

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Национальный исследовательский Московский государственный строительный  
университет»

На правах рукописи

Кирушок Дмитрий Александрович



КОСВЕННОЕ ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ В СИСТЕМАХ  
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Специальность 2.1.3 Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,  
газоснабжение и освещение

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент  
Самарин Олег Дмитриевич

Москва, 2023

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННАЯ СИТУАЦИЯ В ОБЛАСТИ РАЗРАБОТКИ И РАСЧЕТА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СХЕМ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА.....	11
1.1 Способы обработки приточного воздуха в теплый период года без искусственных источников холода .....	11
1.2 Методы расчета процессов в оборудовании для обработки воздуха при испарительном охлаждении .....	20
1.3 Современные подходы к определению области применения энергоэффективных схем обеспечения микроклимата в теплый период года .....	34
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ОБОРУДОВАНИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ .....	40
2.1 Описание установки и процессов обработки воздуха.....	40
2.2 Моделирование теплообмена в пластинчатом рекуператоре в условиях увлажнения вспомогательного потока воздуха .....	45
2.3 Оценка изменения эффективности пластинчатого рекуператора за счет испарения жидкой влаги из вспомогательного потока воздуха.....	56
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПРИТОКА С ПЛАСТИНЧАТЫМ РЕКУПЕРАТОРОМ И АДИАБАТНЫМ УВЛАЖНИТЕЛЕМ.....	66
3.1 Постановка задачи эксперимента, выбор методики и средств измерения.....	66
3.2 Проверка функционирования сотового увлажнителя в теплый период года при изменении направления потоков воздуха.....	67
ГЛАВА 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО КЛИМАТА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ИССЛЕДУЕМОЙ СХЕМЫ .....	76

4.1 Выявление корреляционных зависимостей между расчетными параметрами наружного климата в теплый период.....	76
4.2 Разработка аналитического описания положения основных точек на I-d-диаграмме в пределах исследуемой схемы .....	79
4.3 Установление зоны территории РФ, где исследуемая схема обеспечивает требуемые параметры внутреннего микроклимата .....	82
ГЛАВА 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ПРИТОКА С ПЛАСТИНЧАТЫМ РЕКУПЕРАТОРОМ И АДИАБАТНЫМ УВЛАЖНИТЕЛЕМ .....	
5.1 Определение составляющих затрат на оборудование и энергоресурсы при использовании исследуемой схемы.....	84
5.2 Расчет срока окупаемости дополнительных капитальных затрат и выявление экономических условий применимости схемы .....	89
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	95
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	98
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	111
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	117
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	124
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. ....	125

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность исследования**

В последнее время, в связи с сокращением запасов ископаемого органического топлива и тенденцией к его удорожанию, все большее значение приобретают малозатратные технологии обеспечения микроклимата зданий и сооружений общественного назначения. Здания и сооружения общественного назначения занимают значительное место в объеме нового строительства, а затраты энергии на создание комфортных условий для нахождения в них людей, в частности, на охлаждение воздуха являются одной из основных составляющих общего энергетического баланса таких зданий. Известные схемы обработки притока в системах кондиционирования воздуха имеют ряд ограничений, а научно-технические методы их обоснования и применения – недостаточно разработанными. В связи с этим целесообразно выявить реально эффективные условия и возможности использования косвенного испарительного охлаждения с пластинчатыми теплообменниками в зависимости от параметров применяемого теплообменного оборудования и оценить получаемый при этом энергетический и экономический эффект с учетом возможности применения устанавливаемого оборудования в холодный период года для дальнейшего энергосбережения за счет утилизации теплоты вытяжного воздуха. Тема работы соответствует приоритетному научному направлению – **«Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика»** (п.8 Указа Президента РФ № 899 от 07.07.2011) и критической технологии – **«Технологии новых и возобновляемых источников энергии»** (п.13 Распоряжения Правительства РФ № 1243-р от 25.08.2008). Особую актуальность данный вопрос приобретает в настоящее время, в связи с принятием **Закона РФ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» № 261-ФЗ.**

### **Степень разработанности темы исследования**

Исследования в области энергоэффективных схем обработки притока и теплообмена в оборудовании установок кондиционирования воздуха проводили

В.Н. Богословский, М.Я. Поз, О.Я. Кокорин, П.Н. Каменев, Е.Е. Карпис, А.Я. Креслин, Л.М. Зусманович, С.М. Анисимов, В.М. Фокин, Б.И. Бялый и другие. Однако современные инженерные методики не позволяют достаточно точно и достоверно оценить увеличение температурной эффективности пластинчатых рекуперативных теплообменников вследствие испарения влаги, уносимой из секции увлажнения при реализации косвенного испарительного охлаждения притока в теплый период года. Кроме того, до настоящего времени в установках, обеспечивающих данную схему, не применяется изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока.

### **Объект исследования**

Объектом исследования является установка кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающая изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока.

### **Предмет исследования**

Предметом исследования являются закономерности теплопередачи и процессы обработки притока в установке кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре с учетом возможного уноса влаги из увлажнителя.

### **Научно-техническая гипотеза диссертации**

Возможность повышения температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из увлажнителя.

**Цель диссертационной работы:** повышение эффективности обработки воздуха при косвенном испарительном охлаждении, выявление зависимости повышения эффективности пластинчатого теплообменника от количества влаги, уносимой из сотового увлажнителя, и разработка рекомендаций по рациональной области применения разработанной схемы обработки воздуха.

**Задачи исследований:**

- разработка схемы установки кондиционирования воздуха, обеспечивающей косвенное испарительное охлаждение в пластинчатых теплообменниках в теплый период и пригодной для использования в холодный период для теплоутилизации и увлажнения притока без включения дополнительного оборудования;
- исследование процессов изменения состояния влажного воздуха в установке и оценка режимов работы ее элементов в теплый и холодный период года;
- выявление условий применимости исследуемой схемы в различных климатических условиях РФ;
- моделирование теплопередачи в пластинчатом рекуператоре с использованием программы для ЭВМ для оценки повышения температурной эффективности теплообменника за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения;
- экспериментальная оценка количества уносимой влаги из секции увлажнения для выявления действительного энергетического эффекта от использования влагоуноса;
- выявление экономического эффекта от применения рассматриваемой схемы обработки притока.

**Научная новизна:**

- уточнение математической модели тепломассопереноса в пластинчатом рекуператоре установки кондиционирования воздуха, использующей косвенное испарительное охлаждение, для учета скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции сотового увлажнения;
- разработка аналитического описания процессов обработки приточного воздуха для оценки энергетических затрат при косвенном испарительном охлаждении в пластинчатых теплообменниках в зависимости от наружных и внутренних климатических параметров, и характеристик применяемого оборудования;
- выявление закономерностей работы секции увлажнения при изменении направления потока воздуха в случае переключения установки на летний режим;

- выявление условий термодинамической и экономической целесообразности применения рассматриваемой схемы при различных климатических параметрах района строительства для создания оптимальных технических решений систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

### **Теоретическая значимость работы.**

1. Получена зависимость повышения коэффициента температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения, от изменения влагосодержания охлаждающего воздушного потока и от конструктивных характеристик теплообменника, представленная в безразмерном виде в виде критериального уравнения;
2. Показано, что общая структура полученной зависимости совпадает с со структурой соотношений, полученными ранее другими авторами для случая конденсации водяных паров на поверхности теплообмена;
3. С использованием графоаналитического метода, основанного на применении  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха и основных уравнений теплопередачи, а также баланса теплоты и влаги определено предельное количество уносимой влаги, способное испариться в рекуператоре и обеспечить повышение его температурной эффективности;
4. На основе комплексного термодинамического и климатологического анализа выявлена зона в пределах территории РФ, в которой целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях;
5. Показано, что применение рассматриваемой установки кондиционирования воздуха в пределах соответствующей зоны территории РФ относится к малозатратным и быстрокупаемым энергосберегающим мероприятиям.

### **Практическая значимость работы.**

- совершенствование систем вентиляции и создании наиболее совершенного и надежного температурно-влажностного режима в помещениях зданий и сооружений за счет разработки специальной конструкции установки кондиционирования

воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых теплообменниках, пригодной для использования в теплый и холодный период года при функционировании одних и тех же элементов теплообменного оборудования;

- создание и развитие эффективных методов расчета и экспериментальных исследований, а также инженерной методики оценки применения такой конструкции, а также рекомендаций по ее энергетической и экономической целесообразности в зависимости от расчетных параметров наружного климата для рационального проектирования этих систем, основанных на использовании технических, экономико-математических и других современных научных методов.

#### **Методология и методы исследования:**

Натурный эксперимент проводился по методике, разработанной автором. Исключение случайного характера получаемых зависимостей достигнуто за счет проведения нескольких серий эксперимента. Автоматическая обработка результатов эксперимента выполнена с применением программного пакета Microsoft Office Excel. В качестве теоретической базы для исследования использованы фундаментальные положения термодинамики, теории теплопередачи и теплообмена, а также экономической теории, а именно базовые уравнения связи параметров состояния влажного воздуха, тепло- и массопереноса в твердых, жидких и газообразных средах, конвективной теплоотдачи и испарения, а также метод совокупных дисконтированных затрат. Для перехода от экспериментального решения задачи к инженерной методике применялся метод линейного регрессионного анализа. При технико-экономическом анализе использовался метод совокупных дисконтированных затрат для неприбыльных проектов.

#### **Степень достоверности полученных результатов.**

Достоверность оценена с помощью современных математических вероятностных методов, в том числе регрессионного анализа; экспериментальные натурные методики исследований выполнены с применением поверенных приборов, результаты экспериментальных и теоретических исследований показывают удовлетворительную сходимость.



**Положения, выносимые на защиту:**

Результаты разработки установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающей изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока; результаты оценки повышения коэффициента температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования теплоты испарения влаги, уносимой из увлажнителя; результаты экспериментальных исследований количества влаги, уносимой из секции увлажнения, в зависимости от относительной скорости воздушного потока; результаты определения зоны в пределах территории РФ, в которой целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях; инженерные рекомендации по учету выявленного изменения температурной эффективности рекуператора при построении процессов обработки притока в рассматриваемой установке.

**Реализация результатов работы:**

На исследуемую в работе конструкцию установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающую изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока, был получен Патент РФ (правообладатель НИУ МГСУ, авторы О.Д. Самарин, Д.А. Кирушок) «Установка кондиционирования воздуха» № 2696783 от 06.08.19 (приоритет изобретения 13.04.18).

**Личный вклад** автора диссертации заключается в разработке конструкции установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающей изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока, в проведении натурального эксперимента и анализе его результатов, в исследовании факторов, влияющих на изменение температурной эффектив-

ности рекуператора и количество уносимой из увлажнителя влаги, и анализе существующих методик их оценки, в термодинамическом анализе процессов обработки притока в рассматриваемой установке и выявлении зоны в пределах территории РФ, в которой целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях, в технико-экономическом анализе применения разработанной конструкции и в разработке предложений по использованию полученных результатов в инженерных расчетах.

#### **Апробация работы:**

Основные положения работы докладывались на научных конференциях и семинарах – XXI Международная научная конференция студентов «Строительство – формирование среды жизнедеятельности» (семинар для молодых ученых «Молодежные инновации»), ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ», 2018 г. (золотая медаль); Международная научная конференция – 10-е академические чтения, посвященные памяти академика РААСН Осипова Г.Л. «Актуальные вопросы строительной физики. Энергосбережение. Надежность строительных конструкций и экологическая безопасность», ФГБУ НИИСФ РААСН, 2019 г.; XXIII Московский международный Салон изобретений и инновационных технологий «Архимед 2020» (бронзовая медаль).

**Основные результаты диссертации** изложены в 8 печатных работах, в том числе 7 работ опубликованы в изданиях, включенных в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

#### **Структура и объем работы.**

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 126 наименований и содержит 125 страниц текста.

# ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННАЯ СИТУАЦИЯ В ОБЛАСТИ РАЗРАБОТКИ И РАСЧЕТА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СХЕМ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

## 1.1 Способы обработки приточного воздуха в теплый период года без искусственных источников холода

В последние годы, в связи с ростом уровня жизни, необходимостью защиты от уличного шума, загрязнений внешней среды и созданию комфортных условий проживания, работы и отдыха, значительно вырос интерес к системам вентиляции и кондиционирования воздуха (далее СКВ) в зданиях различного назначения, особенно в жилых и общественных зданиях [1, 96-100, 108, 113-114, 115-118, 120, 123, 125]. Стоит отметить, что бурный рост коммерческой недвижимости, начавшийся в 2000-х г., продолжается и сегодня не только в России, но и во всем мире. Отмечается, что общая тенденция развития рынка такой недвижимости является устойчивой и долгосрочной. Но в тоже время наблюдается изменение подхода к реализации концепций соответствующих зданий и сооружений. Например, торгово-развлекательные центры (ТРЦ), торговые центры (ТЦ) строятся и реконструируются с одновременным совершенствованием и усложнением стратегии и технологии продаж для того, чтобы обеспечить удобство покупки товаров и услуг, что, в свою очередь, приводит к более быстрому возврату инвестиций и получению дохода [52]. Современные ТРЦ, ТЦ рассматриваются не только как инструмент приобретения товаров, но и как место для проведения досуга. В работе [73] отмечается, что на покупательную способность человека, на его поведение во время совершения покупок и проведения досуга сильное влияние оказывает комфортная внутренняя среда торгового зала, предприятия и др. Ключевым фактором для ее создания являются внутренние инженерные системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Под термином «кондиционирование» подразумевается создание и автоматическое поддержание всех или только отдельных параметров воздушной среды (температуры, чистоты, относительной влажности, качества и скорости движения) в помещении или сооружении. Однако данные системы являются достаточно энергоемкими, а иногда могут являться и вовсе основными источниками потребления энергии в зданиях различного назначения. В связи с этим стоит обратить внимание на рост цен в области энергопотребления. Так, по данным официального сайта Росстата рост цен на электроэнергию за последние 4 года составил порядка 40%, см. таблицу 1.1, в тоже время рост цен на отопление составил так же около 44%, см. таблицу 1.2.

Таблица 1.1 - Средние потребительские цены на электроэнергию в квартирах без электроплит за минимальный объем потребления, в расчете за 100 кВт·ч

	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Январь	268,22	303,32	308,15	339,23	358,28	373,34
Февраль	268,21	303,29	308,21	339,23	358,28	373,34
Март	268,21	303,29	308,21	339,23	358,28	373,34
Апрель	268,13	303,29	308,21	339,23	358,28	373,34
Май	268,13	303,29	308,21	339,23	358,28	373,34
Июнь	268,13	303,29	308,21	339,23	358,28	373,34
Июль	300,03	313,65	333,42	359,01	371,35	387,14
Август	302,83	313,65	333,42	359,02	371,44	387,14
Сентябрь	302,42	313,65	333,42	359,02	371,44	387,15
Октябрь	302,55	313,65	333,42	359,02	371,44	387,15
Ноябрь	302,64	314,95	333,42	359,02	371,44	387,16
Декабрь	302,64	314,95	333,42	359,02	371,44	387,16

Таблица 1.2 - Средние потребительские цены на отопление, в расчете за 1  
Гкал

	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Январь	1260,51	1409,3	1504,66	1652,8	1704,13	1754,59
Февраль	1255,87	1405,76	1504,51	1652,65	1703,59	1754,2
Март	1255,87	1405,03	1504,45	1652,28	1703,55	1754,2
Апрель	1255,87	1405,03	1504,32	1652,06	1703,55	1754,2
Май	1255,87	1405,84	1504,42	1652,06	1703,55	1754,2
Июнь	1255,87	1405,84	1504,78	1652,06	1703,55	1754,2
Июль	1368,9	1452,77	1626,52	1730,65	1769,55	1817,51
Август	1390,58	1455,17	1635,49	1733,97	1773,37	1816,25
Сентябрь	1390,94	1466,27	1636,59	1733,67	1768,97	1816,25
Октябрь	1398,72	1472,37	1647,4	1735,95	1771,29	1817,07
Ноябрь	1398,66	1489,07	1647,16	1736,09	1771,19	1818,43
Декабрь	1398,66	1490,71	1649,18	1735,87	1771,19	1818,6

В работе Чернова С.С. и Фахрисламовой Е.И [106] отмечено, что основным аргументом для применения мероприятий по энергосбережению для промышленных предприятий и жилищно-коммунального хозяйства является снижение расходов на электроэнергию и природный газ, что положительно скажется на доходах предприятий и достаточность населения.

Следует сделать вывод, что повышение цен на энергоресурсы является одной из причин для внедрения энергосберегающих и энергоэффективных мероприятий, систем и технологий.

Особую актуальность вопрос энергосбережения и энергоэффективности приобрел с указом Президента Российской Федерации от 04.06.2008 №889 «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики» [12, 55].

Данный указ предполагает в качестве основной цели снизить энергоемкость ВВП России к 2020 г. на 40% и более по отношению к уровню 2007 г.

Энергоемкость ВВП – это показатель, отражающий количество энергетического ресурса на единицу полезного эффекта. В Российской Федерации сохраняется достаточно высокая энергоёмкость ВВП, она в 2-3 раза превышает удельную энергоёмкость развитых стран. Отмечается, что данное превышение не связано с большой территорией и холодным климатом, фактор влияния климатических особенностей России на рост удельной энергоёмкости специалистами оценивается не более чем на 25%. Эти данные говорят о том, что в России достаточно неэффективное использование энергии, что тормозит экономический рост нашей страны [4, 26, 74, 106].

Для исполнения Указа Президента разработана государственная программа РФ «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» [55], она была утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 27.12.2010 № 2446-р. Сейчас она рассматривается в качестве подпрограммы «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» [54], входящей в новую программу «Энергоэффективность и развитие энергетики», утвержденную постановлением Правительства Российской Федерации от 15 апреля 2014 г. №321 [58].

Основной целью подпрограммы [54] является надежное обеспечение страны топливно-энергетическими ресурсами, повышение эффективности их использования и снижение антропогенного воздействия топливно-энергетического комплекса на окружающую среду. Необходимо обратить внимание на то, что Министерство Энергетики РФ положило данную программу в основу процесса своего бюджетного планирования, и при разработке закона РФ о бюджете эта программа готовится одновременно с ним. В частности, Андриановым В.Д. [4] отмечено, что выбор энергетической стратегии России должен осуществляться во взаимосвязи с максимально эффективным использованием топливно-энергетических ресурсов, так что экономический рост и повышение уровня жизни населения страны будут всецело зависеть от такого выбора.

Во исполнение Указа Президента от 04.06.2008 №889 [55] принят Федеральный закон «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности

и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 23.11.2009 № 261-ФЗ [30], а также выпущен приказ Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства РФ [59] и принят национальный стандарт [23], который устанавливает основные виды показателей энергосбережения и энергетической эффективности, вносимых в нормативные (технические, методические) документы, техническую (проектную, конструкторскую, технологическую, эксплуатационную) документацию на энергопотребляющую продукцию, технологические процессы, работы и услуги. Данный Федеральный закон ставит целью создание правовых, экономических и организационных основ для стимулирования энергосбережения и повышения энергетической эффективности, принятие данного закона подчеркивает высокое внимание к проблеме энергосбережения и энергоэффективности в России.

Все вышеперечисленные нормативно-правовые акты подчеркивают актуальность и значимость проблематики энергосбережения и энергоэффективности.

Системы вентиляции и кондиционирования зданий и сооружений, в первую очередь в современных общественных зданиях являются основными энергопотребителями [27, 40, 41, 43, 44, 45, 49, 53, 93, 113]. Так же стоит отметить тот факт, что общественные здания занимают порядка 40% от всего объема возводимой и вводимой в эксплуатацию недвижимости.

Выбор схем обработки воздуха в системах вентиляции и СКВ зависит от многих факторов, но в последнее время, в связи с тенденцией к сокращению запасов органического ископаемого топлива и его удорожанию, весьма заметное внимание на себя стали обращать малозатратные схемы для помещений общественных зданий [10, 24, 70-72, 75-76, 104, 107, 119, 121, 124]. Зачастую выбор принципиальных решений по устройству систем вентиляции и кондиционирования воздуха зависит от желания и финансовых возможностей заказчика, в первую очередь – капитальных затрат, это также отражено и в нормативных документах [94].

Здесь стоит отметить, что всю проектную документацию следует разрабатывать в соответствии с постановлением Правительства Российской Федерации от 16.02.2008 №87 «О составе разделов проектной документации и требования к их

содержанию» [56], причем в этот документ другим постановлением Правительства Российской Федерации от 08.09.2017 №1081 «О внесении изменений в Положение о составе разделов проектной документации и требованиях к их содержанию» [57] были внесены важные дополнительные пункты в части энергосбережения и энергоэффективности к подразделу «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, тепловые сети» раздела 5, а именно:

- д(1)) обоснование энергетической эффективности конструктивных и инженерно-технических решений, используемых в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха помещений, тепловых сетях;
- е(1)) описание мест расположения приборов учета используемой тепловой энергии и устройств сбора и передачи данных от таких приборов;
- о(1)) перечень мероприятий по обеспечению соблюдения установленных требований энергетической эффективности к устройствам, технологиям и материалам, используемым в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха помещений, тепловых сетях, позволяющих исключить нерациональный расход тепловой энергии, если такие требования предусмотрены в задании на проектирование.

Заказчики и проектировщики обязаны учитывать данные положения в процессе разработки проектной документации, и данное обстоятельство представляет собой еще один критерий при создании и применении энергоэффективных методов и конструкций для обработки воздуха в системах вентиляции и СКВ, кроме того, вышечисленные пункты являются дополнительным мероприятием для исполнения Указа Президента Российской Федерации от 04.06.2008 №889 [55].

Во все периоды года для поддержания заданных параметров воздушной среды в помещениях наружный воздух подвергается обработке в воздухообрабатывающих агрегатах [3, 9, 11, 75, 90]. Обычно в теплый период года (ТП) наружный воздух необходимо охлаждать и осушать [15, 16, 37], в связи чем чаще всего применяют искусственные источники холода (холодильные машины). Однако именно на процесс охлаждения воздуха стоит обратить особое внимание, так как затраты на



охлаждение наружного воздуха с применением холодильных машин вносят значительный вклад в энергопотребление зданий. Известно много работ, таких, как [18-19, 38-39, 44, 50, 66, 79, 102, 112], которые посвящены различным способам энергосбережения. Они в достаточной мере раскрывают потенциал использования альтернативных источников холода.

Основными классическими схемами обработки воздуха в теплый период года без использования искусственных источников холода (холодильных машин) являются:

- прямое испарительное охлаждение (адиабатное, изоэнтальпийное);
- косвенное испарительное охлаждение;
- двухступенчатое испарительное охлаждение.

Значительный вклад в развитие данного направления внесли такие авторы, как В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, П.Н. Каменев, Е.Е. Карпис, Л.М. Зусманович, Б.И. Бялый и др.

Принципиальная схема СКВ с применением прямого испарительного охлаждения показана на рисунке 1.1 [15].

