений ($\Delta\varphi_{\text{д}}$ и $\Delta t_{\text{д}}$) на величину абсолютной погрешности:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{\text{э}} - \Delta\varphi_{\text{д}} \quad (4.1)$$

$$\Delta t = \Delta t_{\text{э}} - \Delta t_{\text{д}} \quad (4.2)$$

В дальнейшем формулы будут записаны только для разности относительной влажности ($\Delta\varphi$). Для разности температуры (Δt) процедура обработки выполнена аналогично.

Величина $\Delta\varphi$ может быть представлена в виде суммы погрешностей:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{\text{м}} + \Delta\varphi_{\text{и}} + \Delta\varphi_{\text{н}} \quad (4.3)$$

где $\Delta\varphi_M$ – погрешность измерений, обусловленная особенностями методики измерений; $\Delta\varphi_{II}$ – погрешность средств измерений; $\Delta\varphi_H$ – погрешность, возникающая в процессе наблюдений.

Методическая составляющая абсолютной погрешности измерения связана с неточностью выполнения методики измерений. Инструментальная погрешность $\Delta\varphi_{II}$ возникает из-за несовершенства средств измерений и определяется по паспортам и документам о поверке средств измерений. Погрешность в процессе наблюдений связана с квалификацией измерителя и особенностями фиксирования информации. Для уменьшения влияния этой погрешности используется процедура многократных измерений. В данной работе варьировались значения скорости движения воздуха. Испытания рециркуляционного аппарата и опытной установки выполнены при трех скоростных режимах. Для каждой локальной скорости движения воздуха было проведено 3 измерения. Для рециркуляционной установки результаты измерений и их обработки представлены в Приложении Б.

Экспериментальные исследования опытной установки выполнены в следующей последовательности согласно требованиям нормативных документов [46, 167]:

1. Расход воды, проходящей через насадку, определяется мерной емкостью объемом 5 л. Измерив секундомером время наполнения мерного бака, массовый расход G_w , кг/ч, определяем по формуле:

$$G_w = 3600 \frac{V \cdot \rho_0}{t} \quad (4.4)$$

где V — объем мерного бака, м³; ρ_0 — плотность воды при его температуре после воздухоподогревателя, кг/м³; t — время заполнения мерного бака, с.

2. Скорость движения воздуха, проходящего через насадку, определяется на выходе из системы термоанемометром Testo 405V, как средняя по 9 точкам.

3. Расход воздуха G_B , кг/ч, находится по формуле

$$G_B = 3600 \cdot f_B \cdot v_B \cdot \rho_B \quad (4.5)$$

где f_B – площадь сечения, м^2 ; v_B – скорость движения воздуха, м/с ; ρ_B — плотность воздуха в точке измерения, кг/м^3 .

4. Плотность воздуха вычисляется по выражению:

$$\rho_B = \frac{353}{273 + T_B} \cdot \frac{B}{1013} \quad (4.6)$$

где T_B — температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$; B — барометрическое давление, гПа .

5. Измеряется относительная влажность φ , температура по сухому и мокрому термометру в контрольных точках лаборатории, на входе и на выходе из насадки. Результаты измерений представлены в Приложении В.

6. Находится изменение относительной влажности в увлажнителе.

7. Определяется коэффициент адиабатической эффективности процесса увлажнения:

$$Ea = \frac{T_n - T_k}{T_n - T_{nm}} \quad (4.7)$$

где T_n , T_k — температура воздуха по сухому термометру на входе и на выходе из насадки, $^{\circ}\text{C}$; T_{nm} — температура воздуха по мокрому термометру на входе в насадку, $^{\circ}\text{C}$.

8. Количество теплоты, переданной воздухом, Q , Вт, определяется по формуле:

$$Q = 0,28 \cdot G_B \cdot c_p (T_n - T_k) \quad (4.8)$$

где c_p – изобарная теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

9. Коэффициент теплоотдачи насадки α , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, находится из условия баланса количества теплоты, переданной воздухом поверхности тепломассообмена:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta \bar{T}_d} \quad (4.9)$$

где F — площадь поверхности тепломассообмена, $F = 11,56 \text{ м}^2$; $\Delta \bar{T}_d$ — среднелогарифмический перепад температур, $^{\circ}\text{C}$.

При расчете среднелогарифмического напора температуры воздуха до и после насадки приняты как среднеарифметические по сечению, а температура поверхности насадки - равной температуре воздуха по мокрому термометру:

$$\Delta \bar{T}_л = \frac{T_H - T_K}{\ln \frac{T_{HM} - T_H}{T_{HM} - T_K}} \quad (4.10)$$

10. Коэффициент массоотдачи насадки β_P , м/с, находится по формуле [29]:

$$\beta_P = \frac{Q}{r \cdot c_p \cdot F \cdot \Delta \bar{P}_л} \quad (4.11)$$

где r — теплота фазового перехода, кДж/кг; $\Delta \bar{P}_л$ — среднелогарифмический напор парциального давления водяных паров, Па.

Парциальные давления водяных паров в воздухе для расчета их среднелогарифмической разности определяются в зависимости от значений температуры воздуха до и после насадки:

$$\Delta \bar{P}_л = \frac{P_{\Pi}^K - P_{\Pi}^H}{\ln \frac{P_{\text{нас}}^K - P_{\Pi}^H}{P_{\text{нас}}^K - P_{\Pi}^K}} \quad (4.12)$$

где P_{Π}^H, P_{Π}^K — значения парциальных давлений водяных паров в воздухе на входе и на выходе из насадки, Па; $P_{\text{нас}}^K$ — парциальное давление водяных паров в насыщенном состоянии, определенное по температуре воздуха на выходе из насадки, Па.

Парциальное давление в насыщенном состоянии определяется по формуле [48, 158]:

$$P_{\text{нас}} = e^{16,57 \frac{T_K - 115,72}{233,77 + 0,997 T_K}} \quad (4.13)$$

Парциальные давления водяных паров в воздухе на входе и на выходе из насадки находятся по формуле:

$$P_{\Pi} = P_{\text{нас}} \cdot \varphi \quad (4.14)$$

11. Результаты натурных измерений и их обработки приведены в Приложениях В и Г. Статистическая обработка результатов исследований выполнена согласно [3].

При использовании степенной зависимости уравнение регрессии имеет вид:

$$\Delta\varphi = a \cdot (v)^b \quad (4.15)$$

где a, b – параметры регрессионной модели.

Известно, что, несмотря на нелинейность, степенная регрессия при использовании логарифмирования и замены переменных может быть приведена к линейному виду:

$$\ln \Delta\varphi = \ln a + b \cdot \ln v + \varepsilon \quad (4.16)$$

Обозначая $y = \ln \varphi; x = \ln v; A = \ln a$, запишем уравнение (4.15) в виде:

$$y = A + b \cdot x + \varepsilon \quad (4.17)$$

где ε – случайная ошибка.

Учитывая случайный характер величины ε , согласно [56] при определении значений A и b может быть использован метод наименьших квадратов.

Систему нормальных уравнений запишем в следующем виде:

$$\sum_{i=1}^n y_i \cdot x_i - b \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 - A \cdot \sum_{i=1}^n x_i = 0 \quad (4.18)$$

$$\sum_{i=1}^n y_i - b \cdot \sum_{i=1}^n x_i - A \cdot n = 0 \quad (4.19)$$

Средние значения выборки определяются по формулам:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x}{n} \quad (4.20)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y}{n} \quad (4.21)$$

$$xy = \frac{\sum_{i=1}^n x \cdot y}{n} \quad (4.22)$$

Для определения дисперсии:

$$S^2(x) = \frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n} - \bar{x}^2 \quad (4.23)$$

$$S^2(y) = \frac{\sum_{i=1}^n y_i^2}{n} - \bar{y}^2 \quad (4.24)$$

Тогда среднеквадратичное отклонение:

$$S(x) = \sqrt{S^2(x)} \quad (4.25)$$

$$S(y) = \sqrt{S^2(y)} \quad (4.26)$$

Среднее значение ошибки аппроксимации:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y_i - y(x)}{y_i} \cdot 100 \quad (4.27)$$

Корреляционное отношение находится по формуле:

$$\eta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y(x))^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (4.28)$$

Индекс корреляции находится по формуле:

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y(x))^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (4.29)$$

Индекс детерминации определяется следующим образом:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y(x))^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.30)$$

Результаты обработки приведены в разделах 4.2 и 4.4, а также в Приложении Г.

4.2 Исследования работы сотового увлажнителя

Как известно [158], изоэнтальпийное увлажнение экономичнее парового, т.к. в таких увлажнителях на производство 1 кг/ч влаги требуется от 4 до 116 Вт электроэнергии, затрачиваемой на процесс распыления воды до тонкодисперсного аэрозоля. Но при этом предъявляются особые требования к качественному составу воды, независимо от вида увлажнительных камер – форсуночных или сотовых.

Значительный вклад в разработку теоретических основ тепломассообменных процессов на базе экспериментальных исследований в орошаемых насадках с различными пористыми слоями внесли отечественные ученые С.М. Анисимов, Б.И. Бялый, А.А. Гоголин, Л.И. Неймарк, А.Г. Сотников, Е.В. Стефанов, Б.Н. Юрманов и др.

В настоящее время в центральных кондиционерах широкое распространение получили блоки сотового увлажнения производства компании «Munters» [87]. Используются такие сотовые увлажнители и в виде автономных аппаратов. В увлажнителях используется специальный неорганический, негорючий и испаряющий воду материал GLASdek. Используется перекрестная схема движения воздуха и воды. Потoki воздуха и воды не соприкасаются, при этом в конструкции кассеты сотового увлажнителя поток воды направлен вниз под углом 45 градусов, а воздуха – вверх под тем же углом (рисунок 4.1).

Выпускаемый ряд стандартных увлажнителей согласно данным, например [87], обеспечивает номинальную эффективность 65, 85 и 95%.

Для обеспечения бактериологической безопасности, несмотря на то, что не доказано репродуцирование данным типом испарительного увлажнителя аэрозолей, содержащих легионеллу [158], рекомендуется использовать дезинфицирующий препарат - биоцид Varicid компании Nalco.

При многочисленных положительных качествах рассматриваемого оборудования сервисные компании отмечают и ряд недостатков [87]. В первую очередь это связано с отсутствием технических характеристик,

необходимых для расчета и подбора оборудования, особенно для импортных образцов. В связи с этим была поставлена задача в содружестве с фирмой «2Н АКВА Групп» (г. Санкт-Петербург) провести серию опытов для получения микроклиматической информации. В качестве объекта исследования был использован автономный испарительный увлажнитель марки ССХ 2.5F, установленный в лаборатории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции СПбГАСУ. Общий вид и технические характеристики аппарата представлены в приложении Б.

Схема проведения измерений и размещения контрольных точек приведена на рисунок 4.1. Измерения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха выполнены в выпускном отверстии 2 в плоскости XZ, а также по оси приточной струи в направлении Y с шагом 1 м.

Датчики были размещены на координатном устройстве. В процесс исследований проведена серия параллельных измерений согласно методике [42] с использованием следующих приборов:

- аспирационного психрометра ГОСТ 6353-52;
- термоанемометра Testo 405-V1 (пределы измерений скорости $0,1 \div 10$ м/с, погрешность не более $\pm (0,1 + 0,05V)$, V – средняя скорость измеренного потока, м/с, пределы измерений температуры $-20 \div 50$ °С, погрешность не более $\pm 0,5$ °С);
- анемометры АСО–3 (пределы измерений $0,2 \div 0,5$ м/с, погрешность не более $\pm (0,1 + 0,05V)$, V – средняя скорость измеренного потока, м/с;
- термоанемометры ТА–9 и ТАМ–1 (пределы измерений $0,1 \div 10$ м/с, погрешность не более $\pm 0,05V$).
- термогигрометр Extech CO250 (пределы измерений относительной влажности $0 \div 99,9\%$, погрешность не более $\pm 3\%$ при ϕ от 10 до 90%, $\pm 5\%$ при ϕ менее 10 и более 90%, пределы измерений температуры $-10 \div 60$ °С, погрешность не более $\pm 0,6$ °С)

Все приборы имеют необходимый класс точности и свидетельства о поверке.

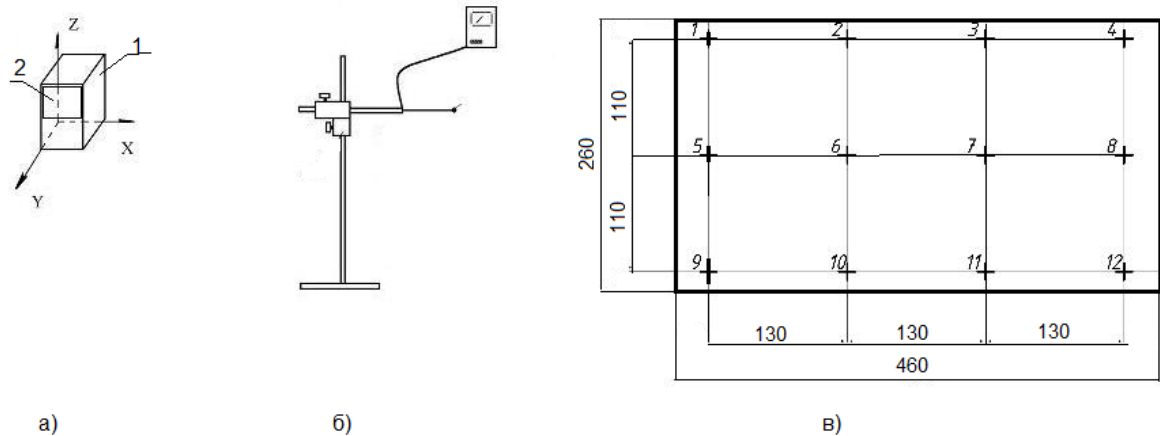


Рисунок 4.1 – Схема проведения измерений (а), координатное устройство (б) и размещение контрольных точек в выходном отверстии (в). 1 – испарительный увлажнитель; 2- выходное отверстие.

При обработке опытных данных использованы известные статистические методы [111, 120]. Погрешность измерений не превышает 5%. Некоторые результаты исследований обобщены на рисунках 4.2–4.5. Для обеспечения адиабатических условий протекания процесса увлажнения температура воды в поддоне была на уровне средней температуры воздуха по мокрому термометру.

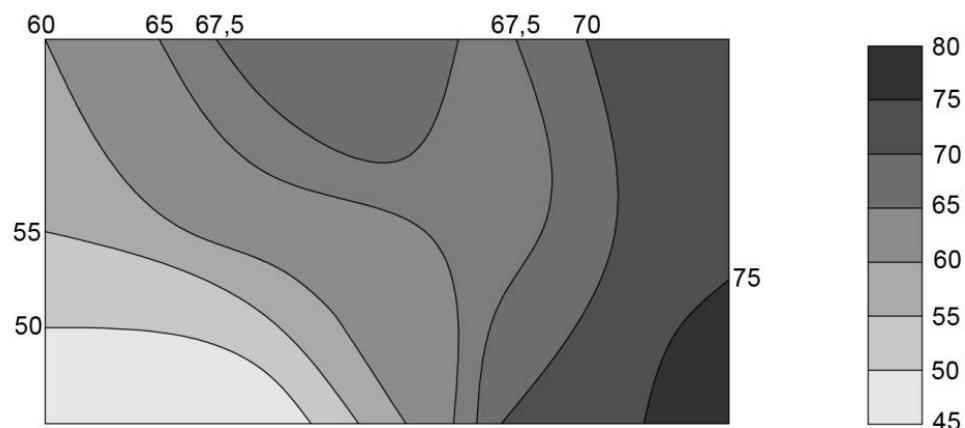


Рисунок 4.2 – Распределение относительной влажности в выпускном отверстии увлажнителя

Результаты исследований относительной влажности (рисунок 4.3) в выпускном отверстии (сечение XZ) показывают, что имеет место существенная неравномерность распределения, связанная, очевидно, с

асимметричным расположением нагнетательного патрубка вентилятора. В горизонтальном направлении отклонение относительной влажности в сходственных точках составляет от 10 до 30%. Среднее значение относительной влажности составляет 64% при указанных в технической документации 85%.

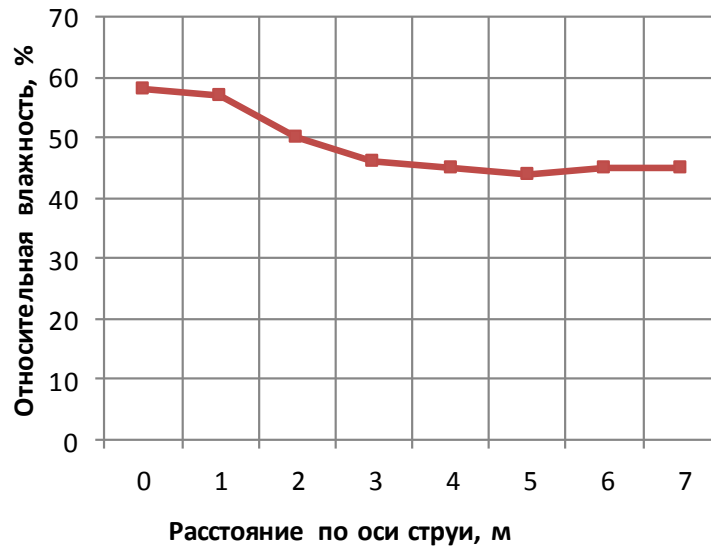


Рисунок 4.3 – Изменение относительной влажности воздуха по оси струи

На начальном участке приточной струи сохраняется постоянное значение относительной влажности, на основном участке происходит снижение относительной влажности и затем стабилизация параметра.

Влияние скорости в выпускном отверстии (рис.4.5) на относительную влажность существенно при значениях менее 4м/с.

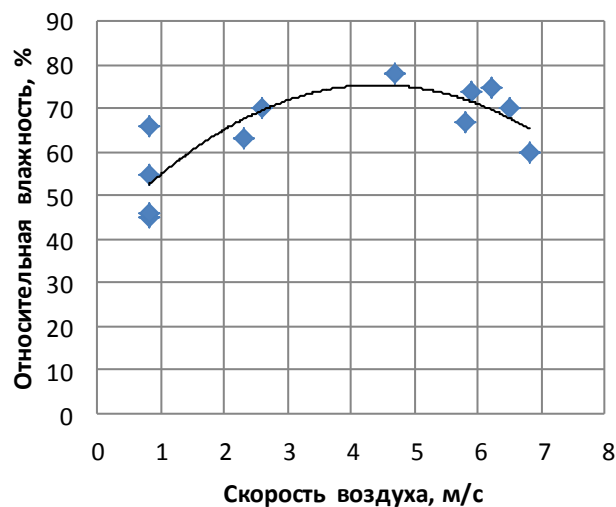


Рисунок 4.4 – Зависимость относительной влажности от скорости движения воздуха

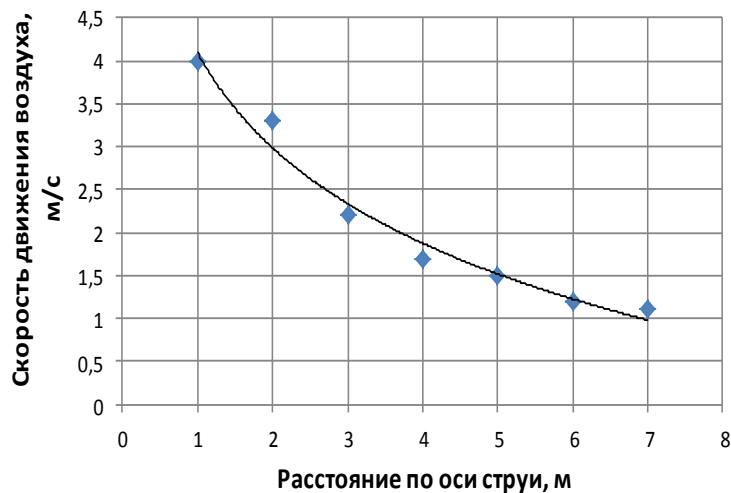


Рисунок 4.5 – Скорости движения воздуха по оси приточной струи

Для обеспечения равномерности распределения параметров в выходном отверстии рекомендуется усовершенствовать функционирование направляющих элементов. В связи с повышенной скоростью движения воздуха на оси приточной струи использование подобных аппаратов в качестве увлажнителей воздуха должно быть ограничено помещениями с кратковременным пребыванием людей.

4.3 Описание опытной установки

Анализ экспериментальных исследований тепловлажностных процессов в аппаратах систем кондиционирования воздуха, в том числе в сотовых увлажнителях, показывает, что основные расчетные зависимости получены на основании экспериментов, проводимых на лабораторных установках [40, 73, 90, 124, 127, 149, 158, 171, 193]. В лабораторных установках использованы патентные материалы, в частности [128, 129].

В работе [128] разработана конструкция кондиционера, в котором расположен увлажнитель воздуха, состоящий из смачиваемых пластин, частично погруженных в поддон с водой. Пластины увлажнителя

установлены в поддоне вертикально и образуют каналы для прохода воздушных потоков.

Устройство для тепловлажностной обработки воздуха [129], содержащее размещенную в воздушном канале с вентилятором оросительную камеру с поддоном для воды, использовано в лабораторном стенде [127]. В оросительной камере расположена перпендикулярно потоку на горизонтальном валу без приводного механизма крестообразная турбина с лопастями из гигроскопичного материала, имеющими контакт с зеркалом жидкости в поддоне. Горизонтальный вал турбины имеет тормозное устройство для регулирования числа оборотов по времени.

Лабораторный стенд для тепловлажностной обработки воздуха [127] содержит размещенную в воздушном канале с вентилятором оросительную камеру с поддоном для воды, в которой расположен внутренний узел, обеспечивающий развитую поверхность контакта воздушного потока с водой, каплеуловитель на выходе и направляющие пластины на входе. Камера снабжена водяной линией и насосом для воды, при этом верхняя крышка камеры конструктивно выполнена съемной и представлена в двух исполнениях. На наружной поверхности расположен входной патрубок, соединенный с гибкой подводкой для воды. На одной крышке изнутри жестко смонтирована соединенная с входным патрубком система трубопроводов с механическими форсунками, служащими для распыления воды в поток воздуха. Другая крышка изнутри выполнена в виде плоской поверхности для обеспечения монтажа в оросительной камере специфического контактного узла перпендикулярно ее боковым стенкам, или листовой насадки с распределителем воды, или контактного узла роторного типа в виде крестообразной турбины из гигроскопичного материала. На основе данной конструкции лабораторного стенда разработана схема экспериментальной установки для исследования тепловлажностных процессов обработки воздуха, приоритет которой защищен заявкой на полезную модель №2015154362.