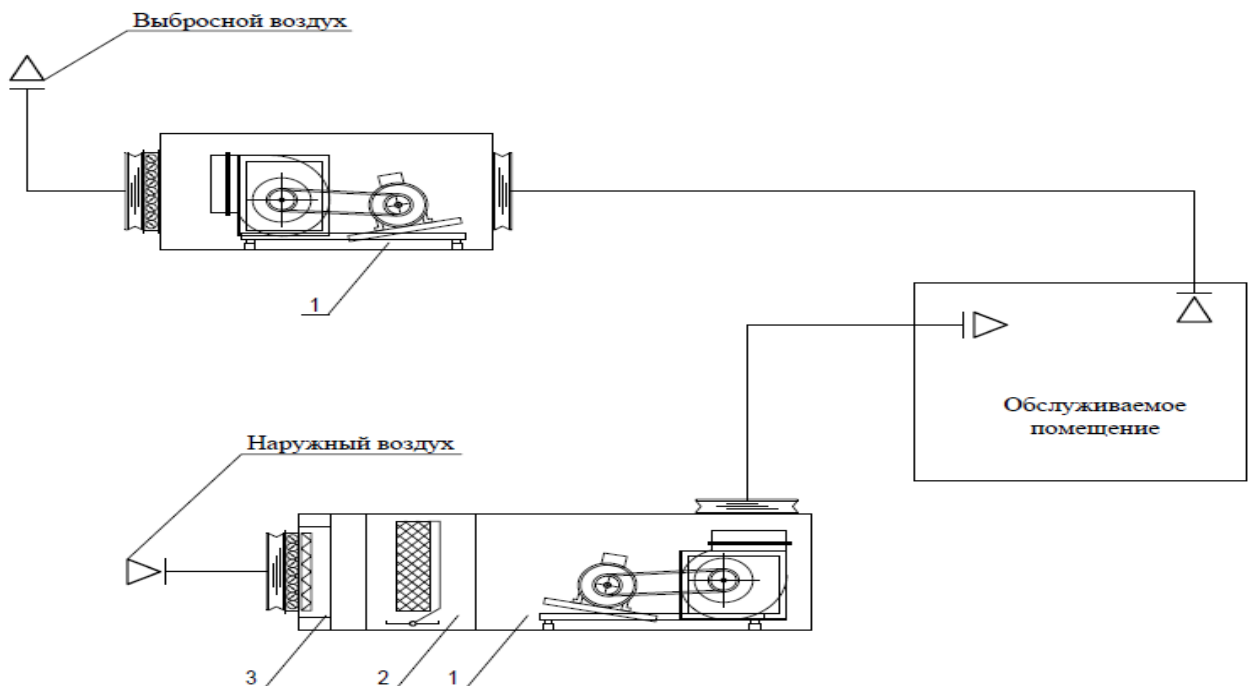


Рисунок 1.1 - Принципиальная схема обработки воздуха с прямым (изоэнтальпийным, адиабатным) испарительным охлаждением, здесь 1 – секция вентилятора; 2 – адиабатный увлажнитель (изоэнтальпийный); 3 – секция фильтра.

Недостатком данной схемы является сильная зависимость ее работы и эффективности от параметров наружной среды, так же не все производители оборудования могут изменять конструкцию форсунок для изменения площади орошения.

В этой связи были разработаны и применены схемы с косвенным испарительным охлаждением, принципиальная схема для такого случая показана на рисунке 1.2 [15].

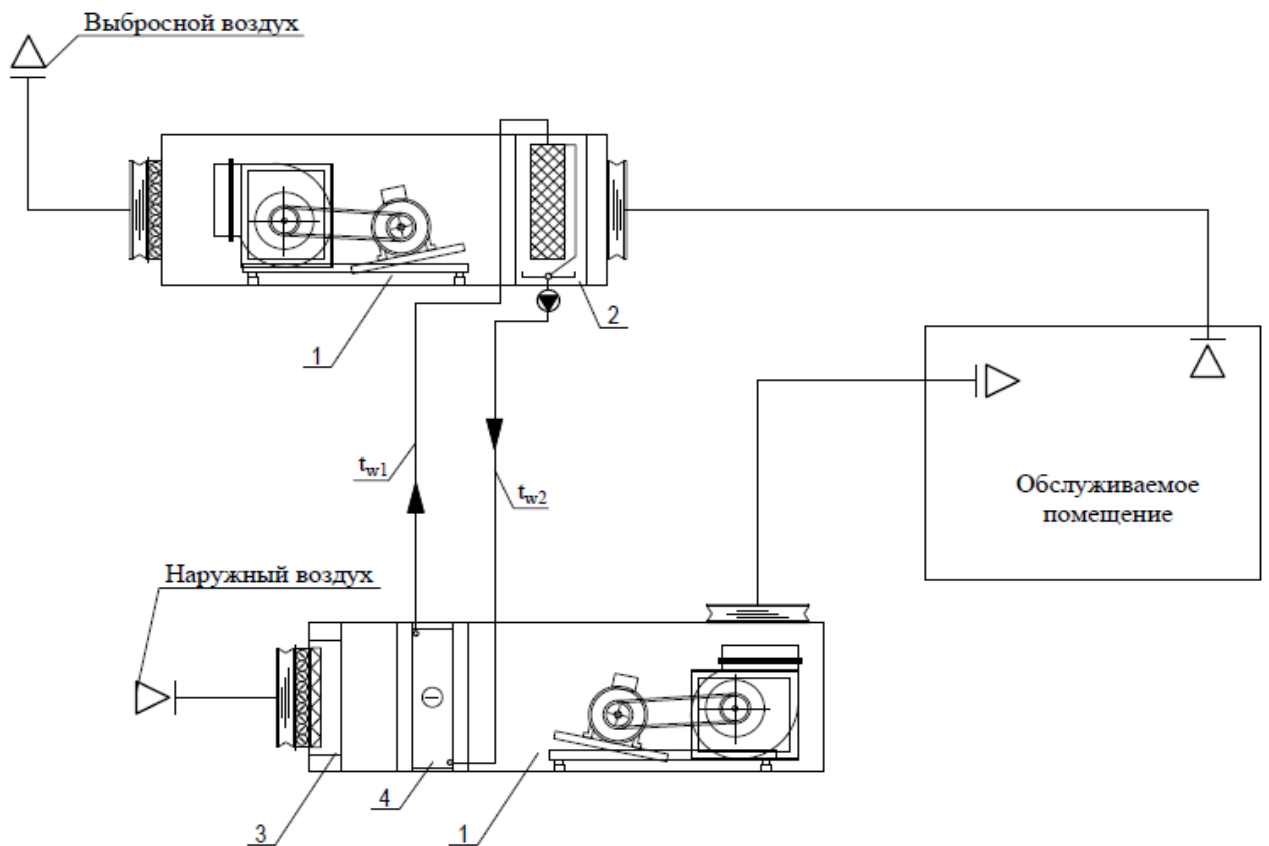


Рисунок 1.2 - Принципиальная схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением, здесь 1 – секция вентилятора; 2 – адиабатный увлажнитель (изоэнтальпийный); 3 – секция фильтра; 4 – поверхностный воздухоохладитель.

Данная схема предусматривает две системы обработки воздуха – основного и вспомогательного. На рисунке 1.2 в качестве вспомогательного предусматривается использование вытяжного отработанного воздуха, но может использоваться и

наружный, а также существуют различные варианты использования вспомогательного воздуха. Суть подхода заключается в том, что вода с температурой  $t_{w1}$  направляется в охладитель 4, где температура наружного воздуха понижается, а вода нагревается с  $t_{w1}$  до  $t_{w2}$ . Затем воду с температурой  $t_{w2}$  подают в адиабатную секцию увлажнения 2, где в результате испарения ее температура падает до  $t_{w1}$ , после чего процесс повторяется. При этом охлажденный и увлажненный вспомогательный поток воздуха выбрасывается в атмосферу. В принципе в данной схеме вода может охлаждаться и в других контактных аппаратах, например, в градирнях, брызгальных бассейнах и др. [15]. Плюсом косвенного испарительного охлаждения является более низкое влагосодержание основного потока воздуха, данное решение позволяет расширить область применения испарительного охлаждения. Недостаток данной схемы – это более низкая эффективность охлаждения, что ведет к повышению воздухопроизводительности и электроэнергии воздухообрабатывающего агрегата.

Для более глубокого охлаждения воздуха были разработаны многоступенчатые схемы обработки воздуха с использованием прямого и косвенного испарительного охлаждения [15], однако они не получили практического применения в связи со сложной, громоздкой конструкцией, а также больших капитальных затрат.

В последние годы были разработаны новые энергоэффективные и энергосберегающие схемы обработки воздуха в теплый период года с использованием прямого или косвенного испарительного охлаждения [14, 15, 19, 36-41, 48, 61-63].

Например, в работах [36, 62] представлены такие варианты:

- схема системы кондиционирования воздуха, использующая косвенное испарительное охлаждение с рекуперативным воздухо-воздушным теплообменником;
- схема, предусматривающая косвенное испарительное охлаждение с применением теплообменника регенеративного типа;
- способ обработки воздуха, предполагающий использование специального устройства для его кондиционирования с циклическим орошением теплообменных поверхностей.

В работе [63] предложена конструкция теплообменника с орошаемыми воздуховодами, расположенными горизонтально и имеющими плоскоовальную форму, которая повышает эффективность теплообменника путем интенсификации теплообмена путем прохождения воздуха в межтрубном пространстве.

Данные схемы обработки воздуха показывают перспективность применения и развития адиабатного испарительного охлаждения. Отмечается, что в ряде случаев применение данного способа обработки воздуха позволяет отказаться от дорогостоящих источников холода в виде холодильной машины либо существенно сократить затраты на охлаждение воздуха.

Чтобы достичь необходимых параметров приточного воздуха после секции адиабатного увлажнения, необходимо регулировать расход подающей воды или площадь орошения форсунок.

Данный подход обладает основным достоинством – простотой и возможностью охлаждения воздуха без использования искусственных источников холода.

## **1.2 Методы расчета процессов в оборудовании для обработки воздуха при испарительном охлаждении**

При рассмотрении теплоиспользующих и теплоутилизирующих систем и установок в качестве основного элемента выделяют тепломассообменный аппарат. Эффективность данного аппарата в значительной степени влияет на эффективность принятых инженерных решений.

В части применения косвенного испарительного охлаждения в наибольшей степени применяются воздухо-воздушные теплообменники. Особенностью конструкции этого типа теплообменных аппаратов является то, что с обеих сторон разделяющей стенки движутся потоки воздуха. Один поток имеет более высокую температуру  $t_r$ , а второй – низкую  $t_x$ . Из-за наличия температурного напора в теплообменнике через разделяющую стенку передается теплота в сторону холодного потока воздуха.

Расчет теплообменных поверхностных аппаратов базируется на уравнениях теплопередачи и теплового баланса.

В частности, основное уравнение теплопередачи в дифференциальной форме для элементарного участка поверхности теплообмена можно записать так:

$$dQ = k(t_r - t_x)dF, \quad (1.1)$$

где  $dQ$  – элементарное количество теплоты, которое передается от греющего к нагреваемому потоку, Вт;  $dF$  – элемент поверхности, разделяющей потоки, м<sup>2</sup>;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_r$  и  $t_x$  – соответственно температура нагреваемого и охлаждаемого потока, °С.

Из (1.1) следует, что  $k$  по физическому смыслу представляет собой общую термическую проводимость, отнесенную к перепаду температур  $t_r - t_x$  и к единице теплообменной поверхности  $dF$ . Его обратную величину можно назвать полным термическим сопротивлением.

Так как составляющей данного сопротивления, связанной с наличием загрязнений, для воздушно-воздушных теплообменников можно пренебречь ввиду ее незначительности, а иногда и отсутствия в силу необходимого периодического технического обслуживания, уравнение, выражающее полное термического сопротивление, можно представить в следующем виде [34]:

$$\frac{1}{k_r} = \frac{1}{\eta_{ог}\alpha_r} + \frac{a}{\frac{F_{ст}\lambda}{F_r}} + \frac{1}{\frac{F_x}{F_r}\eta_{ох}\alpha_x} \quad \text{– для греющего потока;} \quad (1.2)$$

$$\frac{1}{k_x} = \frac{1}{\eta_{ох}\alpha_x} + \frac{a}{\frac{F_{ст}\lambda}{F_x}} + \frac{1}{\frac{F_r}{F_x}\eta_{ог}\alpha_r} \quad \text{– для нагреваемого потока,} \quad (1.3)$$

где  $k_x$  и  $k_r$  – коэффициенты теплопередачи, отнесенный к полной поверхности теплообмена на стороне холодного и горячего потоков, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\eta_{ог}$ ,  $\eta_{ох}$  – коэффициенты эффективности для полной поверхности соответственно со стороны горячего и со стороны холодного воздуха;  $\alpha_r$  и  $\alpha_x$  – коэффициенты теплообмена соответственно между горячим воздухом и стенкой и стенкой и холодным воздухом, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_r$  и  $F_x$  – площадь поверхности теплообмена со стороны горячего и холодного воздуха соответственно, м<sup>2</sup>;  $F_{ст}$  – средняя величина поверхности основных

разграничивающих стенок теплообменника,  $m^2$ ;  $a$  – толщина пластины,  $m$ ;  $\lambda$  – теплопроводность материала пластин,  $Вт/(м \cdot ^\circ C)$ .

Из уравнений (1.2) и (1.3) видно, что  $k_x F_x = k_r F_r$ . Коэффициенты теплообмена  $\alpha_r$  и  $\alpha_x$  сложным образом зависят от геометрических свойств поверхности теплообмена, физических свойств теплообмениваемых сред и условий движения их потоков, поэтому эти коэффициенты определяются главным образом с использованием экспериментальных данных.

В условиях установившегося стационарного режима, если пренебречь потерями теплоты во окружающую среду, система уравнений теплопередачи и теплового баланса может быть записана в следующем виде:

$$Q = G_x c_x (t_{2x} - t_{1x}) = G_r c_r (t_{1r} - t_{2r}); \quad (1.4)$$

$$Q = kF \Delta t_{cp}, \quad (1.5)$$

здесь  $k$  – коэффициент теплопередачи теплообменника,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $F$  – его поверхность теплообмена,  $m^2$ ;  $t_{1r}$  и  $t_{1x}$  – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в теплообменник,  $t_{2r}$  и  $t_{2x}$  – то же, на выходе,  $^\circ C$ ;  $G_r$  и  $c_r$  – соответственно расход,  $кг/с$ , и удельная теплоемкость,  $Дж/(кг \cdot ^\circ C)$ , греющего теплоносителя;  $G_x$  и  $c_x$  – то же для нагреваемого; для воздуха  $c_r = c_x = c_b = 1005$   $Дж/(кг \cdot ^\circ C)$ ;  $Q$  – тепловой поток от греющего теплоносителя к нагреваемому,  $Вт$ ;  $\Delta t_{cp}$  – разница температур между греющим и нагреваемым теплоносителем,  $^\circ C$ .

Эффективность тепломассообменного аппарата зависит от многих факторов, таких как поверхность теплообмена, потеря напора в аппарате, физические свойства сред, участвующих в тепломассообмене, изменение во времени и в пространстве поверхности взаимодействия теплоносителей, продольное и поперечное перемешивание, неравномерность гидродинамических характеристик по сечению аппарата, нестационарность распределения капель и пузырей и многое другое. Поэтому рассмотрение процессов тепловлажностной обработки воздуха, протекающих в таких аппаратах, встречает значительные трудности [13-14, 17, 20, 29, 32, 34, 46, 60, 103, 109-111].

При проектировании, пусконаладке, а также регулировании систем кондиционирования воздуха необходимо иметь возможность рассчитывать процессы изменения тепловлажностной обработки воздуха численными и аналитическими методами. Так же в настоящее время в связи с увеличением динамики строительства, значительно снижается и сроки проектирования объектов, поэтому численные и аналитические методы имеют особое значение в инженерных расчетах, когда уже на стадии предпроектной проработки требуется определять основные технические решения.

Применяемые при этом физико-математические модели в зависимости от характеристик тепло- и массообменных процессов можно разделить на следующие типы:

- модель теплопередачи через стенку (в том числе оребренную), разделяющую потоки теплообменивающихся сред (ТП-модель);
- модель тепло- и массопереноса на поверхности раздела двух рабочих сред (тел) – жидкости и воздуха при их непосредственном контакте (ТМО-модель)
- модель теплопередачи через разделяющую потоки стенку, когда имеется тепло- и массообмен на одной или обеих поверхностях стенки (ТМП-модель).

На практике проектирования СКВ используют две основные группы методов расчета теплообменных аппаратов: методы, использующие коэффициенты явного и полного теплообмена и методы с применением условных коэффициентов тепло- и массообмена [34, 67-68].

Методы расчета, использующие условные коэффициенты тепло- и массообмена основаны на теории тепломассообмена.

Если теплообменник имеет определенные конечные размеры, то параметры на выходе из аппарата занимают некое промежуточное состояние между параметрами на входе и параметрами при предельном равновесном состоянии, поэтому процесс тепло- и массопереноса рассматривается как переходный от начального неравновесного состояния к промежуточному состоянию по отношению к предельному

равновесному состоянию. Поэтому при расчете теплообменников используют безразмерные параметры тепло- и массообмена и обобщенными характеристиками теплообмена [1, 8, 15, 21, 31, 35, 37, 47, 51, 65, 77, 78, 80-82].

Наиболее распространенными инженерными (аналитическими или графоаналитическими) методами расчета являются методы Е. Е. Карписа (НИИ санитарной техники), Л. М. Зусмановича (метода на основе относительных значений энтальпии и температуры воздуха), О. Я. Кокорина (метода на основе обменных коэффициентов), Б. И. Бялого (метод ВНИИ Кондиционера) [15, 67, 68].

Метод НИИ санитарной техники для расчетов тепломассообменных аппаратов предполагает использование коэффициентов эффективности:

- для политропного процесса (см. рисунок 1.3):

$$E = 1 - \frac{t_{M2} - t_{W2}}{t_{M1} - t_{W1}}, \quad (1.6)$$

здесь  $t_{M1}, t_{M2}$  – температура по мокрому термометру для состояния воздуха в точках 1 и 2, °С;  $t_{W1}, t_{W2}$  – температура воды на входе и на выходе из аппарата, °С.

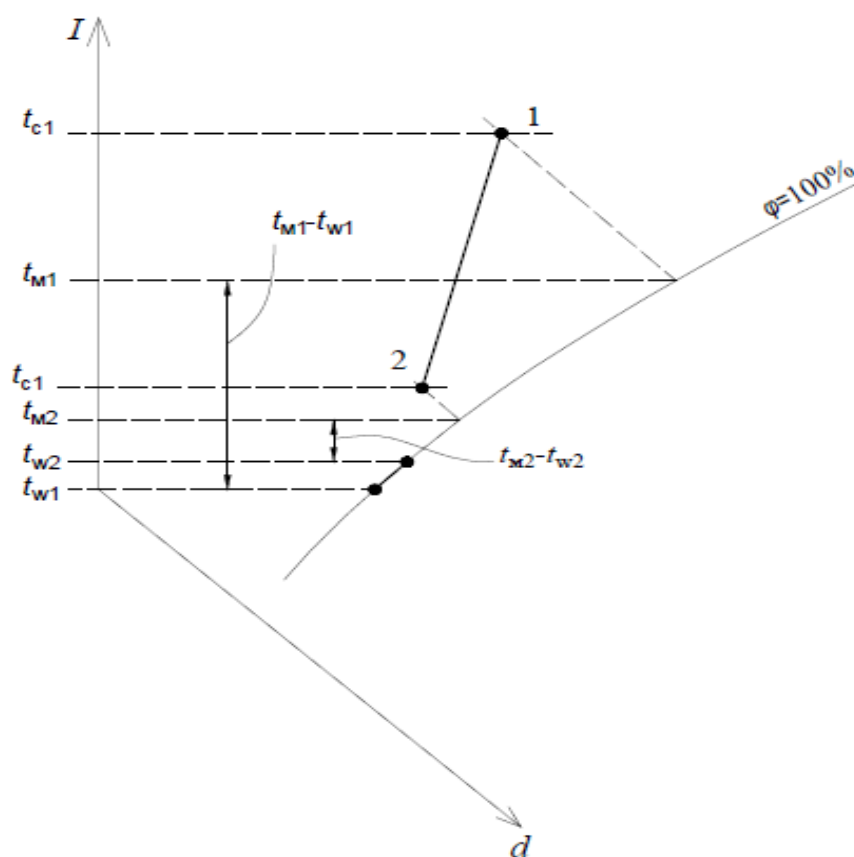


Рисунок 1.3 - Изображение на  $I$ - $d$ -диаграмме для определения коэффициента эффективности полного теплообмена



- для адиабатного (изоэнтальпийного) процесса (см. рисунок 1.4):

$$E_a = 1 - \frac{t_{c2} - t_{m2}}{t_{c1} - t_{m1}}, \quad (1.7)$$

здесь  $t_{m1}, t_{m2}$  – температура по мокрому термометру для состояния воздуха в точках 1 и 2, °С;  $t_{c1}, t_{c2}$  – температура воздуха по сухому термометру в точках 1 и 2 соответственно, °С.

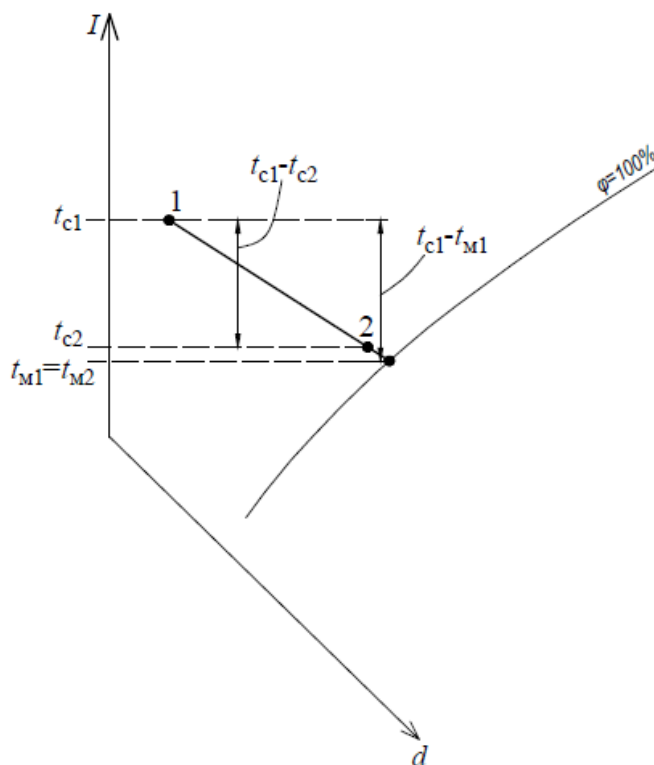


Рисунок 1.4 - Изображение на  $I-d$ -диаграмме для определения коэффициента эффективности адиабатного процесса

Метод ВНИИ Кондиционера используется для расчета процессов обработки воздуха в камерах орошения и базируется на экспериментальных и теоретических исследованиях [15, 67].

Основными расчетными уравнениями являются:

$$\Delta i = a_1 \Delta \bar{t}_0; \quad (1.8)$$

$$\Delta t_B = E \Delta t_H + b \left( 1 - \frac{E}{a_1} \right) \Delta i, \quad (1.9)$$

Здесь:

$$\Delta i = i_{BK} - i_{BH};$$

$$\begin{aligned}\Delta t_B &= t_{BK} - t_{BH}; \\ \Delta i_H &= W_H - i_{BH}; \\ \Delta t_H &= t_{wH} - t_{BH}; \\ \Delta \bar{i}_0 &= \Delta i_H (1 + \alpha \Delta i_H + \beta \bar{W}_H); \\ \bar{W}_H &= W_H - W_m;\end{aligned}$$

Политропные процессы рассчитываются с применением уравнения (см. рисунок 1.5):

$$t_{c2} - t_{c1} = E_a (t_{w1} - t_{c1}) + 0,33 \frac{1 - E_a / a_1}{I_{w2} - I_{c1}}, \quad (1.10)$$

где  $a_1$  – приведенный коэффициент энтальпийной эффективности;  $E_a$  – коэффициент эффективности политропного процесса;  $I_{c1}$  – энтальпия воздуха в состоянии 1, кДж/кг;  $I_{w2}$  – энтальпия воды на входе в аппарат, кДж/кг.

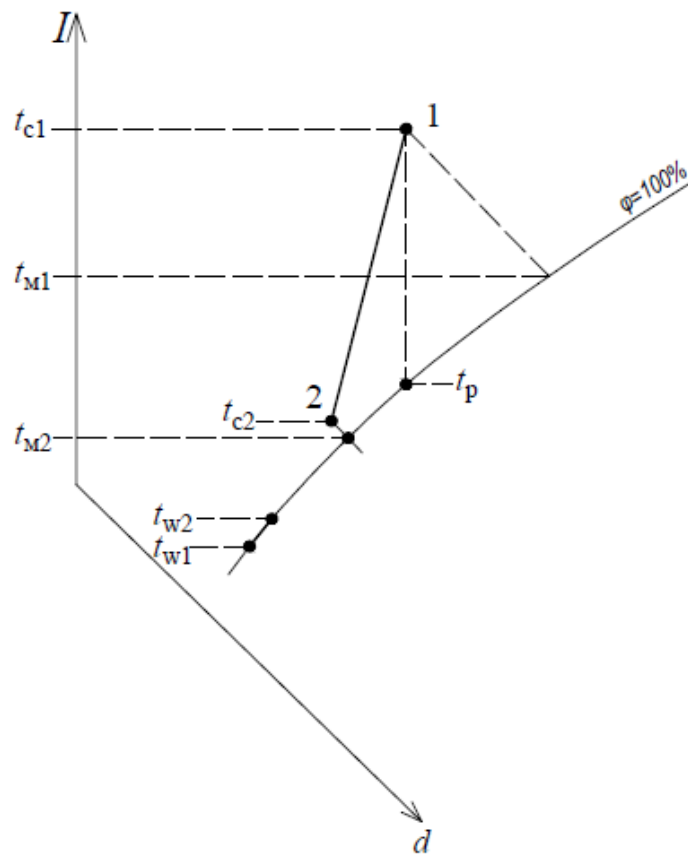


Рисунок 1.5 - Изображение на  $I$ - $d$ -диаграмме для определения коэффициента эффективности адиабатного процесса

При этом приведенный коэффициент энтальпийной эффективности  $a_1$  находится из уравнения:

$$a_1 = \frac{I_{B2} - I_{B1}}{I_{w1}'' - I_{B1}} C, \quad (1.11)$$

здесь  $I_{B1}$ ,  $I_{B2}$  – энтальпия воздуха в состоянии 1 и 2, кДж/кг;  $I_{w1}''$  – энтальпия насыщенного воздуха при температуре  $t_{w1}$ , кДж/кг.

Множитель  $C$  вычисляется по выражению:

$$C = 1 + 0,239 [0,003(I_{w1}'' - I_{B1}) - 0,0147(I_{w1}'' - 54)].$$

Тогда начальная температура воды может быть определена из следующего уравнения:

$$t_{w1} = \frac{[(t_{c2} - t_{c1}) - 0,33(1 - \frac{E_a}{a_1}) + E_a t_{c1}]}{E_a}. \quad (1.11)$$

Конечную энтальпию можно вычислить по выражению:

$$I_2 = I_1 + (I_{w1}'' - I_{B1}) C a_1. \quad (1.12)$$

В работах Л. М. Зусмановича (см. [15]) была преобразована следующая система дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} dQ_{\Pi} &= [\alpha t_c - t_w) + r\beta(\rho_{\Pi} - \rho_{\text{пов}})] dF \\ dQ_{\text{я}} &= \alpha(t_c - t_w) dF \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

в результате чего данным автором были получены такие безразмерные соотношения, включающие относительные значения энтальпии и температуры воздуха:

$$\Delta \bar{I}_B = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{1p}} = \Phi \left\{ \left[ 1 + \frac{t_{p1} - t_{w1}}{t_{c1} - t_{p1}} \left( 1 + \frac{ra\sigma}{\alpha} \right) \right]; \frac{H_w}{v\rho} K \right\}; \quad (1.14)$$

$$\Delta \bar{t}_B = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{p1}} = \varphi \left[ 1 + \frac{t_{p1} - t_{w1}}{t_{c1} - t_{p1}}; \frac{H_w}{v\rho} K \right], \quad (1.15)$$

здесь  $\Delta \bar{I}_B$ ,  $\Delta \bar{t}_B$  – соответственно относительные изменения энтальпии и температуры воздуха;  $r$  – удельная теплота парообразования;  $H_w = G_w / F_k$  – плотность орошения;  $F_k$  – площадь поперечного сечения камеры;  $K$  – числовой коэффициент, отражающий специфику конструкции конкретного аппарата.

Зависимость для вычисления коэффициента теплообмена по явной теплоте  $\alpha$  входит в состав еще одного метода – «метода обменных коэффициентов»:

$$\alpha = f[(\nu\rho); B; z; \bar{P}],$$

где  $z$  – параметр, связанный с конструктивными особенностями секции увлажнения;  $\bar{P} = (p'_n - p_n)/(p'_n - p_{w1})$  – безразмерное отношение, учитывающее начальные параметры теплообменивающихся потоков;  $p'_n$  – упругость насыщенного водяного пара при начальной температуре воздуха  $t_{c1}$ .

Применение в расчетах условных коэффициентов тепло- и массообмена позволяют с достаточной точностью определять необходимые параметры теплообменивающихся сред, что хорошо показывают результаты сравнения экспериментальных данных и расчетов на основе применения коэффициентов эффективности [35].

Решение данного уравнения при соответствующих граничных условиях позволяет написать нам формулу для средней логарифмической разности температур,  $\Delta t_{\text{лог}}$ .

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}. \quad (1.16)$$

Для поверочного расчета теплообменных аппаратов удобней пользоваться понятием теплообменной эффективности:

$$t_{2x} = t_{1x} + k_{\text{эф}}(t_{1r} - t_{1x}), \quad (1.17)$$

где  $t_{2x}$  – температура нагреваемой среды после теплообменника, °С;  $t_{1x}$  – температура нагреваемой среды до теплообменника, °С;  $t_{1r}$  – температура нагревающей среды на входе в теплообменник, °С;  $k_{\text{эф}}$  – коэффициент температурной эффективности.

При решении системы уравнений для  $Q$  и  $\Delta t_{\text{лог}}$  получим выражение для  $k_{\text{эф}}$ :

$$k_{\text{эф}} = \frac{t_{2x} - t_{1x}}{t_{1r} - t_{1x}}. \quad (1.18)$$

Так как теплообменный аппарат имеет определенные (конечные) размеры, то и рабочие среды при выходе из теплообменника имеют промежуточные значения между параметрами на входе и выходе и параметрами в предельном равновесном

состоянии. Это значит, что процесс теплообмена в теплообменниках рассматривается как переходный – между неравновесным начальным состоянием и некоторым промежуточным относительно предельного равновесного состояния [45].

В этой связи, при расчете теплообменных аппаратов удобно пользоваться безразмерными параметрами теплообмена [34, 39, 77, 81-82, 101, 103].

В литературе [40, 41] было получено следующее уравнение:

$$NTU = \frac{KF}{Gc}, \quad (1.19)$$

здесь  $K$  – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – его поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  $G$  и  $c$  – соответственно расход, кг/с, и удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $NTU$  – число единиц переноса теплоты.

Величина  $k_{эф}$  для наиболее распространенной противоточной схемы теплообменивающихся сред вычисляется с использованием числа единиц переноса:

$$k_{эф} = \frac{1 - \exp(NTU_{\min} - NTU_{\max})}{1 - \frac{NTU_{\min}}{NTU_{\max}} \exp(NTU_{\min} - NTU_{\max})}. \quad (1.20)$$

В частном случае, если  $NTU_{\max} = NTU_{\min}$ :

$$k_{эф} = \frac{NTU}{1 + NTU}. \quad (1.21)$$

В формуле (1.20) символы  $NTU_{\max}$  и  $NTU_{\min}$  относятся соответственно к большему и меньшему из безразмерных чисел единиц переноса теплоты для потоков греющей и нагреваемой среды. Для воздуха  $NTU_B = \frac{3600 \cdot KF}{L_y c_B \rho} = \frac{3 \cdot KF}{L_y}$ , где  $K$  – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – его поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>, принимаемые по характеристикам соответствующего оборудования;  $L_y$  – производительность по воздуху вытяжной установки, в которой установлен рассматриваемый теплообменник, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха.

Данные уравнения для  $k_{эф}$  относятся к противоточному движению потоков среды, если же мы говорим о перекрестноточных теплообменниках, то данным

подходом для них получить  $k_{\text{эф}}$  нельзя, потому что температура поверхности теплоносителей меняется по двум координатам. Поэтому необходимо решать систему дифференциальных уравнений теплопередачи:

$$\frac{\partial \theta_r}{\partial y'} = NTU_r [\theta_x(x', y') - \theta_r(x', y')]; \quad (1.22)$$

$$\frac{\partial \theta_x}{\partial x'} = NTU_x [\theta_r(x', y') - \theta_x(x', y')]. \quad (1.23)$$

Здесь  $x' = x/l$ ,  $y' = y/l$  – безразмерные линейные координаты, где  $l$  – длина пластин теплообменника (считаем, что он представляет собой квадрат). Параметры  $\theta_x = \frac{t_2(x', y') - t_{1x}}{t_{1z} - t_{1x}}$ ,  $\theta_r = \frac{t_r(x', y') - t_{1x}}{t_{1z} - t_{1x}}$  представляют собой относительные безразмерные температуры теплоносителей в точках с координатами  $x$  и  $y$ .

При равенстве  $NTU_{\text{max}}$  и  $NTU_{\text{min}}$  численное решение данной системы дает выражение:

$$k_{\text{эф}} = \frac{NTU}{1 + 1,137 \cdot NTU}. \quad (1.24)$$

Отмечено, что во всех решениях не учитывается массообмен, который имеет место, когда охлаждаемый воздух содержит капли воды. Капли воды могут испаряться, либо может происходить конденсация водяного пара, эти факторы дополнительно могут влиять на эффективность теплообмена.

На практике во время проектирования систем кондиционирования воздуха аппараты обработки воздуха рассчитываются различными методами.

Данные методы можно разделить на две группы [40]:

- использующие коэффициенты эффективности явного и полного теплообмена;
- применяющие условные коэффициенты тепломассообмена.

При этом учет конденсации водяных паров обычно производится введением условного сухого процесса [14, 40]. Его изображение показано на рисунке 1.6. Здесь точки Н и О показывают состояние соответственно наружного и охлажденного воздуха, а  $T_{\text{н, усл}}$  и  $T_{\text{о, усл}}$  – соответствующие условные температуры. Как видно из рисунка, для их поиска необходимо найти, в каких точках пересекаются линии  $I = \text{const}$ , проведенные через точки Н и О, и линия  $d = \text{const}$ , проходящая через точку

на кривой насыщения при температуре поверхности теплообмена. Однако данный подход является по существу графоаналитическим, его трудно применять для расчетов, предполагающих использование численных методов, особенно при наличии двумерных температурных полей (например, в пластинчатых рекуператорах), и поэтому необходимы дальнейшие исследования в данном направлении.

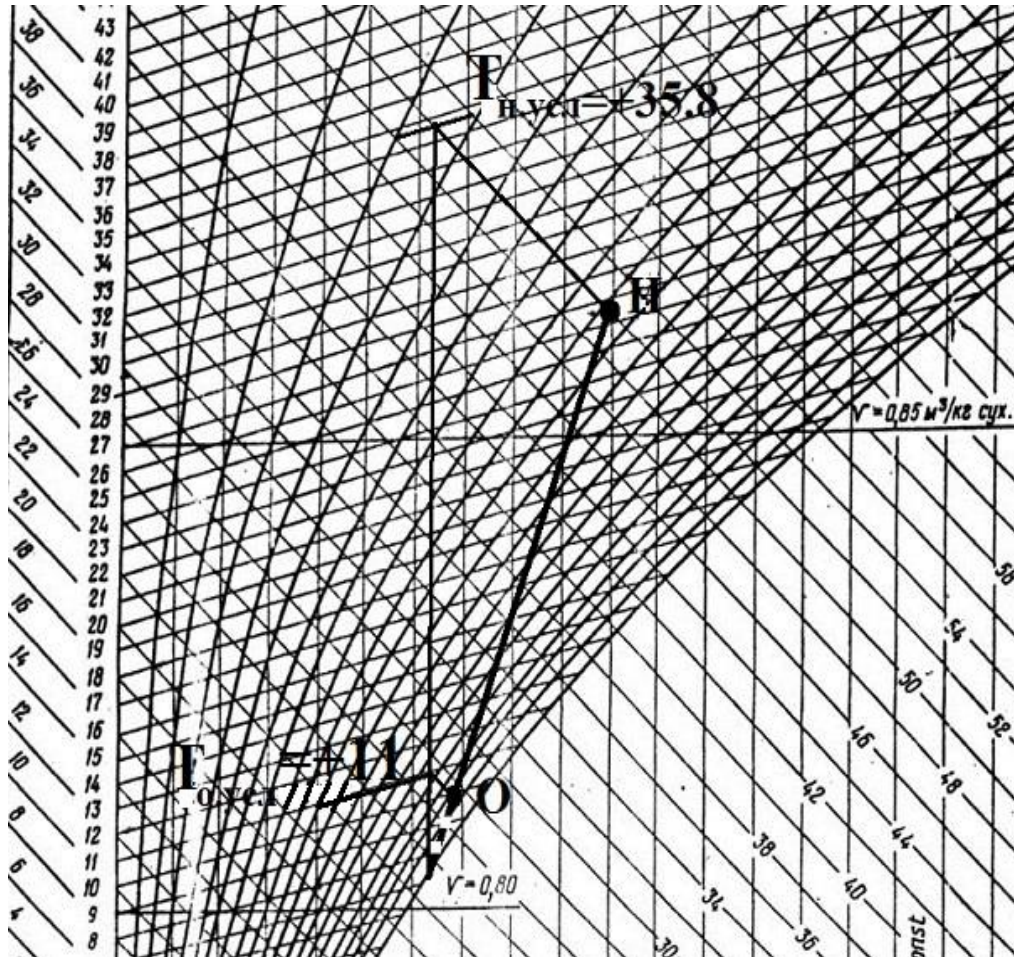


Рисунок 1.6 - Изображение условно сухого процесса на  $I-d$  диаграмме при кондиционировании воздуха

В теоретическом отношении подобный учет возможности испарения или конденсации на теплообменной поверхности чаще всего используется аналогия Рейнольдса, которая в сочетании с законом Ньютона-Рихмана для конвективного теплообмена позволяет установить соотношение между тепло- и массообменом (число Льюиса) для случая, когда они определяются только молярным переносом масс влажного воздуха, а молекулярными процессами можно пренебречь, что, как правило, выполняется для аппаратов систем кондиционирования воздуха [15]:

$$Le = \alpha_t / \alpha_d = c_v, \quad (1.25)$$

где  $\alpha_t$  – коэффициент конвективного теплообмена (по явной теплоте), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_d$  – коэффициент массообмена, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $c_v$  – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К). Если иметь в виду, что  $c_v$  равна примерно 1005 Дж/(кг·К) или 1,005 Дж/(г·К), то, если измерять влагосодержания, как это обычно делается, в г/кг, получаем, что в таком случае  $Le \approx 1$ , т.е. численно  $\alpha_t \approx \alpha_d$ .

С учетом (1.25) можно получить выражение для плотности потока полной теплоты  $q_n$ , Вт/м<sup>2</sup>, при тепломассообмене, которое называется уравнением Меркеля [15]:

$$q_n = \alpha_d(I_1 - I_2), \quad (1.26)$$

откуда из соотношения  $\alpha_t \approx \alpha_d$  в принципе и следует обоснование метода, описанного выше.

Авторы ряда работ (С.М. Анисимов, В.Ф. Васильев и др.) используют указанную аналогию и число Льюиса для описания процессов тепломассообмена в модели с распределенными параметрами, а именно в пластинчатых перекрестно-точных рекуператорах для режима косвенного испарительного охлаждения притока в теплый период [7] и выпадения и возможного намерзания конденсата из вытяжного воздуха при утилизации его теплоты в холодный период [5]. В то же время в [7], а также в [6], помимо указанной аналогии, для оценки интегральной эффективности рекуператора авторы продолжают опираться на описанное выше понятие числа единиц переноса теплоты  $NTU$ , которое, в силу своей безразмерности, позволяет сократить количество используемых параметров при записи основной системы дифференциальных уравнений для описания тепломассообменных процессов и добиться общности получаемых результатов благодаря возможности их распространения на подобные явления. В случае [6] это служит в первую очередь для оценки влияния на эффективность рассматриваемых аппаратов со стороны наружных климатических параметров. Однако эффективность здесь понимается более широко, не только в отношении собственно величины  $k_{эф}$ , но и абсолютных значений размерных параметров потоков на выходе из рекуператора, например, температуры, относительной влажности, а также количества передаваемой теплоты.



В контактных аппаратах, помимо теплообмена, происходит и массообмен. Стоит отметить, что, в отличие от поверхностных теплообменников, в контактных аппаратах трудно определить поверхность тепломассообмена. При определении эффективности таких теплообменных аппаратов возникают сложности. Поэтому в той или иной степени прибегают к экспериментальным данным.

Тем не менее, в последнее время появляется ряд работ, где вопросы тепломассообмена в подобных устройствах рассматриваются не только экспериментально, но и путем численного моделирования, например, в [33], что, в принципе, становится возможным в результате существенного увеличения быстродействия и объема памяти ЭВМ. Автором [33] М.А. Каневым было установлено, что в исследуемых им противоточных аппаратах с орошаемой насадкой в большинстве случаев имеет место режим раздельного движения фаз (пленочный), наблюдающийся при малых скоростях движения воздуха и воды. В дальнейшем построения автора осуществляются главным образом в рамках модели обменных коэффициентов (« $\alpha$ -модель») в сочетании с уравнениями Рейнольдса для описания осредненных турбулентных потоков. Указанные результаты частично были опубликованы также в работах [1], [2], [32]. На основе сопоставления данных численных расчетов и экспериментальных замеров в итоге была получена зависимость для диффузионного критерия Нуссельта, представляющего собой безразмерный коэффициент массообмена:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_{\text{ЭКВ}}}{\lambda} = 0,03 \text{Re}^{0,8} \text{Gu}^{-0,11}, \quad (1.27)$$

где  $\lambda$  – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К);  $d_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный диаметр канала, м;  $\text{Re} = \frac{V d_{\text{ЭКВ}}}{\nu}$  – число Рейнольдса, в котором  $V$  – скорость потока, м/с,  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с;  $\text{Gu} = \frac{T_c - T_m}{T_c}$  – критерий Гухмана, характеризующий способность парогазовой смеси к поглощению пара жидкостью. Здесь  $T_c$  и  $T_m$  – соответственно абсолютные температуры смеси по сухому и по мокрому термометру, К. Данная зависимость с точностью до числового коэффициента совпадает с приводимой в работах О.Я. Кокорина (например, [39]).

### 1.3 Современные подходы к определению области применения энергоэффективных схем обеспечения микроклимата в теплый период года

До настоящего времени в нашей стране при выявлении зоны климатических параметров, для которой является целесообразной реализация той или иной энергоэффективной схемы обработки приточного воздуха, в основном используется графоаналитический метод, основанный на применении  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха [15, 39, 40, 71] (В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, А.А. Рымкевич). На диаграмму наносится граница области возможных сочетаний параметров наружного климата, которая разбивается на зоны в соответствии с тем, с помощью какого процесса обработки притока или их последовательности можно кратчайшим путем достигнуть требуемой области параметров притока, обеспечивающей поддержание внутреннего микроклимата в помещении в необходимых пределах.

Положение данной области (П) можно найти, имея в виду, что точки на диаграмме, изображающие состояние притока, располагаются на отрезке, соответствующем процессу изменения состояния влажного воздуха в помещении и имеющему угловой коэффициент  $\varepsilon_{\text{пом}} = 3,6Q_{\text{изб.п.}}/W$ , кДж/кг, вычисляемый по соотношению избытков полной теплоты  $Q_{\text{изб.п.}}$ , Вт, и влаговыделений  $W$ , кг/ч, в помещении. Этот же отрезок проходит далее через точки, отвечающие внутренним метеопараметрам, поддерживаемым системой обеспечения микроклимата. Поэтому если изобразить на диаграмме область этих параметров (В), ограниченную изолиниями минимальных и максимальных значений температуры внутреннего воздуха  $t_{\text{в}}$ , °С, и его относительной влажности  $\varphi_{\text{в}}$ , %, в соответствии с требованиями ГОСТ 30494-2011 [22], зону П можно построить, если сдвинуть область В параллельно самой себе вдоль луча с угловым коэффициентом  $\varepsilon_{\text{пом}}$  на величину необходимой разности температуры  $t_{\text{в}}$  и притока  $t_{\text{п}}$  [15, 39, 40, 71]:

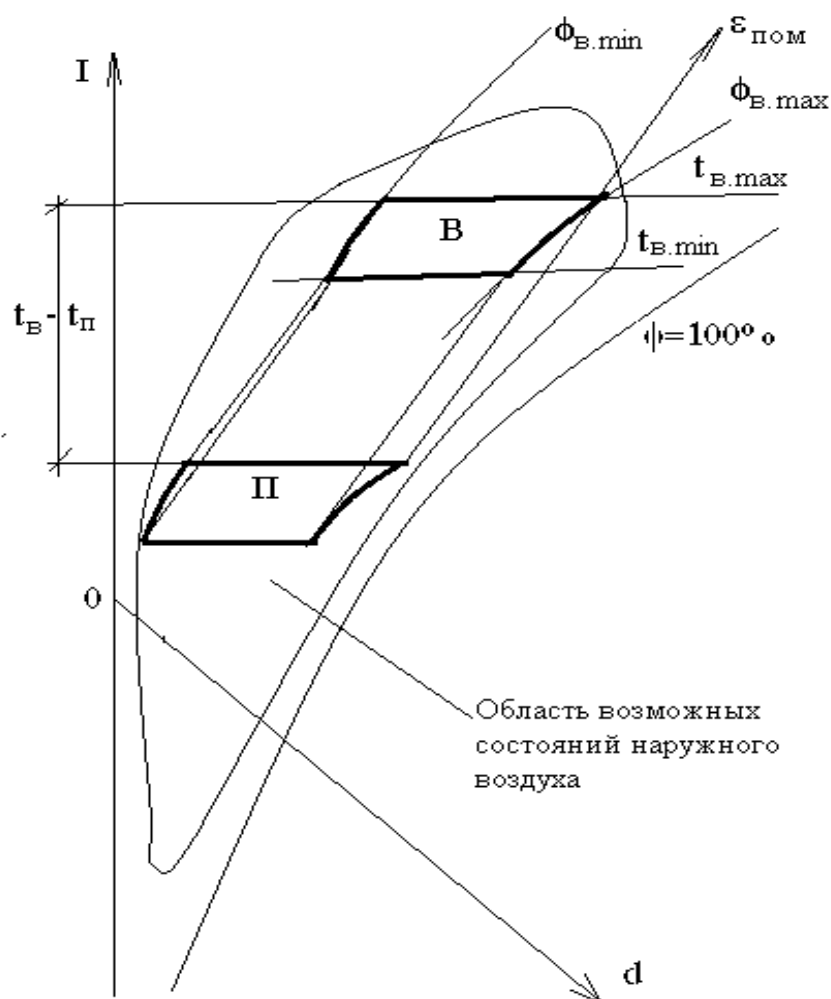


Рисунок 1.7 - Поля внутреннего, приточного и наружного воздуха в  $I$ - $d$ -диаграмме

Затем проводим через левую нижнюю и правую верхнюю вершины зоны П линии  $d = \text{const}$  и  $I = \text{const}$ , которые и разбивают область возможного сочетания наружных климатических параметров на зоны с различными наиболее целесообразными режимами работы системы кондиционирования воздуха, т.е. с различными оптимальными наборами процессов обработки притока, обеспечивающими минимальное энерго- и ресурсопотребление. Для приточных систем данное построение будет в первом приближении выглядеть следующим образом [15, 71]:

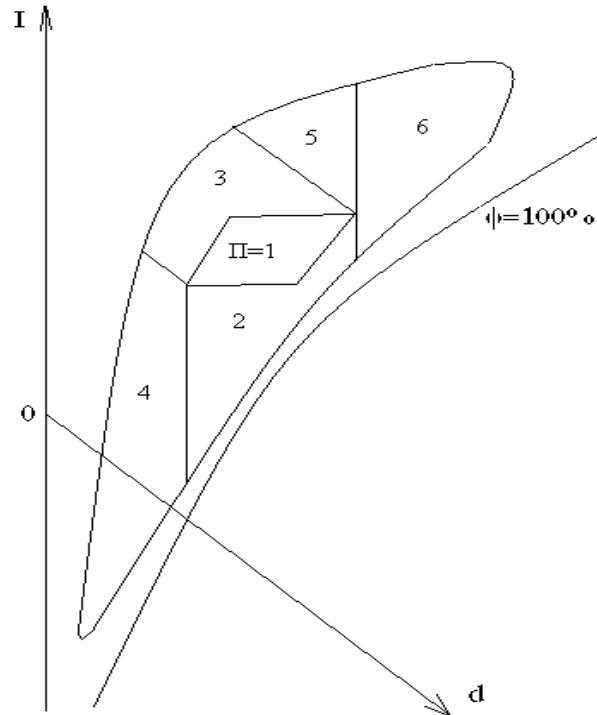


Рисунок 1.8 - Области параметров наружного климата, соответствующие различным наиболее рациональным режимам работы системы кондиционирования воздуха в течение года

Таким образом, при попадании параметров наружного воздуха в зону 1 оказывается, что они уже соответствуют требуемым для притока, поэтому какая-либо специальная обработка воздуха там не нужна, и система выполняет чисто вентиляционные функции. В зоне 2 необходим только сухой нагрев наружного воздуха в поверхностном воздухонагревателе (калорифере), в зоне 3 достаточно адиабатного (изоэнтальпийного) увлажнения и охлаждения, в зоне 4 уже требуется одновременно нагрев и увлажнение, в зоне 5 – только сухое охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, в том числе и за счет косвенного испарительного охлаждения, и, наконец, в зоне 6 нужно охлаждение наружного воздуха с его осушкой [15].