Экспериментальная установка (рисунок 4.6) для исследования тепломассообменных процессов смонтирована в лаборатории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции СПбГАСУ. Установка представляет собой систему воздухопроводов с вентилятором и кассетой для увлажнения воздуха. Для подачи воды к кассете установка оснащена системой трубопроводов с циркуляционным насосом.



Рисунок 4.6 – Экспериментальная установка

На рисунке 4.7 представлена схема экспериментальной установки. Вентилятор 2 с воздушным клапаном 3 установлен на раме 1. Вентилятор соединяется гибкой вставкой 4 с воздухопроводом, который включает в себя: переход 5, отвод с направляющими лопатками 6, переход 7, камеру 8, переход 9 и прямой участок воздуховода 10. Также на раме устанавливается поддон 11, в который стекает неиспарившаяся вода из кассеты. Из поддона вода по трубопроводу 12 самотеком сливается в мерный бак 13. Под мерным баком в самой нижней точке системы располагается сливной кран 14. Из

мерного бака вода через фильтр 15 подается к циркуляционному насосу 16, после которого поток разделяется на два: первый через кран 17, балансировочный клапан 18 и трубопровод 19 возвращается в мерный бак для создания устойчивой циркуляции, а второй через кран 20, балансировочный клапан 21, шланг 22 и соединительный патрубок 23 подается к водораспределительному коллектору 24 под крышку 25 и непосредственно орошает кассету 26.

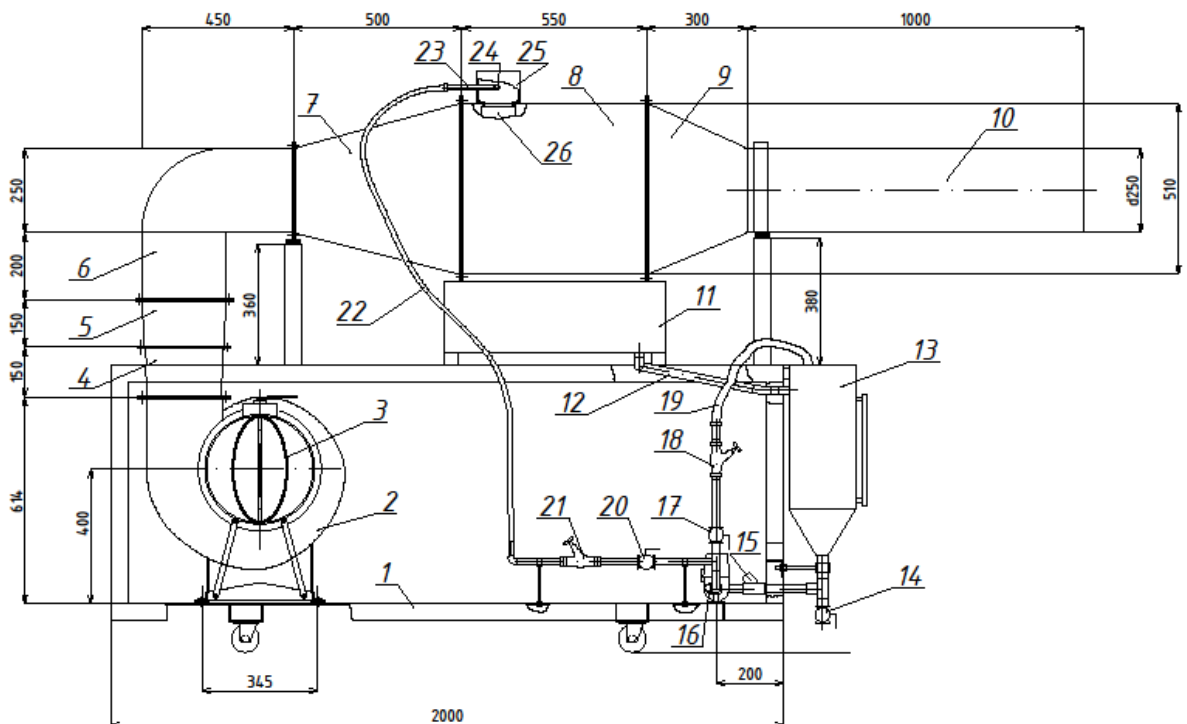


Рисунок 4.7 – Схема экспериментальной установки

С помощью воздушного клапана 3 и балансировочных клапанов 18 и 21 устанавливается необходимый режим работы установки. Температурный режим на входе в установку создается системами обеспечения микроклимата лаборатории.

В данной установке используется центробежный вентилятор ВЦ 4-70 № 3,15 и циркуляционный насос Wilo StarRS 25/6.

Направляющие лопатки в отводе 6 (рисунок 4.8) были рассчитаны и сконструированы в соответствии с рекомендациями [71].

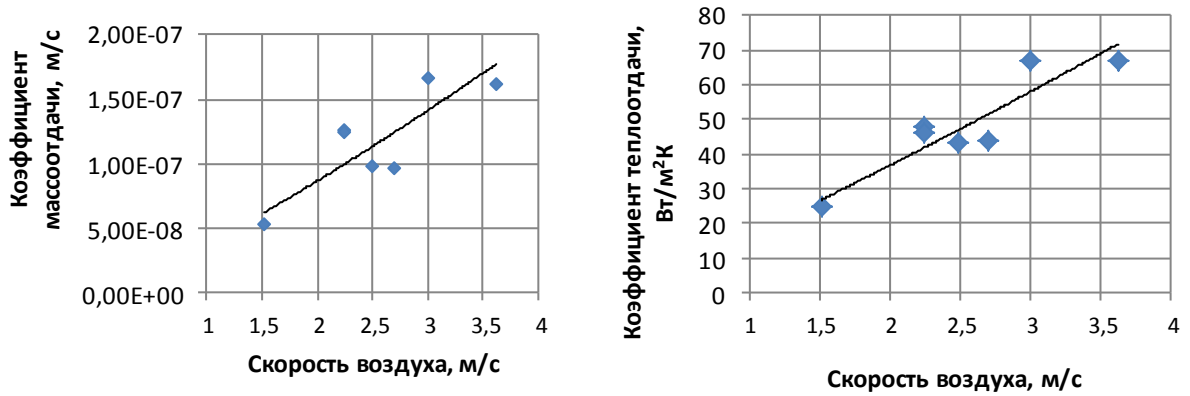


Рисунок 4.8 – Направляющие лопатки в отводе

Проведение экспериментальных исследований осуществляется следующим образом:

- 1) закрывается сливной кран 14, открываются краны 17 и 20, наполняется водой мерный бак 13;
- 2) включается насос 16, заполняются все трубопроводы системы;
- 3) с помощью клапанов 18 и 21 устанавливается необходимый расход воды в подающем трубопроводе;
- 4) включается вентилятор 2, при необходимости его расход регулируется клапаном 3;
- 5) с помощью воздушного клапана 3, балансировочных клапанов 18 и 21 устанавливается необходимый режим работы установки;
- 6) проводятся все запланированные исследования.

Результаты измерения и их обработки представлены в разделе 4.4 и Приложениях В и Г.



а)

б)

Рисунок 4.10 – Зависимость коэффициентов массоотдачи β_p (а) и теплоотдачи α (б) от скорости воздуха на выходе из насадки

Подобные результаты получены Кокориным О.Я. в работе [90] при исследованиях орошаемых насадок с различными заполнителями (осиновые стружки, сосновые стружки, стекловолокно).

При подборе сотовых увлажнителей принято отталкиваться от номинальной адиабатической эффективности процесса увлажнения, которая обычно составляет 65, 85 и 95% для кассет глубиной соответственно 100, 200 и 300 мм. При этом фактическая адиабатическая эффективность может существенно отличаться от номинальной.

Для определения адиабатической эффективности использована теоретическая зависимость [86]:

$$Ea = 1 - e^{-\frac{\alpha F}{G_{BCp}}} \quad (4.31)$$

Как отмечено в работе [73], в практике инженерных расчетов вычисление коэффициента адиабатической эффективности производится по эмпирическим формулам, справедливым лишь для данного типа аппарата и конкретной поверхности. Обычно это объясняется тем, что в контактных аппаратах определение величины поверхности часто затруднено, однако и в тех случаях, когда поверхность контакта известна, также используются эмпирические зависимости для определения коэффициента адиабатической

эффективности. Предложенная в работе [86] зависимость 4.31 подтверждается рядом экспериментов [9, 73, 90], в том числе проведенных автором (рисунок 4.11).

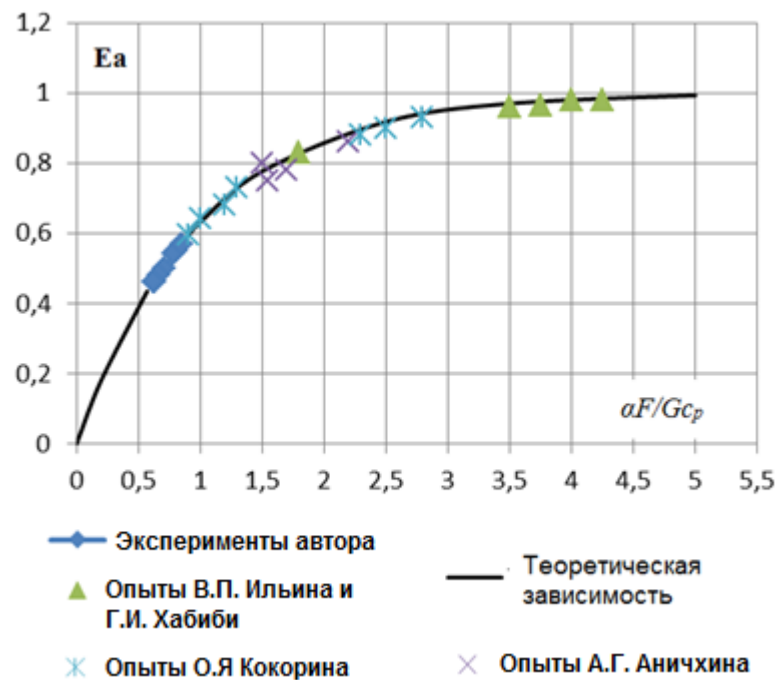


Рисунок 4.11 – Сопоставление результатов экспериментальных исследований различных авторов с теоретической зависимостью

На рисунке 4.12 приведена зависимость адиабатической эффективности от скорости, идентичная зависимостям, полученным в работах [90, 118, 158].

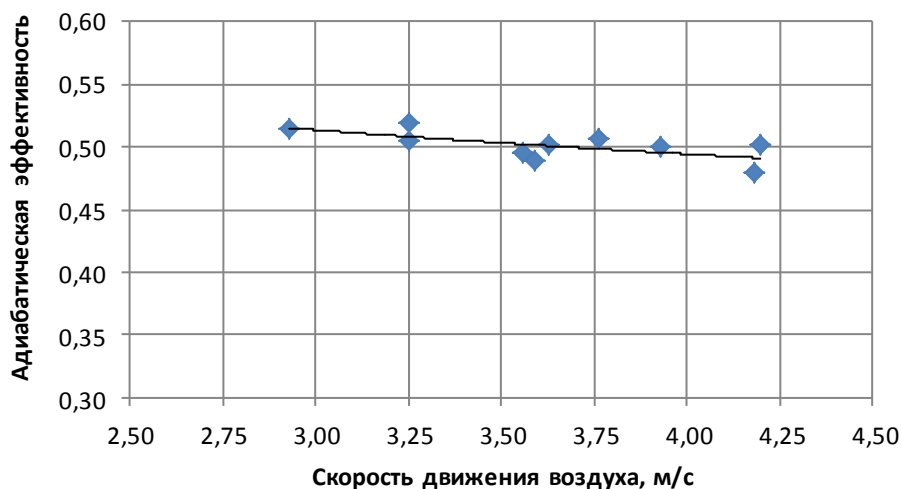


Рисунок 4.12 – Зависимость адиабатической эффективности процесса увлажнения от скорости движения воздуха в насадке

Для определения коэффициента теплоотдачи согласно теории тепломассообмена [29, 37, 145, 146] используется критерий Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{\lambda} \quad (4.32)$$

где $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр канала, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К.

Эквивалентный диаметр для рассматриваемой насадки определяется из соотношения [90]:

$$d_{\text{э}} = \frac{4V}{F} \quad (4.33)$$

где V – объем насадки, м³.

Для нахождения критерия Нуссельта используются эмпирические зависимости. При исследованиях массообмена в различных аппаратах (с осиновыми и сосновыми стружками, стекловолокном) Кокориным О.Я. была предложена критериальная зависимость следующего вида (при $C = 0,104$; $n = 0,8$; $m = -0,11$):

$$Nu = C \cdot Re^n Gu^m \quad (4.34)$$

В данной работе была принята гипотеза о целесообразности использования подобной зависимости. Анализ результатов обработки экспериментальных данных (рисунок 4.12) позволил получить значение коэффициента $C = 0,03$, что удовлетворительно соответствует результатам экспериментальных и аналитических расчетов.

Статистическая обработка результатов трех экспериментов представлена в таблице Г.2.

Сравнение результатов экспериментальных и численных исследований представлены на рисунке 4.13.

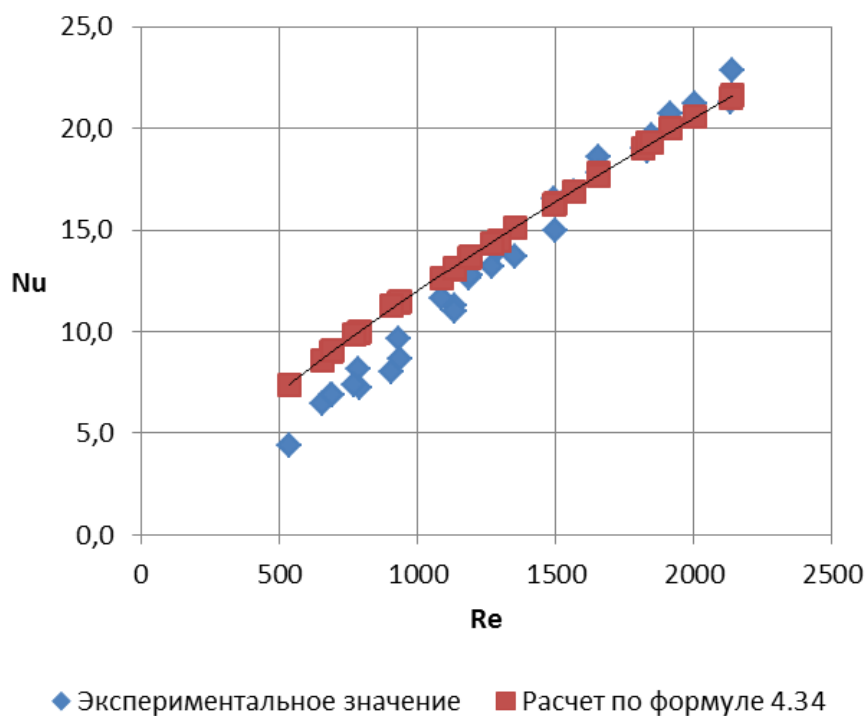


Рисунок 4.12 – Зависимость критерия Нуссельта от критерия Рейнольдса

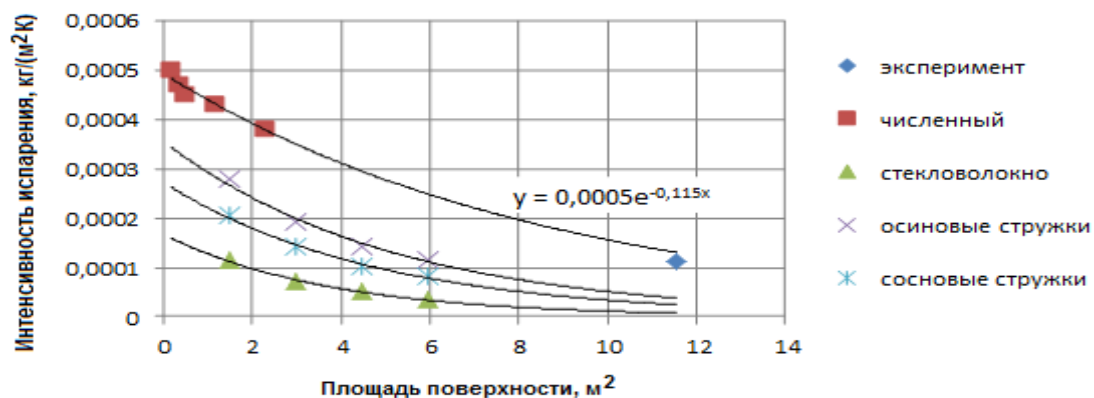


Рисунок 4.13 – Зависимость интенсивности испарения от площади поверхности теплообмена

Сравнение результатов численных и лабораторных экспериментов автора с экспериментальными исследованиями других авторов [90, 171] отражает идентичный характер зависимости интенсивности испарения I от площади поверхности контакта F . Интенсивность испарения зависит от структуры материала заполнителя и способа его укладки. Для исследуемой насадки получена следующая аппроксимирующая зависимость:

$$I = 0,005 \cdot e^{-0,115F} \quad (4.35)$$

При исследованиях системы кондиционирования воздуха административного здания, расположенного в северной климатической зоне, в холодный период года были получены данные о существенном снижении относительной влажности воздуха при транспортировании его по воздуховодам [182]. При этом имело место существенное снижение относительной влажности по ответвлениям (до 20% на концевых участках). Система кондиционирования воздуха состояла из центральной установки с паровым увлажнителем и кассетных фэнкойлов. Вся система располагалась на одном этаже. Магистральный стальной воздуховод был проложен в подшивном потолке коридора, ответвления к фэнкойлам были выполнены из гибких воздуховодов.

Результаты исследований при участии автора [207] подтверждают полученные в работе [103] сведения о потерях влаги в разветвленных системах воздуховодов. Как показывают результаты исследований других авторов, в частности [103], одним из важных условий надежной работы воздушно-водоиспарительного охлаждения является правильный выбор и расчет системы транспортирования капель к охлаждаемому объекту. Необходимо учитывать, что слишком большая удаленность охлаждаемого объекта от места распыления влаги нежелательна, т.к. при движении воздушно-водяной смеси по воздуховодам капли могут оседать на стенках последнего, что приводит к расслоению двухфазной смеси, при котором влагосодержание потока существенно снижается. Особую роль играют крутые повороты, приводящие к закрутке потока и центробежной сепарации из него капельной влаги.

Рассмотрим влияние взвешенной влаги на аэродинамические характеристики двухфазного потока. Необходимая скорость потока, насыщенного мелкодисперсной влагой, должна быть больше скорости падения капель в данной среде. Уравнение свободного падения тела в сопротивляющейся неподвижной среде имеет вид:

$$m \frac{du}{dt} = mg \left(\frac{\rho - \rho_0}{\rho} \right) - \frac{K \rho_0 u^2 f}{2} \quad (4.36)$$

где m - масса тела, кг; ρ, ρ_0 - плотность соответственно тела и среды, кг/м³; f - площадь миделева сечения тела, м²; u - скорость падения тела, м/с; K - коэффициент сопротивления тела.

Первоначально тело движется ускоренно до тех пор, пока сила сопротивления среды T не уравновесит его вес. После этого тело будет падать с постоянной скоростью u ($\frac{du}{dt} = 0$). На рисунке 4.14 приведена упрощенная схема сил, действующих на частицу в вертикальном воздуховоде.

После преобразований скорость свободного падения (по аналогии с системами пневмотранспорта – скорость витания) может быть определена по следующей формуле:

$$u = \left(\frac{4gd(\rho - \rho_0)}{3K\rho_0} \right)^{0,5} \quad (4.37)$$

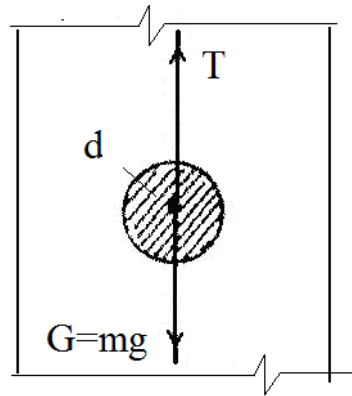


Рисунок 4.14 – Силы, действующие на частицу в вертикальном воздуховоде

Потери давления при транспортировании взвешенных частиц определяются с учетом известной формулы Гастерштадта [111]:

$$p_{cm} = p_0(1 + k\mu_0) \quad (4.38)$$

где p_0 – потеря давления при движении чистого воздуха, Па; k – опытный коэффициент, зависящий от диаметра и конфигурации воздуховода, скорости движения воздуха, вида взвешенных частиц, $k = 1,25D$; D – диаметр воздуховода, м; μ_0 – действительная массовая концентрация:

$$\mu_o = \mu \frac{\psi}{\psi - 1} \quad (4.39)$$

где $\mu = G_m / G_e$ – массовая концентрация (отношение массы взвешенных частиц к массе воздуха); $\psi = v_e / u$ – отношение скорости воздуха к скорости витания взвешенных частиц.

Для условий эксперимента величина $(k\mu_o)$ составила 0,03. Потери давления, например, в отводе определены по формуле:

$$p_{отвод} = 1,4g\mu v_e \quad (4.40)$$

Увеличение потерь давления в отводе для рассматриваемого случая [182] составило 7%.

Таким образом, наличие мелкодисперсной влаги не вызывает существенного увеличения сопротивления системы. Исходя из экспериментальных данных, можно сделать вывод, что снижение относительной влажности по воздуховодам связано с особенностями конфигурации системы воздуховодов и использования гибких воздуховодов, а также со сложным пространственным характером движения частиц. Последнее обусловлено действием аэродинамической силы, совпадающей с направлением движения потока воздуха, силы тяжести, центробежной силы при повороте потока в отводах, тройниках и т.п. Кроме того, на процесс сепарации капельной влаги влияет изменение температуры потока воздуха в системе воздуховодов.

Для оценки влияния протяженности воздуховодов на снижение относительной влажности при транспортировании увлажненного воздуха выполнены экспериментальные исследования работы опытной установки на сеть воздуховодов лаборатории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции СПбГАСУ (рисунок 4.15).

В состав исследуемой системы включены опытная установка, магистральный воздуховод, тройник и два параллельных воздуховода разной длины с ответвлениями (рисунок 4.16).