Необходимо, однако, отметить, что как область В, так и величина  $\varepsilon_{\text{пом}}$  будут, вообще говоря, разными для теплого и холодного периода года. Однако в нашем случае, поскольку речь идет именно о теплом периоде, это не имеет решающего

значения, поскольку всегда можно провести построение именно для него без учета тех изменений, которые при этом получатся в зимних условиях.

Если говорить не только о технической возможности, но и об энергетической целесообразности реализации тех или иных схем обработки притока, здесь на первый план выходят вопросы оптимизации, решение которых предлагается рядом авторов (А.А. Рымкевич, А.Г. Сотников) с использованием подходов, основанных на системном анализе [71 – 72, 90 – 93]. Такой анализ при этом понимается как включающий две основные стороны – во-первых, анализ любой действительно имеющейся системы, а во-вторых, формирование ее параметров, требуемых для достижения целей, стоящих перед этой системой, т.е. в данном случае для поддержания необходимого уровня комфортности при минимальных материальных и энергетических затратах.

В этом отношении указанные авторы, развивая описанный графоаналитический метод, дополняют его, в частности, классификацией нагрузок на систему в зависимости от относительного расположения точки Н и точек, изображающих предельно достижимые параметры после тех или иных аппаратов обработки воздуха (нагреватели, увлажнители, охладители и т.п.). Кроме того, они вводят иерархическую структуру СКВ, где в качестве базисной рассматривается центральная однозональная схема при обслуживании одного или нескольких помещений с однотипными нагрузками, а прочие варианты оказываются дополнительными. При этом в рамках основной системы выделяются подсистемы, связанные с отдельными этапами воздухообработки и подачи (нагрев, увлажнение, подача, распределение и т.д.). Все это позволяет выделить главные и второстепенные направления моделирования и оптимизации и получить решение, максимально учитывающее все действующие на систему и помещение факторы с учетом их относительной значимости. Однако именно в силу такой полноты и взаимосвязанности эти решения, особенно рассмотренные в работах [71, 72], оказываются достаточно громоздкими и малоприспособными для инженерной практики, в том числе потому, что их полномас-

штабная реализация возможна только с использованием программ для ЭВМ, требующих большого числа исходных данных, что не всегда возможно в условиях характерных в настоящее время сокращенных сроков разработки проектов.

В последние годы данное направление получило дополнительное развитие в работах Е.Г. Малявиной и О.Ю. Крючковой (Маликовой) [49, 50 и др.].

Кроме того, в работе А.Г. Сотникова [92], имея в виду, что традиционно в России и в значительной степени в ряде стран Западной Европы и США расчетные параметры наружного климата нормируются, исходя из их заданной обеспеченности (или необеспеченности), автор предлагает идти по пути решения обратной задачи – определять допустимые значения этих параметров и их возможные отклонения, исходя из требований к внутреннему микроклимату в помещениях и необходимой точности их поддержания, с учетом принятого способа обработки приточного воздуха. Причем данный вопрос решается аналитически, с привлечением данных по статическим и динамическим характеристикам используемого вентиляционного оборудования, что позволяет проследить изменение амплитуды колебаний параметров состояния влажного воздуха от наружного до внутреннего. При этом автор ссылается на такие недостатки существующего принципа нормирования, как неучет взаимосвязи суточного хода  $t_n$  и  $I_n$  и нормирование этих параметров как независимых, хотя они, очевидно, связаны между собой линейно через  $d_n$ , отсутствие нормирования  $d_n$ , хотя именно этот параметр наиболее важен с точки зрения возможности реализации тех или иных процессов в приточной установке, различие в принципах задания требуемой обеспеченности (или необеспеченности) параметров в теплых и холодный период и некоторые другие. Иначе говоря, вместо выявления области наружных климатических параметров, в которой целесообразна выбранная схема обработки притока, или выбора оптимальной последовательности такой обработки с помощью построения на  $I-d$ -диаграмме типа описанного выше, предлагается делать это расчетным путем. При этом в качестве нормируемых следует рассматривать именно  $t_n$  и  $d_n$  (а не  $I_n$ ), потому что только данные параметры можно рассматривать как независимые друг от друга, и для них можно составить свои, независимые уравнения баланса теплоты и массы, а, кроме того, нужно заметить,

что влаговыделения напрямую не связаны с температурой, а теплоизбытки – с влажностью, поэтому здесь соблюдается независимость от так называемых перекрестных нагрузок.

Однако одним из значительных недостатков подобного рода графоаналитических методов является то обстоятельство, что их очень трудно применять, если в силу особенностей используемых способов обработки притока параметры точки П зависят от состояния уходящего воздуха, обычно изображаемого на  $I-d$ -диаграмме в виде точки У. Например, так получается, если имеется рециркуляция либо утилизация теплоты или холода вытяжного воздуха, а также их различные комбинации. В рассмотренных здесь публикациях [71 – 72, 90 – 93] это препятствие обходится за счет развития аналитической части метода, особенно в случае ее программной реализации. Однако, поскольку исследуемая здесь в дальнейшем схема обработки притока, основанная на косвенном испарительном охлаждении в пластинчатом воздушно-воздушном теплообменнике, и характерная также сменой направления потоков воздуха в установке с целью использования одного и того же увлажнителя для повышения влагосодержания притока в холодный период, указанными авторами не учитывается, сохраняется необходимость в разработке аналитической методики расчета параметров основных точек процессов для данного случая. Эта методика в дальнейшем будет изложена в п.4.2.

## ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ОБОРУДОВАНИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

### 2.1 Описание установки и процессов обработки воздуха

Как уже отмечалось в главе 1, основными источниками потребления электроэнергии и теплоты в общественных зданиях являются системы кондиционирования воздуха, в связи с чем разрабатываются и применяются все более новые и современные схемы обработки воздуха с целью энергосбережения и повышения энергоэффективности оборудования СКВ.

Косвенное испарительное охлаждение – один из способов подачи приточного воздуха в теплое время года, позволяющий снизить температуру притока без использования искусственного источника холода в виде чиллера. Таким образом, такая схема относится к управлению энергетикой и ресурсами и способна в некоторых случаях значительно сократить капитальные затраты, а при определенных условиях даже эксплуатационные издержки на СКВ. Основная идея такого подхода заключается в том, что основной поток приточного воздуха охлаждается в поверхностном теплообменнике вспомогательным потоком, температура которого предварительно снижается в процессе прямого испарительного охлаждения [83]. Например, отработанный воздух перед его выбросом в атмосферу может быть взят в качестве вспомогательного или отдельного потока, взятого снаружи и впоследствии не используемого или предназначенного для вентиляции служебных помещений, где нет ограничений на допустимую относительную влажность воздуха в помещении. Преимущество непрямого испарительного охлаждения перед прямым охлаждением заключается, во-первых, в том, что влагосодержание притока не увеличивается. Во-вторых, более высокие гигиенические условия могут быть обеспечены из-за отсутствия прямого контакта притока с рециркуляционной водой в секции увлажнения [83].



Различные варианты применения непрямого испарительного охлаждения в отношении конструкций оборудования, предназначенного для очистки воздуха, а также правила учета использования данной схемы при расчете энергетических и технических и экономических показателей вентиляционных установок и при определении целевой области их реализации, а также ряд вопросов, связанных с энергосбережением в процессе кондиционирования воздуха помещений, были рассмотрены в ряде отечественных и зарубежных изданий [83], в том числе [45, 46, 48, 50, 51, 68, 69, 72].

Наиболее близкой к рассматриваемой в работе схеме системы кондиционирования воздуха и конструкции воздухообрабатывающего агрегата является схема, описанная в работе [36], показанная на рисунке 2.1.

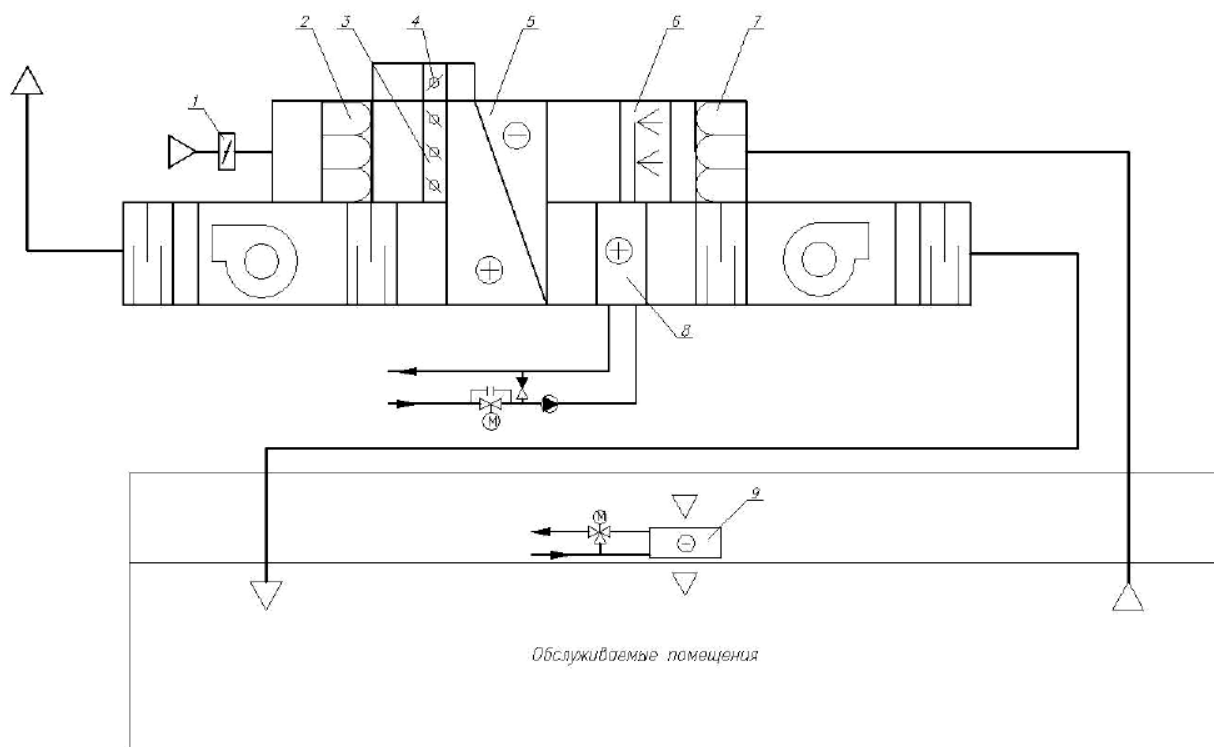


Рисунок 2.1 - Принципиальная схема СКВ с косвенным испарительным охлаждением, использующая рекуперативный теплообменник типа «воздух-воздух».

В данной схеме 1-клапан наружного воздуха; 2-воздушный фильтр; 3,4-клапаны обводного канала; 5-пластинчатый теплообменник «воздух-воздух»; 6- адиабатический увлажнитель; 7-воздушный фильтр; 8-воздухонагреватель; 9-вентиляторный доводчик.

Схема на рисунке 2.1 предполагает использование пластинчатого рекуператора перекрестного тока для охлаждения притока, который зимой служит для отвода теплоты от удаляемого воздуха. В жаркий период отработанный воздух адиабатически охлаждается с максимально возможной эффективностью в специально добавленной к соответствующей части установки секции увлажнения, приобретая температуру, близкую к температуре влажного термометра для начального состояния, после чего наружный воздух охлаждается в теплообменнике, отводя от него явную теплоту. В результате приток приобретает параметры, способные при определенных условиях ассимилировать тепловлагоизбытки в обслуживаемом помещении без использования искусственных источников холода.

Недостатком данной схемы является невозможность использования секции увлажнения для увеличения влажности притока в холодный период и по той же причине сезонная работа увлажнителя и необходимость подключения локальных доводчиков для поддержания влажности в помещении в зимних условиях.

Таким образом, была разработана модификация вышеприведенной схемы [64], [83], секция увлажнения работает как в жаркий, так и в холодный период, а управляемое изменение направления воздушных потоков через элементы установки достигается за счет введения дополнительных промежуточных секций с клапанами и некоторыми байпасными каналами. Конфигурация блока обработки воздуха (блока) кондиционирования воздуха, реализующего этот подход, показана на рисунке 2.2.

Последовательность переключения клапанов показана в таблице 2.1. При этом в течение теплого периода воздух будет проходить через участок увлажнения в противоположном направлении, но при использовании сотовых увлажнителей данный факт не влияет на работу установки, поскольку увлажненный воздух после теплообменника выпускается в атмосферу.

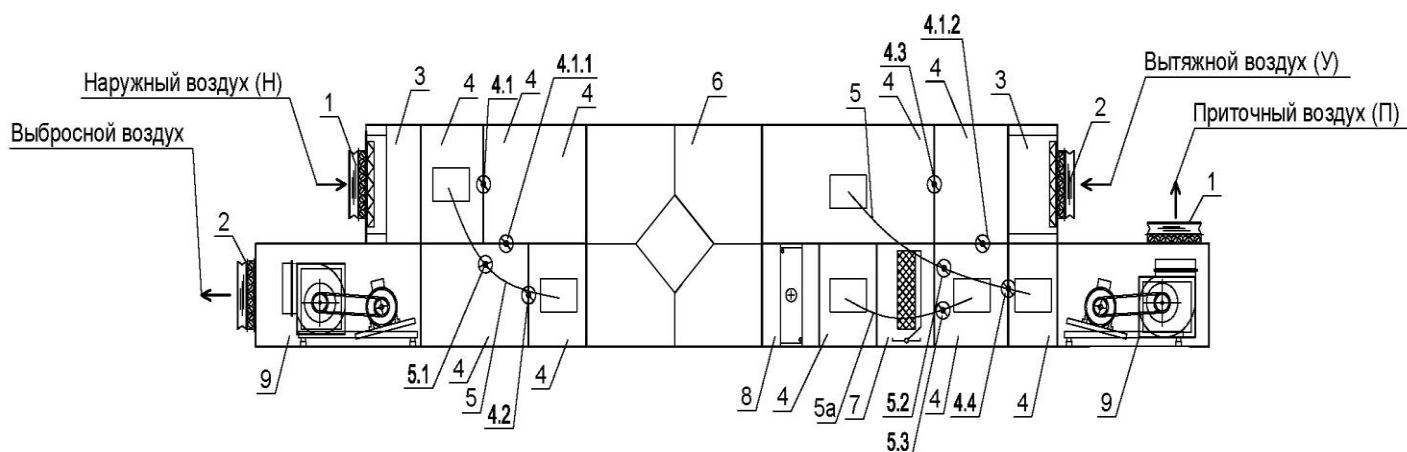


Рисунок 2.2 - Конструкция установки кондиционирования воздуха: 1 — воздушные клапаны приточного воздуха; 2 — воздушные клапаны вытяжного воздуха; 3 — воздушный фильтр; 4 — промежуточная секция; 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 — регулирующий клапан на вертикальной панели промежуточной секции; 4.1.1, 4.1.2 — регулирующий перепускной клапан промежуточной секции; 5, 5а — байпас; 5.1, 5.2, 5.3 — регулирующий клапан байпаса; 6 — пластинчатый теплообменник; 7 — адиабатический увлажнитель; 8 — воздухонагреватель; 9 — секция вентилятора.

Таблица 2.1 - Порядок переключения регулирующих клапанов в установке на рисунок 2.2

Клапаны	ХП	ТП
Перепускные и на байпасах, кроме байпаса 5а	Закрываются (4.1.1; 4.1.2; 5.1; 5.2)	Открываются (4.1.1; 4.1.2; 5.1; 5.2)
На вертикальных панелях и на байпасе 5а	Открываются (4.1; 4.2; 4.3; 4.4; 5.3)	Закрываются (4.1; 4.2; 4.3; 4.4; 5.3)

Принцип работы в ТП года показан на рисунке 2.3: наружный воздух поступает через воздушный клапан (1), проходит через воздушный фильтр (3), далее попадает в промежуточную секцию (4), где через байпас (5) направляется в другую промежуточную секцию (4), затем охлаждается в пластинчатом теплообменнике (6), после охлаждения поступает в промежуточную секцию (4) и из нее через байпас (5) попадает в другую промежуточную секцию (4), а оттуда идет в секцию вентилятора (9) для подачи.

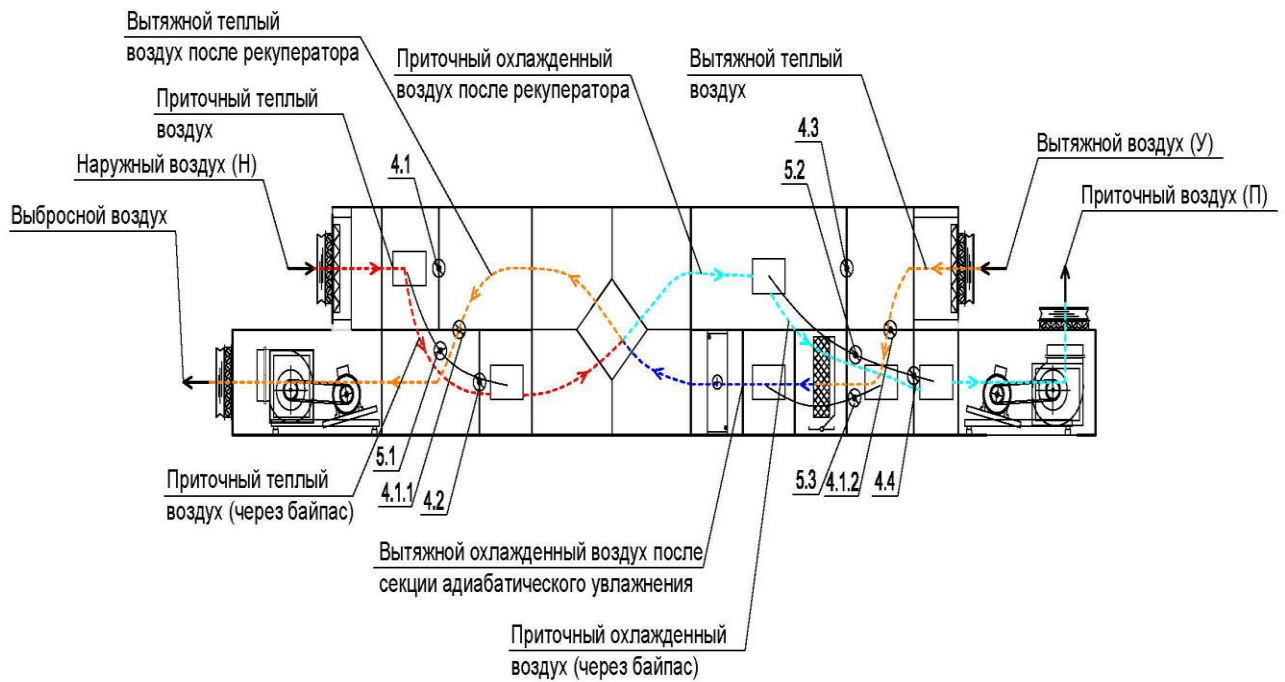


Рисунок 2.3 - Принцип работы установки кондиционирования воздуха в ТП года

Принцип работы в ХП года показан на рисунке 2.4: наружный воздух поступает через воздушный клапан (1), проходит через воздушный фильтр (3) и попадает в промежуточную секцию (4), далее предварительно нагревается в пластинчатом теплообменнике (6), затем догревается в воздухонагревателе (8), поступает в промежуточную секцию (4), затем оттуда часть воздуха проходит через секцию адиабатического увлажнения (7), а другая часть идет через байпас (5а; клапан 5.3 открыт), после чего воздух направляется в промежуточную секцию (4), где смешиваются потоки воздуха из адиабатического увлажнителя (7) и байпаса (5а), после чего воздух поступает в секцию вентилятора (9) для подачи.

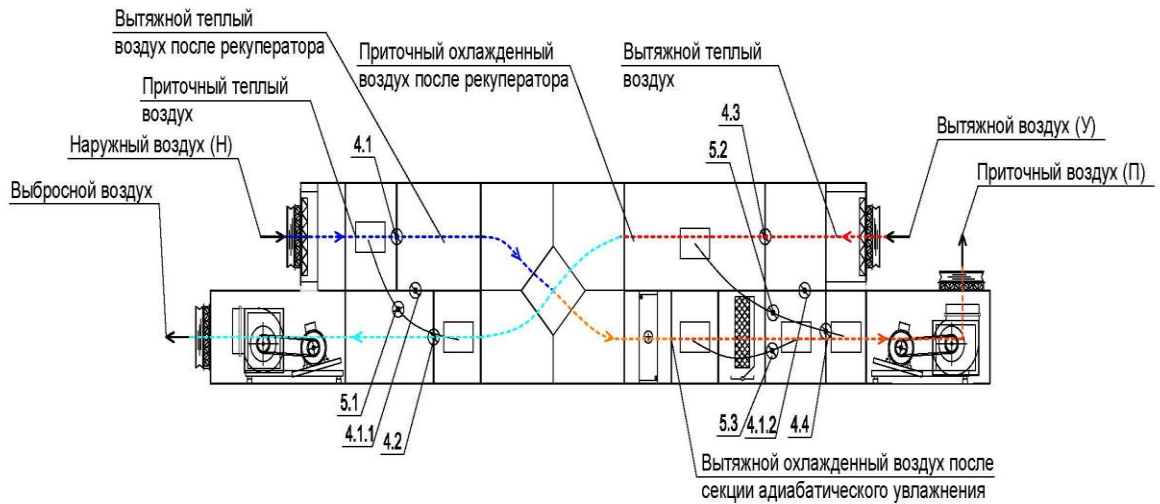


Рисунок 2.4 - Принцип работы установки кондиционирования воздуха в ХП года

Преимуществом модифицированной схемы кондиционирования воздуха является возможность использования установки кондиционирования воздуха на протяжении всего года с применением одной секции адиабатического увлажнения.

## 2.2 Моделирование теплообмена в пластинчатом рекуператоре в условиях увлажнения вспомогательного потока воздуха

В соответствии с классификацией схем рекуперативных теплообменных аппаратов, приведенной в [14] и некоторых других источниках, о которых говорилось в пункте 1.2, рассматриваемый аппарат относится к конструкции перекрестноточных с двумя несмешивающимися потоками, когда оба потока рабочих сред меняют свои параметры по обеим координатам. Для этого случая математическое описание теплообмена рассматривается в рамках модели Эйлера, когда мы интересуемся распределением параметров среды в пространстве вдоль поверхности теплообмена и, в качестве результата, их значениями на выходе из аппарата, можно выполнить в следующем виде.

Для определенности удобно считать, что поток греющей среды движется вдоль оси  $Y$ , а нагреваемой – вдоль оси  $X$  в сторону положительного направления

этих осей. Поскольку конвективный перенос теплоты с потоком среды является существенно преобладающим над теплопроводностью, выравнивание температур обоих потоков в поперечном направлении будет весьма незначительным. Поэтому безразмерные температурные поля в каналах между пластинами можно описать следующей системой дифференциальных уравнений [14]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \theta_{\Gamma}}{\partial y'} = NTU_{\Gamma}[\theta_x(x', y') - \theta_{\Gamma}(x', y')] \\ \frac{\partial \theta_x}{\partial x'} = NTU_x[\theta_{\Gamma}(x', y') - \theta_x(x', y')] \end{cases} \quad (2.1)$$

Для удобства будем пользоваться в уравнениях (2.1) безразмерными линейными координатами  $x' = x/l$ ,  $y' = y/l$ , где  $l$  обозначает длину пакета пластин теплообменника (по умолчанию квадратного). Безразмерные комплексы  $NTU_{\Gamma} = \frac{3.6 \cdot KF}{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma}}$ ,  $NTU_x = \frac{3.6 \cdot KF}{G_x \cdot c_x}$  имеют смысл числа единиц переноса теплоты для греющего и нагреваемого потоков, где  $G_{\Gamma}$  и  $G_x$  представляют собой массовые расходы этих теплоносителей, кг/ч, а  $c_{\Gamma}$  и  $c_x$  – это их удельные массовые теплоемкости (например, у воздуха  $c_{\Gamma} = c_x = 1,005$  кДж/(кг·К); наконец,  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), и  $F$ , м<sup>2</sup> – это коэффициент теплопередачи аппарата и поверхность его пластин. В данном случае в качестве греющего (т.е. охлаждаемого) в теплый период выступает приток, а в роли нагреваемого (т.е. охлаждающего) – поток вытяжного воздуха, пропущенный через увлажнитель.

Симплексы  $\theta_{\Gamma} = \frac{t_{\Gamma}(x', y') - t_{1x}}{t_{1\Gamma} - t_{1x}}$ ,  $\theta_x = \frac{t_x(x', y') - t_{1x}}{t_{1\Gamma} - t_{1x}}$  представляют собой относительные безразмерные температуры потоков в точках с координатами  $x$  и  $y$ . Здесь  $t_{1\Gamma}$  и  $t_{1x}$  – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в аппарат.

Данная система уравнений была предложена в работе [14]. Отличие состоит лишь в принятых обозначениях, а именно параметр  $NTU_{\Gamma}$  обозначен, как  $Fo'_I = \frac{k_I \cdot F}{G_B \cdot c_{нас}}$  (модифицированный параметр Фурье или безразмерное время), а вместо  $NTU_x$  используется произведение  $Fo'_I$  и относительной теплоемкости массового расхода  $W_I = \frac{G_x \cdot c_x}{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma}}$ .

Система (2.1) непосредственно относится к случаю, когда в отработанном воздухе отсутствует конденсация паров или, наоборот, испарение жидкой влаги, присутствующей на поверхности теплообмена. Действительно, в исследуемой модели такое испарение в теплое время года при некоторых условиях возможно именно потому, что, как уже говорилось, направление течения потока через увлажнитель меняется с холодного периода на противоположное. В итоге последним при движении потока воздуха будет не выходной, а впускной капельный сепаратор, с меньшим количеством пластин, и часть капель может попасть в теплообменник. Для аппарата это не приводит к значительным негативным последствиям, поскольку его поверхность теплообмена изготавливается из коррозионно-стойких материалов (обычно алюминия), а кроме того, рекуператор оснащен дренажной системой, но необходимая для испарения теплота в конечном итоге будет удалена из охлаждаемого потока через поверхность, что может повысить эффективность теплообменника.

Мы решим уравнения (2.1) при следующих граничных условиях, являющихся достаточно очевидными:  $\theta_r(x',0) = 1$ ,  $\theta_x(0,y') = 0$ . Они получаются, так как на входе в рекуператор при  $y = 0$  (т.е. по оси  $x$ ) выполняется равенство  $t_r = t_{1r}$ , а при  $x = 0$  (по оси  $y$ )  $t_x = t_{1x}$ . Компьютерная программа, позволяющая реализовать такое решение, использует конечное разностное приближение системы (2.1) типа Эйлера первого порядка точности с использованием алгоритмического языка Фортран. Реализация вычислительного алгоритма включает в себя следующий процесс: каждый пространственный этап вычисления выполняется в двух различных направлениях по обеим осям координат. В этом случае текущий вычислительный узел постепенно перемещается из точки  $(0,0)$  в точку  $(1,1)$ . Это дает нам возможность получить двумерные температурные поля, а их дальнейшая обработка позволяет рассчитать основные интегральные характеристики, представляющие интерес для нас: коэффициенты теплового КПД для потоков нагрева и охлаждения  $k_{эф.х}$  и  $k_{эф.г}$ , которые, очевидно, равны соответственно среднему уровню  $\theta_x$  при  $x' = 1$  и  $(1 - \theta_r)$  при  $y' = 1$ , а также среднюю разность температур в аппарате  $\Delta t_{ср}$ .

Для учета эффекта от испарения капель следует в расчетах использовать уточненное значение  $NTU_x$ , увеличенное на  $NTU' = \frac{r\Delta d}{c_x \Delta t_{cp}} \cdot 10^{-3}$ , где  $r$  – удельная теплота испарения воды, которая составляет около 2490 кДж/кг;  $\Delta d$  – прогнозируемое приращение влагосодержания потока вытяжного воздуха, г/кг, т.е. удельное количество влаги, переходящей из капель в пар. Вообще говоря, в данном случае точную величину  $\Delta t_{cp}$  заранее назвать трудно, но в первом приближении для этого можно использовать результат расчета для «сухого» теплообмена, а затем провести повтор вычислений уже в режиме испарения, найти уточненное значение  $\Delta t_{cp}$  и далее продолжать итерационный процесс до тех пор, пока значения  $\Delta t_{cp}$  (или  $k_{эф.х}$ ,  $k_{эф.г}$  либо любого другого параметра) между итерациями не будут различаться меньше, чем заданная точность.

Текст программы приведен ниже.

```

REAL L,K1,K2
PARAMETER (K1=1.5,L=1.,TG1=1.,TH1=0.,N=91,N1=10,
* R=2.49,C=1.005,DD0=0.05,EPS=0.01,IDN=10)
DIMENSION TG(N,N),TH(N,N)
DX=L/N
DY=DX
K=1
K2=K1
DO ID=0,IDN
    DD=ID*DD0
    DO
        DTSR1=DTSR
        IF(K.GE.2)K2=K1+R*DD/C/DTSR1
        DTSR=0.
        DO I=1,N
            TG(1,I)=TG1
            TH(I,1)=TH1

```



```

      IF(I.NE.1)TG(I,1)=TG(I-1,1)-K1*(TG(I-1,1)-TH(I-1,1))*DY
      IF(I.NE.1)TH(1,I)=TH(1,I-1)+K2*(TG(1,I-1)-TH(1,I-1))*DX
ENDDO
DO I=2,N
  DO J=I,N
    TG(I,J)=TG(I-1,J)-K1*(TG(I-1,J)-TH(I-1,J))*DY
    TH(J,I)=TH(J,I-1)+K2*(TG(J,I-1)-TH(J,I-1))*DX
    TG(J,I)=TG(J-1,I)-K1*(TG(J-1,I)-TH(J-1,I))*DY
    TH(I,J)=TH(I,J-1)+K2*(TG(I,J-1)-TH(I,J-1))*DX
  ENDDO
ENDDO
TG2=0.
TH2=0.
DO I=1,N
  TG2=TG2+TG(N,I)/N
  TH2=TH2+TH(I,N)/N
  DO J=1,N
    DTSR=DTSR+ABS(TG(I,J)-TH(I,J))
  ENDDO
ENDDO
DTB=TG1-TH2
DTM=TG2-TH1
DM=ABS(DTB/DTM)
DTLOG=(DTB-DTM)/ALOG(DM)
DTSR=DTSR/N**2
IF(K.EQ.1)WRITE(1,'(1X,F4.2,1X,F5.3,1X,F5.3,1X,F5.3)')
*
DD,TG2,TH2,DTLOG
DO I=1,N,N1
  WRITE(1,'(10(1X,F5.3))')(TG(I,J),J=1,N,N1)
ENDDO

```

```

DO I=1,N,N1
      WRITE(1,'(10(1X,F5.3))')(TH(I,J),J=1,N,N1)
ENDDO
K=K+1
IF(ABS(DTSR-DTSR1).LE.EPS)EXIT
ENDDO
WRITE(1,'(1X,F4.2,1X,F5.3,1X,F5.3,1X,F5.3)')DD,TG2,TH2,DTLOG
ENDDO
END

```

В первом блоке программы задаются исходные данные, которые отражают используемые для расчетов безразмерные характеристики параметров  $NTU_{\Gamma}$ ,  $NTU_x$ , величину  $\Delta d$  и параметры используемой конечно-разностной схемы (число узлов сетки и требуемая точность температурного поля).

Во втором блоке производится предварительный расчет температурных полей потоков воздуха без учета испарения жидкой влаги во вспомогательном потоке воздуха. В соответствии к использованной конечно-разностной аппроксимацией системы (2.1) значения безразмерных температур  $\theta_{\Gamma}$  и  $\theta_x$  в соседних узлах сетки вычисляются по следующим выражениям:

$$\begin{aligned}
 \theta_{\Gamma,i,j} &= \theta_{\Gamma,i-1,j} - NTU_{\Gamma}(\theta_{\Gamma,i-1,j} - \theta_{x,i-1,j})\Delta y; \\
 \theta_{x,i,j} &= \theta_{x,i,j-1} - NTU_x(\theta_{\Gamma,i,j-1} - \theta_{x,i,j-1})\Delta x; \\
 \theta_{\Gamma,j,i} &= \theta_{\Gamma,j-1,i} - NTU_{\Gamma}(\theta_{\Gamma,j-1,i} - \theta_{x,j-1,i})\Delta y; \\
 \theta_{x,j,i} &= \theta_{x,j,i-1} - NTU_x(\theta_{\Gamma,j,i-1} - \theta_{x,j,i-1})\Delta x.
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

Здесь  $\Delta x$  и  $\Delta y$  – соответственно шаг по переменной  $x$  и  $y$ . Поскольку рассматривается теплообменник с квадратными пластинами, и число узлов сетки по обеим координатам было так же принято одинаковым,  $\Delta x = \Delta y$ . При этом первые индексы у переменных обозначают номер узла в направлении оси  $y$ , второй – в направлении оси  $x$ . Таким образом, расчет ведется в двух взаимно перпендикулярных направлениях, до исчерпания всей площади поверхности теплообмена.

По результатам данного расчета вычисляется средняя разность температур  $\Delta t_{\text{ср}}$  (точнее,  $\Delta\theta_{\text{ср}}$ , но при  $t_{1\Gamma} = t_{1X} = 1$  К она численно будет равна  $\Delta t_{\text{ср}}$ ) между потоками, которая в свою очередь используется для вычисления критерия  $NTU'$ :

$$\Delta\theta_{\text{ср}} = \frac{\sum(\theta_{\Gamma,i,j} - \theta_{X,i,j})}{N^2}. \quad (2.3)$$

Здесь  $N$  – число элементарных отрезков, на которые разбивается сторона теплообменника, следовательно,  $N^2$  – общее число узлов сетки. В этом случае, очевидно,  $\Delta x = \Delta y = 1/N$ .

Следующим шагом является повторный расчет температурного поля с учетом величины  $NTU'$ . Вычисления ведутся по-прежнему по выражениям (2.1), только при определении новых значений  $\theta_x$  вместо  $NTU_x$  берется сумма  $NTU_x + NTU'$ :

$$\begin{aligned} \theta_{x,i,j} &= \theta_{x,i,j-1} - (NTU_x + NTU')(\theta_{\Gamma,i,j-1} - \theta_{x,i,j-1})\Delta x; \\ \theta_{x,j,i} &= \theta_{x,j,i-1} - (NTU_x + NTU')(\theta_{\Gamma,j,i-1} - \theta_{x,j,i-1})\Delta x. \end{aligned} \quad (2.4)$$

В ходе этого расчета определяется новое значение  $\Delta t_{\text{ср}}$ , оно сравнивается с найденным на предыдущей итерации, и, в случае, значительного расхождения, превышающего заданную точность расчета, по новому значению  $\Delta t_{\text{ср}}$  вычисляется уточненная величина  $NTU'$  и расчет повторяется.

Последний блок программы содержит вывод результатов расчета, а именно значений температур потоков в узлах сетки, а также основных интересующих нас интегральных величин  $\theta_{2\Gamma}$ ,  $\theta_{2X}$  и  $\Delta t_{\text{ср}}$ . После окончания всех расчетов для принятого уровня  $\Delta d$  ему присваивается более высокое значение с некоторым шагом, и все вычисления производятся заново, при этом параметр  $NTU'$  также станет выше, и получаемые результаты позволяют, таким образом, найти зависимость  $\theta_{2\Gamma}$ ,  $\theta_{2X}$  и  $\Delta t_{\text{ср}}$ , а значит, и  $k_{\text{эф}}$ , от  $NTU'$ .

Температурные поля при  $NTU_{\Gamma} = NTU_x = 1,5$  и  $\Delta d = 0$  (т.е. без учета испарения капель) показаны на рисунках 2.5 и 2.6.

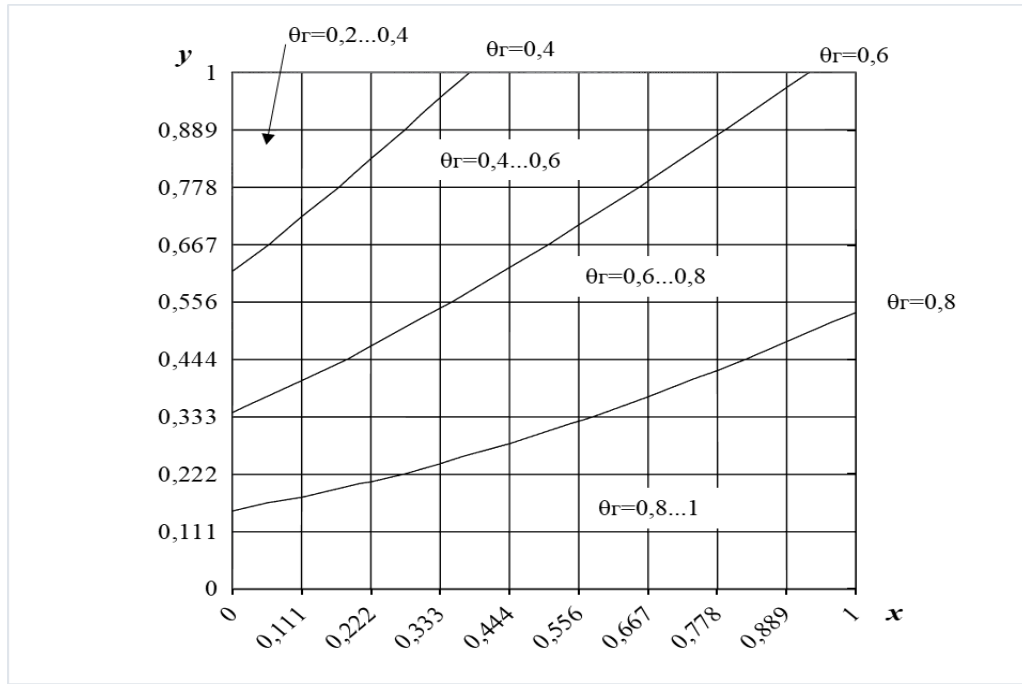


Рисунок 2.5 - Температурное поле потока греющего теплоносителя при  $NTU_g = NTU_x = 1,5$  и  $\Delta d = 0$  для  $t_{1g} = t_{1x} = 1$  К

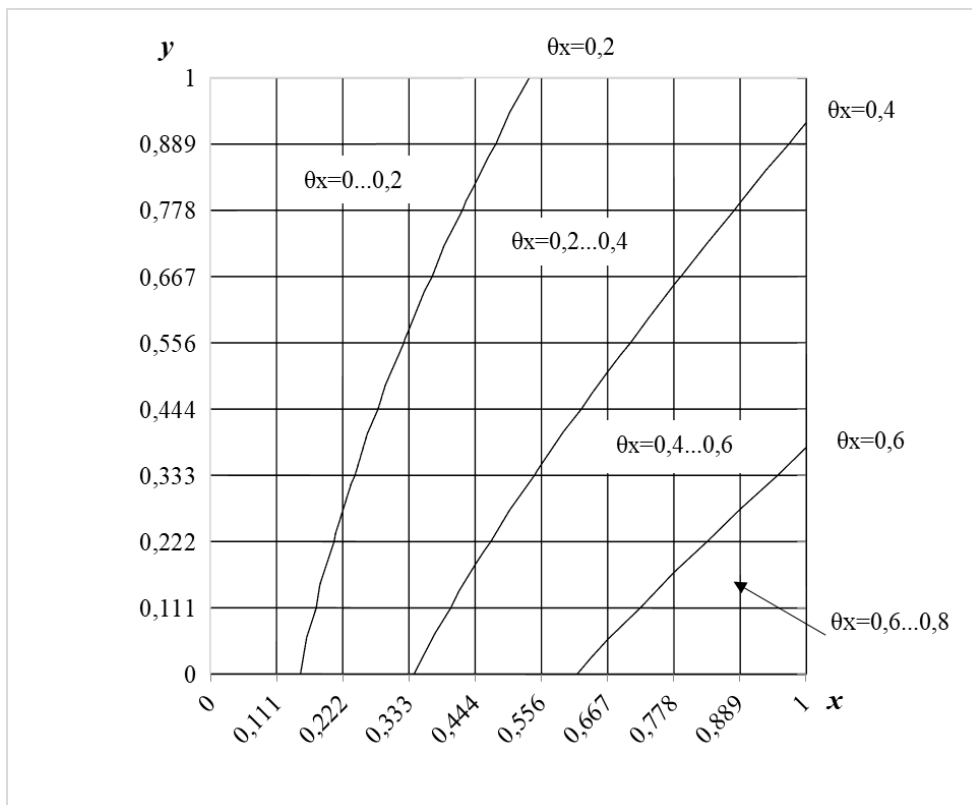


Рисунок 2.6 - То же, что на рисунке 2.5, для потока нагреваемого теплоносителя

Для сравнения на рисунках 2.7 и 2.8 приведены температурные поля при  $\Delta d = 0,1$  г/кг, что соответствует  $NTU' = 0,635$ .

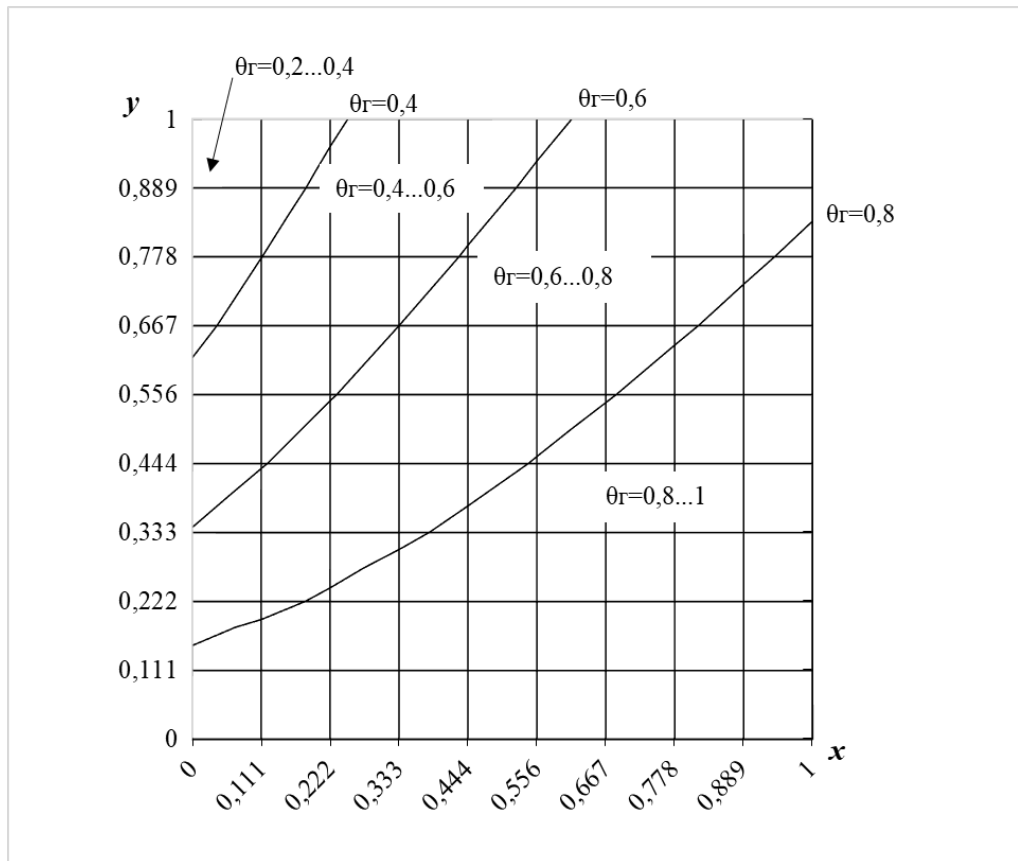


Рисунок 2.7 - Температурное поле потока греющего теплоносителя при  $NTU_T = NTU_x = 1,5$  и  $\Delta d = 0,1$  г/кг для  $t_{1r} = t_{1x} = 1$  К

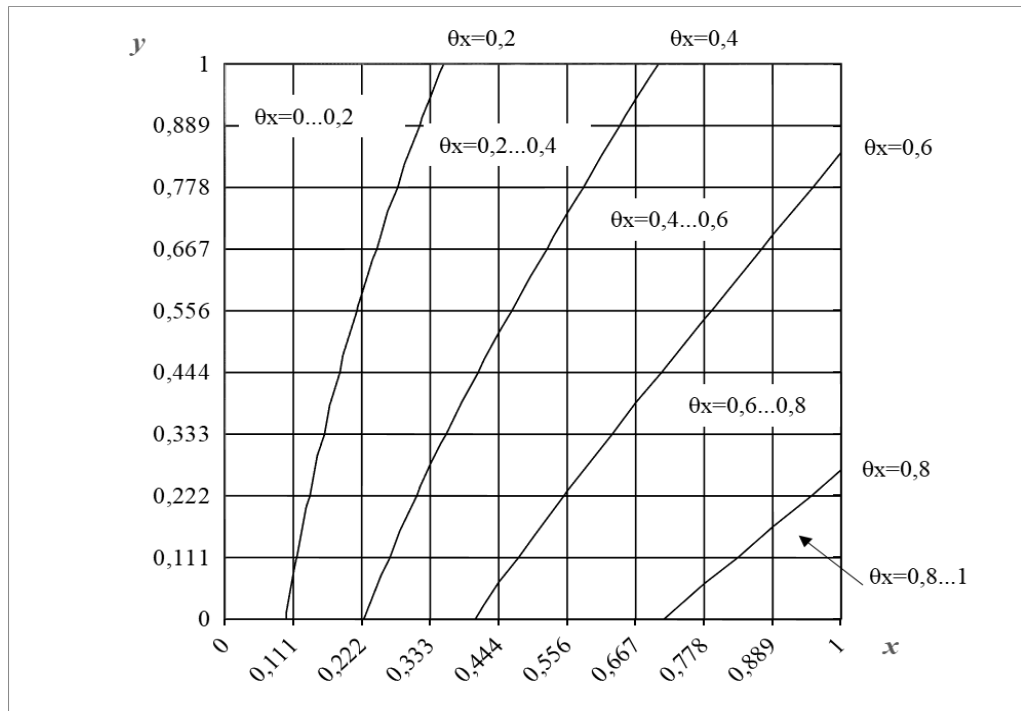


Рисунок 2.8 - То же, что на рисунке 2.7, для потока нагреваемого теплоносителя

Блок схема программы представлена на рисунке 2.9.