Рисунок 4.15 – Система воздуховодов лаборатории с опытной установкой

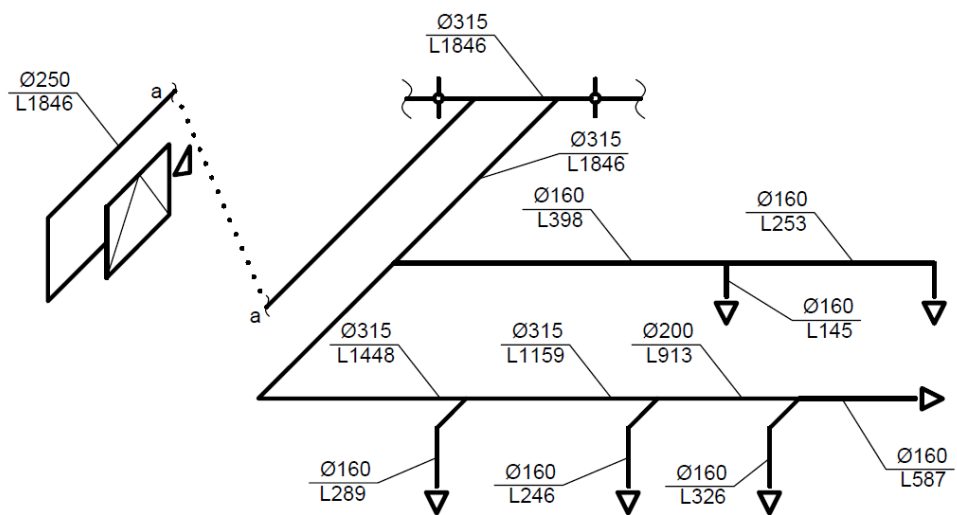


Рисунок 4.16 – Схема сети воздуховодов

Результаты измерений представлены в виде зависимости относительной влажности от расстояния до точки измерений. В данном

эксперименте также наблюдается существенное снижение относительной влажности по длине воздуховодов (рисунок 4.17).

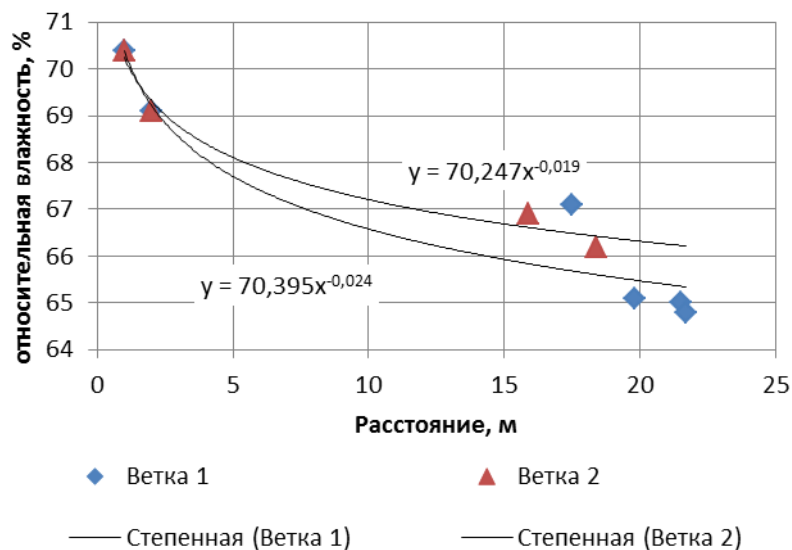


Рисунок 4.17 – Зависимость относительной влажности воздуха в воздуховоде от протяженности сети

Выводы по четвертой главе

В результате экспериментальных исследований рециркуляционного промышленного аппарата и опытной установки для увлажнения воздуха можно сделать следующие выводы:

1. На основании полученных автором экспериментальных данных распределения параметров воздуха для рециркуляционного промышленного аппарата испарительного охлаждения и увлажнения воздуха ССХ 2.5 фирмы Munters, определена область применения данного типа аппаратов и разработаны рекомендации по его рациональному использованию.
2. Разработана и реализована схема опытной установки для исследования сотовых увлажнителей.
3. Получены поля распределения относительной влажности, температуры и скорости движения воздуха в выходном отверстии насадки.
4. На основании обработки экспериментальных исследований получены зависимости параметров воздуха на выходе из насадки, а также

адиабатической эффективности и коэффициентов тепло-массоотдачи от начальных условий.

5. Получены новые зависимости для расчета тепломассообменных процессов в сотовых увлажнителях на основе обработки данных лабораторных и численных экспериментов.

5. Техничко-экономический анализ результатов исследований

5.1 Техничко-экономическое сравнение различных способов увлажнения воздуха

Результаты исследований промышленного увлажнителя ССХ 2.5F фирмы Munters приняты к внедрению фирмой 2Н АКВА Групп, что подтверждено соответствующим актом, представленным в Приложении Д.

Схема опытной установки принята к внедрению в научно-исследовательской лаборатории Строительно-технологического института ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет». Акт о принятии к внедрению представлен в Приложении Д.

По заявке ООО «Техстроймонтаж» разработан проект системы кондиционирования воздуха административного здания. Выполнено технико-экономическое обоснование использования сотового увлажнителя. Акт о принятии к внедрению приведен в Приложении Д.

Сравнительному анализу различных способов обработки воздуха посвящено значительное количество работ, в том числе [25, 34, 94, 97, 104, 107, 138, 153, 158, 169, 185]. При оценке, в первую очередь, учитываются требования нормативных документов [162, 166]. Важную роль играют и требования снижения энергопотребления. В системах кондиционирования воздуха преимущественно используются два вида увлажнения – изотермическое и адиабатическое. Характеристики этих видов увлажнения представлены в таблице 5.1 по данным работ [34, 158].

На основании метода системного анализа А.А. Рымкевича [138] сравнительный анализ камер орошения и паровых увлажнителей выполнен в работе [97]. Согласно расчету энергетических и экономических показателей СКВ с адиабатическим (изоэнтальпийным) и паровым увлажнением, выполненному в работе [158] для условий Санкт-Петербурга, годовые эксплуатационные расходы при паровом увлажнении в 6,7 раза больше. В

основном повышение связано со значительным потреблением электроэнергии на генерацию пара.

Таблица 5.1

Характеристики изотермического и адиабатического увлажнения

Изотермическое	Адиабатическое
Проще реализуется аппаратно. Отсутствие болезнетворных бактерий	Возможность реализации процесса испарительного охлаждения в теплый период года
Необходимость обессоливания воды	Необходимость обессоливания и обеззараживания воды
Большее энергопотребление, за счет компенсации скрытой теплоты испарения воды в ходе парообразования за счет внешних источников энергии.	Процесс парообразования происходит за счет внутреннего перераспределения энергии.
Генерация 10 кг влаги требует 7,5 кВт·ч потребляемой энергии.	Генерация 10 кг влаги требует 0,04 кВт·ч потребляемой энергии. При неизбежном охлаждении воздуха в процессе необходимо повышение теплопроизводительности воздухонагревателя.

Основным недостатком для любого вида увлажнительных камер, как отмечено в разделе 1.3, являются особые требования к качественному составу воды. Наличие в воде посторонних примесей может явиться не только причиной поломок оборудования, но и оказать негативное влияние организм человека.

С позиции санитарно-гигиенических требований очень важным фактором оказывается возможный перенос микрофлоры. Оценка возможности генерирования в насадочном увлажнителе *Munters* микроорганизмов *Legionella spp.* выполнена в работе [158] на основе экспериментов, проведенных Себастьяном В. Лемменом в лаборатории медицинского факультета *RWTH* в г.Аахен в 2002 г.

Целью данного исследования было обнаружить, воспроизводится ли в реальных условиях эксплуатации увлажнителя аэрозоли, содержащие данный вид бактерий. Индикаторным микроорганизмом был использован *Flavimonas*

oryzihabitans – микроорганизм, идентичный с *Legionella spp.* При этом содержание микробов не превышало предельно допустимую концентрацию содержания в питьевой воде (10^3 КОЕ/мл) принятую в Германии. Был получен отрицательный результат, т.е. при отборе 2500 литров воздуха помещения микроорганизм не был обнаружен.

Тем не менее, некоторые производители включают в состав установок кондиционирования воздуха систему очистки воды, предусматривающие как обессоливание, так и обеззараживание. Примером может служить установка для ультрафиолетовой обработки циркулирующей воды [158].

Несмотря на положительные результаты исследований, по желанию заказчика может устанавливаться система бактерицидной обработки. Для обеззараживания воздуха также используется ультрафиолетовое излучение, но обрабатывается в данном случае приточный воздух. Бактерицидная секция может быть установлена в центральном кондиционере или в приточном воздуховоде. Для прямоугольных воздуховодов общий вид бактерицидной секции представлен на рисунке 5.1.



Рисунок 5.1 – Бактерицидная секция для прямоугольных воздуховодов

Бактерицидная секция состоит из газоразрядных ртутных ламп с низким давлением. Бактерицидная секция изготовлена из оцинкованного стального листа. Количество газоразрядных ртутных бактерицидных ламп низкого давления мощностью 75 Вт и питанием 230 В в секции определяется типоразмером и требуемым бактерицидным потоком.

5.2 Прогнозирование параметров микроклимата офисных помещений

В разделе 2.3 для верификации численных методов использован сравнительный анализ результатов численного и натурного экспериментов, который подтвердил адекватность принятой численной модели. Для прогнозирования параметров воздушной среды при использовании предлагаемого автором способа увлажнения воздуха выполнен новый численный эксперимент для холодного периода года [84].

На рисунках 5.2 – 5.4 приведены некоторые результаты численного моделирования при увеличении влагосодержания приточного воздуха до минимально необходимой величины.

Поля температур (рисунок 5.2) подтверждают влияние свободно-восходящих конвективных течений от отопительных приборов, людей и оргтехники. Также имеют место и нисходящие воздушные течения вблизи наружной стены. Все вышеуказанные течения являются ограниченными из-за наличия светопрозрачных перегородок. На рабочих местах диапазон температуры воздуха составляет $20 \div 22$ °С, что соответствует нормативным требованиям [41, 141, 142]. Изменение температуры по высоте рабочей зоны помещения составляет $0,5 \div 1,0$ °С/м, что также соответствует требованиям вышеуказанных нормативных документов.

На рисунке 5.3 представлены поля распределения скорости движения воздуха, которые позволяют определить:

- траектории движения приточных струй и размеры всасывающих факелов вблизи вытяжных отверстий (схема г);
- характеристики циркуляционных течений (схемы а, б, в, д) на рабочих местах, ограниченных светопрозрачными перегородками;
- застойные зоны со скоростями порядка 0 м/с.

Как показывает анализ результатов расчета, застойные зоны находятся вне размещения постоянных рабочих мест. На рабочих местах скорости

движения воздуха составляют $0,05 \div 0,2$ м/с, что соответствует нормируемым значениям [41, 141, 142].

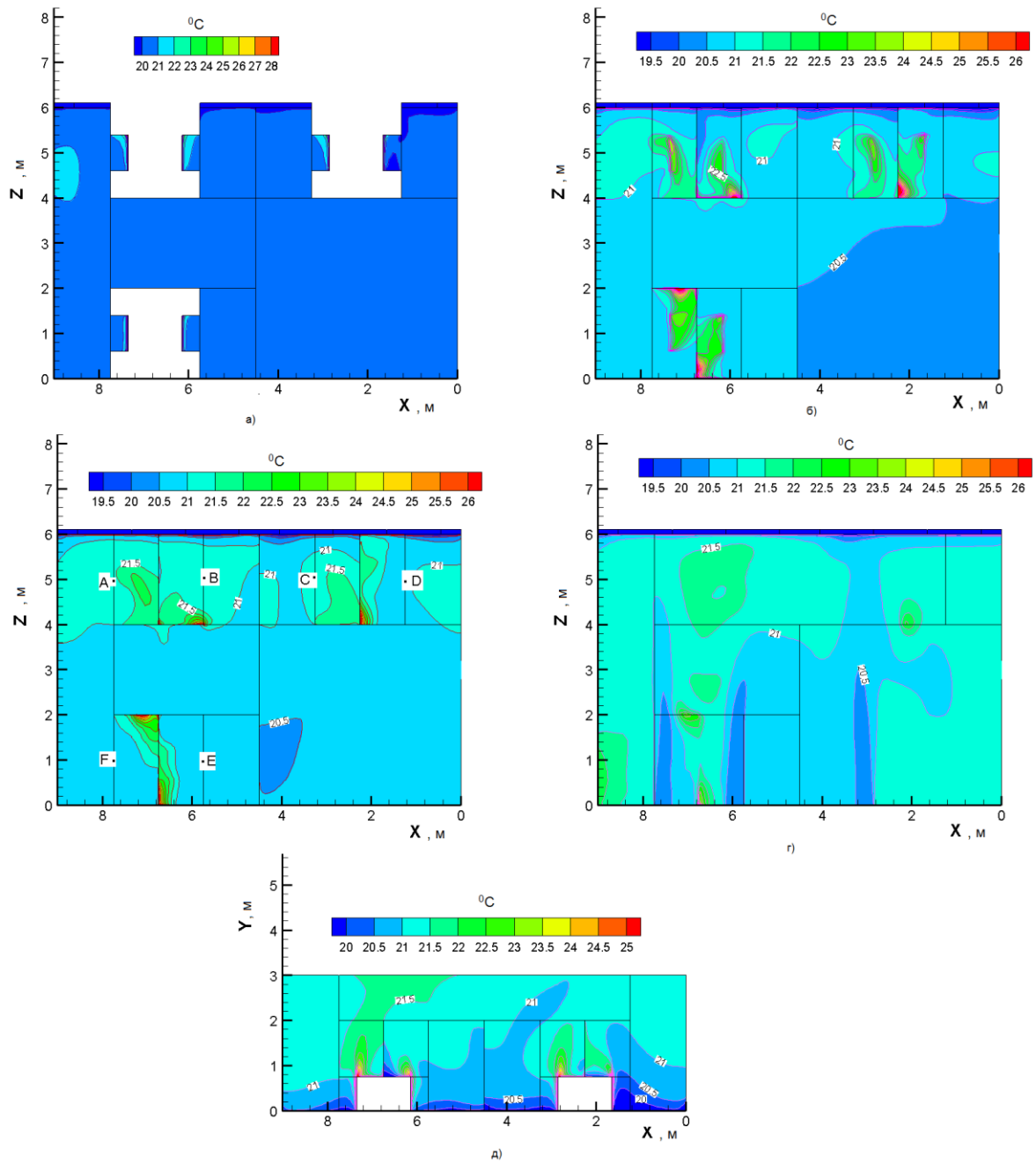


Рисунок 5.2 – Распределение температуры воздуха, °C, в сечениях:
а) $y=0,500$ м; б) $y=1,000$ м; в) $y=1,500$ м; г) $y=2,500$ м; д) $z=5.000$ м

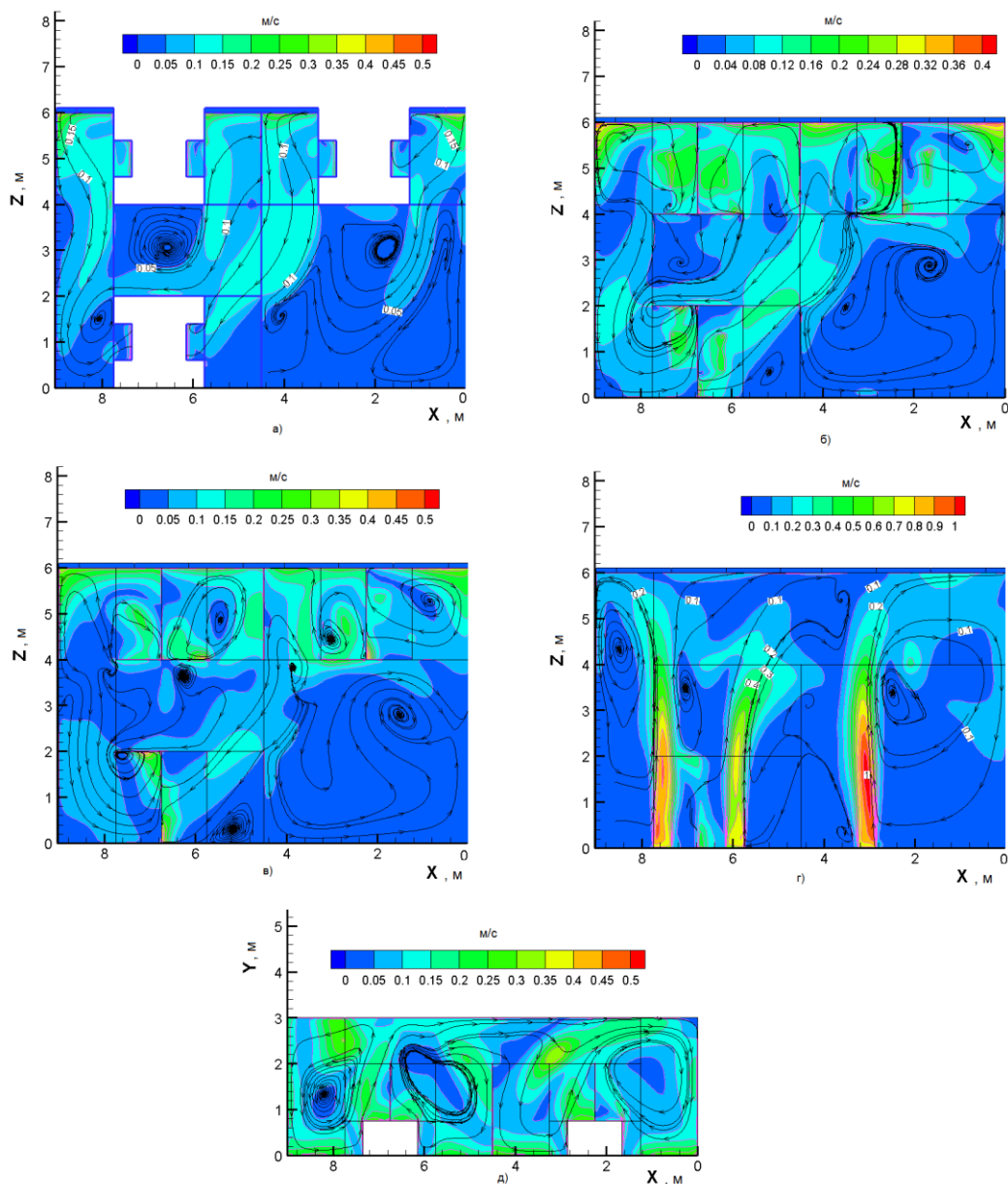


Рисунок 5.3 – Распределение скорости движения воздуха, м/с, в сечениях: а) $y=0,500\text{м}$; б) $y=1,000\text{м}$; в) $y=1,500\text{м}$; г) $y=2,500\text{м}$; д) $z=5.000\text{м}$

Поля распределения относительной влажности воздуха представлены на рисунке 5.4. В горизонтальных плоскостях на уровне обслуживаемой зоны помещения (1 м и 1,5 м) средние значения относительной влажности соответствуют нормируемым значениям [41]. Диапазон изменения относительной влажности воздуха в обслуживаемой зоне $33 \div 35\%$. На рисунке 5.4 (б - д) имеют место зоны с пониженной относительной влажностью ($30 \div 32\%$), что связано с влиянием светопрозрачных конструкций и конвективных течений.

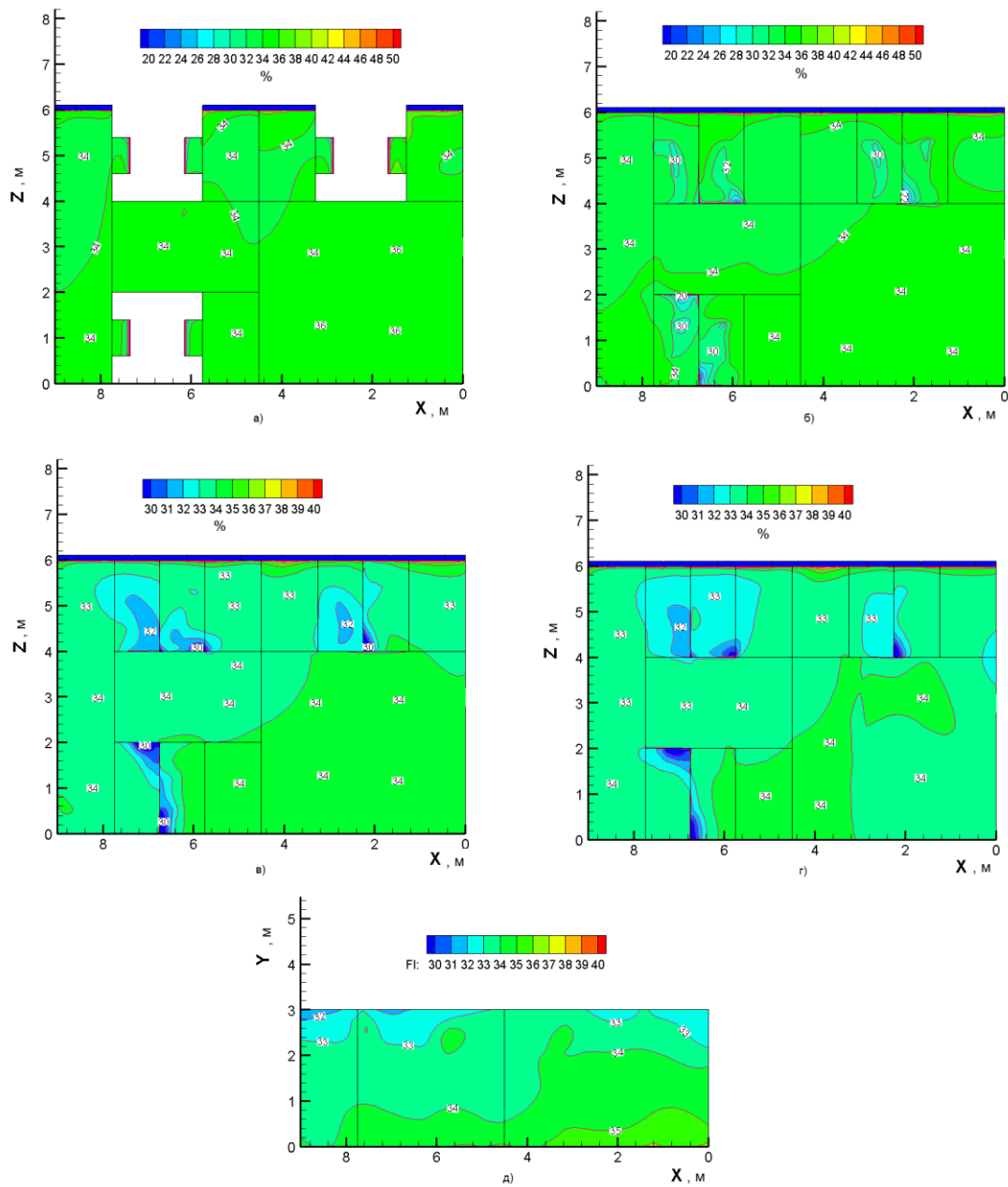


Рисунок 5.4 – Распределение относительной влажности, %, в сечениях: а) $y=0,500\text{м}$; б) $y=1,000\text{м}$; в) $y=1,500\text{м}$; г) $y=2,000\text{м}$; д) $z=5.000\text{м}$

Таким образом, положительные результаты верификации численного метода позволили выполнить численный эксперимент при новых начальных условиях и получить удовлетворительное соответствие результатов численного моделирования прогнозируемых параметров воздушной среды офисного помещения требованиям нормативных документов.