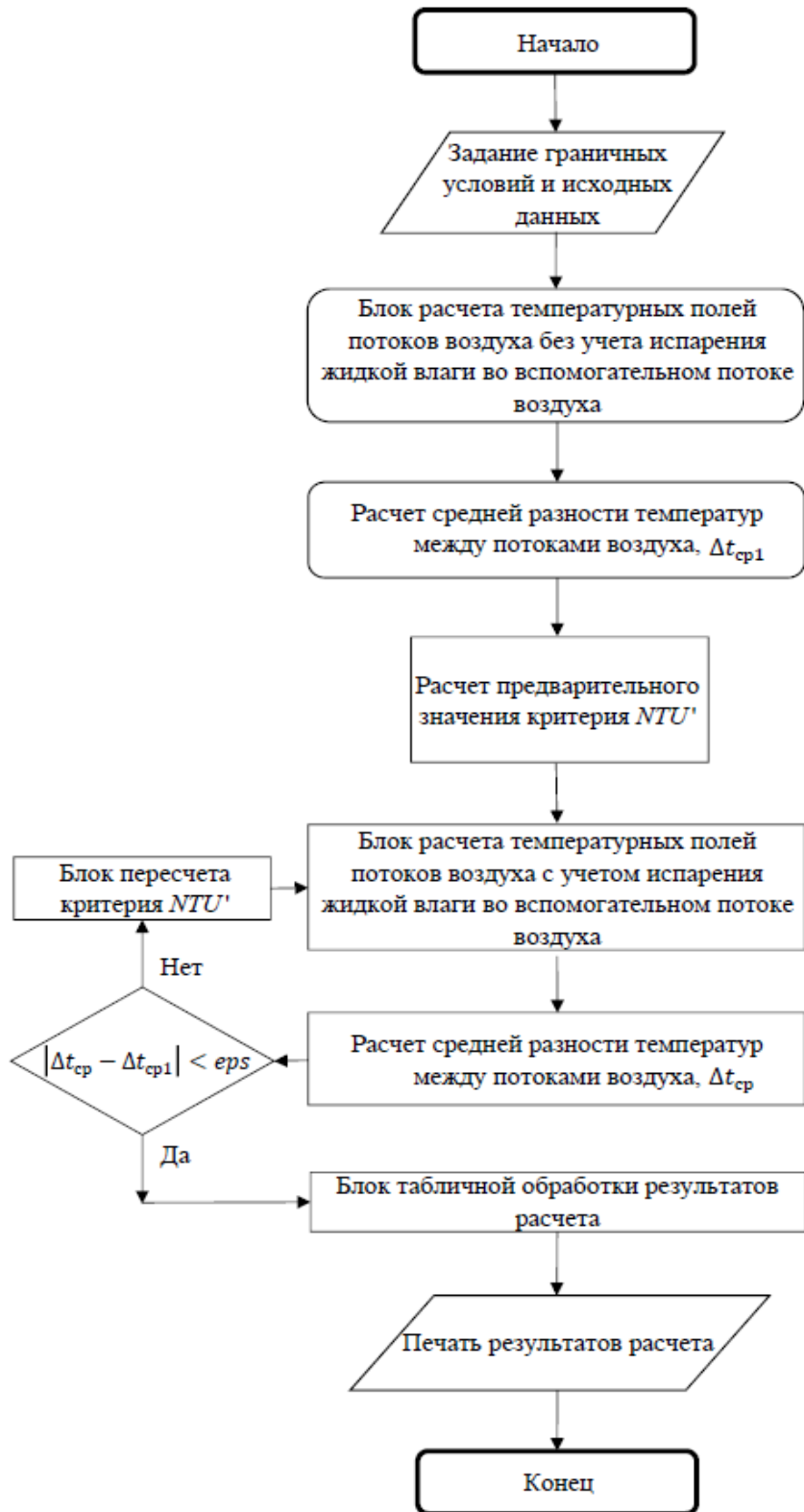


Рисунок 2.9 - Блок-схема расчетной программы

В таблицах 2.2, 2.3, для примера, показаны результаты расчета, выполненные по рассмотренной программе для ЭВМ для значений  $NTU=1,3$  и  $NTU=1,9$  соответственно.

Таблица 2.2 - Результаты расчетов температур  $t_{2г}$ ,  $t_{2х}$  и среднелогарифмической разности температур с использованием программы для ЭВМ при  $NTU=1,3$  различных значениях  $\Delta d$

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,3	0	0,47	0,53	0,47
	0,02	0,48502	0,56437	0,45988
	0,04	0,50069	0,59804	0,44952
	0,06	0,51673	0,63125	0,43859
	0,08	0,53317	0,66397	0,42704
	0,1	0,55005	0,69614	0,41485
	0,12	0,56742	0,72769	0,40197
	0,14	0,58531	0,75854	0,38834
	0,16	0,60378	0,78859	0,37389

Таблица 2.3 - То же, что в таблице 2.3, при  $NTU=1,9$

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,9	0	0,396	0,604	0,396
	0,02	0,41256	0,63559	0,38799
	0,04	0,43001	0,66616	0,3799
	0,06	0,44791	0,69612	0,37125
	0,08	0,4663	0,72541	0,36203
	0,1	0,48521	0,75396	0,35219
	0,12	0,50843	0,78688	0,33964
	0,14	0,52556	0,80963	0,33008
	0,16	0,55109	0,84111	0,31535

Результаты расчетов для других значений  $NTU$  приведены в приложении А. Впервые данные результаты были опубликованы в работе [86].

### 2.3 Оценка изменения эффективности пластинчатого рекуператора за счет испарения жидкой влаги из вспомогательного потока воздуха

В качестве эталона для построения уточненных формул можно использовать решение, полученный в [80], для нормальной схемы противоточного движения жидкостей в теплообменнике и подтвержденный сравнением с данными других авторов, например [16], [28]. Следует обратить внимание, что в [80] была исследована несколько иная версия проблемы, в частности, с учетом конденсации водяного пара из потока нагрева отработанного воздуха, поскольку это был холодный период года. Однако легко видеть, что по своей физической сути это эквивалентно случаю, рассмотренному в настоящем исследовании, в котором происходит испарение из потока, который охлаждает приток. В то же время было обнаружено, что условную среднюю разницу температур в рекуператоре  $\Delta t'_{cp}$  можно получить из «сухой»  $\Delta t_{cp}$  с помощью умножения на поправочный коэффициент  $\sqrt{1+2NTU'}$ . Из-за того, что общее количество теплоты, передаваемой в аппарате, будет пропорционально  $\Delta t'_{cp}$ , ясно, что и для  $\theta_x$  данный коэффициент должен иметь такое же значение.

На рисунке 2.6 сплошной линией показана зависимость от  $NTU'$  величины повышающего коэффициента к значению  $k_{эф.г}$  за счет влияния испарения по данным численного расчета с помощью рассмотренной выше программы для ЭВМ при  $NTU = 1,5$ . Пунктиром изображена аппроксимация, которая достаточно хорошо описывается следующей формулой:

$$f(NTU') = (1 + NTU')^{0.36}. \quad (2.2)$$

Следовательно, предположение о характере влияния дополнительного потока от испарения на температурную эффективность рекуператора подтверждается с точностью до числовых коэффициентов в формуле. Для других значений  $NTU$  в диапазоне от 0,1 до 2,5 аппроксимационные выражения имеют аналогичный вид,



меняется только значение показателя степени, поведение которого по результатам обработки численных расчетов показано на рисунке 2.11 сплошной кривой. Пунктир представляет собой график соответствующей аппроксимационной функции от параметра  $NTU$ . Итоговое соотношение для поправочного множителя к коэффициенту  $k_{эф.г}$  тогда можно представить в следующем виде:

$$f(NTU') = (1 + NTU')^{\frac{NTU}{1.55NTU+1.88}}. \quad (2.3)$$

Можно отметить, что по мере возрастания  $NTU$  показатель степени в (2.3) так же постепенно увеличивается, асимптотически приближаясь к значению 0,5, полученному для рекуператора с конденсацией в [80].

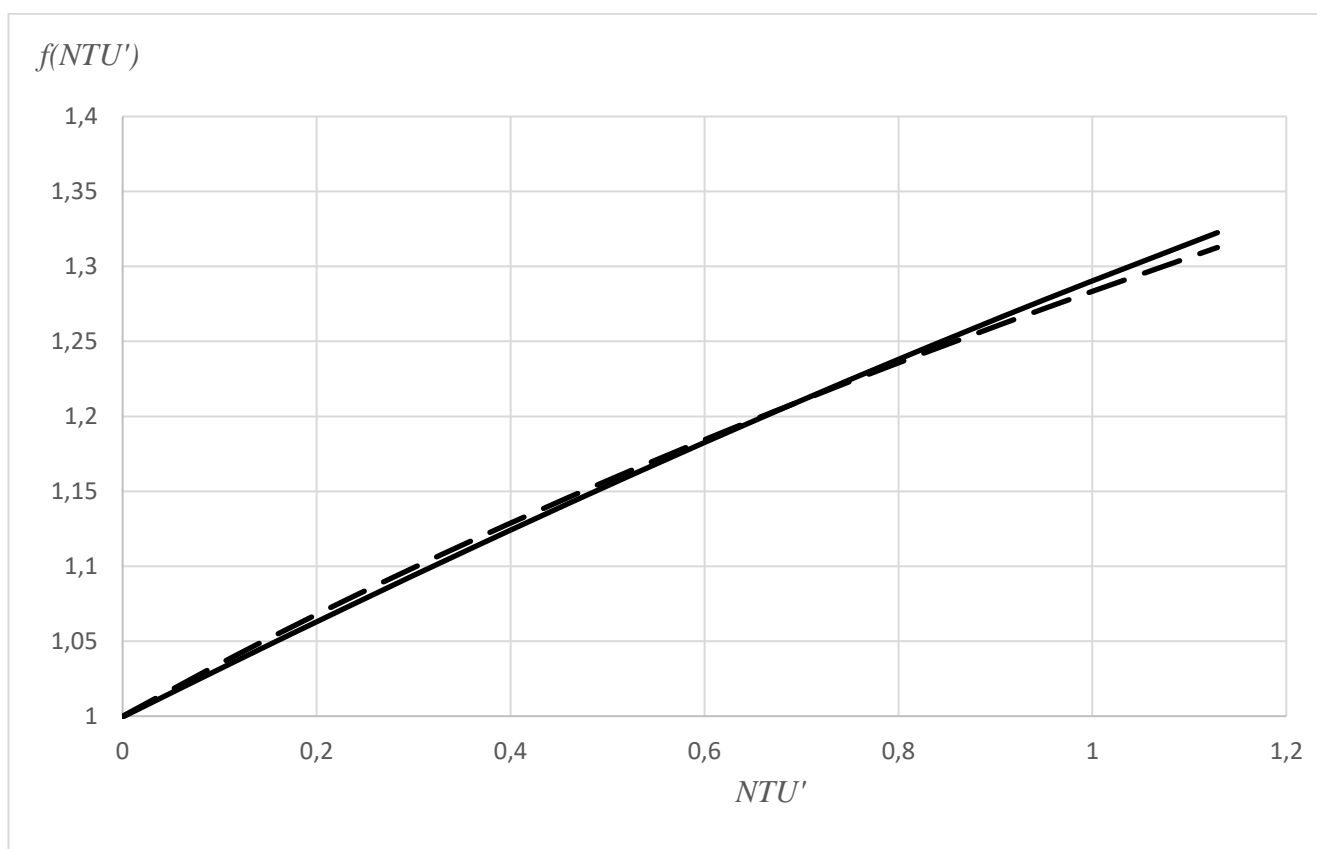


Рисунок 2.10 - Зависимость от  $NTU'$  поправочного множителя к величине  $k_{эф.г}$  за счет влияния испарения при  $NTU = 1,5$  (сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация по (2.2))

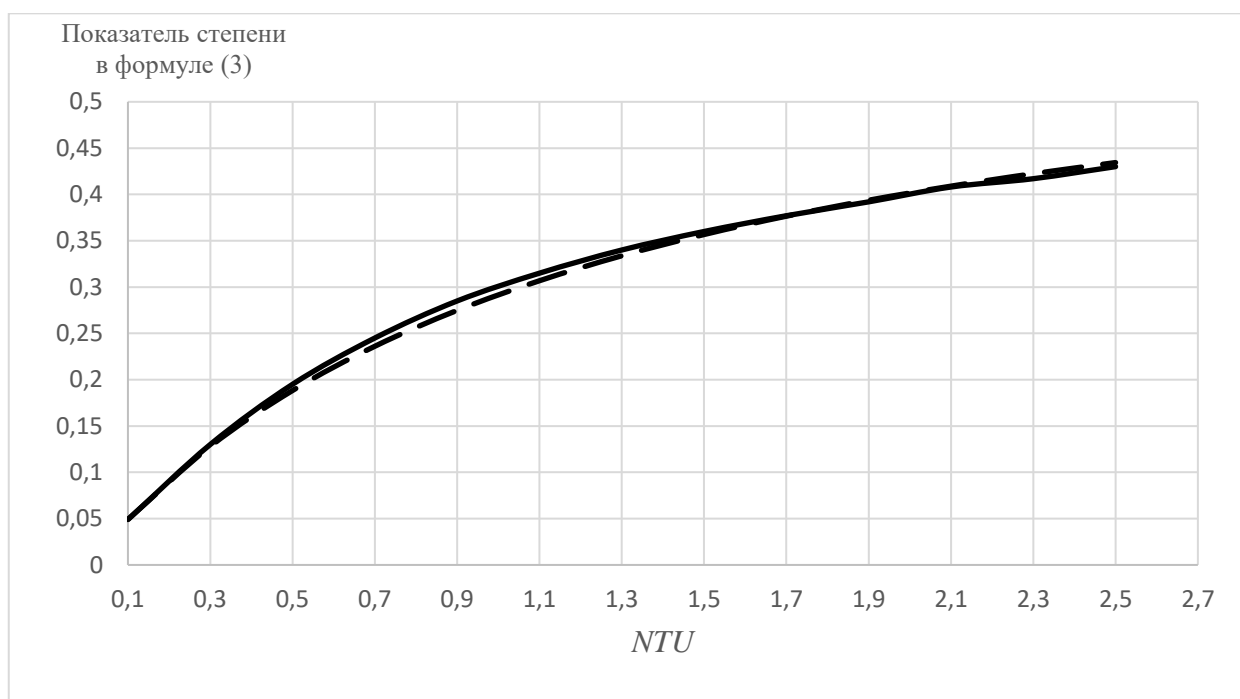


Рисунок 2.11 - Зависимость от  $NTU$  показателя степени в выражении (3) для поправочного множителя к величине  $k_{эф.г}$  за счет влияния испарения (сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация)

Графики зависимостей  $f(NTU)$  для других значений  $NTU$  приведены в приложении Б. Впервые данные результаты были опубликованы в работе [86].

Таким образом, учет возможного испарения капель жидкой влаги, проникающей в рекуператор, действительно приводит к повышению его температурной эффективности при косвенном испарительном охлаждении притока в теплый период года. В то же время полученные соотношения являются очень простыми и доступными для инженерной практики, не требуя при этом графического построения, а потому могут быть рекомендованы для использования в массовом проектировании и в учебном процессе.

Однако для завершения исследования и возможности полного анализа тепло-массообменных процессов в рекуператоре с соответствующим построением на  $I-d$ -диаграмме целесообразно рассмотреть и изменение эффективности  $k_{эф.х}$  по охлаждающему (нагреваемому) потоку вытяжного воздуха.

Этого можно добиться, если использовать ту же программу для ЭВМ, составленную авторами на алгоритмическом языке *Fortran* и реализующую конечно-разностную аппроксимацию уравнений теплообмена в рекуператоре с учетом испарения капель, которая была представлена в п. 2.2.

В качестве основных безразмерных параметров при обработке результатов были принят комплекс  $NTU = \frac{3.6kF}{Gc}$ , т.е. число единиц переноса теплоты для греющего теплоносителя, где  $G$  соответствует массовому расходу греющего теплоносителя, кг/ч;  $c$  – его удельной теплоемкости (для воздуха  $c = 1,005$  кДж/(кг·К)); параметры  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), и  $F$ , м<sup>2</sup> являются соответственно коэффициентом теплопередачи теплообменника и его поверхностью теплообмена, а также  $NTU' = \frac{r\Delta d}{c\Delta t_{cp}} \cdot 10^{-3}$  – комплекс, учитывающий испарение воды, или число единиц переноса влаги. Здесь  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур, К, между теплоносителями в аппарате, получаемая на основании расчета температурного поля, остальные обозначения приведены на странице 47.

На рисунке 2.8 сплошной линией представлена зависимость от  $NTU'$  величины повышающего коэффициента к значению  $k_{эф.х}$  за счет влияния испарения по данным численного расчета при  $NTU = 1,5$ . Пунктиром показана аппроксимация, которая в данном случае достаточно хорошо представляется следующим выражением:

$$f(NTU') = \sqrt{1 + NTU'}. \quad (2.4)$$

Таким образом, предварительные соображения о влиянии дополнительной теплоты за счет испарения на температурную эффективность рекуператора, в соответствии с которыми поправочный множитель к  $k_{эф.х}$  должен выглядеть как  $\sqrt{1 + bNTU'}$ , где  $b$  – некоторый числовой коэффициент (см. выше), подтверждается и для нагреваемого (охлаждающего) воздушного потока, так же с точностью до числового коэффициента в формуле. Для других значений  $NTU$  в диапазоне от 0,1 до 2,5 аппроксимационные выражения будут выглядеть аналогично, меняется только величина числового коэффициента при  $NTU'$ , поведение которого по ре-

результатам обработки численных расчетов показано на рисунке 2.12 сплошной кривой. Вследствие большого диапазона изменения параметров здесь принята логарифмическая шкала по обеим осям. Поскольку в таких координатах построенная линия близка к прямой, очевидно, что ее аппроксимацию следует искать в виде степенной функции от параметра  $NTU$ , график которой изображен пунктиром. В этом случае окончательное соотношение для поправочного множителя к коэффициенту  $k_{эф.х}$  записывается в следующем виде:

$$f(NTU') = \sqrt{1 + bNTU'}, \text{ где } b = \frac{1.7}{NTU^{1.3}} \quad (2.5)$$

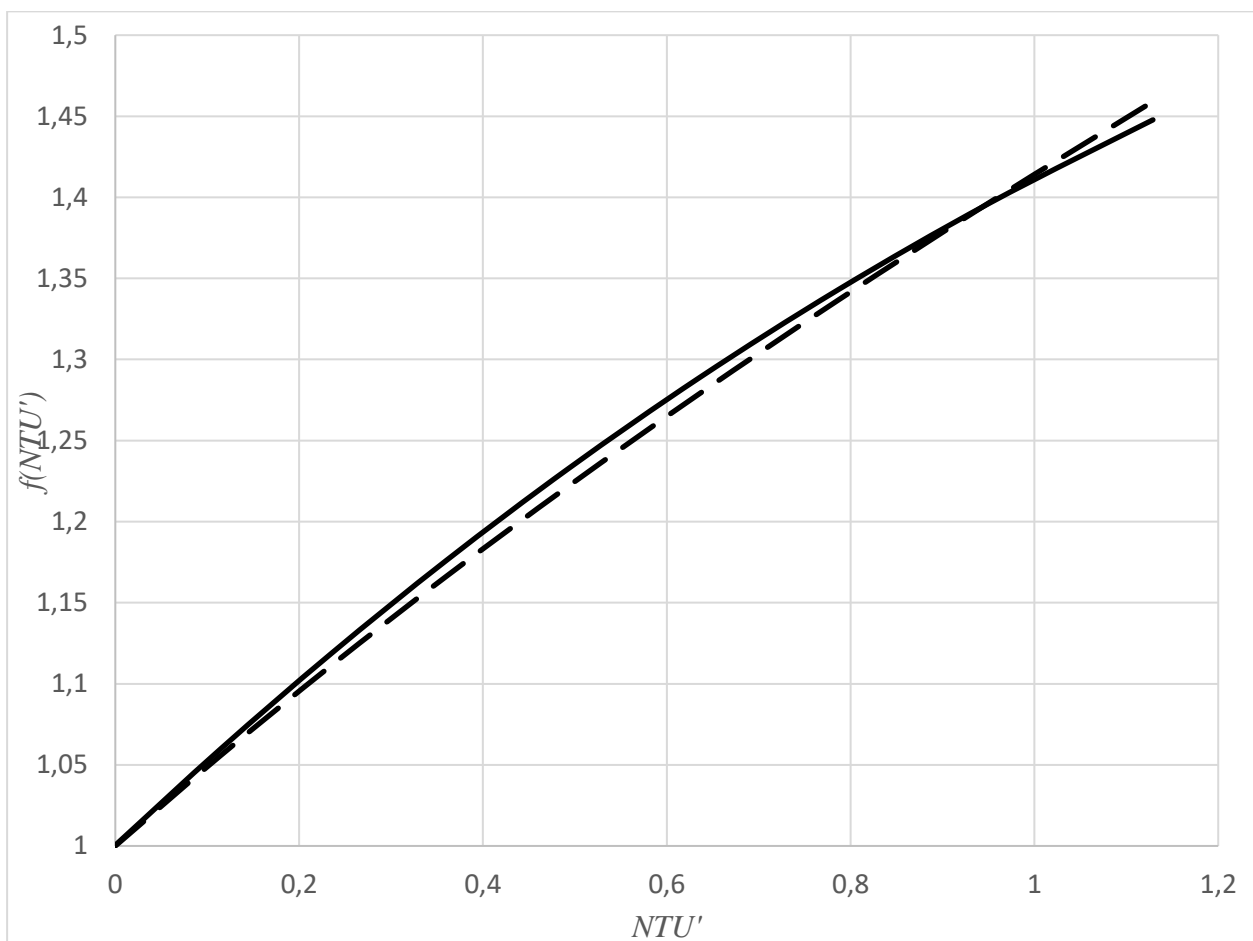


Рисунок 2.12 - Зависимость от  $NTU'$  поправочного множителя к величине  $k_{эф.х}$  за счет влияния испарения при  $NTU = 1,5$  (сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация по (2.4))

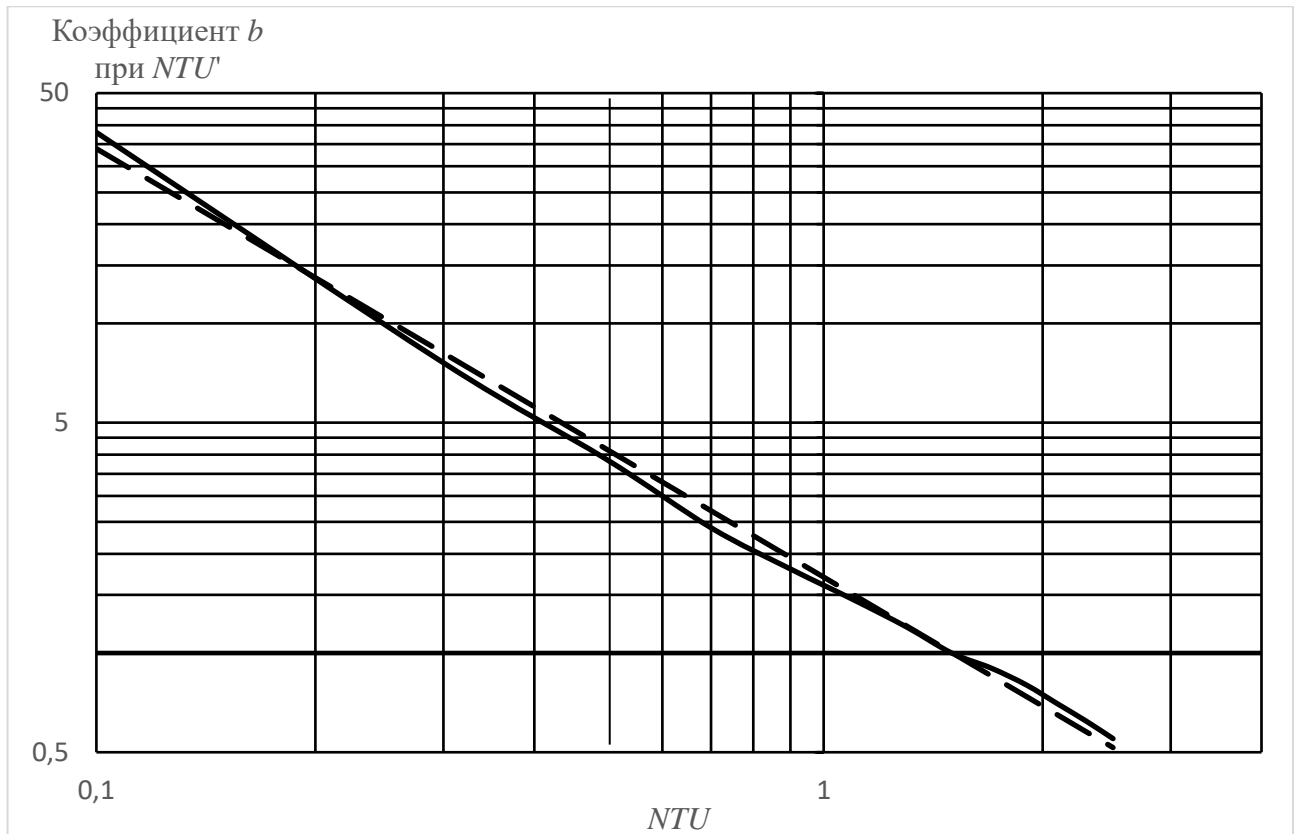


Рисунок 2.13 - Зависимость от  $NTU$  числового коэффициента  $b$  при  $NTU'$  в выражении (2.5) для поправочного множителя к величине  $k_{эф.х}$  за счет влияния испарения (сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация)

Заметим, что рост температурной эффективности рекуператора вследствие испарения жидкой влаги на поверхности теплообмена должно влиять также и на изображение в  $I-d$ -диаграмме соответствующих процессов изменения состояния влажного воздуха в аппарате. Первоначальная схема таких процессов, при построении которой значения  $k_{эф.х}$  и  $k_{эф.г}$  принимались одинаковыми и без учета рассматриваемого эффекта, была представлена в работе [83] и п.2.1. Покажем теперь, что произойдет, если коэффициенты  $k_{эф.х}$  и  $k_{эф.г}$  будут вычислены с использованием корректировки через величину  $NTU'$  по полученным выше формулам.

Рассмотрим процесс изменения состояния влажного воздуха в оборудовании систем климатизации при использовании пластинчатого перекрестноточного рекуператора с использованием косвенного испарительного охлаждения притока в теплый период года в условиях, аналогичных тем, которые были использованы выше, но с учетом испарения воды в пластинчатом рекуператоре, уносимой из секции

увлажнения. На рисунке 2.14 показан фрагмент  $I-d$ -диаграммы с процессом изменения состояния воздуха с учетом испарения жидкой влаги на поверхности рекуператора (сплошная линия). Для сравнения пунктиром изображен процесс без учета испарения, описанный в работе [83].

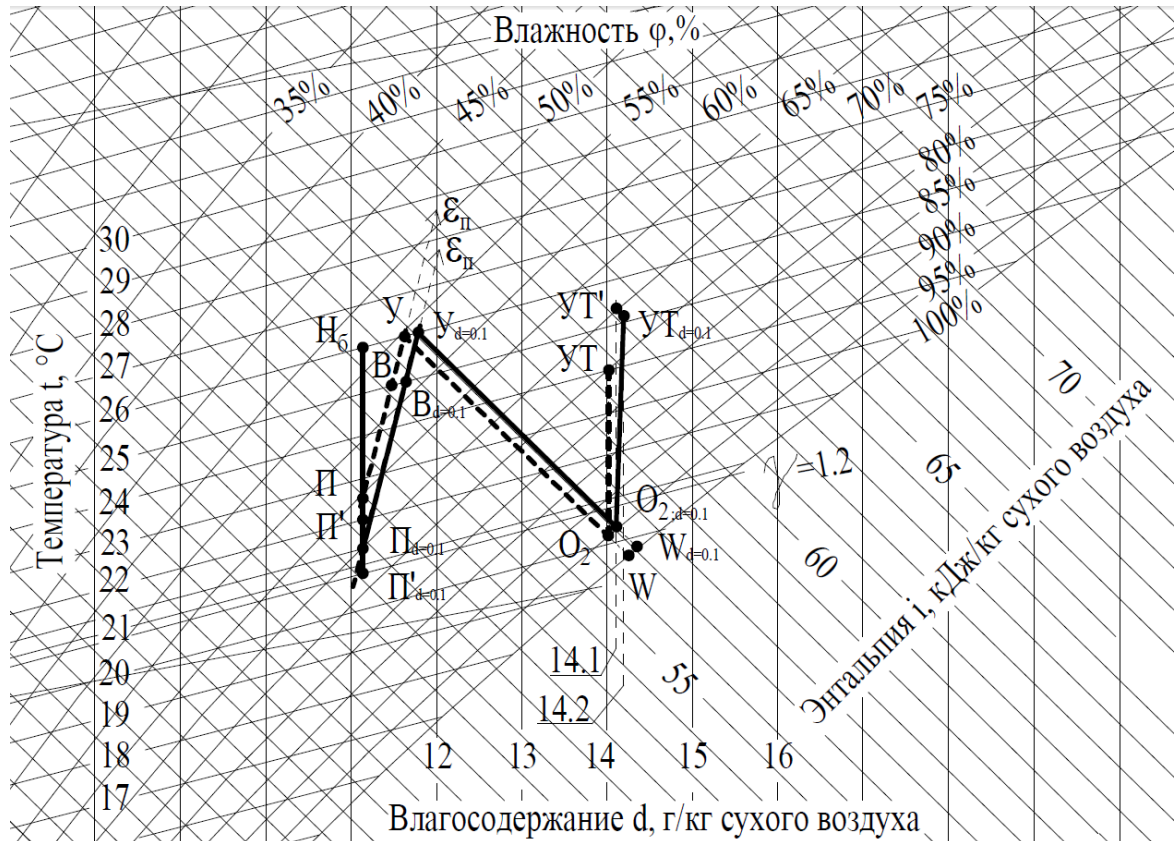


Рисунок 2.14 - Изображение на  $I-d$ -диаграмме процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании с учетом испарения капель влаги (сплошная линия) и без учета испарения (пунктирная линия)

Параметры основных точек на рисунке 2.10:

$H_B$  (наружный воздух по параметрам «Б»): температура  $t_{H_B} = +26^\circ\text{C}$ , энтальпия  $I_{H_B} = 54,4$  кДж/кг для Москвы по СП 131.13330.2018 «Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\* "Строительная климатология"» [95];

$P' = O$  (после пластинчатого теплообменника перед вентилятором): температура  $t_{P'} = t_{H_B} - f(NTU')k_{эф}(t_{H_B} - t_{O_2})$  при равных расходах приточного и уходящего воздуха и с учетом величины  $t_{O_2}$  (см. ниже), где  $k_{эф} = 0,67$  – средний коэффициент

температурной эффективности пластинчатого теплообменника без учета испарения. Выражение для повышающего коэффициента  $f(NTU')$  было получено авторами в [80]:

$$f(NTU') = (1 + NTU')^{\frac{NTU}{1.55NTU+1.88}}$$

Для того, чтобы результаты, получаемые в данном разделе, возможно было сопоставить с данными [83] и п.2.1, используем принятое там среднее значения  $k_{эф}$  для вычисления параметра  $NTU$  по имеющейся зависимости [78]:

$$k_{эф} = \frac{NTU}{1.137 \cdot NTU + 1}$$

откуда для  $k_{эф} = 0,67$  после преобразований получаем  $NTU = 2,81$ .

Значение комплекса  $NTU' = 0,844$  определяем в ходе вычислений по уже упомянутой программе для ЭВМ, описанной в п.2.2, при вычисленном значении  $NTU = 2,81$  и предполагаемом изменении влагосодержания потока вытяжного воздуха  $\Delta d = 0,1$  г/кг.

Тогда, подставив в формулу (3) принятые  $NTU$  и  $NTU'$ , получаем:

$$f(NTU') = (1 + 0.844)^{\frac{2.81}{1.55 \cdot 2.81 + 1.88}} = 1.3$$

Следовательно, температура в точке П' будет равна:  $t_{п'} = t_{нБ} - f(NTU')k_{эф}(t_{нБ} - t_{о2}) = 26 - 1,3 \cdot 0,67(26 - 20) \approx +20,8^{\circ}\text{C}$

П (приток после вентилятора): температура  $t_{п} = +21,3^{\circ}\text{C} = t_{п'} + 0,5^{\circ}$ ; влагосодержание  $d_{п} = d_{п'} = d_{нБ} = 11,1$  г/кг;

В (внутренний воздух помещения): температура  $t_{в} = +25^{\circ}\text{C}$  – максимальная из оптимальных в ТП по ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»; относительная влажность  $\varphi_{в} = 58\%$  – в оптимальных пределах по построению при заданных  $t_{п}$  и  $d_{п}$  и при характерном значении углового коэффициента луча процесса в помещении  $\varepsilon_{пом} = 10000$  кДж/кг,

У (уходящий воздух): температура  $t_{у} = t_{в} + 1 = 26^{\circ}\text{C}$ , энтальпия  $I_{у} = 56,1$  кДж/кг – по построению;

W (предельно возможное состояние после адиабатного увлажнения): температура  $t_w = t_{m(y)} = +19,7^\circ\text{C}$ , т.е. равна температуре мокрого термометра уходящего воздуха, относительная влажность  $\phi_w = 100\%$ ;

O<sub>2</sub> (перед пластинчатым теплообменником после секции увлажнения): относительная влажность  $\phi_{o2} = 95\%$ , температура  $t_{o2} = +20,2^\circ\text{C}$  (по построению);

УТ' (вспомогательная после пластинчатого теплообменника для потока уходящего воздуха): температура  $t_{yt} = t_{o2} + f(NTU')k_{\phi}(t_n - t_{o2}) = 20,2 + 1,3 \cdot 0,67(26 - 20,2) = +25,3^\circ\text{C}$ ;

УТ (после пластинчатого теплообменника для потока уходящего воздуха с учетом поступления скрытой теплоты за счет испарения капель): получается по построению процесса из вспомогательной точки УТ' по линии  $I = const$  и увеличению влагосодержания на величину  $\Delta d = 0,1$  г/кг.

Таким образом, учет испарения в рассматриваемом примере привел к снижению величины  $t_n$  с  $+22,5$  до  $+21,3^\circ$  и, соответственно, разности  $(t_y - t_n)$  с  $3,5$  до  $4,7^\circ$ , а, следовательно, к сокращению требуемого воздухообмена в помещении в  $4,7/3,5 = 1,34$  раза, т.е. примерно на  $1/3$ . Разумеется, данный результат должен привести и к изменению условий достижения требуемых параметров внутреннего микроклимата в обслуживаемом помещении, а именно к повышению их обеспеченности и к расширению области параметров наружного климата, где возможно применение рассматриваемой схемы.

Проведем аналогичный расчет для предполагаемого изменения влагосодержания потока вытяжного воздуха  $\Delta d = 0,2$  г/кг. При этом по определению величина комплекса  $NTU' = 2,05$ , тогда значение повышающего коэффициента равно:

$$f(NTU') = (1 + 2.05)^{\frac{2.81}{1.55 \cdot 2.81 + 1.88}} = 1,65.$$

Вычислим произведение  $f(NTU')$  и коэффициента температурной эффективности пластинчатого теплообменника  $k_{\phi}$ :  $f(NTU')k_{\phi} = 1,65 \cdot 0,67 = 1,1$ . Но с точки зрения физического смысла такое произведение должно быть меньше 1, иначе не будет выполняться закон сохранения энергии. Поэтому очевидно, что данное усло-



вие не может быть реализовано физически, и дальнейшие расчеты нецелесообразны. Однако по сути это означает, что вся жидкая влага при  $\Delta d = 0,2$  г/кг не сможет испариться с поверхности теплообмена в рекуператоре, тогда остаток будет стекать в его поддон, и его необходимо будет отводить в систему канализации либо возвращать обратно в секцию увлажнения для повторного использования. Более того, исходя из условия  $f(NTU)k_{эф} < 1$ , мы можем определить предельную величину  $\Delta d$ , то есть максимально возможное количество влаги, которое может испариться в теплообменнике при соблюдении теплового баланса между потоками воздуха. При этом, очевидно, графическое построение уже не требуется, а полученные соотношения имеют достаточно простой и инженерный вид, поэтому их можно рекомендовать для использования в массовом проектировании и в учебном процессе.

### **ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПРИТОКА С ПЛАСТИНЧАТЫМ РЕКУПЕРАТОРОМ И АДИАБАТНЫМ УВЛАЖНИТЕЛЕМ**

Целью натурного эксперимента является подтверждение и количественная оценка уноса жидкой влаги из секции сотового увлажнителя.

#### **3.1 Постановка задачи эксперимента, выбор методики и средств измерения**

Несмотря на значительные достижения в области теоретического анализа и численного моделирования процессов тепло- и массообмена в аппаратах обработки притока систем механической вентиляции и кондиционирования воздуха, из-за сложности таких процессов и большого количества различных факторов, влияющих на их протекание, экспериментальные исследования в данной области являются необходимыми и неизбежными. Такие исследования обычно преследуют две основные задачи: подтверждение теоретических гипотез и получение численных характеристик оборудования либо числовых коэффициентов в зависимостях, структура которых определена теоретическим путем.

Как отмечалось во второй главе, основной особенностью, отличающей рассматриваемую установку с точки зрения режима функционирования ее отдельных элементов, является то обстоятельство, что в теплый период года воздушный поток проходит через секцию увлажнения в обратном направлении, необходима экспериментальная проверка работы данной секции в таких условиях. В первую очередь нас интересует, будет ли наблюдаться унос капель жидкой влаги с потоком воздуха из-за отсутствия каплеуловителя в передней части секции, которая вследствие переключения становится теперь хвостовой. Данный вопрос имеет значение, прежде всего, с точки зрения возможности реализации одного из предполагаемых преимуществ предлагаемой схемы обработки приточного воздуха по сравнению с суще-

ствующими аналогами, а именно увеличения температурной эффективности пластинчатого рекуператора в теплый период вследствие испарения уносимых капель на поверхности теплообмена и отвода дополнительного количества теплоты, необходимого на испарение, от охлаждаемого потока через поверхность.

В случае, если такой эффект будет наблюдаться, необходимо оценить унос влаги количественно и выявить его зависимость от основных факторов, характеризующих режим работы увлажнителя, в первую очередь от скорости движения воздуха в геометрическом сечении секции, а также, при возможности, от расхода подаваемой в аппарат воды и длины его пленконесущей насадки. При известной воздухопроизводительности экспериментальной установки  $L_v$ , м<sup>3</sup>/ч, это позволит определить удельное содержание жидкой влаги в охлаждающем потоке  $\Delta d$ , г/кг, и сопоставить с полученным ранее теоретическим путем [85] (см. п.2.3) предельным уровнем, при превышении которого влага уже перестает испаряться из-за недостатка теплоты, подводимой от охлаждаемого потока.

В главе 2 (п. 2.3) было отмечено, что на эффективность пластинчатого рекуператора влияет количество испарившейся влаги. Поэтому следует определить количество уносимой влаги из секции сотового увлажнителя.

### **3.2 Проверка функционирования сотового увлажнителя в теплый период года при изменении направления потоков воздуха**

Принципиальная схема опытного стенда изображена на рисунке 3.1, а конструкция показана на рисунке 3.2.

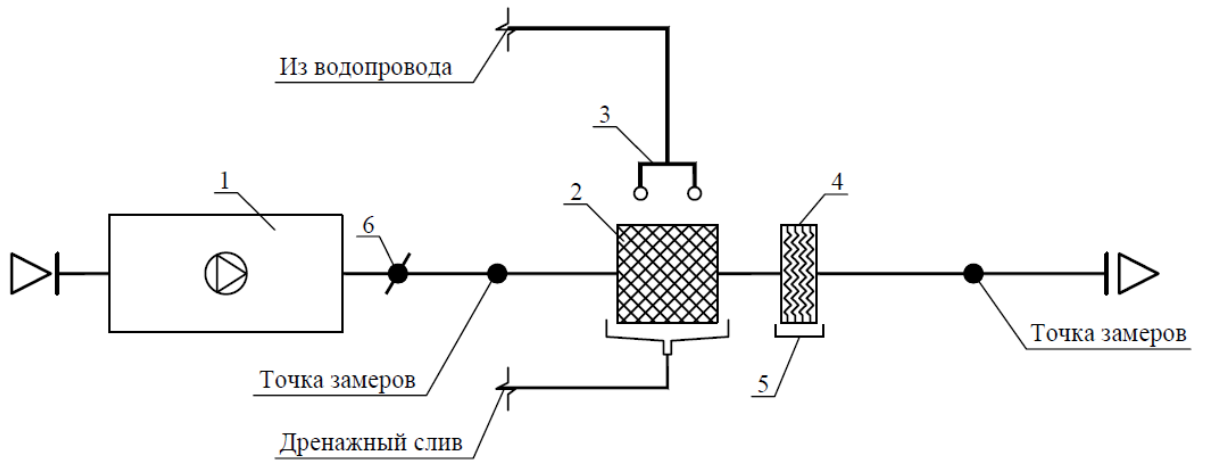


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 — приточная установка; 2 — сотовый увлажнитель; 3 — водораспределительный узел; 4 – каплеуловитель; 5 – поддон для сбора влаги; 6 – воздушная заслонка



Рисунок 3.2 - Конструкция опытного стенда

Интересующий нас уровень  $\Delta d$  по результатам замеров вычисляется как отношение  $(G_w/G_B) \cdot 10^3$ , где  $G_B$  – массовый расход подаваемого установкой воздуха, кг/ч, равный произведению  $L_B$  на плотность притока  $\rho_B = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ;  $G_w$  – массовый расход

уносимой жидкой влаги, кг/ч, улавливаемой каплеотбойником. Его величина определялась непосредственно объемным методом, по времени заполнения мерной емкости. Процесс уноса влаги из сотового увлажнителя показан на рисунке 3.3.



Рисунок 3.3 - Унос влаги из сотового увлажнителя

Регулирование значения  $L_v$  в ходе эксперимента производилось путем изменения аэродинамического сопротивления сети, а численная оценка  $L_v$  осуществлялась косвенным методом, с помощью измерения средней скорости потока  $v_v$ , м/с, на выходе из приточного отверстия по ГОСТ 12.3.018-79 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний» [25] в точках, координаты и количество которых зависит от формы и размера сечения, после чего  $L_v = 3600v_v f_{\Gamma}$ , где  $f_{\Gamma}$  – геометрическое сечение установки, м<sup>2</sup>.

Так для вентиляционного канала квадратного с размерами сторон 300x300 мм в соответствии с ГОСТ 12.3.018-79, предусмотрено двенадцать точек измерения скоростей, см. рисунок 3.4.

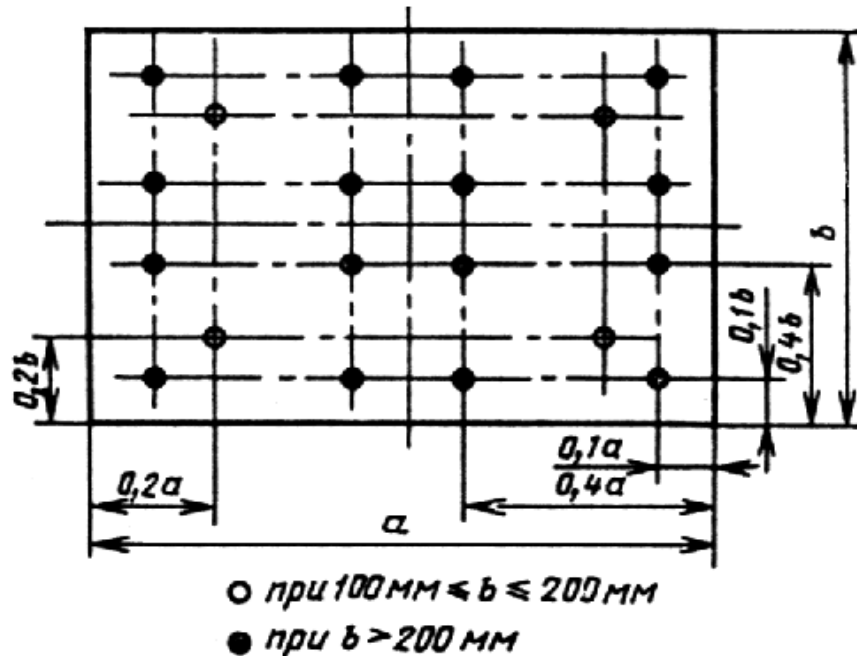


Рисунок 3.4 - Координаты точек измерения давлений и скоростей в воздуховодах прямоугольного сечения

Результаты экспериментального исследования представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Результаты замеров уноса жидкой влаги и данные их обработки

Фактическая скорость в геометрическом сечении установки $V_{\text{ф}}$ , м/с	Масса уносимой влаги за 10 мин работы экспериментальной установки, г	Масса уносимой влаги за 60 мин работы экспериментальной установки, г	Фактический объемный расход воздуха $L_{\text{ф}}$ , м <sup>3</sup> /ч	Фактический массовый расход воздуха $G_{\text{ф}}$ , кг/ч	Удельное содержание жидкой влаги в охлаждающем потоке $\Delta d$ , г/кг	Абсолютная погрешность $\Delta(\Delta d)$ , г/кг	То же, аппроксимация $\Delta(\Delta d)$ , г/кг
2,0	0	0	664	800	0	0	0,013
3,1	47	282	1010	1240	0,235	0,007	-0,012
4,0	95	570	1328	1600	0,35	0,010	-0,004
5,2	149	894	1701	2094	0,455	0,013	0,017

Время измерения скорости потока воздуха в канале принималось не менее 10 с в каждой точке.

В качестве измерительных приборов применялся многофункциональный прибор фирмы Testo 435-4 с зондом скорости воздуха с обогреваемой струной. Прибор входит в Государственный Реестр Средств измерений РФ. Прибор, зонд скорости и зонд температуры/влажности имеют следующие характеристики:

Таблица 3.2 – Характеристики прибора Testo 435-4 и его зонда

Параметр измерения	Скорость	Температура	Относительная влажность
Диапазон измерений	0 ... 20 м/с	-50 ... +150 °С	0 ... 100 %
Погрешность	$\pm(0,1 \text{ м/с} + 5 \% \text{ от изм. знач.})$	$\pm 0,3 \text{ °С}$	$\pm 2 \%$
Разрешение	0,01 м/с	0,1 °С	0,1 %

Измерение количества уносимой влаги выполнялось с помощью электронных лабораторных весов ВЛТЭ-2100П-В, которые соответствуют ГОСТ OIML R 76-1-2011, предел погрешности весов составляет  $\pm 50 \text{ мг}$ .

Оценку точности полученных результатов можно провести следующим образом. Поскольку величина  $\Delta d$  получается из результатов эксперимента путем умножения и деления, то в соответствии с теорией погрешностей складываются относительные погрешности исходных данных. Следовательно, относительная погрешность  $\delta(\Delta d)$  будет равна:

$$\delta(\Delta d) = \delta(v) + \delta(M) = 0,028 + 0,0014 = 0,0281.$$

Здесь  $\delta(v)$  – относительная погрешность прибора Testo при измерении скорости;  $\delta(M)$  – относительная погрешность измерения весов.

Тогда абсолютную погрешность  $\Delta(\Delta d)$ , полученных в результате эксперимента, значений  $\Delta d$  можно оценить следующим образом:

$$\Delta(\Delta d) = \delta(\Delta d)\Delta d. \quad (3.1)$$

Соответствующие значения абсолютной погрешности указаны в предпоследней колонке таблицы 3.1.

Как видно, из рисунка 3.5 данные значения того же порядка, что и отклонения экспериментальных точек от графика аппроксимирующей зависимости, приведенных в последней колонке таблицы 3.1. Поэтому, полученное для нее выражение 3.3 можно считать практически достоверным.

На основе экспериментальных данных составлен график зависимости уноса влаги из секции сотового увлажнителя от относительной скорости  $v_{отн}$ , представленный на рисунке 3.5.