5.3. Расчет экономической эффективности применения сотового увлажнителя

Для оценки экономической эффективности применения сотового увлажнителя выполнен сравнительный анализ затрат на подготовку приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха в административном здании ООО «Техстроймонтаж». В разработанный автором проект (Приложение Д) включены: установка кондиционирования воздуха с сотовым увлажнителем, система воздуховодов с воздухораспределительными и регулируемыми устройствами. В качестве альтернативного варианта рассмотрен проект с использованием парового увлажнителя. Общая методика определения затрат [94] приведена ниже. Результаты расчета и документы о принятии к внедрению представлены в Приложении Д.

Расчет годовых эксплуатационных расходов системы кондиционирования воздуха выполняется в следующей последовательности.

Эксплуатационные расходы на системы кондиционирования воздуха, руб/год, определяются:

$$C = T + \mathcal{E} + A + TP + З + Y + B + X \quad (5.1)$$

где T – стоимость теплоты или топлива; $\mathcal{E}$ – стоимость электроэнергии; A – амортизационные отчисления на восстановление и капитальный ремонт основных фондов; TP – стоимость текущего ремонта; $З$ – заработная плата обслуживающего персонала; X – стоимость холода (для испарительного охлаждения включено в затраты на водоснабжение и электроэнергию, для охлаждения с поверхностным воздухоохладителем – в затраты на электроэнергию); Y – расходы на управление, технику безопасности, охрану труда, спецодежду и др.; B – стоимость потребляемой воды;

Годовое количество теплоты, Гкал/год, определяется:

$$Q_{\text{год}}^{\circ} = Q_p^{\circ} (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср}}^{\text{н}}) / (t_{\text{вн}} - t_p^{\circ}) \cdot m \cdot n_o \quad (5.2)$$

где Q_p° – расчетно-часовой расход теплоты в воздухонагревателе, ГДж/ч; $t_{\text{вн}}$ – температура воздуха в помещении, °С; t_p° – расчетно-зимняя температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{ср}}^{\text{н}}$ – средняя за отопительный сезон температура воздуха, °С; n_o – продолжительность периода работы воздухонагревателя, дни; m – число часов работы системы за сутки, ч.

Расходы на теплоноситель, T , рассчитывается, руб/год:

$$T = Q_{\text{год}}^{\text{общ}} \cdot C_T \quad (5.3)$$

где C_T – стоимость теплоты (горячей воды).

Годовое количество электроэнергии, потребляемое вентиляционными агрегатами, вентиляторами и установками кондиционирования воздуха, руб/год, определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = N_p \cdot n \cdot C_{\mathcal{E}} \quad (5.4)$$

где N_p – рабочая (используемая) мощность электродвигателей, кВт; n – продолжительность работы электродвигателей, ч/год; $C_{\mathcal{E}}$ – стоимость энергии, оплачиваемой по показаниям счетчика, руб/кВт·ч.

Амортизационные отчисления на восстановление и капитальный ремонт принимаются по нормам, установленным и введенным в действие для систем кондиционирования – 10%.

Расходы на текущий ремонт принимаются в размере 3% от сметной стоимости.

Зарплата обслуживающего персонала, тыс.руб/год, рассчитывается, исходя из общего количественного состава:

$$З = A \cdot n \cdot 12 \cdot 1,3 \quad (5.5)$$

где A – среднемесячный должностной оклад, руб.; n – кол-во персонала, чел.; 12 – число месяцев в году; 1,3 – коэффициент, учитывающий средний размер премий и отчисления на социальное страхование.

Затраты на управление, охрану труда и технику безопасности, руб/год, определяются по формуле:

$$У = 0,3 \cdot (P_T + A + З) \quad (5.6)$$

Стоимость потребляемой воды, руб/год, определяется по формуле:

$$В = 1,1 \cdot G_{\text{потр}} \cdot C_B \quad (5.7)$$

где $G_{\text{потр}}$ – количество потребляемой воды, м³/год; C_B – цена 1 м³ воды, руб.

Капитальные вложения на проектирование системы кондиционирования, тыс.руб., определяются на основе стоимости оборудования.

Экономический эффект определяется путем сравнения приведенных затрат по рассматриваемым вариантам, тыс.руб/год:

$$П = С + E_n \cdot K \quad (5.8)$$

где E_n – нормативный коэффициент экономической эффективности.

Ожидаемый экономический эффект составляет 81,636 тыс.руб/год.

Выводы по пятой главе

1. Сотовые увлажнители на базе современных наполнителей не являются генераторами микроорганизмов. Тем не менее в системе кондиционирования воздуха рекомендовано использование бактерицидной обработки.

2. Прогнозируемые параметры воздушной среды офисного помещения, полученные в результате численного моделирования тепловлажностных процессов, соответствуют требованиям нормативных документов.

3. Анализ проектных решений системы кондиционирования воздуха в административном здании ООО «Техстроймонтаж» с использованием сотового и парового увлажнителей подтвердил целесообразность применения сотового увлажнителя. Ожидаемый экономический эффект составляет 81,636 тыс.руб/год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам работы над диссертацией получены следующие результаты:

4. На основании экспериментальных исследований выявлено существенное отклонение относительной влажности воздуха помещений административных зданий, расположенных в северной климатической зоне, от нормируемых значений.

5. В результате анализа данных натурных исследований и численного моделирования при использовании модели турбулентности Спаларта-Аллмареса (SA) подтверждена корректность выбранного метода численного моделирования.

6. Получены экспериментальные данные распределения параметров воздуха для рециркуляционного промышленного аппарата испарительного охлаждения и увлажнения воздуха ССХ 2.5 фирмы Munters, предоставленного фирмой ООО «2Н АКВА Групп», определяющие область применения данного типа аппаратов и разработаны рекомендации по его рациональному использованию.

7. Разработана и реализована схема опытной установки для исследования сотовых увлажнителей. Получены поля распределения относительной влажности, температуры и скорости движения воздуха в выходном отверстии насадки и зависимости вышеуказанных параметров, а также адиабатической эффективности и коэффициентов тепло- и массоотдачи от начальных условий.

8. Разработана и реализована численная модель процессов тепломассообмена в сотовом увлажнителе с применением модели турбулентности $k-\varepsilon$. Произведена оценка сходимости численного метода при испарении жидкой пленки с поверхности изогнутой пластины. Данные исследований позволяют спрогнозировать количественные характеристики параметров в аппаратах реальных размеров.

9. На основании анализа и обобщения результатов экспериментальных и теоретических исследований получена зависимость для расчета критерия Нуссельта, определяющего тепломассообменные процессы в сотовом увлажнителе.

10. По результатам численного моделирования тепловлажностного режима административного помещения при использовании сотового увлажнителя выявлено соответствие параметров микроклимата нормируемым значениям.¹

11. Доказана экономическая эффективность применения сотового увлажнителя на примере системы кондиционирования воздуха для административного здания ООО «Техстроймонтаж», расположенного в северной климатической зоне.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в развитии методов численного моделирования для прогнозирования характеристик тепломассообменных аппаратов систем кондиционирования воздуха.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович, Г.Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М.:Наука, 1984. – 717с.
2. Аверкин, А.Г. Научные основы совершенствования устройств тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования: Дис. д-ра техн.наук спец. 05.23.03 / Аверкин Александр Григорьевич. – Пенза:2013. – 332 с.
3. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279с.
4. Аксенов, А.А. Программный комплекс Flow Vision для решения задач аэродинамики и тепло–массопереноса методом численного моделирования / А.А. Аксенов, А.В. Гудзовский // Сб.докл. 3–го съезда АВОК. – М.: АВОК, 1993. – С.114–117.
5. Алексеев, В.П. Исследование гидравлических сопротивлений и массообмена в пленочной градирне с регулярной насадкой / В.П. Алексеев, Э.Д. Пономарева, А.В. Дорошенко // Холодильная техника и технология. – 1968. – вып.7. – с.37–42.
6. Ананьев, В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. Н. Балыева, А. Д. Гальперин, А. К. Городов, М. Ю. Еремин, С. М. Звягинцева, В. П. Мурашко, И. В. Седых. – М.: Евроклимат, 2001. – 416с.
7. Анисимов, С.М. Тепломассообмен в аппаратах с пористой насадкой систем кондиционирования воздуха: Дис. д-ра техн.наук спец. 05.23.03 / Анисимов Сергей Михайлович. – СПб.:1998. – 385с.
8. Анисимов, С.М. Использование аппаратов косвенно–испарительного охлаждения в солнечных установках кондиционирования воздуха / С.М. Анисимов, В.И. Полушкин, Д. Панделидис // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4.;

URL: <http://www.science–education.ru/ru/article/view?id=6644> (дата обращения: 30.01.2016).

9. Аничхин, А.Г. Особенности изменения параметров воздуха и воды при взаимном тепло – и влагообмене / А.Г. Аничхин // Вентиляция и кондиционирование воздуха. Сб. науч. Тр. №20. Риж. Политехн. Ин–т. – 1988. – С.5–19.

10. Аничхин, А.Г. Особенности тепло- и массообмена в оросительных камерах с вращающимися многоканальными распылителями. / А.Г. Аничхин // В кн.: Кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1966. – № 18. – с. 80-93.

11. Бассина, И.А. Математическая модель и алгоритм расчета процессов кондиционирования и вентиляции производственных помещений / И.А. Бассина, Ю.Э. Егоров, Л.А. Зайков, А.Е. Кузнецов, Л.А. Гикулин, М.Х. Стрелец, М.Л. Щур // Материалы семинара. Санкт–Петербург. гос. арх.– стр. ун–т. – СПб. – 1996. – С.101–104.

12. Баркалов, Б. В. Внутренние санитарно–технические устройства. В 3 ч. Часть 3 – Вентиляция и кондиционирование воздуха (Справочник проектировщика) / Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов. – М.: Стройиздат, – 1992. – 320с.

13. Баркалов, Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях (2–е изд., перераб. и доп.) / Б.В. Баркалов, Е.Е. Карпис. – М.:Стройиздат, 1982. – 312 с.

14. Белова, Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами / Белова Е.М. – М.: Евроклимат, 2003. – 400 с.

15. Белова, Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях Белова Е.М. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.

16. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие/ И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: Балт.гос.техн.ун–т, 2001. – 108 с.

17. Беляев, К.В. Моделирование конвективного тепло– и массообмена в системах вентиляции и кондиционирования помещений и охлаждения

электронного оборудования на основе уравнений Рейнольдса: Автореферат дис. ...канд.. физ.–матем. наук: 01.02.05 / Беляев Кирилл Владимирович – СПб:2000. – 16 с.

18. Беляев, К.В. Проблемы совершенствования методов расчета воздухообмена и воздухораспределения на основе приближенных и точных моделей / К.В. Беляев, Д.А. Никулин, Г.М. Позин, М.Х. Стрелец //Труды 5-го съезда АВОК. – М.: АВОК, 1996. – С. 165–170.

19. Беляев, К.В. Моделирование трехмерных процессов вентиляции на основе уравнений Рейнольдса / К.В. Беляев, Д.А. Никулин, М.Х. Стрелец // Математическое моделирование. – Т.10. – №12. – 1998. – С. 72–85.

20. Берман, Л.Д. О справедливости аналогии между тепло – и массообменом и соотношения Льюиса для кондиционеров и градирен / Л.Д. Берман // Холодильная техника. – 1974. – №2. – С.34–37.

21. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. Под редакцией В. Н. Богословского / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 367с.

22. Богословский, В.Н. Применение теории потенциала влажности к расчету тепловлагообмена между воздухом и жидким сорбентом / В.Н. Богословский, Л.И. Короткова, А.Н. Гвоздков // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2. – С. 14–15.

23. Богословский, В. Н. Внутренние санитарно–технические устройства. Изд. 2–е перераб. и доп. Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский, И. А. Шепелев, В. М. Эльтерман; под общ. ред. И.Г. Старовойрова. — М.: Стройиздат, 1977. – 502 с.

24. Богословский, В.Н. Основы теории потенциала влажности материала применительно к наружным ограждениям оболочки зданий: монография / В. Н. Богословский ; под ред. В.Г. Гагарина ; М-во образования и науки Росс. Федерации, ФГБОУ ВПО «Моск. гос. строит. ун-т». – Москва : МГСУ, 2013. – 112 с.

25. Богуславский, Л.Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. Пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др. // Под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

26. Бодров, М.В. Микроклимат зданий и сооружений / В.И. Бодров, М.В. Бодров, Н.А. Трифонов, Т.Н. Чурмеева. – Н. Новгород: Изд-во «Арабеск», 2001. – .

27. Бодров, М.В. Научно–методические основы нормирования, проектирования и эксплуатации систем обеспечения микроклимата производственных сельскохозяйственных зданий и сооружений: Автореферат: дис. ...докт. техн. наук: 05.23.03/ Бодров Михаил Валерьевич. – М.: 2012. – 35 с.

28. Боронбаев, Э.К. Исследование процессов тепло– и массообмена при обработке воздуха в насадке с периодически орошаемыми каналами: Дис...канд.техн.наук спец. 05.23.03 / Баранбаев Эркин Капарович. – М.:1979. – 193 с.

29. Брюханов, О.Н. Тепломассообмен: Учебник / О.Н. Брюханов, С.Н. Шевченко. – М.: ИНФРА–М, 2012. – 464 с.

30. Бухаркин, Е.Н. Математическая модель контактного теплообмена газа и воды при адиабатическом испарении // ИФЖ. – 1979.–Т.27.–№6. – С. 11–14.

31. Бялый, Б.И. Теоретические исследования процессов тепловлажностной обработки в пленочных камерах / Б.И. Бялый, Г.С. Куликов. // Вентиляция и кондиционирование воздуха. Сб. науч. Тр. №6. Риж. Политехн. Ин–т. – Рига, 1973. – С. 11–14.

32. Величковский, Б. Т. Полярная одышка Электронный ресурс. / Б. Т. Величковский // Социальное партнерство. — 2006. – № 3. – Режим доступа: <http://www.oilru.com/>

33. Внутренние санитарно–технические устройства: В 3 ч. Ч. 3 Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 и 2 / Под редакцией

Павлова Н.Н. и Шиллера Ю.И. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1992. – 319 с.

34. Воскресенский, В.Е. Системы пневмотранспорта, пылеулавливания и вентиляции на деревообрабатывающих предприятиях. Теория и практика: в 2 т. – Т. 2, ч.2: Системы вентиляции: учебное пособие. – СПб.: АВОК «Северо-Запад», 2012. – 704 с.

35. Вычужанин, В.В. Модель увлажнителя воздуха центрального кондиционера / В.В. Вычужанин. – <http://www.c-o-k.com.ua/content/view/810/>

36. Гагарин В.Г. О нормировании тепловой защиты зданий в странах с холодным климатом. / В.Г. Гагарин. // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции : сборник докладов VI Международной научно-технической конференции (НИУ МГСУ 25–27 ноября 2015 г.) под общ. ред. Л.М. Махова ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. Ун-т. Москва : НИУ МГСУ, 2015. – С. 21– 29.

37. Гебхарт, Б. Свободно-конвективные течения, тепло- и массообмен / Б. Гебхарт, Й. Джалурия, Р. Махаджан, Б. Саммакия/ – Т.1, 2. – М.:Мир,1991.– 528 с.

38. ГН 2.2.5.2100–06. Дополнение № 2 к ГН 2.2.5.1313–03 Гигиенические нормативы. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны. – Введ. 2006–11–01. – М.: Минздрав, 2006. – 3 с.

39. Гоголин, А.А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности / А.А. Гоголин. – М.:Мясная промышленность, 1966. – 240 с.

40. Гоголин, А.А. Гидродинамические характеристики некоторых видов орошаемых регулярных насадок / А.А. Гоголин. // Кондиционирование воздуха. Сб. науч. Тр. №27. НИИ сантехники. – М.: 1969. – С. 34–44.

41. ГОСТ 30494–2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 2013–01–01. – М.: Стандартинформ,2013. – 12 с.

42. ГОСТ 12.1.005–88 Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно–гигиенические требования к воздуху рабочей зоны – М.: Стандартинформ, 2008. – 49 с.

43. ГОСТ Р 53778–2010. Здания и сооружения. Правила обследования и мониторинга технического состояния. Введ. 2011 – 01– 01. – М.: Росстандарт, 2011. –57 с.

44. ГОСТ Р 51387–99. Энергосбережение. Нормативно–методическое обеспечение. Основные положения. – Введ.2000– 07– 01. – М.: Изд–во стандартов , 2003. –16 с.

45. ГОСТ 8050–85. Двуокись углерода газообразная и жидкая. Технические условия. – Введ.1985–07–29. – М.: Стандартинформ, 2006. –24 с.

46. ГОСТ 12.3.018–79. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний. – М.: Издательство стандартов , 1981. –11 с.

47. ГОСТ Р ЕН 13779–2007 Вентиляция в нежилых зданиях. Технические требования к системам вентиляции и кондиционирования (Ventilation for non–residential buildings – Performance requirements for ventilation and room–conditioning systems) Введ. 2008–10–01. –М.: Стандартнформ, 2008. – 49 с.

48. ГОСТ 8.524–85.Таблицы психрометрические.– М.: Изд.стандартов, 1985. – 34с.

49. ГОСТ 24026–80. Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 18 с.

50. Грег, С. Адсорбция, удельная поверхность, пористость: Пер. с англ. 2–е изд./ С. Грег, К. Синг. – М.:Мир, 1984. – 310 с.

51. Гримитлин, А.М. Математическое моделирование в проектировании систем вентиляции и кондиционирования / А.М. Гримитлин, Т.А. Дацюк, Д.М. Денисихина. СПб.:АВОК Северо–Запад, 2013. – 192 с.

52. Гримитлин, А.М. Отопление и вентиляция производственных помещений / А.М. Гримитлин, Т.А. Дацюк, Г.Я. Крупкин, А.С. Стронгин, Е.О. Шилькрот. – СПб.: АВОК Северо–Запад, 2007. – 399с.

53. Гудзовский, А.В. Численное моделирование течения и тепломассопереноса в помещении как средство решения задач вентиляции, отопления и кондиционирования / А.В. Гудзовский, А.А. Аксенов // Материалы семинара. – СПб.: СПбГАСУ, 1996. – С. 90–100.

54. Гудзовский, А.В. Моделирование воздушно–тепловых режимов большой спортивной арены Лужники / А.В. Гудзовский, Е.О. Шилькрот // АВОК. – 1997. – №5. – С. 12 – 16.

55. Гуляев, А.Н. К созданию универсальной однопараметрической модели для турбулентной вязкости / А.Н. Гуляев, В.Е. Козлов, А.Н. Секундов // Изв. РАН, МЖГ. – 1993. – №4. – С. 69 – 81.

56. Гухман, А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло–массопереноса / А.А. Гухман – М.: Высшая школа, 1974. – 327 с.

57. Дацюк, Т.А. Моделирование рассеивания вентиляционных выбросов: дис. ... д–ра техн. наук: 05.23.03/ Дацюк Тамара Александровна – СПб.: СПбГАСУ, 2000. – 296 с.

58. Дацюк, Т.А. Совершенствование принципов расчета систем обеспечения микроклимата зданий / Т.А. Дацюк, В.В. Дерюгин, Ю.Н. Леонтьева // Изв. ВУЗов. Строительство. – 2002. – №8. – С. 67–73.

59. Дацюк, Т.А. Новая технология проектирования систем обеспечения микроклимата зданий / Т.А. Дацюк, В.Ф. Васильев, В.В. Дерюгин, Ю.П. Ивлев // Вестник гражданских инженеров. – 2005. – №3. – С.57–62.

60. Денисихина, Д.М. Численное моделирование неизотермических турбулентных течений в помещениях плавательных бассейнов. / Д.М. Денисихина // Вестник гражданских инженеров, 2014, №3(44). – С.189–193.

61. Денисихина, Д.М. Использование программы STAR-CCM+ при проектировании систем вентиляции: учеб. пособие / Д.М. Денисихина; СПбГАСУ. – СПб., 2013. – 68с.

62. Денисихина, Д.М. Численное моделирование автоколебательных вентиляционных течений: дис. ...канд. физ. – мат. наук: 01.02.05 / Денисихина Дарья Михайловна. – СПб.: 2005. – 135 с.

63. Дзелзитис Э.Э. Управление системами кондиционирования микроклимата. Справочное пособие. – М.: Стройиздат, 1990. – 176 с.

64. Дорошенко, А.В. Особенности процессов тепломассопереноса в охладителях косвенно–испарительного типа / А.В. Дорошенко, Т.В. Титаренко, Л.М. Зусманович // Вопросы отопления, вентиляции и охлаждения жилых и общественных зданий. – 1982. – №6. – С. 28–30.

65. Дубенков, С.В. Нормирование климатических характеристик / С.В. Дубенков, В.М. Уляшева, М.А. Канев // Вентиляция общественных и промышленных зданий: научные чтения, посвященные 85–й годовщине со дня рождения д.т.н., профессора М.И. Гримитлина, 29 марта 2013г. – С. 34–36.

66. Дударев, А.А. Микроклиматический комфорт и воздухораспределение: несколько шагов навстречу / А.А. Дударев, А.Г. Сотников // Инженерные системы. АВОК – Северо – Запад. – 2013. – №1. – С. 16–23.

67. Еремкин, А.И. Разработка локальных систем технологического кондиционирования воздуха для шерстопрядильных предприятий: дис....канд. техн.наук: 05.23.03 / Еремкин Александр Иванович.–Л.:1979.– 157 с.

68. Ермоленко, М.Н. Рациональное использование теплоты в системах отопления и вентиляции компрессорных станций магистральных газопроводов: дис. ...канд. техн. наук: 05.23.03/ Ермоленко Михаил Николаевич. – Ухта: УГТУ, 2004. – 247с.

69. Зайков, Л.А. Сравнение возможностей дифференциальных моделей турбулентности с одним и двумя уравнениями при расчете течений с отрывом и присоединением. Течение в каналах с обратным уступом / Л.А. Зайков, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур // Теплофизика высоких температур. – 1996. – Т.34, №5. – С.724–737.

70. Зусманович, Л.М. Рекомендации по расчету установок кондиционирования воздуха и вентиляции с управляемыми процессами адиабатной обработки воздуха / Л.М. Зусманович, М.И. Брук, З.П. Добрынина. – М.: Стройиздат, 1985. – 35 с.

71. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд., перераб. и доп. / И.Е. Идельчик // Под ред. М. О. Штейнберга. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.

72. Измеров, Н.Ф. Физические факторы. Эколого-гигиеническая оценка и контроль. Руководство в 2 томах. Том 2. / Н.Ф. Измеров, Г.А. Суворов, Н.А. Куралесин. – М.: Медицина, 1999. – 439с.

73. Ильин, В.П. Исследование процесса адиабатического увлажнения в роторном контактном теплообменнике / В.П. Ильин, Г.И. Хабиби // водоснабжение и санитарная техника, 1980.–№9.–с.20–22.

74. Каганова, Р.Э. Климат и бумага. Климатические условия и режимы акклиматизации бумаги / Р.Э. Каганова, В.А. Коржев. – М.: Книга, 1969. – 134с.

75. Калабин, Г.В. Моделирование аэродинамических и диффузионных процессов в плоских камерообразных выработках / Г.В. Калабин, А.А. Бакланов // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. СО АН СССР. – 1985. – №1. – С.103–108.

76. Каменев, П.Н. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х частях. Ч. 2. Вентиляция. 3-е изд. / П.Н. Каменев, А.Н. Сканави, В.Н. Богословский и др. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.

77. Канев, М.А. К вопросу влияния наружного климата на состояние воздушной среды административно-офисных помещений / М.А. Канев /

Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы XII Международной научной конференции, 23 марта–3 апреля 2014 г., г.Хайфа/ М–во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.–строит. ун–т, Российская академия архитектуры и строительных наук (РААСН) ; [сост. А.Н. Гвоздков]. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2014. – С. 177–183.

78. Канев, М.А. Математическое моделирование тепловлажностных процессов в офисном помещении / М.А. Канев / Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы XIII Международной научной конференции, 15–28 апреля 2015 г., г.Сиань / М–во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.–строит. ун–т, Российская академия архитектуры и строительных наук (РААСН) ; [сост. А.Н. Гвоздков]. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2015. – С. 224–228.

79. Канев, М.А. Моделирование тепло–влажностного режима в офисном помещении [Электронный ресурс] / М.А. Канев / Электронный научный журнал «Современные проблемы науки и образования». – 2015. – №1. Режим доступа: <http://www.science-education.ru/121-19563> (дата обращения: 07.06.2015).

80. Канев, М.А. Показатели воздушной среды для проектирования кондиционирования воздуха офисных помещений / М.А. Канев / Актуальные проблемы современного строительства: Международная научно–практическая конференция студентов, аспирантов, молодых ученых и докторантов / СПбГАСУ.– СПб., 2013. – С. 121–123.

81. Канев М.А. Показатели воздушной среды для проектирования кондиционирования воздуха офисных помещений / М.А. Канев / Актуальные проблемы современного строительства: Международная научно–практическая конференция студентов, аспирантов, молодых ученых и докторантов / СПбГАСУ.– СПб., 2015. – С. 168–174.

82. Канев М.А. Увлажнение воздуха офисных помещений в северных климатических условиях / М.А. Канев // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы XI Международной научной

конференции, 23 марта–5 апреля 2013 г., г. Ханой / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.–строит. ун-т, Национальный строительный университет, г. Ханой, Российская академия архитектуры и строительных наук (РААСН) ; [сост. А.Н. Гвоздков]. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2013. – С. 104–107.

83. Канев, М.А. Численное моделирование процесса испарения в сотовом увлажнителе [Электронный ресурс] / М.А. Канев / Электронный научный «Современные проблемы науки и образования». – 2015. – № 2. Режим доступа: <http://www.science-education.ru/122-20735> (дата обращения: 23.07.2015).

84. Канев, М.А. Численное моделирование тепловлажностных процессов в административных помещениях в северных климатических условиях / М.А. Канев // Вестник гражданских инженеров. – 2015. – №5 (52). – С.171–178.

85. Капица, П.Л. Волновое течение тонких слоёв вязкой жидкости / П.Л. Капица // ЖЭТФ. – 18(1). – 1948. – С. 3–28.

86. Карпис, Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха. (Экономия топлива и электроэнергии). / Е.Е. Карпис– М.: Стройиздат, 1986. – 268 с.

87. Каталог Munters. Руководство по монтажу, эксплуатации и техническому обслуживанию увлажнителя FA6 компании Munters. –М.: Munters, 2010. 29с. <http://xn—b1ap9a.xn—p1ai/Humimax.html> URL: <http://www.ventstroy.com/assets/files/to/008/TO%20на%20MUNTERS.pdf>; <http://dmliefer.ru/ru/content/munters>

88. Кокорин, О.Я. Особенности обработки воздуха в насадке с периодически орошаемыми каналами / О.Я. Кокорин, Э.К. Боронбаев // Водоснабжение и санитарная техника. – 1976. – №3. – с. 30–32.

89. Кокорин, О.Я. Системы и оборудование для создания микроклимата помещений: Учебник / О.Я. Кокорин, Ю.М. Варфоломеев // Под общ. ред. проф. Ю.М. Варфоломеева. – М.: ИНФРА-М, 2013. – 273 с.

90. Кокорин, О.Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. – М.: Стройиздат, 1965. – 160 с.
91. Кокорин, О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха/ О.Я. Кокорин. – М.: Издательство физико–математической литературы, 2003. – 272 с.
92. Кокорин, О.Я. Сравнение систем кондиционирования воздуха по показателям энергетической эффективности / О.Я. Кокорин // АВОК. – 2011. – №2. – С. 46 – 48.
93. Кокорин, О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования / О.Я. Кокорин. – М.: Машиностроение, 1978. – 264с.
94. Кокорин, О.Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. – М., 2007. – 256 с.
95. Колубков, А.Н. Характерные ошибки при проектировании инженерных систем общественных зданий / А.Н. Колубков, Н.В. Шилкин // АВОК. – 2009. – №5. – С. 14–23.
96. Комаров, Е.А. Проектирование кондиционирования воздуха / Е.А. Комаров, Н.П. Ширяева, Д.С. Симонов. – Екатеринбург. 2009. – 17 с.
97. Кондрашов, С.Ю. Сравнительная оценка режимов функционирования СКВ при различных методах увлажнения воздуха / С.Ю. Кондрашов, С.М. Красильников // Инженерные системы. – 2001. – №4. – с. 32 – 37.
98. Коркин, В.Д. Совершенствование микроклиматических условий в книгохранилищах Библиотеки Академии наук / В.Д. Коркин, Е. М. Киселева, Н.П. Иванова // БАН: 10 лет после пожара: Материалы междунар. науч. конф., С.–Петербург, 16–18 февр. 1998 г. / БАН – СПб., 1999 . – С. 195–203.
99. Костоломов, И.В. Численное исследование процесса принудительного воздухообмена в помещениях / И.В. Костоломов, А.Г. Кутушев // Теплофизика и аэромеханика. – 2005. – Т. 12, № 4. – 10 с.

100. Костоломов, И.В., Кутушев, А.Г., 2006. Численное исследование свободной конвекции воздуха в помещении с тепловым источником. Теплофизика и аэромеханика, 3: 425–434.
101. Костоломов, И.В. Численное исследование процесса принудительного воздухообмена в помещениях / И.В. Костоломов, А.Г. Кутушев // Теплофизика и аэромеханика. – 2005. – Т. 12, № 4. – 10 с.
102. Краснов Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. – М.: Техносфера; Термокул, 2006 – 288 с.
103. Кремнев, О.А., Воздушно–водоиспарительное охлаждение оборудования / О.А. Кремнев, А.Л. Сатановский. – М.:Машиностроение, 1967. – 240 с.
104. Креслинь, А.Я. Оптимизация энергопотребления системами кондиционирования воздуха / А.Я. Креслинь. – Рига: Рижский политехнический институт, 1982. – 154с.
105. Крючкова О.Ю. Методика оценки энергозатрат и расхода воды для поддержания микроклимата помещений на различном уровне и для выявления наиболее энергоэкономичного способа обработки воздуха в центральном кондиционере / Е.Г. Малявина, О.Ю. Крючкова // Современные строительные конструкции. – 2010. –№ 2 (15). – С. 37–40.
106. Кувшинов Ю.Я. Теоретические основы обеспечения микроклимата помещения / Ю. Я. Кувшинов // Научное издание. – М.: Издательство АСВ, 2007. – 184 с.
107. Кувшинов Ю.Я. Энергосбережение в системе обеспечения микроклимата зданий / Ю. Я. Кувшинов. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010. – 320 с.
108. Кузнецов Г.В. Моделирование термогравитационной конвекции в замкнутом объеме с локальными источниками тепловыделения / Г.В. Кузнецов // Теплофизика и аэромеханика. – 2006. – Т.13. – №4. – С. 611 – 621.

109. Кутушев, А.Г. Численное решение трехмерных задач вынужденной и естественной конвекции / А.Г. Кутушев, И.В. Костоломов // Вестник Тюменского государственного университета. – Тюмень: Изд-во ТГУ, 2001. – №2. – С.176–182.

110. Ландау, Л.Д. Теоретическая физика. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц – М.:Наука,1988. – 736 с.

111. Линник, Ю.В. Метод наименьших квадратов и основы математико–статистической теории обработки наблюдений / Ю.В. Линник. – М.: Гос. изд-во физико – матем. лит-ры, 1962. – 352 с.

112. Логачевский, В.И. Определение смоченной поверхности в контактных аппаратах / В.И. Логачевский, Ю.Р. Ярмолович, А.В. Дорошенко // Холодильная техника и технология. – Киев, 1991, вып.52. – С. 65–69.

113. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 840 с.

114. Майсоценко, В.С. Тепломассообмен в косвенно–испарительных воздухоохладителях регенеративного типа / В.С. Майсоценко // Пром.теплотехника. – 1987. – Т.9–№2. – С. 84–87.

115. Малявина, Е.Г. Принципиальные решения систем кондиционирования воздуха / Е.Г. Малявина, И.К. Васильев // АВОК. – 1996. – №5. – С. 4–6.

116. Марчук, Г.И. Математическое моделирование общей циркуляции / Г.И. Марчук. – Л.: 1994. – 320 с.

117. МГСН 4.10–97. Здания банковских учреждений.– Введ. 1997–05–06. –[http://www.snip-info.ru/Tsn_31-312-98_\(mgsn_4_10-97\).htm](http://www.snip-info.ru/Tsn_31-312-98_(mgsn_4_10-97).htm).

118. Михайлов, В.А. Насадки регулярной структуры для испарительных воздухоохладителей / В.А. Михайлов // Водоснабжение и санитарная техника, 1987, №2.– С. 13–15.

119. Мундт, Э. Вытесняющая вентиляция в непроизводственных зданиях: справочное руководство REHVA, 2–е изд., испр., пер. с англ. Л. И.

Баранова / Э.Мундт, П. Нильсен, К. Хагстрем, Й. Райлио; под ред. Х. Скистад. – М.:АВОК–Пресс ООО ИИП, 2006. – 99 с.

120. Мурин, Г.А. Теплотехнические измерения / Г.А. Мурин. – М.: Энергия, 1979. – 424 с.

121. Набиулин, Ф.А. Метод планирования экспериментов при исследовании насадок регулярной структуры / Ф.А. Набиулин // Кондиционеростроение. – Вып.5. –ВНИИКондиционер, Харьков. – 1976. – С. 17–19.

122. Наумов, А.Л. Локальные системы кондиционирования воздуха в офисных зданиях / А.Л. Наумов // АВОК. – 2012. – №2. – С. 14–19.

123. Нестеренко, А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Нестеренко. – М.:Высшая школа, 1971. – 460 с.

124. Неймарк, Л.И. Допустимая плотность орошения в пленочных контактных аппаратах / Л.И. Неймарк // Водоснабжение и санитарная техника, 1979.– №1. – с. 12–14.

125. Пасконов, В.М. Численное моделирование процессов тепло– и массообмена / В.М. Пасконов, В.И. Полежаев, Л.А. Чудов. – М.: Наука, 1984. – 286 с.

126. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. Пер. с англ. / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

127. Патент на полезную модель РФ 87782. Лабораторный стенд для тепловлажностной обработки воздуха / Аверкин А.Г., Еремкин А.И., Миронов К.В., Мишанин С.И., Коршунова Н.В. Оpubл. 20.10.2009. <http://www.fips.ru/cdfi/fips2009.dll>.

128. Патент РФ 2067730 Кондиционер /Юрманов Б.Н., Юрманов С.Б., Юрманов А.Б. Оpubл. 10.10.1996. <http://ru-patent.info/20/65-69/2067730.html>

129. Патент РФ 2270958 Устройство для тепловлажностной обработки воздуха / Аверкин А.Г., Еремкин А.И., Королева Т.И., Корсун С.А., Хлыстов А.В. Оpubл. 27.02.2006. Бюл.№ 6.

130. Поз, М.Я. Аналитическое и экспериментальное исследование процессов тепло– и влагообмена в орошаемых поверхностных теплообменниках / М.Я. Поз, Ю.Г. Галант // В книге: Системы инженерного оборудования зданий. – М.:Стройиздат, 1980. – С. 166–190.

131. Позин, Г.М. Проблемы обеспечения нормируемых параметров воздуха на объектах ООО “Газпром трансгаз Ухта” / Г.М. Позин, В.М. Уляшева // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы VI Международной научной конференции, 14–18 мая 2008 г., г. Волгоград / сост. А.Н. Гвоздков ; Волгогр. гос. архит.–строит. ун–т. – Волгоград : ВолгГАСУ, 2008. – С. 96–99.

132. Позин, Г.М. Основные расчеты тепловоздушного режима производственных помещений / Г.М. Позин // Инженерные системы. – СПб.:АВОК–Северо–Запад. – 1996. – №2. – С. 16–20.

133. Позин, Г.М. Численное моделирование тепловоздушных процессов в помещениях с источниками теплоты / Г.М. Позин, В.М. Уляшева // Вестн. гражданских инженеров. – 2010. – №1(22). – С. 147–151.

134. Полушкин, В.И. Аэродинамика вентиляции: учеб. пособие для студ. учреждений высш. проф. образования / В.И. Полушкин, С.М. Анисимов, В.Ф. Васильев и др.; под ред. В.И. Полушкина. – М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 208 с.

135. Раяк, М.Б. Климатические зоны испарительного охлаждения воздуха / М.Б. Раяк // Водоснабжение и санитарная техника. – 1965. – №4. – С. 29–35.

136. Раяк, М.Б. Развитие зарубежных и отечественных систем отопления и вентиляции гражданских и производственных зданий / М.Б. Раяк. – М.: Новости теплоснабжения, 2007. – 184 с.

137. Рудаков, Н.С. Тепломассообмен в аппаратах кондиционирования воздуха / Н.С. Рудаков, Е.И. Андреев, Коркин В.Д. // Изв.вузов. Стр-во и архитектура.– 1983. – №9. – С. 97–99.

138. Рымкевич, А.А. Основы метода оценки и выбора оптимальных решений систем кондиционирования воздуха / А.А. Рымкевич. – Л.: ЛТИХП, 1981. – 80 с.

139. Рымкевич, А.А. Управление системами кондиционирования воздуха / А.А. Рымкевич, И.Б. Халамейзер. – М.:Машиностроение,1977. – 277 с.

140. Рымкевич, А.А. Математическая модель системы кондиционирования воздуха / А.А. Рымкевич // Холодильная техника. – 1981. – №2. – С. 28–32.

141. СанПиН 2.2.2/ 2.4.1340–03. Гигиенические требования к ПЭВМ и организации работы. – М.: ИИЦ Минздрава, 2003. – 20 с.

142. СанПиН 2.2.4.548–96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений: Санитарные правила и нормы. – Введ. 1996– 10– 01. – М.: Информационно–издательский центр Минздрава России, 1997. – 20 с.

143. Сарманаев С.Р. Моделирование микроклимата жилых и производственных зданий / С.Р. Сарманаев, Б.М. Десятков // Изв. ВУЗов. Строительство. –2002. – №1–2. – С.70–78.

144. Сафиуллин, Р.Г. Научные основы современных технологий распыливания воды в системах вентиляции и кондиционирования воздуха: Дис. д–ра техн.наук спец. 05.23.03 / Сафиуллин Ринат Габдуллович. – М.: 2010. – 295 с.

145. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов – М.: Гостехиздат, 1967. – 428 с.

146. Секундов, А.Н. Модель турбулентности для описания взаимодействия пограничного слоя с крупномасштабным турбулентным потоком / А.Н. Секундов // Известия РАН, МЖГ. – 1997. – №2. – С. 59 – 67.

147. Семенов, Ю.В. Расчетные параметры наружного воздуха как основа для проектирования систем кондиционирования / Ю.В. Семенов // АВОК. – 2012. – №2. – С. 94–98.

148. Сенатов, И.Г. Экспериментальное исследование влияния начальных параметров воздуха на эффективность процессов адиабатического увлажнения / И.Г. Сенатов, Н.И. Маякова // Кондиционирование воздуха. Сб. науч. Тр. №18. НИИ сантехники. – М.:1977. – С. 4–13.

149. Сеппанен, О. Требования к энергоэффективности зданий в странах ЕС / О. Сеппанен // Энергосбережение. – 2010. – №7. – С. 42–50.

150. Сеппанен, О. Повышение энергетической эффективности зданий в Европе / О. Сеппанен // Энергосбережение. – 2013. – №5. – С. 10 – 17.

151. Смирнов, Е. М. Конспект лекций дисциплины «Течения вязкой жидкости и модели турбулентности: методы расчета турбулентных течений» / Е.М. Смирнов, А. В. Шарбарух. – СПб.: Санкт–Петербургский государственный политехнический университет, 2010. – 127 с.

152. СНиП 31–05–2003. Общественные здания административного назначения. – М.: Госстрой России, 2004. – 30 с.

153. Сотников, А.Г. Годовые расходы теплоты, холода и влаги в СКВ и СВ зданий: основы теории и примеры расчетов / А. Г. Сотников // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2012. – № 3 – 4. – С. 26 – 38.

154. Сотников, А.Г. Климатологическая информация, совмещенная с диаграммой I–d влажного воздуха / А. Г. Сотников // Инженерные системы. – 2001. – №2. – С. 27 – 29.

155. Сотников, А.Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС (в 2–х томах с продолжением). Т. I./ А. Г. Сотников. –СПб., 2013. – 423 с.

156. Сотников, А.Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Полный комплекс требований, исходных

данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС (в 2-х томах с продолжением). Т. II. / А. Г. Сотников. –СПб., 2013. – 430 с.

157. Сотников А.Г. Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием. – Л.: Стройиздат, Ленинградское отделение, 1976. – 168 с.

158. Сотников, А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции: в двух томах. Том II, ч. 1. / А.Г. Сотников. – СПб.: 2006. – 416 с.

159. Сотников, А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции: в двух томах. Том II, ч. 2 / А. Г. Сотников. – СПб.: 2007. – 512 с.

160. Сотников, А.Г. Аналитическая методика определения наружных расчетных параметров в системах микроклимата зданий / А.Г. Сотников // Инженерно–строительный журнал. – 2013. – №2. – С.3–12.

161. Сотникова, О.А. Моделирование распределения трехмерных стационарных воздушных потоков в помещении / О.А. Сотникова, И.С. Кузнецов, Л.Ю. Гусева // Вестник Воронеж. гос. техн. ун–та. – 2007. – №6. – С. 121–123.

162. СП 7.13130.2013. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Противопожарные требования. – Введ. 2013– 02 –25. – М.: МЧС РФ, 2013. – 40 с.

163. СП 44.13330.2011. Административные и бытовые здания. Актуализированная редакция СНиП 2.09.04–87. – Введ. 2011– 05 –20. – М.: Минрегион России, 2011. – 53 с.

164. СП 50.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП 23–02–2003. Тепловая защита зданий. – Введ. 2013– 07– 01. – М.: Минрегион России, 2013. – 95 с.

165. СП 52.13330.2011. Актуализированная редакция СНиП 23.05.95*. Естественное и искусственное освещение. – Введ. 2011– 05– 20. – М.: Минрегион России, 2012. – 53 с.

166. СП 60.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП 41–01–2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – Введ. 2013–01–01. – М.: Минрегион России, 2013. – 81 с.

167. СП 73.13330.2012. Внутренние санитарно–технические системы зданий. Актуализированная редакция СНиП 3.05.01–85. – Введ. 2013–01–01. – М.: Минрегион России, 2012. – 120 с.

168. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23–01–99*. – Введ. 2013–01–01. – М.: Стандартинформ, 2013. – 120 с.

169. Старкова, Л.Г. Кондиционер испарительного охлаждения с утилизацией тепла и холода. Автореферат Дис. Канд. техн. наук спец. 05.23.03 / Старкова Лариса Геннадьевна. – СПб.: 1999. – 24 с.

170. Стефанов, Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – СПб.: Издательство АВОК Северо–запад, 2005. – 402 с.

171. Стефанов, Е.В. Исследование аппарата с орошаемой сетчатой насадкой для кондиционирования воздуха // Холодильная техника, 1966. – №12. – С. 17–20.

172. Стрелец, М.Х. Метод моделирования отсоединенных вихрей и его применение для расчета отрывных турбулентных течений / М.Х. Стрелец // В кн.: Физ. основы эксп. и мат. моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энерг. установках: Труды 13–ой школы–семинара под руководством А.И. Леонтьева. Том I. – М.: Изд–во МЭИ, 2001. – Стр. 9–14.

173. Табунщиков, Ю.А. Энергоэффективные здания / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач, Н.В. Шилкин. – М.: АВОК–ПРЕСС, 2003. – 100 с.

174. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. Чл.–корр. АН СССР В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – 2–е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.

175. Тарабанов, М. Г. Увлажнение воздуха в системах вентиляции и кондиционирования / М.Г. Тарабанов // Инженерные системы. АВОК–Северо–Запад. – 2009. – № 3 (41).

176. Титов, В.П. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. И. Новожилов. – М.:Стройиздат, 1985. – 208 с.

177. Таурит, В.Р. Расчет поля скоростей в плотных насыпных слоях при решении инженерных задач / В.Р. Таурит, М.А. Луканина // Вестник гражданских инженеров. – 2011. – №2. – С. 139–142.

178. Уляшева, В.М. К вопросу обеспечения тепловлажностного и воздушного режима административных помещений / В.М. Уляшева, М.А. Канев / Строительная физика. Системы обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях : Международная конференция – академические чтения / МГСУ. – М., 2014. – С. 103–109.

179. Уляшева, В.М. Особенности обеспечения нормируемых параметров воздуха в северных условиях / В.М. Уляшева, М.А. Канев // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы X Международной научной конференции, 13–20 мая 2012 г., г. Будапешт / сост. А.Н. Гвоздков ; Волгогр. гос. архит.–строит. ун–т, Будапештский ун–т технологий и экономики, Российская академия архитектуры и строительных наук (РААСН). – Волгоград: ВолгГАСУ, 2012. – С. 221–226.

180. Уляшева, В.М. Особенности формирования микроклимата административных помещений в северных климатических условиях / В.М. Уляшева, М.А. Канев // Вестник гражданских инженеров. – 2013. – №2 (37). – С. 162–166.

181. Уляшева, В.М. Состояние воздушной среды административных помещений в северных климатических условиях / В.М. Уляшева, М.А. Канев // Инженерно–экологические системы: материалы Международной научно–практической конференции 10–12 октября 2012г. / под общей редакцией Т.А. Дацюк; СПбГАСУ. – СПб., 2012. – С. 125–129.

182. Уляшева, В.М. Транспортирование взвешенной влаги в потоке воздуха / В.М. Уляшева, М.А. Канев / Материалы II Международной научно–практической конференции «Отечественная наука в эпоху изменений: постулаты прошлого и теории нового времени».– Екатеринбург, 2014. – С. 73–75.

183. Уляшева, В.М. Численное моделирование воздушных потоков в кондиционируемом помещении / В.М. Уляшева, М.А. Канев // Известия ВУЗов. Строительство. – 2014. – № 9–10. – С. 65–70.

184. Уляшева, В.М. Влияние колебаний приточной струи на распределение параметров воздуха в помещениях с тепловыделениями / В.М. Уляшева// Вестник гражданских инженеров. – 2012. – №4 (34). – С. 202–207.

185. Участкин, П.В. Техничко–экономические условия применения адиабатического или политропического охлаждения воздуха / П.В. Участкин.// В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. – Л., 1969. – С. 13–18.

186. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Х. Хаузен // Пер. с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 383 с.

187. Хейвуд, Р.У. Термодинамика равновесных процессов: Пер. с нем.–М.:Энергоиздат, 1981.– 384 с.

188. Циммерман, А.Б. Исследование процессов тепло– и массообмена при адиабатическом увлажнении воздуха в противоточной пленочной колонке / А.Б Циммерман, И.М. Печерская, Л.И. Давыдова и др. // Водоснабжение и сан.техника. – 1973. – №8. – С.15–17.

189. Шилькрот, Е.О. Сколько воздуха нужно человеку для комфорта? / Е.О. Шилькрот, Ю.Д. Губернский // АВОК. – 2008. – №4. – С. 4–17.

190. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя: Пер. с нем./ Г. Шлихтинг // Под ред. Л.Г. Лойцянского. – М.:Наука,1974.–711 с.

191. Юрманов, Б.Н. Кондиционирование воздуха общественных зданий. Учебное пособие / Б.Н. Юрманов, Ю.В. Иванова. – СПб.: СПбГАСУ, 2009. – 123 с.

192. Юрманов, Б.Н. Сорбция и десорбция влаги коллоидными капиллярно–пористыми телами в кондиционируемом воздухе промышленных предприятий / Б.Н. Юрманов // В кн.: Исследования в области отопления, вентиляции и теплоснабжения. Сб. тр.ЛИСИ. – Л.:1977.– №2(137). – С. 83–91.

193. Юрманов, Б.Н. Повышение эффективности кондиционирования воздуха предприятий по переработке гигроскопических материалов: Дис. д–ра техн.наук спец. 05.23.03 / Юрманов Борис Николаевич – Л.,1984. – 243 с.

194. Яковлев, П. В. Математическое моделирование процессов формирования микроклимата в помещениях / П.В. Яковлев, Е.П. Яковлева // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Управление и моделирование технологических процессов и технических систем. – 2012. – №2. – С. 77–81.

195. Ansys FLUENT 12.1 Documentation. – USA: ANSYS, Inc., 2009. – 78 p.

196. ASHRAE Standard 62-1999, Ventilation For Acceptable Indoor Air Quality, 1999. – 121 p.

197. ASHRAE 62.1-2013. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, 2013. sspc621.ashraeps.org.

198. Chow, W.K. Ventilation design use of computational fluid dynamics as a study tool. (Использования методов вычислительной газодинамики для оценки эффективности вентиляции помещений) / W.K. Chow // Build.Serv.Eng.Res. and Technol. – 1995. – 16,№2. – P.63–76.

199. Davidson, L. Large eddy simulations of the flow in a threedimensional venttilated room / L. Davidson, P.V. Neilson // Proc. of the 5th Int. Conf. on Air Distributions in Rooms, ROOMVENT'96, July 17–19, Yokohama, Japan, 1996, Vol.2, P.161–168.

200. EN 15251:2012 (DIN EN 15251:2012). Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings

addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics, 2012. – 60 p.

201. EN 15251 Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics. – Brussels. – 2007.

202. Guangcai, G. Численное моделирование горизонтально-разветвленного воздушного потока в здании большого объема. Numerical simulation of gorizontal-partition air flow in large space/ Gong Guangcai, Tang Gungfa, Lu Wenhui, Chen Zaikang//Hunan daxue xuebao. Zuran kexue ban.– J.Hunan Univ. Natur.Sci. – 1998. – №4. – С.71–76.

203. Hattori, H. DNS, LES and RANS of Turbulent Heat Transfer in Boundary Layer with Suddenly Changing Wall Thermal Conditions / H. Hattori, S.Yamada, M. Tanaka, T. Houra, Y. Nagano. Date Views 01.05.2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.03.014/>.

204. Lishman, Ben. Управление естественной вентиляцией зданий при действии сил ветра и плавучести / Lishman Ben, Woods Andrew W. // J. Fluid Mech. – 2006. 557. – С.451–471.

205. Nielsen, P.V. The velocity characteristics of ventilated rooms / P.V. Nielsen, A. Restivo, I.H. Whitelow //ASME – Journal Fluids Engeneering. 1978. – Vol.100.

206. Ole Fanger, P. Качество внутреннего воздуха в XXI веке: влияние на комфорт, производительность и здоровье людей / P. Ole Fanger //АВОК. – 2003. – №4. – С. 12–21.

207. Olesen, B. Показатели микроклимата помещений для проектирования зданий и расчета их энергетической эффективности – EN 15251 / B. Olesen // АВОК. – 2008. – №6. – С. 62–68.

208. Prism DS IR. Руководство пользователя. – М., 1995. – 380 с.

209. Tuotaaba, P. Новая математическая модель воздушных потоков в здании. Теоретический анализ / P. Tuotaaba // Build. Serv. Eng. Res. Ahol Technol. – 1993. – 14. – №4 – P.151–157.

210. Wilkins C., Hosni M. Учет в тепловом балансе теплопоступлений от офисного оборудования / С. Wilkins, М. Hosni // АВОК. – 2003. – №3. – С. 70–74.

211. Zhang, Ling. Basic numerical study on indoor environment: Three–Dimentional turbulent flow numerical research of indoor air floor. (Численное исследование структуры потока в помещении. Исследование 3–х мерного турбулентного потока воздуха в помещении) / Ling Zhang, Wenghu Lu, Guangta Tang. // Hunan doxue Xuebao. Zukan rexue ban. – J.Hunan Univ.Natur.Sel. – 1995. – 22, №3. – P.66–71.

Результаты натурного и численного экспериментов

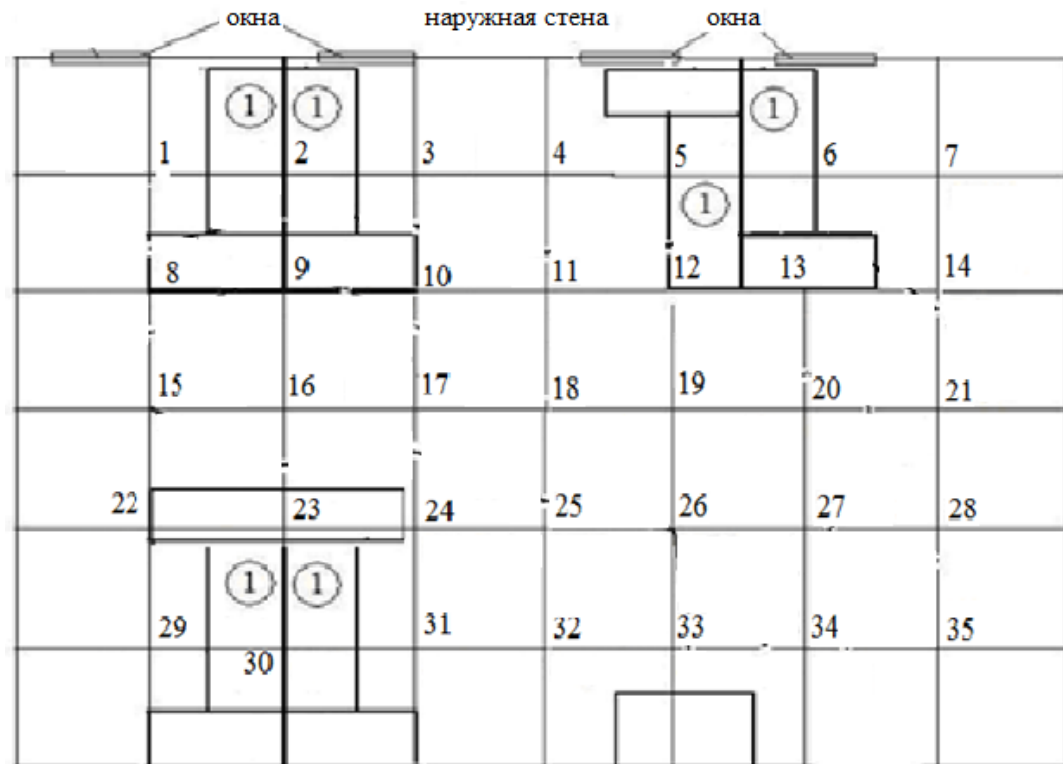


Рисунок А.1 – Размещение контрольных точек для измерения параметров микроклимата

Таблица А.1.

Результаты измерений параметров микроклимата

№№ точек	Температура, °C		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
	измеренная	средняя	измеренная	средняя	измеренная	средняя
1	2	3	4	5	6	7
Сечение на отм.1.000м						
1	24,7	24,8	5,3	5,2	0,08	0,07
	24,8		5,2		0,07	
	24,9		5,0		0,06	
3	24,7	24,7	6,1	6,2	0,05	0,05
	24,8		6,2		0,05	
	24,5		6,2		0,06	
5	24,3	24,4	7,9	7,8	0,1	0,11
	24,5		7,7		0,11	
	24,4		7,8		0,11	

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
7	24,3	24,4	6,1	6,2	0,1	0,1
	24,4		6,1		0,10	
	24,5		6,3		0,09	
15	25,6	25,8	8,1	8,2	0,05	0,05
	25,8		8,2		0,05	
	26,1		8,4		0,06	
16	25,5	25,6	8,4	8,5	0,05	0,05
	25,6		8,4		0,05	
	25,7		8,6		0,05	
17	25,6	25,5	8,3	8,4	0,05	0,06
	25,5		8,4		0,07	
	25,5		8,5		0,06	
18	25,2	25,3	8,8	8,7	0,1	0,11
	25,3		8,7		0,12	
	25,4		8,5		0,11	
19	25,5	25,6	9,1	9,1	0,08	0,08
	25,7		9,1		0,09	
	25,6		9,1		0,08	
20	25,2	25,3	10,2	10,2	0,05	0,05
	25,4		10,3		0,05	
	25,4		10,2		0,05	
21	25,4	25,3	9,0	9,1	0,05	0,06
	25,5		9,1		0,06	
	25,1		9,1		0,06	
29	26,4	26,3	5,7	5,7	0,07	0,06
	26,3		5,6		0,06	
	26,3		5,8		0,06	
31	26,3	26,2	6,2	6,2	0,08	0,08
	26,2		6,3		0,09	
	26,2		6,1		0,08	
33	26,1	26,1	7,2	7,2	0,08	0,09

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
	26,2		7,2		0,09	
	26,1		7,1		0,1	
35	24,5	24,6	9,4	9,4	0,11	0,12
	24,5		9,3		0,12	
	24,6		9,6		0,12	
Сечение на отм. 1.500м						
1	24,2	24,5	5,0	5,2	0,1	0,12
	24,6		5,5		0,15	
	24,7		5,1		0,1	
2	24,8	24,7	5,4	5,6	0,06	0,08
	24,9		5,8		0,09	
	24,4		5,7		0,09	
3	24,6	24,6	6,0	6,1	0,05	0,06
	24,8		6,3		0,06	
	24,4		6,0		0,06	
4	24,5	24,7	7,2	7,3	0,15	0,15
	24,6		7,1		0,13	
	25,0		7,5		0,16	
5	24,4	24,5	7,8	7,7	0,15	0,16
	24,6		7,5		0,17	
	24,5		7,8		0,16	
6	24,5	24,6	5,4	5,3	0,1	0,1
	24,6		5,4		0,11	
	24,7		5,2		0,1	
7	24,2	24,4	6,0	6,2	0,14	0,13
	24,5		6,1		0,10	
	24,5		6,4		0,15	
8	25,2	25,3	7,5	7,7	0,1	0,08
	25,5		7,6		0,07	
	24,2		7,9		0,07	
9	25,4	25,6	7,8	7,9	0,17	0,20

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
	25,5		7,9		0,22	
	25,9		7,9		0,21	
10	25,2	25,4	8,4	8,4	0,25	0,27
	25,3		8,3		0,26	
	25,7		8,4		0,29	
11	25,1	25,2	8,7	8,6	0,14	0,15
	25,1		8,6		0,12	
	25,4		8,5		0,18	
12	25,2	25,3	8,9	8,8	0,21	0,2
	25,3		8,7		0,18	
	25,4		8,7		0,21	
13	25,2	25,3	8,7	8,7	0,22	0,23
	25,1		8,6		0,21	
	25,6		8,7		0,25	
14	25,0	25,0	6,8	6,9	0,11	0,1
	25,1		6,8		0,11	
	25,0		7,1		0,08	
15	25,8	26,0	8,0	8,2	0,04	0,06
	25,9		8,1		0,07	
	26,3		8,5		0,07	
16	25,6	25,7	8,3	8,4	0,06	0,05
	25,8		8,5		0,04	
	25,7		8,4		0,05	
17	25,5	25,7	8,2	8,3	0,06	0,07
	25,7		8,2		0,09	
	25,9		8,5		0,06	
18	25,5	25,6	8,7	8,6	0,08	0,1
	25,5		8,6		0,11	
	25,8		8,5		0,11	
19	25,6	25,7	9,0	9,1	0,12	0,1
	25,8		9,1		0,09	

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
	25,7		9,1		0,09	
20	25,4	25,6	10,1	10,2	0,06	0,07
	25,7		10,3		0,05	
	25,7		10,1		0,09	
21	25,5	25,4	9,1	9,2	0,07	0,08
	25,6		9,3		0,08	
	25,2		9,2		0,08	
22	26,2	26,4	5,7	5,9	0,1	0,12
	26,5		6,0		0,15	
	26,5		6,0		0,11	
23	26,2	26,3	5,8	5,7	0,2	0,23
	26,3		5,8		0,25	
	26,4		5,5		0,25	
24	26,2	26,4	8,0	8,2	0,22	0,2
	26,3		8,1		0,18	
	26,7		8,4		0,21	
25	26,1	26,2	9,1	9,0	0,11	0,15
	26,1		9,0		0,17	
	26,4		9,0		0,17	
26	26,0	26,0	9,2	9,3	0,15	0,12
	26,1		9,2		0,1	
	26,0		9,5		0,12	
27	25,5	25,6	10,2	10,4	0,14	0,15
	25,5		10,4		0,14	
	25,7		10,5		0,17	
28	25,1	25,2	10,0	10,1	0,12	0,1
	25,3		10,3		0,08	
	25,2		9,9		0,11	
29	26,4	26,5	5,7	5,8	0,12	0,11
	26,3		5,9		0,11	
	26,8		5,8		0,11	

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
30	26,2	26,3	5,6	5,7	0,14	0,15
	26,2		5,8		0,16	
	26,5		5,7		0,16	
31	26,0	26,1	6,0	6,1	0,09	0,1
	26,1		6,1		0,11	
	26,1		6,1		0,11	
32	26,2	26,3	6,2	6,2	0,05	0,06
	26,2		6,3		0,05	
	26,5		6,1		0,07	
33	26,2	26,2	7,1	7,2	0,09	0,08
	26,3		7,2		0,09	
	26,1		7,2		0,06	
34	25,1	25,2	10,0	10,1	0,08	0,1
	25,2		10,0		0,09	
	25,3		10,2		0,13	
35	24,6	24,7	9,2	9,3	0,11	0,1
	24,5		9,2		0,11	
	25,0		9,5		0,09	
Сечение на отм.2.000м						
1	25,3	25,6	4,8	5,0	0,12	0,13
	25,7		5,0		0,15	
	25,8		5,2		0,11	
2	25,8	25,8	5,4	5,3	0,07	0,09
	26,0		5,2		0,1	
	25,5		5,2		0,1	
3	25,7	25,8	6,0	5,9	0,06	0,07
	25,9		5,7		0,07	
	25,6		6,0		0,07	
4	25,7	25,7	7,0	6,7	0,14	0,16
	25,6		6,5		0,16	
	25,9		6,7		0,17	

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
5	25,6	25,6	7,3	7,2	0,17	0,18
	25,7		7,1		0,19	
	25,7		7,2		0,18	
6	25,6	25,7	5,0	5,1	0,12	0,12
	25,4		5,0		0,11	
	26,0		5,2		0,12	
7	25,4	25,6	6,0	5,9	0,15	0,14
	25,7		5,8		0,12	
	25,8		5,8		0,14	
8	26,4	26,4	7,2	7,4	0,1	0,11
	26,5		7,3		0,11	
	26,2		7,6		0,12	
9	26,4	26,7	7,8	7,7	0,21	0,21
	26,7		7,6		0,22	
	26,9		7,6		0,21	
10	26,6	26,6	8,1	8,2	0,3	0,3
	26,3		8,3		0,29	
	26,9		8,1		0,31	
11	26,3	26,3	8,2	8,3	0,16	0,16
	26,2		8,1		0,14	
	26,5		8,3		0,19	
12	26,1	26,3	8,5	8,6	0,21	0,22
	26,4		8,7		0,23	
	26,4		8,7		0,21	
13	26,5	26,4	8,7	8,6	0,24	0,24
	26,1		8,6		0,22	
	26,6		8,5		0,25	
14	26,0	26,0	6,6	6,7	0,11	0,11
	26,1		6,8		0,11	
	26,0		6,8		0,12	
15	26,9	27,1	8,0	7,9	0,06	0,07

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
	27,0		8,1		0,08	
	27,3		7,7		0,08	
16	26,8	26,7	8,3	8,2	0,07	0,07
	26,7		8,1		0,06	
	26,7		8,1		0,08	
17	26,5	26,7	8,1	8,1	0,07	0,09
	26,7		8,1		0,10	
	27,0		8,2		0,09	
18	26,5	26,6	8,2	8,3	0,12	0,12
	26,5		8,3		0,11	
	26,8		8,3		0,12	
19	26,6	26,8	9,0	8,9	0,12	0,14
	26,8		9,1		0,14	
	26,9		8,7		0,15	
20	26,6	26,8	10,1	9,8	0,09	0,09
	26,8		9,6		0,08	
	26,9		9,9		0,10	
21	26,5	26,4	9,0	8,9	0,09	0,10
	26,6		8,8		0,1	
	26,2		8,9		0,1	
22	27,3	27,4	5,7	5,7	0,13	0,15
	27,4		5,8		0,16	
	27,5		5,6		0,15	
23	27,1	27,2	5,5	5,5	0,22	0,24
	27,2		5,3		0,25	
	27,3		5,8		0,26	
24	27,1	27,3	8,0	8,0	0,22	0,22
	27,2		8,1		0,23	
	27,5		7,8		0,21	
25	27,1	27,1	8,7	8,8	0,15	0,16
	27,1		9,0		0,17	

Продолжение таблицы А.1.

1	2	3	4	5	6	7
	27,2		8,9		0,17	
26	27,1	27,1	9,2	9,1	0,15	0,13
	27,2		9,0		0,13	
	27,0		9,0		0,12	
27	26,4	26,5	10,2	10,1	0,16	0,16
	26,5		10,0		0,16	
	26,5		10,0		0,17	
28	25,2	26,2	10,0	9,8	0,12	0,12
	26,3		9,6		0,14	
	26,2		9,8		0,11	
29	27,2	27,2	5,7	5,7	0,12	0,14
	27,3		5,6		0,14	
	27,2		5,7		0,15	
30	27,2	27,3	5,6	5,5	0,17	0,17
	27,3		5,4		0,17	
	27,5		5,4		0,16	
31	27,3	27,3	6,0	5,8	0,12	0,11
	27,3		5,8		0,11	
	27,4		5,7		0,11	
32	27,4	27,3	6,2	6,0	0,09	0,09
	27,2		6,0		0,08	
	27,3		5,8		0,09	
33	27,2	27,3	7,1	6,9	0,10	0,10
	27,3		6,7		0,11	
	27,4		6,8		0,09	
34	27,1	27,2	10,0	9,8	0,09	0,11
	27,2		9,8		0,12	
	27,3		9,5		0,13	
35	26,4	26,3	9,2	9,1	0,12	0,14
	26,3		8,9		0,15	
	26,3		9,2		0,14	

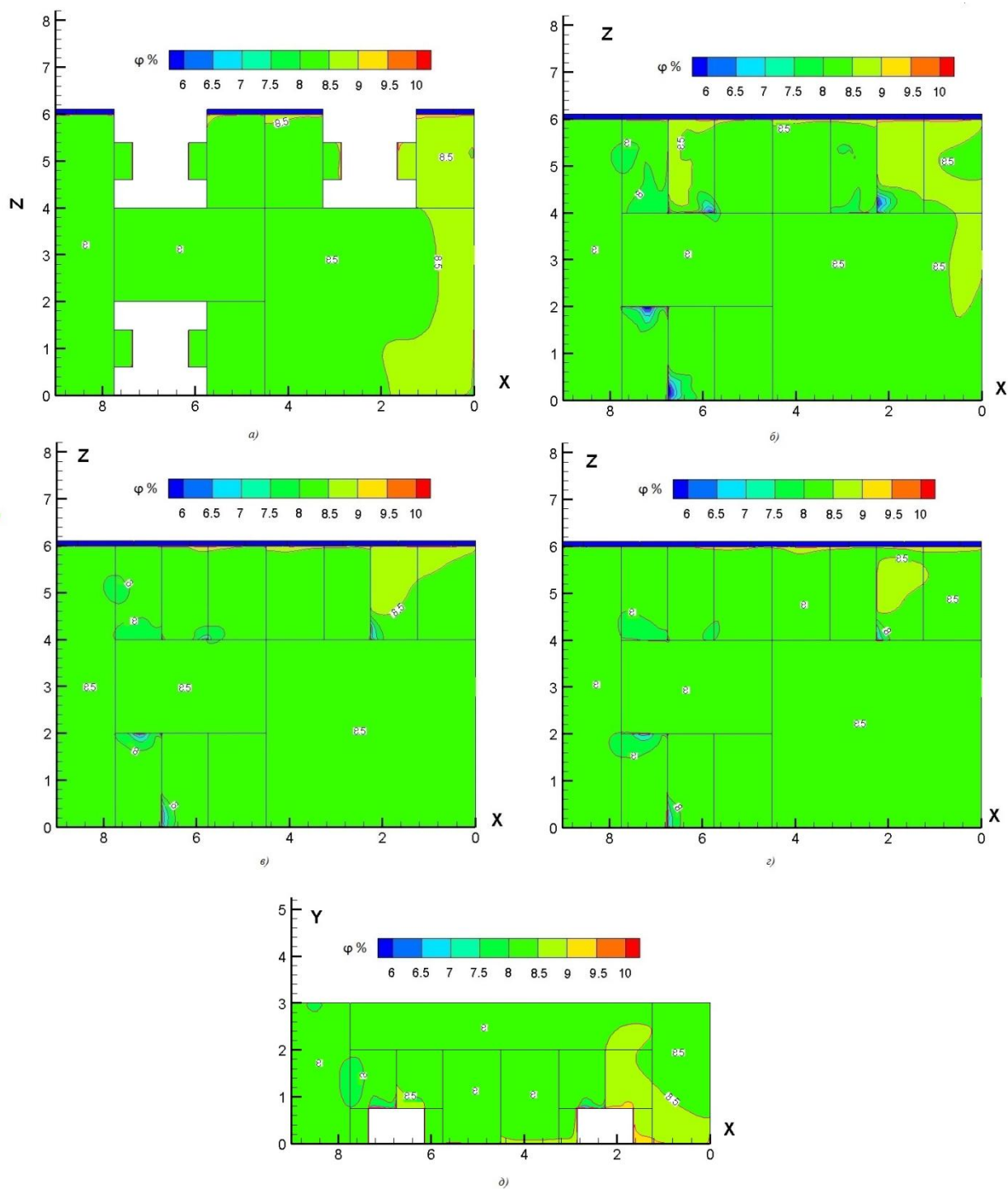


Рисунок А.2 – Распределение относительной влажности, %, в сечениях:
а) $y=0,500\text{м}$; б) $y=1,000\text{м}$; в) $y=1,500\text{м}$; г) $y=2,000\text{м}$; д) $z=5.000\text{м}$

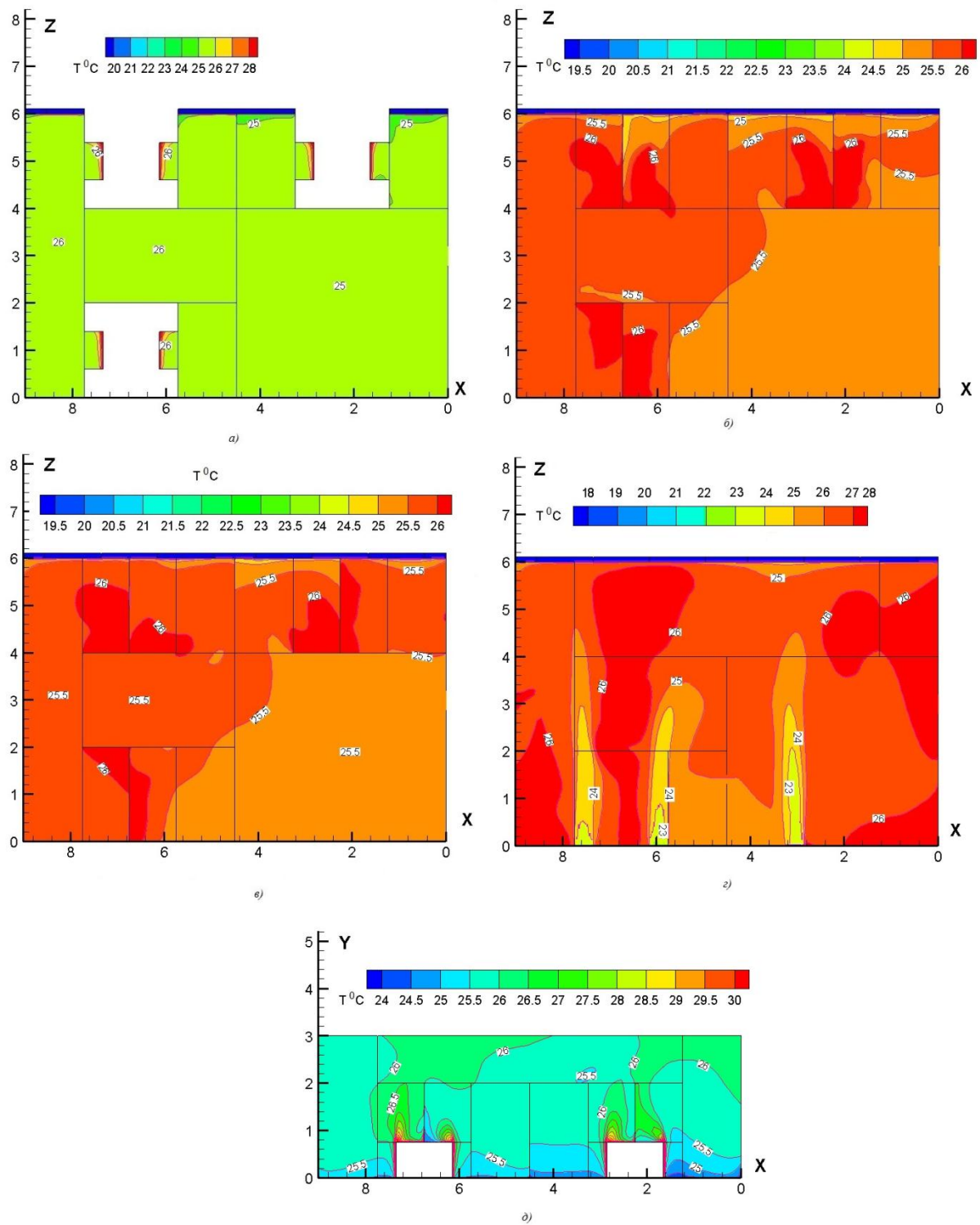


Рисунок А.3 – Распределение температуры воздуха, °С, в сечениях:
 а) $y=0,500\text{м}$; б) $y=1,000\text{м}$; в) $y=1,500\text{м}$; г) $y=2,500\text{м}$; д) $z=5.000\text{м}$

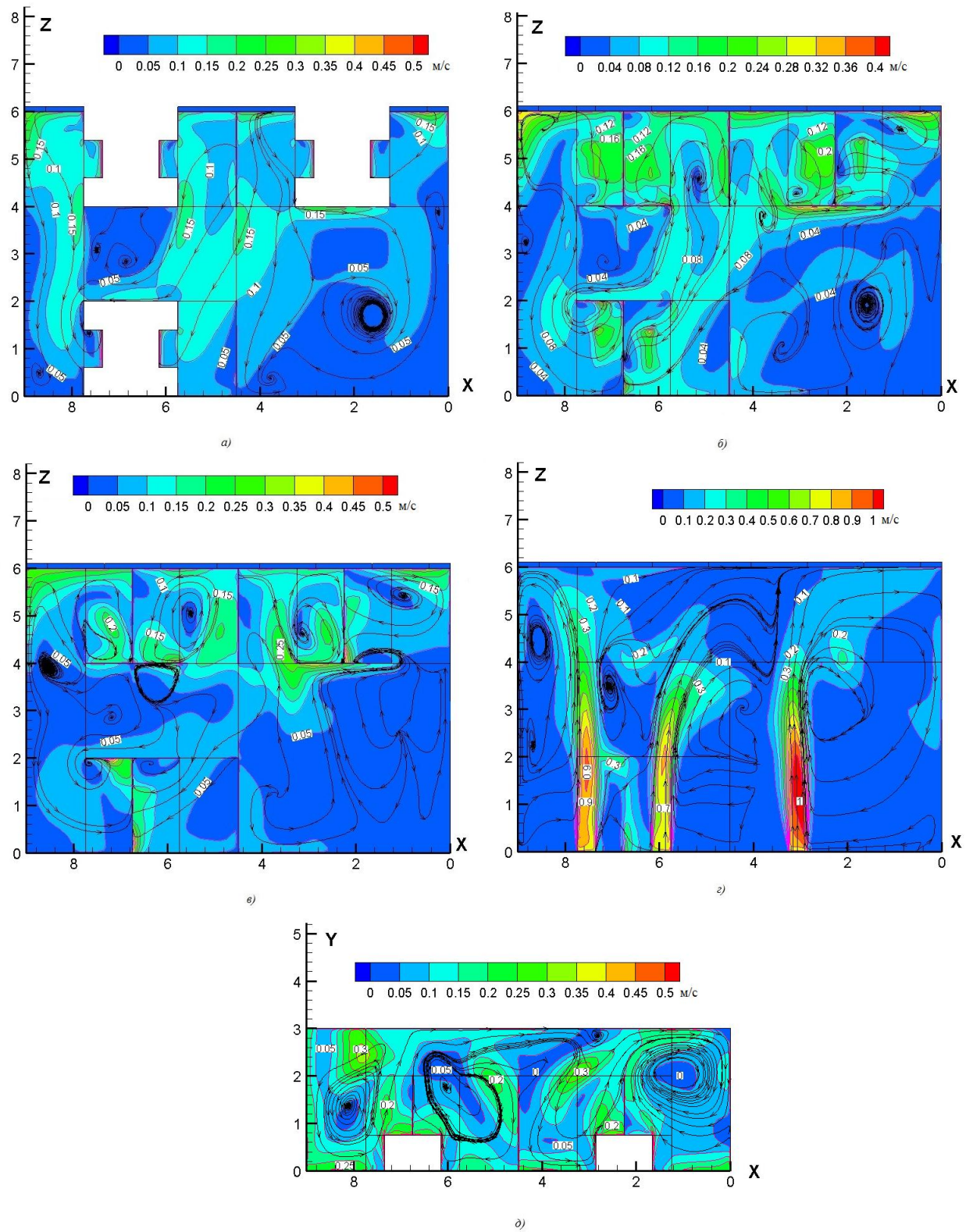


Рисунок А.4 – Распределение скорости движения воздуха, °C, в сечениях:
 а) $y=0,500\text{м}$; б) $y=1,000\text{м}$; в) $y=1,500\text{м}$; г) $y=2,500\text{м}$; д) $z=5,000\text{м}$

Таблица А.2.

Анализ результатов натурного и численного экспериментов

№№ точек	Температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
	натурный эксперимент	численный эксперимент	натурный эксперимент	численный эксперимент	натурный эксперимент	численный эксперимент
1	2	3	4	5	6	7
1	25,6	25,7	5,0	8,0	0,13	0,1
3	25,8	25,6	5,9	8,0	0,07	0,06
5	25,6	25,5	7,2	8,0	0,18	0,15
7	25,6	25,5	5,9	8,0	0,14	0,12
29	26,5	26,0	5,8	8,0	0,11	0,1
31	26,1	25,8	6,1	8,0	0,1	0,1

Экспериментальные исследования рециркуляционного аппарата ССХ 2.5 фирмы Munters



Рисунок Б.1 – Внешний вид рециркуляционного аппарата ССХ 2.5 фирмы Munters

Модель	CCX 2.5
Номинальная производительность, м ³ /ч	2500
Потребление воды, л/ч	3-4
Вместительность бака, л	35
Габаритные размеры, мм	620x440x1170
Потребляемая мощность, Вт	280
Вес (без воды), кг	23
Обслуживаемая площадь, м ²	20-40
Максимальный уровень шума на расстоянии 3 м, дБ(А)	67

Рисунок Б.2 – Технические характеристики рециркуляционного аппарата ССХ 2.5 фирмы Munters

Таблица Б.1

**Результаты экспериментальных исследований рециркуляционного аппарата
ССХ 2.5 фирмы Munters**

№№ точек	Скорость, м/с		Температура, °С		Температура мокрого термометра, °С		Относительная влажность, %		Изменение относитель ной влажности, %	Адиабатиче ская эффективно сть
	измер ения	средне е	измер ения	средне е	измер ения	средне е	измер ения	средне е		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Первый эксперимент										
1	7,1	6,8	19,8	19,6	14,9	14,8	61,8	61,2	31,2	0,49
	6,5		19,5		14,8		61,8			
	6,8		19,5		14,7		60			
2	6,5	6,5	19,4	19,3	15,3	15,7	73,4	71,1	41,1	0,58
	6,3		19,3		15,8		69,5			
	6,7		19,3		16		70,4			
3	5,9	5,8	19,2	19,2	15,6	15,4	70,1	66,8	36,8	0,57
	5,9		19,2		15,3		65,8			
	5,6		19,2		15,3		64,5			
4	6,1	6,2	18,6	18,4	15,5	15,6	75,4	75,4	45,4	0,68
	6,1		18,3		15,6		76,1			
	6,4		18,3		15,6		74,7			
5	0,7	0,8	21,1	21,2	15,6	15,6	55,5	54,9	24,9	0,36
	0,9		21,2		15,6		53,8			
	0,8		21,2		15,6		55,4			
6	2,3	2,3	20,5	20,4	15,6	15,7	64,5	63,5	33,5	0,45
	2,3		20,4		15,7		62,1			
	2,3		20,4		15,7		63,9			
7	0,9	0,8	19,9	19,8	15,7	15,8	66,6	66,4	36,4	0,53
	0,8		19,7		15,8		66,7			
	0,8		19,7		15,8		65,9			
8	6	5,9	18,8	18,6	15,7	15,6	74,3	75,4	45,4	0,66
	5,9		18,5		15,6		75,2			
	5,9		18,5		15,6		76,7			
9	0,7	0,8	23,1	23,2	15,6	15,6	43,9	44,6	14,6	0,13
	0,7		23,2		15,6		44,5			
	0,9		23,3		15,6		45,4			
10	0,8	0,8	23,3	23,2	15,7	15,8	45,6	45,7	15,7	0,13
	0,8		23,2		15,8		46,4			
	0,8		23,2		15,8		45,1			
11	2,5	2,6	19,7	19,6	15,9	16	71,1	71,3	41,3	0,57
	2,6		19,6		16		71,5			
	2,6		19,5		16		71,3			

Продолжение таблицы Б.1

12	4,5	4,7	18,9	18,8	16,4	16,3	78,9	78,4	48,4	0,69
	4,8		18,8		16,3		77,8			
	4,8		18,8		16,3		78,5			
Среднее значение		3,7		20,1		15,7		64,6	34,6	0,49
Второй эксперимент										
1	6,7	6,5	16,1	16	12,3	12,4	62,3	65,9	41,4	0,65
	6,4		16		12,4		67,9			
	6,4		16		12,5		67,5			
2	6,4	6,5	16	16	12,6	12,5	65,8	67,2	42,7	0,66
	6,5		16		12,4		67,4			
	6,6		16		12,4		68,4			
3	5,5	5,7	16,1	16,1	12,4	12,4	65,4	66,1	41,6	0,64
	5,8		16,1		12,4		65,9			
	5,8		16		12,4		67			
4	5,7	5,6	16	15,9	12,4	12,3	67,2	66,5	42	0,65
	5,7		15,9		12,3		67,2			
	5,4		15,9		12,3		65,1			
5	0,6	0,6	20,2	20,5	13,9	14,2	49,4	48,8	24,3	0,26
	0,6		20,6		14,4		48,4			
	0,6		20,7		14,5		48,6			
6	0,7	0,6	19,6	19,5	12,5	12,5	44,6	43,9	19,4	0,31
	0,5		19,5		12,5		43,8			
	0,6		19,5		12,5		43,3			
7	0,9	0,9	18,7	18,6	12,6	12,6	49,4	49,8	25,3	0,41
	0,9		18,6		12,6		50			
	0,8		18,5		12,6		50			
8	6,9	6,9	15,8	15,8	12,5	12,4	67,1	67,3	42,8	0,67
	6,8		15,8		12,4		67,8			
	7		15,8		12,4		67			
9	0,6	0,6	21,4	21,7	13,1	13,4	36,6	37,3	12,8	0,11
	0,6		21,8		13,5		37,1			
	0,5		21,8		13,6		38,2			
10	0,6	0,7	21,8	21,8	13,1	13	35,5	35,6	11,1	0,09
	0,7		21,8		13		35,8			
	0,8		21,8		13		35,5			
11	2,5	2,5	16,4	16,2	12,8	12,7	66,8	66,5	42	0,65
	2,6		16,1		12,7		67,1			
	2,4		16,1		12,6		65,6			
12	5,6	5,7	17,1	17,2	12,6	12,7	63,9	64,5	40	0,55
	5,6		17,3		12,7		65,8			
	5,9		17,2		12,7		63,8			
Среднее значение		3,6		17,9		12,8		56,6	32,1	0,48

Продолжение таблицы Б.1

Третий эксперимент										
1	5,5	5,4	15,9	15,8	12,9	13	72,6	73,1	45,6	0,67
	5,5		15,9		13,1		74,1			
	5,2		15,6		13		72,6			
2	5,2	5,2	15,8	16	13,2	13,1	71,9	72,7	45,2	0,65
	5,3		16		13,1		72,9			
	5,1		16,2		13,1		73,3			
3	6	5,9	16,2	16,1	13,1	13,1	72,6	72,4	44,9	0,64
	5,9		16		13,2		71,8			
	5,8		16,1		13		72,8			
4	6	6	16,1	16,2	13,2	13,2	72,3	71,9	44,4	0,63
	6,1		16,2		13,2		72,2			
	5,9		16,3		13,3		71,2			
5	0,6	0,6	20,6	20,7	13,6	13,7	49,9	49,8	22,3	0,09
	0,5		20,7		13,9		49,8			
	0,6		20,7		13,6		49,7			
6	0,6	0,6	19,2	19,2	13,6	13,5	53,9	53,4	25,9	0,28
	0,6		19,2		13,5		53,1			
	0,6		19,1		13,5		53,2			
7	0,7	0,6	17,5	17,6	13,4	13,4	63,1	63,2	35,7	0,48
	0,6		17,8		13,4		64			
	0,6		17,5		13,4		62,5			
8	6,4	6,2	16,3	16,2	13,4	13,3	72,9	73,2	45,7	0,64
	6,3		16,2		13,2		73,4			
	5,9		16,2		13,3		73,3			
9	0,5	0,5	20,6	20,8	13,6	13,7	47,4	46,2	18,7	0,08
	0,6		20,9		13,7		46,4			
	0,5		20,9		13,7		44,8			
10	0,7	0,8	20,5	20,4	14	14,1	49,9	49,4	21,9	0,14
	0,9		20,4		14,1		48,9			
	0,8		20,3		14,1		49,4			
11	5,5	5,4	16,8	16,6	13,7	13,6	72,3	72,9	45,4	0,62
	5,3		16,7		13,5		72,9			
	5,4		16,3		13,6		73,5			
12	5,7	5,6	16,6	16,5	13,7	13,7	73,9	74,1	46,6	0,64
	5,6		16,4		13,6		75			
	5,6		16,5		13,8		73,4			
Среднее значение		3,6		17,7		13,5		64,4	36,9	0,47

Параметры воздуха в лаборатории

№№ экспериментов	Температура воздуха, °С		Относительная влажность воздуха, %	
	В начале	В конце	В начале	В конце
1	2	3	4	5
1	24,5	24,1	27,3	32,7
2	23	22,4	22,4	26,6
3	22,1	20,7	25,2	29,8

Приложение В

Результаты экспериментальных исследований опытной установки

Таблица В.1

Результаты измерений

№№ точек	Скорость, м/с		Температура, °С		Температура мокрого термометра, °С		Относительная влажность, %		Изменение относитель ной влажности, %	Адиабатич еская эффективн ость
	измере ния	средне	измере ния	средне	измере ния	средне	измере ния	средне		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Первый эксперимент										
1	4,78	4,2	18,6	18,5	16,1	15,9	75,1	76	19,1	0,50
	4,16		18,5		15,8		76,2			
	3,66		18,5		15,8		76,7			
2	4,24	4,18	18,5	18,6	15,8	15,9	76,3	75	18,1	0,48
	4,16		18,6		15,9		74,5			
	4,14		18,6		15,9		74,2			
3	3,16	3,25	18,8	18,7	16,4	16,5	78,9	79,1	22,2	0,52
	3,34		18,7		16,5		79,5			
	3,25		18,7		16,6		78,9			
4	3,45	3,56	18,7	18,6	16,2	16,1	75,8	76,4	19,5	0,50
	3,61		18,6		16,1		76,6			
	3,62		18,6		16,1		76,8			
5	3,81	3,93	18,6	18,6	16,1	16,1	74,9	76,7	19,8	0,50
	4,12		18,6		16,1		75,9			
	3,86		18,7		16,2		79,3			
6	3,89	3,76	18,7	18,7	16,4	16,4	78,6	78,1	21,2	0,51
	3,68		18,8		16,4		78,4			
	3,71		18,7		16,5		77,3			
7	3,02	2,93	18,6	18,5	16,2	16,1	76,9	77,1	20,2	0,51
	2,94		18,5		16,1		77,3			
	2,83		18,5		16,1		77,1			
8	3,12	3,25	18,5	18,6	16,1	16,1	77,1	77,1	20,2	0,50
	3,47		18,6		16,1		76,9			
	3,16		18,6		16,2		77,3			
9	3,64	3,59	18,7	18,8	16,3	16,4	75,8	77,7	20,8	0,49
	3,48		18,8		16,4		78,1			
	3,65		18,8		16,4		79,2			
Среднее значение		3,63		18,6		16,2		77,0	20,1	0,50

Продолжение таблицы В.1

Второй эксперимент										
1	3,02	3,07	18,7	18,5	16,1	16,0	75,9	76,4	22,5	0,50
	2,96		18,5		15,9		76,8			
	3,23		18,3		15,9		76,5			
2	3,06	2,94	18,6	18,7	16,0	16,1	76,4	75,9	22	0,47
	2,87		18,7		16,1		75,4			
	2,89		18,8		16,1		75,9			
3	2,57	2,65	18,8	18,8	16,2	16,3	77,3	77,2	23,3	0,47
	2,69		18,8		16,3		76,4			
	2,69		18,9		16,3		77,9			
4	2,57	2,54	18,6	18,5	16,1	16,0	75,8	76,5	22,6	0,50
	2,68		18,5		16,0		76,8			
	2,37		18,4		16,0		76,9			
5	2,34	2,22	18,6	18,7	16,1	16,1	75,6	75,9	22	0,47
	2,16		18,7		16,1		76,4			
	2,16		18,8		16,2		75,7			
6	2,41	2,33	18,7	18,7	16,3	16,3	78,1	77,7	23,8	0,49
	2,24		18,7		16,3		77,2			
	2,34		18,7		16,3		77,8			
7	2,23	2,13	18,6	18,5	15,8	15,9	76,5	76,2	22,3	0,49
	2,07		18,5		15,9		74,9			
	2,09		18,5		15,9		77,2			
8	2,13	2,22	18,7	18,8	16,1	16,2	75,8	76,1	22,2	0,46
	2,34		18,8		16,2		76,4			
	2,19		18,8		16,2		76,1			
9	2,36	2,34	18,8	18,7	16,3	16,3	78,2	77,8	23,9	0,49
	2,28		18,7		16,3		77,9			
	2,38		18,7		16,3		77,3			
Среднее значение		2,49		18,7		16,1		76,6	22,7	0,48
Третий эксперимент										
1	1,85	1,83	19,3	19,1	17,4	17,0	79,9	80,5	18,4	0,49
	1,78		19,1		17,0		81			
	1,86		19		16,6		80,6			
2	1,79	1,84	19,2	19,3	17,1	17,1	79,3	79,7	17,6	0,45
	1,88		19,3		17,2		80,4			
	1,85		19,3		17,1		79,4			
3	1,75	1,78	19,4	19,5	17,6	17,5	80,7	80,9	18,8	0,44
	1,84		19,5		17,4		81,5			
	1,75		19,6		17,5		80,5			
4	1,58	1,54	19	19,1	17,1	17,0	79,8	80,6	18,5	0,49
	1,51		19,2		17,0		81,4			
	1,53		19,1		17,0		80,6			

Продолжение таблицы В.1

5	1,58	1,55	19,4	19,3	17,0	17,1	79,5	79,6	17,5	0,45
	1,49		19,3		17,1		80,2			
	1,58		19,2		17,2		79,1			
6	1,41	1,35	19,3	19,3	17,2	17,3	81,4	81,5	19,4	0,48
	1,31		19,3		17,3		80,9			
	1,33		19,3		17,3		82,2			
7	1,24	1,28	19,1	19,2	17,1	17,1	79,6	80,3	18,2	0,47
	1,3		19,4		17,1		80,7			
	1,3		19,1		17,1		80,6			
8	0,99	1,05	19,5	19,5	17,1	17,2	78,8	79,2	17,1	0,42
	1,09		19,4		17,2		80,1			
	1,07		19,5		17,3		78,7			
9	1,29	1,36	19,4	19,3	17,3	17,3	80,9	81,5	19,4	0,48
	1,38		19,2		17,3		82,1			
	1,41		19,3		17,3		81,5			
Среднее значение		1,51		19,3		17,2		80,4	18,3	0,46

Приложение Г
Таблица Г.1

Результаты обработки экспериментальных исследований опытной установки

	Скорость v , м/с	Температура t , °С	Давление насыщения P_n , кПа	Парциальное давление $P_{пл}$, кПа	Среднегарифмическая разность давлений $\Delta P_{л}$, кПа	Среднегарифмический температурный напор $\Delta t_{л}$, °С	Тепловой поток q , Вт	Коэффициент теплоотдачи α , Вт/м ² К	Коэффициент массотдачи $\beta \cdot 10^7$, м/с	Критерий Рейнольдса Re	Критерий Гухмана Gu	Критерий Нуссельта Nu
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Первый эксперимент												
1	4,20	18,5	2,131	1,620	0,604	3,73	3345	77,5	1,96	2142	0,0176	22,8
2	4,18	18,6	2,144	1,608	0,623	3,82	3201	72,4	1,81	2132	0,0177	21,3
3	3,25	18,7	2,158	1,707	0,581	3,28	2389	63,1	1,45	1658	0,0157	18,6
4	3,56	18,6	2,144	1,638	0,607	3,65	2726	64,6	1,59	1816	0,0171	19,0
5	3,93	18,6	2,144	1,645	0,603	3,61	3009	72,1	1,76	2004	0,0170	21,2
6	3,76	18,7	2,158	1,685	0,593	3,40	2764	70,3	1,64	1918	0,0161	20,7
7	2,93	18,5	2,131	1,643	0,590	3,59	2333	56,2	1,40	1494	0,0172	16,5
8	3,25	18,6	2,144	1,653	0,598	3,56	2489	60,5	1,47	1658	0,0168	17,8
9	3,59	18,8	2,171	1,687	0,606	3,42	2529	64,0	1,47	1831	0,0160	18,8
Сред- нее	3,63	18,6	2,147	1,654	0,601	3,56	2753	66,9	1,62	1850	0,0168	19,7
Второй эксперимент												
1	3,07	18,5	2,131	1,628	0,635	3,68	2445	57,4	1,36	1566	0,0175	16,9
2	2,94	18,7	2,158	1,638	0,657	3,68	2161	50,8	1,16	1499	0,0170	15,0
3	2,65	18,8	2,171	1,676	0,648	3,48	1867	46,4	1,02	1352	0,0162	13,7
4	2,54	18,5	2,131	1,630	0,634	3,67	2023	47,7	1,13	1295	0,0174	14,0
5	2,22	18,7	2,158	1,638	0,657	3,68	1632	38,4	0,87	1132	0,0170	11,3
6	2,33	18,7	2,158	1,677	0,634	3,45	1713	42,9	0,95	1188	0,0163	12,6
7	2,13	18,5	2,131	1,624	0,638	3,71	1696	39,6	0,93	1086	0,0175	11,6
8	2,22	18,8	2,171	1,652	0,662	3,62	1564	37,4	0,83	1132	0,0166	11,0
9	2,34	18,7	2,158	1,679	0,633	3,44	1720	43,3	0,96	1193	0,0162	12,7
Сред- нее	2,49	18,7	2,152	1,649	0,644	3,60	1867	44,9	1,02	1272	0,0169	13,2
Третий эксперимент												
1	1,83	19,1	2,213	1,781	0,537	2,96	1121	32,8	0,73	933	0,0138	9,6
2	1,84	19,3	2,240	1,786	0,562	2,99	1014	29,4	0,63	938	0,0135	8,6
3	1,78	19,5	2,268	1,835	0,562	2,77	872	27,3	0,54	908	0,0124	8,0
4	1,54	19,1	2,213	1,783	0,535	2,95	943	27,7	0,62	785	0,0138	8,1
5	1,55	19,3	2,240	1,783	0,563	3,00	855	24,6	0,53	791	0,0136	7,2
6	1,35	19,3	2,240	1,826	0,539	2,76	744	23,3	0,48	689	0,0128	6,9
7	1,28	19,2	2,226	1,788	0,547	2,95	745	21,8	0,48	653	0,0136	6,4
8	1,05	19,5	2,268	1,797	0,584	2,98	515	14,9	0,31	536	0,0131	4,4
9	1,36	19,3	2,240	1,826	0,539	2,76	750	23,5	0,49	694	0,0128	6,9
Сред- нее	1,51	19,3	2,239	1,800	0,552	2,90	837	24,9	0,53	770	0,0133	7,3

Таблица Г.2

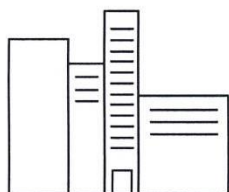
**Результаты статистической обработки экспериментальных исследований
опытной установки**

№№ точек	Скоро сть воздух а v, м/с	Коэффиц иент теплоотд ачи α, Вт/м²К	x²	y²	y²·x	Дисперсия		Среднеквадра тичное отклонение	
	x	y				S²(x)	S²(y)	S(x)	S(y)
Первый эксперимент									
1	4,2	77,5	17,64	6010,9	325,6				
2	4,18	72,4	17,47	5242,5	302,7				
3	3,25	63,1	10,56	3980,8	205,1				
4	3,56	64,6	12,67	4178,3	230,1				
5	3,93	72,1	15,44	5198,8	283,4				
6	3,76	70,3	14,14	4942,8	264,3				
7	2,93	56,2	8,58	3154,3	164,6				
8	3,25	60,5	10,56	3656,3	196,5				
9	3,59	64,0	12,89	4099,9	229,9				
Средне е	3,63	66,7	13,3	4455,4	244,7				
Сумма	32,65	600,7	119,97	40464,7	2202,1	0,17	40,69	0,41	6,38
Второй эксперимент									
1	3,07	57,4	9,42	3299,8	176,4				
2	2,94	50,8	8,64	2585,1	149,5				
3	2,65	46,4	7,02	2154,1	123,0				
4	2,54	47,7	6,45	2274,3	121,1				
5	2,22	38,4	4,93	1473,9	85,2				
6	2,33	42,9	5,43	1843,3	100,0				
7	2,13	39,6	4,54	1567,0	84,3				
8	2,22	37,4	4,93	1398,4	83,0				
9	2,34	43,3	5,48	1872,7	101,3				
Средне е	2,49	44,9	6,3	2014,7	113,8				
Сумма	22,44	403,97	56,84	18468,5	1023,8	0,10	37,35	0,31	6,11
Третий эксперимент									
1	1,83	32,8	3,35	1072,6	59,9				
2	1,84	29,4	3,39	861,6	54,0				
3	1,78	27,3	3,17	744,1	48,6				
4	1,54	27,7	2,37	766,1	42,6				
5	1,55	24,6	2,40	606,3	38,2				
6	1,35	23,3	1,82	542,5	31,4				
7	1,28	21,8	1,64	477,0	28,0				
8	1,05	14,9	1,10	223,2	15,7				
9	1,36	23,5	1,85	550,6	31,9				
Средне е	1,51	25,0	2,3	626,2	38,9				
Сумма	13,58	225,22	21,09	5844,1	350,3	0,07	23,11	0,26	4,81

Продолжение таблицы Г.2

№№ точек	$y_i - y(x)$	$(y_i - y(x))/y_i$	A	$y(x)$	$(y_{\text{сред}} - y(x))^2$	$(y_i - y_{\text{сред}})^2$	η	$(y_i - y(x))^2$	R	R^2
Первый эксперимент										
1	-0,03	-0,0004		77,56	116,88	116,2		0,0		
2	-4,77	-0,0659		77,17	108,69	32,0		22,7		
3	3,87	0,0613		59,23	56,61	13,4		15,0		
4	-0,57	-0,0088		65,21	2,37	4,4		0,3		
5	-0,25	-0,0034		72,35	31,36	28,7		0,1		
6	1,24	0,0176		69,07	5,38	12,6		1,5		
7	3,11	0,0555		53,05	187,68	112,0		9,7		
8	1,24	0,0205		59,23	56,61	39,5		1,5		
9	-1,76	-0,0274		65,79	0,92	7,4		3,1		
Сумма		0,05	0,54		566,51	366,25	2,39	53,96	0,92	0,85
Второй эксперимент										
1	1,69	0,0295		55,75	118,06	157,7		2,9		
2	-2,40	-0,0472		53,24	69,83	35,5		5,8		
3	-1,23	-0,0266		47,65	7,61	2,3		1,5		
4	2,17	0,0454		45,52	0,41	7,9		4,7		
5	-0,95	-0,0248		39,35	30,69	42,2		0,9		
6	1,46	0,0341		41,47	11,67	3,8		2,1		
7	1,98	0,0499		37,61	52,95	28,1		3,9		
8	-1,95	-0,0522		39,35	30,69	56,1		3,8		
9	1,61	0,0373		41,66	10,39	2,6		2,6		
Сумма		0,05	0,51		332,29	336,16	0,98	28,20	0,96	0,92
Третий эксперимент										
1	0,93	0,0285		31,82	46,16	59,7		0,9		
2	-2,66	-0,0906		32,01	48,82	18,7		7,1		
3	-3,58	-0,1311		30,85	33,98	5,1		12,8		
4	1,46	0,0526		26,22	1,43	7,0		2,1		
5	-1,79	-0,0728		26,42	1,93	0,2		3,2		
6	0,74	0,0317		22,56	6,10	3,0		0,5		
7	0,64	0,0291		21,2	14,60	10,1		0,4		
8	-1,82	-0,1221		16,77	68,22	101,7		3,3		
9	0,72	0,0306		22,75	5,18	2,4		0,5		
Сумма		-0,24	-2,71		226,44	207,98	1,19	30,84	0,92	0,85

Внедрение результатов исследования и расчет экономической эффективности
применения сотового увлажнителя в сравнении с паровым



ООО «ТЕХСТРОЙМОНТАЖ»

ИНН/КПП 1102055314/110201001,
ОКПО 97153911, ОГРН 1071102002025
Республика Коми, г. Ухта, 169300,
ул. 30 лет Октября, 4
тел./факс 8(8216) 73-89-07

«УТВЕРЖДАЮ»

Главный инженер

ООО «Техстроймонтаж»

Н.Л. Коковкин

23 ноября 2015г.

АКТ

**о принятии к внедрению проектно-конструкторской документации
системы кондиционирования воздуха
с канальным сотовым увлажнителем воздуха**

Настоящим актом подтверждается, что проектная документация системы кондиционирования воздуха с канальным сотовым увлажнителем воздуха, выполненная аспирантом Каневым Михаилом Анатольевичем в Санкт-Петербургском архитектурно-строительном университете, принята к внедрению.



Директор ООО «Техстроймонтаж»

А.Б. Осиев

АКТ

о внедрении результатов диссертационного исследования

Разработанная аспирантом Каневым Михаилом Анатольевичем полезная модель - лабораторная установка для исследования процессов тепломассообмена в сотовом увлажнителе, принята к внедрению в учебно-исследовательской лаборатории Строительно-технологического института ФБГОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет».

Использование предложенной установки позволило снизить затраты на разработку проектной документации при создании учебно-исследовательской лаборатории «Теплотехники и энергосбережения» кафедры Теплогазоводоснабжения и вентиляции.

Директор-СТИ



В. Н. Пантилеевко

**ООО «2H АКВА Групп»**

198095, Россия, Санкт - Петербург, ул. И. Черных 20,
офис 7, т/ф (812) 309 25 52, т.(812) 252 46 59
vg@fa6.ru www.ckv-oc.ru

Исх. №214 от 04.12.2015г.

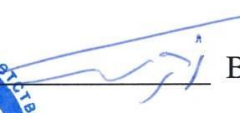
АКТ

о внедрении результатов исследований сотовых увлажнителей

Настоящим актом подтверждается, что результаты исследований сотовых увлажнителей на базе аппарата ССХ 2.5 и испарительной кассеты FA6 фирмы Munters, представленные аспирантом Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета Каневым Михаилом Анатольевичем, представляют ценность при разработке проектно-конструкторских решений, а также при подборе, расчете и наладке оборудования для тепловлажностной обработки воздуха. Представленные материалы приняты к внедрению.

Генеральный Директор
ООО «2H АКВА Групп»



 Виктор Гагуа

На рисунке Д.1 представлена схема системы кондиционирования воздуха офисных помещений административного здания ООО «Техстроймонтаж» (г. Ухта).

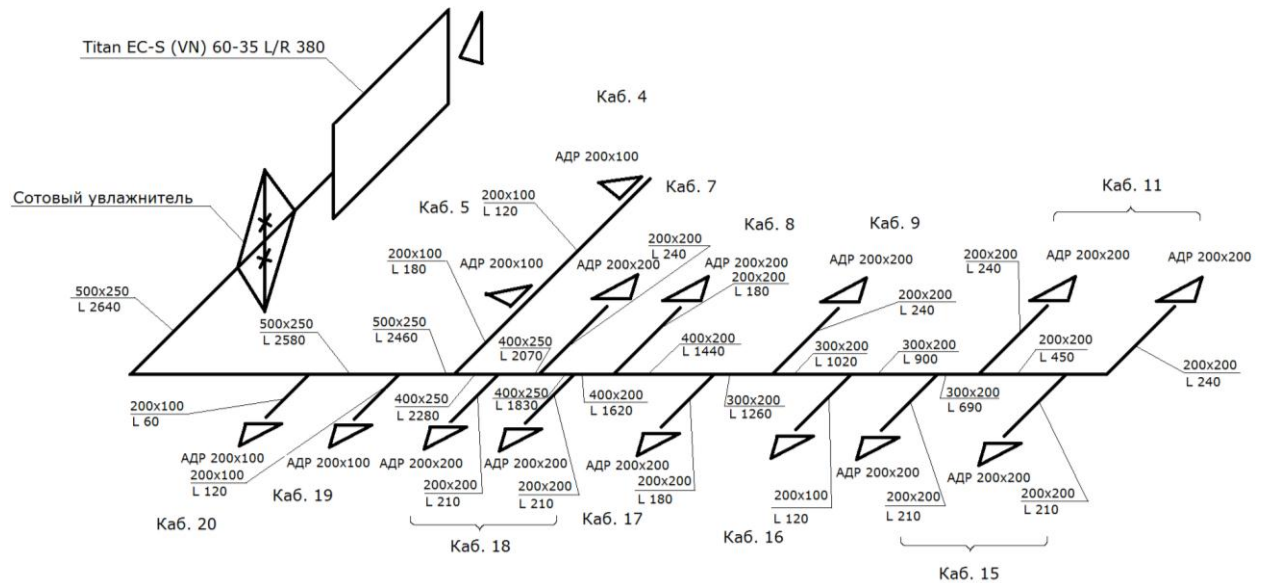


Рисунок Д.1 – Схема системы кондиционирования офисных помещений

Капитальные вложения на проектирование системы кондиционирования, тыс.руб:

Таблица Д.1

Капитальные вложения

№№ п.п.	Наименование оборудования	Вариант с изотермическим увлажнением в холодный период года и испарительным охлаждением в теплый период года (сотовый увлажнитель)	Вариант с изотермическим увлажнением в холодный период года и охлаждением в поверхностном воздухоохладителе в теплый период года (паровой увлажнитель)
1	2	3	4
1	Приточная камера	352,783	506,819
2	Сотовый увлажнитель	110,000	-
3	Парогенератор	-	130,226
4	Трубка парораспределителя	-	9,125
5	Прочие	92,557	98,427
6	Суммарные	555, 340	744,597

Таблица Д.2

Расчет экономической эффективности

№ № п.п.	Наименование характеристики	Обозначение	Единица измерения	Сотовый увлажнитель	Паровой увлажнитель
1	Расход воздуха	L	м ³ /ч	2640	
Холодный период					
2	Температура наружного воздуха	t _н	°С	-39	
3	Температура внутреннего воздуха	t _в	°С	20	
4	Температура воздуха перед увлажнителем	t _h	°С	26	17
5	Относительная влажность воздуха в помещении	φ	%	30	
6	Влагосодержание наружного воздуха	d _н	г/кгс.в.	1,7	
7	Влагосодержание внутреннего воздуха	d _в	г/кгс.в.	4,0	
8	Продолжительность периода с температурой наружного воздуха ниже 8°С	n	дни	261	
9	Средняя температура периода с температурой наружного воздуха ниже 8°С	t ^н _{ср}	°С	-6,4	
10	Продолжительность периода с температурой наружного воздуха ниже 0°С	n	дни	135	
11	Средняя температура периода с температурой наружного воздуха ниже 0°С	t ^н _{ср}	°С	-10	
Тепловая энергия					
12	Максимальная нагрузка на воздухонагреватель	Q _{max}	кВт	69,0	59,4
13	Средняя нагрузка на воздухонагреватель	Q _м	кВт	34,4	24,8
14	Годовой расход тепловой энергии	Q _г	Гкал/год	49,6	35,8
15	Тариф на тепловую энергию	C _т	руб/Гкал	1184,52	
16	Затраты на тепловую энергию	T	тыс. руб/год	58,761	42,438
Электрическая энергия					
17	Потери давления в системе	ΔP	Па	571	463
18	Мощность вентилятора	N _{вент}	кВт	0,841	0,682
19	Мощность циркуляционного насоса	N _{насоса}	кВт	0,1	-
20	Мощность парогенератора	N _{п.г.}	кВт	-	7,5
21	Годовой расход электроэнергии	P	кВт·ч/год	1144	9941
22	Тариф на электроэнергию	C _э	руб/кВт·ч	3,093	
23	Затраты на электроэнергию в холодный период	Э	тыс. руб/год	3,538	30,749

Продолжение таблицы Д.2

Холодное водоснабжение					
24	Расход испарившейся влаги	G _{исп}	кг/ч	7,29	
25	Расход потребляемой воды	G _{потр}	кг/ч	9,47	11,84
26	Годовое потребление холодной воды	G _Г	м³/год	12,659	15,854
27	Тариф на холодную воду	C _{х.в.}	руб/м³	40,21	
28	Затраты на холодную воду в холодный период	B	тыс. руб/год	0,509	0,636
Теплый период					
29	Температура наружного воздуха	t _н	°С	35	
30	Температура внутреннего воздуха	t _в	°С	25	
31	Температура приточного воздуха	t _п	°С	22	
32	Относительная влажность воздуха в помещении	φ	%	60	40
33	Влагосодержание наружного воздуха	d _н	г/кгс.в.	7,5	7,5
34	Влагосодержание внутреннего воздуха	d _в	г/кгс.в.	9,8	7,5
35	Число дней работы системы охлаждения	n	дни	79	
36	Максимальная нагрузка на систему охлаждения	Q _{max}	кВт	13,8	
Электроэнергия					
37	Мощность вентилятора	N _{вент}	кВт	0,841	0,682
38	Мощность циркуляционного насоса	N _{насоса}	кВт	0,1	-
39	Мощность компрессорно-конденсаторного блока	N _{п.г.}	кВт	-	5,35
40	Годовой расход электроэнергии	P	кВт·ч/год	629	4033
41	Тариф на электроэнергию	C _э	руб/кВт·ч	3,093	
42	Затраты на электроэнергию в теплый период	Э	тыс. руб/год	1,946	12,474
Холодное водоснабжение					
43	Расход испарившейся влаги	G _{исп}	кг/ч	7,29	-
44	Расход потребляемой воды	G _{потр}	кг/ч	9,47	-
45	Годовое потребление холодной воды	G _Г	м³/год	6,97	-
46	Тариф на холодную воду	C _{х.в.}	руб/м³	40,21	
47	Затраты на холодную воду в теплый период	B	тыс. руб/год	0,280	-
48	Затраты на текущий ремонт систем	ТР	тыс. руб/год	16,660	22,338
49	Амортизационные отчисления	A	тыс. руб/год	55,534	74,460
50	Заработная плата обслуживающего персонала	З	тыс. руб/год	168,000	

Продолжение таблицы Д.2

51	Затраты на управление, технику безопасности и спецодежду	У	тыс. руб/год	72,058	79,439
52	Суммарные эксплуатационные расходы	С	тыс. руб/год	377,287	430,535
53	Приведенные затраты	П	тыс. руб/год	460,588	542,284
54	Экономический эффект	Э	тыс. руб/год	81,636	-

Ожидаемый экономический эффект составляет 81,636 руб/год.