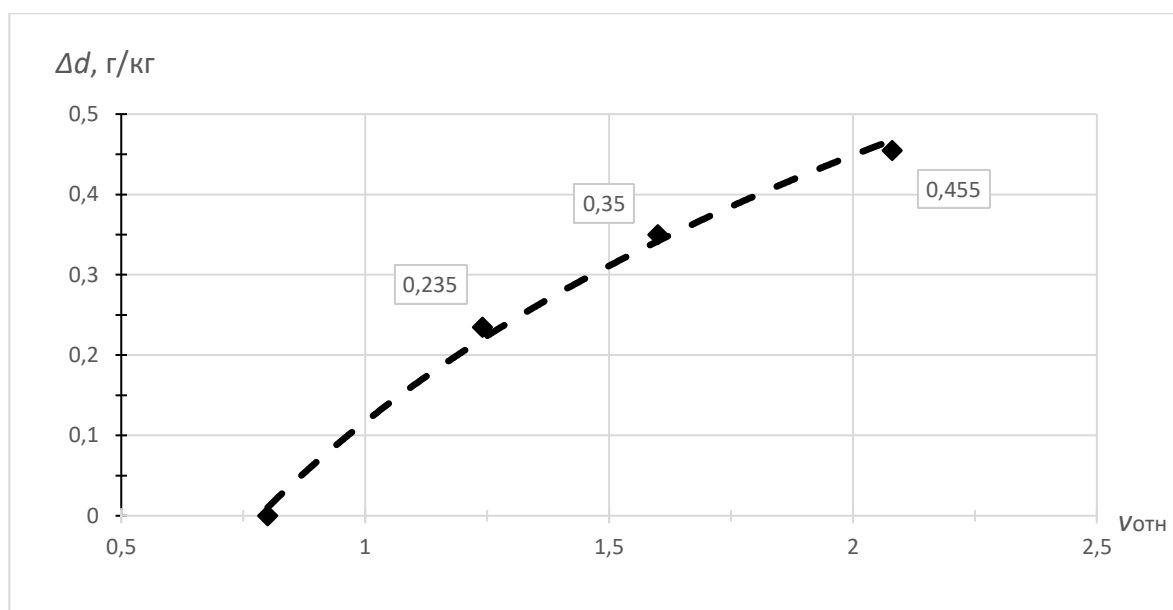


Рисунок 3.5 - График зависимости удельного содержания жидкой влаги в охлаждающем потоке  $\Delta d$ , г/кг, от изменения относительной скорости воздушного потока  $v_{отн}$ , м/с

Величина  $v_{отн}$  определяется по выражению:

$$v_{отн} = \frac{v_{\phi}}{v_{ном}} = \frac{L_{\phi}}{L_{ном}}. \quad (3.2)$$

Здесь  $v_{\phi}$  – фактическая скорость воздушного потока в геометрическом сечении экспериментальной установки, м/с;  $v_{ном}$  – номинальная скорость для установок рассматриваемого типа, равная 2,5 м/с;  $L_{\phi}$  и  $L_{ном}$  – соответственно фактический расход воздуха в экспериментальной установке и его номинальное значение для установок рассматриваемого типа с тем же геометрическим сечением, принимаемое по техническим данным (каталогам) заводов изготовителей, м<sup>3</sup>/ч.



Для установок рассматриваемого типа  $v_{\text{ном}}$  находится следующим образом:

$$v_{\text{ном}} = \frac{L_{\text{ном}}}{3600f_{\Gamma}}, \quad (3.3)$$

здесь  $f_{\Gamma}$  – геометрическое сечение выбранной установки,  $\text{м}^2$ .

В качестве базовых установок в данном случае были выбраны приточные агрегаты по типу ВЕРОСА-300 фирмы ВЕЗА, ANR и UTR фирмы KORF, а также AIRNED фирмы NED.

Положение экспериментальных точек на графике с достаточной точностью описываются следующей аппроксимационной формулой:

$$\Delta d = 0,48 \ln(v_{\text{отн}}) + 0.12 \quad (3.4)$$

Возможность экспериментального моделирования с использованием установки уменьшенных размеров и выбор в качестве независимой переменной только относительной скорости  $v_{\text{отн}}$  можно обосновать следующим образом. Вычислим число Рейнольдса при минимальном значении фактической скорости воздушного потока  $V_{\phi} = 2 \text{ м/с}$ :  $\text{Re} = \frac{V_{\phi} l}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,3}{1,506 \cdot 10^{-5}} = 40000$ , где  $l = 0,3 \text{ м}$  – характерный размер поперечного сечения установки (эквивалентный диаметр),  $\nu = 1,506 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость воздуха при температуре  $+20^{\circ}\text{C}$  [103]. Но в соответствии с данными [103] и других источников именно начиная с  $\text{Re} = 40000$  в большинстве случаев начинается автомодельность гидродинамических и массообменных процессов по данному критерию. Дополнительно вычислим произведение  $\text{Re} \frac{k_3}{l} = 40000 \frac{0,0001}{0,3} = 13,3$ , где  $k_3 = 0,1 \text{ мм} = 0,0001 \text{ м}$  – эквивалентная шероховатость стенок экспериментального стенда (оцинкованная сталь). Поскольку данное произведение больше 10 [103], это дополнительно подтверждает сделанный вывод об автомодельности и предположения о возможности экспериментального моделирования рассматриваемым способом.

При этом максимальное значение  $V_{\phi} = 5,2$  м/с выбрано несколько превышающим верхний предел оптимального диапазона скоростей при эксплуатации приточных установок, который для большинства конструкций составляет около 4 м/с, для получения более достоверной зависимости количества уносимой влаги от  $v_{отн}$  с тем, чтобы величина  $V_{\phi} = 4$  м/с оказалась не на границе, а внутри исследуемого диапазона. Кроме того, это необходимо для оценки наибольшей величины  $\Delta d$ , которая принципиально может быть получена при технически достижимых параметрах работы установки, с целью ее сопоставления с наибольшим количеством влаги, способным испариться в рекуператоре (см. раздел 2.3). Следует также отметить, что конкретно для сотовых увлажнителей многие производители дают верхний предел эксплуатационного значения скорости воздушного потока 4,5 – 5 м/с [122], поэтому выбор максимальной  $V_{\phi} = 5,2$  м/с представляется оправданным и с этой точки зрения.

Необходимо также отметить, что время переключения потоков в установке при переходе с зимнего режима на летний и наоборот и, соответственно, возникновения реверса в увлажнителе для рассматриваемой конструкции даже при ручном управлении составляет всего несколько секунд, причем это происходит однократно при смене сезонов года, поэтому влиянием этого на процессы в исследуемых аппаратах можно пренебречь, и в работе данный вопрос не рассматривается. Кроме того, нужно сказать, что, поскольку пластины рекуператора выполнены из материала, смачиваемого водой (алюминиевые пластины), следовательно, уносимая из увлажнителя влага распределяется на них преимущественно в виде пленки, что было установлено непосредственным разбрызгиванием воды на пластины в одной из установок, включающих подобный рекуператор, поэтому оказывается допустимым сопоставление получаемых результатов с приведенными для аналогичных условий в работах [14], [28], [80].

Таким образом, по результатам экспериментального исследования подтверждено наличие уноса влаги из секции увлажнения при изменении направления потока воздуха и получена зависимость величины уноса от относительной скорости

воздуха в геометрическом сечении установки. Кроме того, показано, что максимальный уровень фактической величины уноса является величиной того же порядка, что и предельное значение, определенное в [79] в соответствии с количеством, которое способно полностью испариться в рекуператоре, и, следовательно, в предложенной схеме действительно может использоваться теплота испарения влаги, уносимой из увлажнителя, для повышения температурной эффективности теплообменника. Полученное соотношение для  $\Delta d$  представлено в виде критериального уравнения, связывающего безразмерные параметры, и поэтому имеет достаточно общий вид, пригодный для оценочных расчетов для всех приточных установок исследованных типов. Впервые данные результаты были опубликованы в работе [88].

## ГЛАВА 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО КЛИМАТА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ИССЛЕДУЕМОЙ СХЕМЫ

### 4.1 Выявление корреляционных зависимостей между расчетными параметрами наружного климата в теплый период

Рассмотрим теперь вопрос о возможности осуществления рассматриваемой схемы в зависимости от расчетных климатических параметров в районе строительства. Схема процесса обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме представлена на рисунке 4.1.

Параметры основных точек:

НБ – наружный воздух по параметрам «Б» в теплый период года: температура  $t_{НБ}$  и энтальпия  $I_{НБ}$  по СП 131.13330.2012 «Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\* "Строительная климатология"» (далее – СП 131), влагосодержание  $d_{НБ}$  – по построению;

П' = О – после пластинчатого теплообменника перед вентилятором: температура  $t_{П'} = t_{НБ} - k_{эф}(t_{НБ} - t_{o2})$  при равных расходах приточного и уходящего воздуха и с учетом величины  $t_{o2}$  (см. ниже), где  $k_{эф} = 0,67$  – средний коэффициент температурной эффективности пластинчатого теплообменника;

П – приток после вентилятора: температура  $t_{П} = t_{П'} + 0,5^{\circ}\text{C}$ ; влагосодержание  $d_{П} = d_{П'} = d_{НБ}$ ;

В – внутренний воздух помещения: температура  $t_{в}$  и относительная влажность  $\varphi_{в}$  в оптимальных пределах по ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» (далее – ГОСТ 30494);

У – уходящий воздух: температура  $t_{у} = t_{в} + 1$ , энтальпия  $I_{у}$  – по построению с учетом углового коэффициента луча процесса в помещении  $\varepsilon_{пом}$ ;

W – предельно возможное состояние после адиабатного увлажнения: температура  $t_{w} = t_{м}(У)$ , т.е. равна температуре мокрого термометра уходящего воздуха, относительная влажность  $\varphi_w = 100\%$ ;

$O_2$  – перед пластинчатым теплообменником после секции увлажнения: относительная влажность  $\phi_{O_2} = 95\%$ , температура  $t_{O_2}$  – по построению;

УТ – после пластинчатого теплообменника для потока уходящего воздуха: температура  $t_{УТ} = t_{O_2} + k_{\phi}(t_H - t_{O_2})$ .

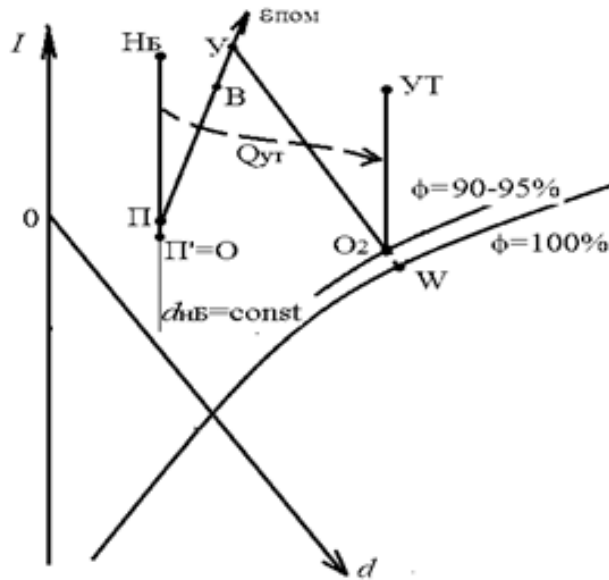


Рисунок 4.1 - Схема изображения на  $I-d$ -диаграмме процессов в установке, использующей косвенное испарительное охлаждение в пластинчатом рекуператоре

Из построения на рисунке 4.1 можно определить, что обеспечить параметры внутреннего воздуха на уровне  $t_B = +25^\circ\text{C}$  и  $\phi_B = 60\%$ , т.е. у верхнего уровня оптимальных значений по ГОСТ 30494, с помощью рассматриваемого процесса косвенного испарительного охлаждения можно при условии  $d_{нБ} \leq 11,4 - 11,5$  г/кг, поскольку именно в этом случае луч, изображающий процесс изменения состояния влажного воздуха в помещении при характерном значении  $\epsilon_{пом} = 10000$  кДж/кг, пересекает линию  $d_{нБ} = \text{const}$  при температуре  $t_{п}$  не выше  $+22,5^\circ\text{C}$ . Тогда располагаемый перепад температур для ассимиляции теплоизбытков в обслуживаемом помещении составит  $\Delta t = t_y - t_{п} = 26 - 22,5 = 3,5^\circ\text{C}$ , а при дальнейшем его уменьшении в случае роста  $d_{н}$  требуемый воздухообмен оказывается уже слишком большим.

Для выявления области параметров наружного климата, где это возможно, необходимо проанализировать взаимосвязь значений  $t_{нБ}$  и  $I_{нБ}$ , являющихся основными нормируемыми величинами в ТП. На рисунке 4.2 показана корреляционная зависимость между данными параметрами для 40 городов России, расположенных во всех районах и климатических зонах, за исключением юга Дальнего Востока, отличающегося в этом отношении существенной спецификой, по данным СП 131.

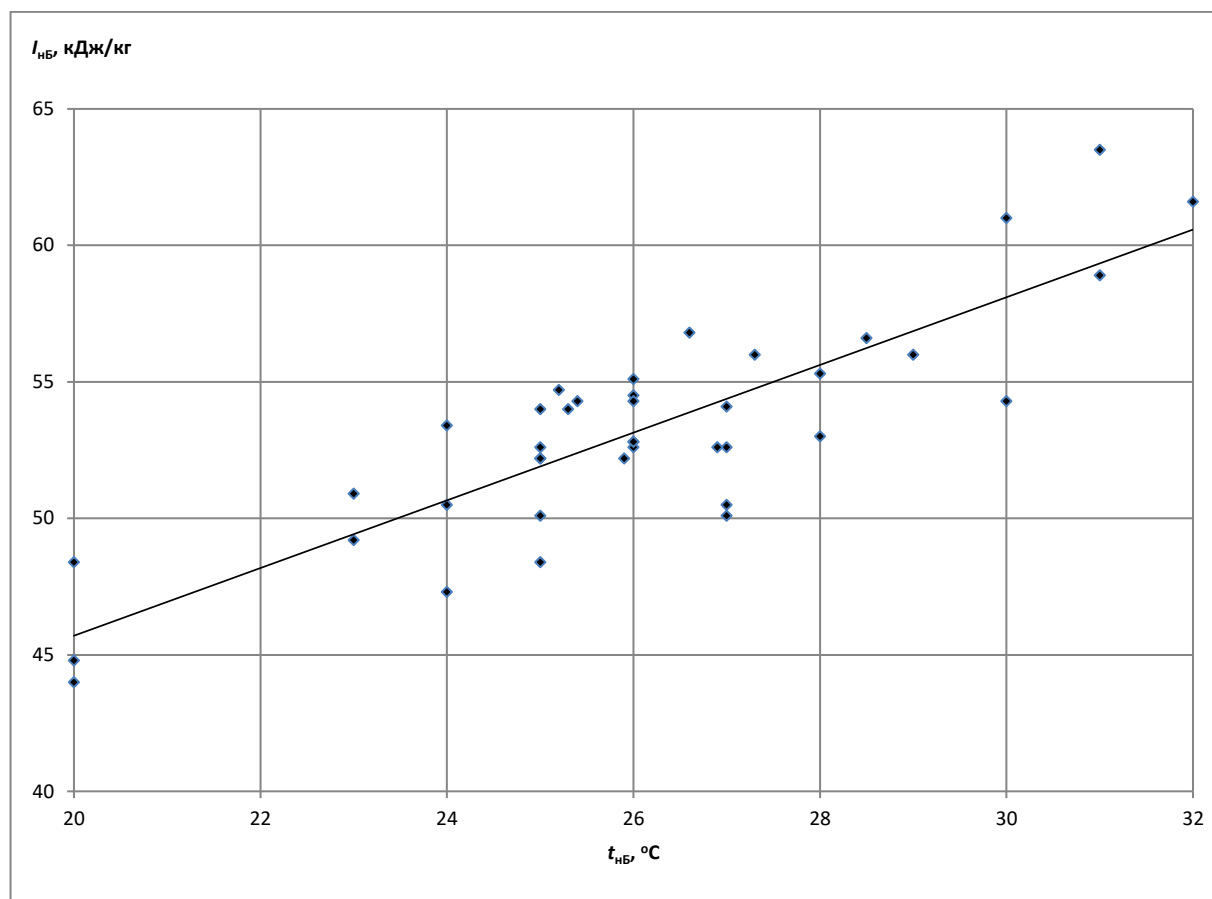


Рисунок 4.2 - Поле корреляции для значений  $t_{нБ}$  и  $I_{нБ}$  по данным СП 131

Регрессионный анализ показывает, что, несмотря на кажущийся довольно значительным разброс точек, корреляция все же достаточно тесная, с коэффициентом  $r = 0.85$ , что позволяет считать выявленную зависимость статистически значимой. Соответствующее уравнение регрессии может быть записано в следующем виде:

$$I_{нБ} = 1,24t_{нБ} + 20,9. \quad (4.1)$$

Впервые данные результаты были опубликованы в работе [84].

#### 4.2 Разработка аналитического описания положения основных точек на $I$ - $d$ -диаграмме в пределах исследуемой схемы

В силу изложенного в п.п.4.1 и 4.2 предлагается аналитическое решение задачи определения положения на  $I$ - $d$  диаграмме основных точек, характеризующих процессы обработки воздуха в предложенной здесь схеме, при этом сам процесс обработки воздуха и описание основных точек показаны на рисунке 4.1 в п. 4.1 настоящей главы.

Используя коэффициент температурной эффективности пластинчатого теплообменника  $k_{\text{эф}}$ , можно найти выражение для температуры притока  $t_{\text{п}}$ , °С:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{нБ}} - k_{\text{эф}}(t_{\text{нБ}} - t_{\text{о2}}) + 0,5, \quad (4.2)$$

Здесь  $t_{\text{нБ}}$ , °С – расчетная температура наружного воздуха в ТП для рассматриваемого района строительства по параметрам «Б» в соответствии с таблицей 4.1 СП 131;  $t_{\text{о2}}$ , °С – температура вытяжного воздуха перед поступлением в рекуператор после секции адиабатного охлаждения; добавка 0,5°С учитывает среднюю величину подогрева притока в вентиляторе перед подачей в помещение.

Из выражения для энтальпии влажного воздуха определяем влагосодержание притока  $d_{\text{п}}$ , г/кг:

$$d_{\text{п}} = d_{\text{нБ}} = \frac{I_{\text{нБ}} - 1.005t_{\text{нБ}}}{2.49}, \quad (4.3)$$

Здесь  $I_{\text{нБ}}$ , кДж/кг – расчетная энтальпия наружного воздуха в ТП по параметрам «Б» из СП 131;  $d_{\text{нБ}}$ , г/кг – его влагосодержание, вычисляемое, исходя из значений  $t_{\text{нБ}}$  и  $I_{\text{нБ}}$ ; параметр 2,49 представляет собой удельную теплоту испарения воды, кДж/г, а 1,005 – удельную теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·К).

Имея в виду, что охлаждение притока в рекуператоре идет по  $d = \text{const}$ , и учитывая (1), находим энтальпию притока  $I_{\text{п}}$  и уходящего из помещения воздуха  $I_{\text{у}}$ , кДж/кг:

$$I_{\text{п}} = I_{\text{нБ}} - 1.005[k_{\text{эф}}(t_{\text{нБ}} - t_{\text{о2}}) + 0.5]; \quad (4.4)$$

$$I_{\text{у}} = 1.005t_{\text{у}} + 2.49d_{\text{у}}, \quad (4.5)$$

где  $d_y$ , г/кг – влагосодержание уходящего воздуха;  $t_y$  – его температура, °С, которая для кондиционируемых помещений в первом приближении обычно принимается на 1°С выше температуры в рабочей зоне помещения  $t_B$ .

В соответствии с определением углового коэффициента луча процесса в помещении  $\varepsilon_{\text{пом}}$  с учетом (4):

$$\varepsilon_{\text{пом}} = \frac{1,005t_y + 2,49d_y - I_{\text{п}}}{d_y - d_{\text{п}}} \cdot 10^3; \quad (4.6)$$

Отсюда, очевидно,

$$d_y = \frac{d_{\text{п}} + (1,005t_y - I_{\text{п}}) \cdot 10^3 / \varepsilon_{\text{пом}}}{1 - 2,49 \cdot 10^3 / \varepsilon_{\text{пом}}}. \quad (4.7)$$

Используя выражение для температуры мокрого термометра через энтальпию влажного воздуха, находим:

$$t_{o2} = 4,47\sqrt{I_y} - 13,33. \quad (4.8)$$

Тогда, с учетом (4) и (6) и возводя обе части получаемого выражения в квадрат, после некоторых преобразований получаем искомое соотношение для  $t_{o2}$ :

$$t_{o2}^2 + bt_{o2} + c = 0. \quad (4.9)$$

где коэффициенты  $b$  и  $c$  вычисляются по формулам:

$$b = 26,66 + \frac{20 \cdot 1005k_{\text{эф}}}{0,402\varepsilon_{\text{пом}} - 1000};$$

$$c = 177,7 - 20 \cdot 1,005t_y - \\ - 20 \cdot \frac{(I_{\text{нб}} - 1,005t_{\text{нб}})/2,49 + [1,005t_y - I_{\text{нб}} + 1,005[k_{\text{эф}}t_{\text{нб}} + 0,5]] \cdot 10^3 / \varepsilon_{\text{пом}}}{0,402 - 10^3 / \varepsilon_{\text{пом}}}$$

(здесь  $0,402 = 1/2,49$ ;  $26,66 = 13,33 \cdot 2$ ;  $177 = 13,332$ ;  $20 = 4,472$ ).

Отсюда, очевидно,  $t_{o2} = (-b + \sqrt{b^2 - 4c})/2$ , после чего, при необходимости, величину  $t_{\text{п}}$  можно найти по выражению (4.2). Нетрудно заметить, что данный алгоритм достаточно просто реализуется с помощью электронных таблиц Excel.

В качестве примера приведем результаты многовариантных расчетов по полученной методике для климатических условий Москвы: НБ (наружный воздух по параметрам «Б»): температура  $t_{\text{нб}} = +26^\circ\text{C}$ , энтальпия  $I_{\text{нб}} = 54,4$  кДж/кг по СП 131;



при значении  $\varepsilon_{\text{пом}} = 10000$  кДж/кг и среднем коэффициенте температурной эффективности пластинчатого теплообменника  $k_{\text{эф}} = 0.67$  находим  $b = 31.12$ . После этого, задаваясь величиной  $t_y$  в диапазоне от  $+23$  до  $+26^\circ\text{C}$  в соответствии с возможным уровнем  $t_b$  в пределах от  $+22$  до  $+25^\circ\text{C}$ , получаем значения остальных интересующих нас параметров, приведенные в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Результаты вычислений параметров основных точек, показанных на рисунке 4.1, по формулам (4.2) – (4.9), при различных значениях  $t_y$

$t_y, ^\circ\text{C}$	$c$	$t_{\text{о2}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t = t_y - t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$
23	-949	18,95	21,77	1,23
23,5	-962	19,14	21,90	1,60
24	-975	19,33	22,03	1,97
24,5	-989	19,52	22,16	2,34
25	-1002	19,71	22,29	2,71
25,5	-1015	19,90	22,41	3,09
26	-1029	20,09	22,54	3,46

Очевидно, что, чем выше выбранная величина  $t_b$  и чем она ближе к верхнему пределу оптимального диапазона для ТП в соответствии с требованиями ГОСТ 30494-2011 [18], тем больше получается достигаемая разность температур притока и уходящего воздуха  $t_y - t_{\text{п}}$  и, следовательно, тем меньше будет требуемый воздухообмен в помещении для ассимиляции тепловлагодоступлений. Поэтому при использовании предлагаемой схемы обработки воздуха в ТП параметры внутреннего микроклимата следует принимать равными наибольшим возможным значениям, допускаемым условиями комфортности.

Таким образом, разработанная методика действительно позволяет проводить аналитическую оценку состояния воздуха в основных точках процесса обработки притока, использующего косвенное испарительное охлаждение в пластинчатом перекрестно-точном теплообменнике в ТП и проводить многовариантные расчеты с целью выявления оптимальных режимов функционирования схемы и возможности ее применения в различных климатических условиях. При этом она имеет достаточно простой вид и доступна для использования в практике проектирования климатических систем. Впервые данные результаты были опубликованы в работе [89].

### 4.3 Установление зоны территории РФ, где исследуемая схема обеспечивает требуемые параметры внутреннего микроклимата

Пользуясь соотношением  $I = 1,005t + 2,53d$  (с некоторой корректировкой), по известным  $t$  и  $I$  для каждой точки можно вычислить и интересующую нас в наибольшей степени величину  $d_{\text{нб}}$ , после чего найти взаимосвязь ее со значением  $t_{\text{нб}}$ . Соответствующее поле корреляции приведено на рисунке 4.3.

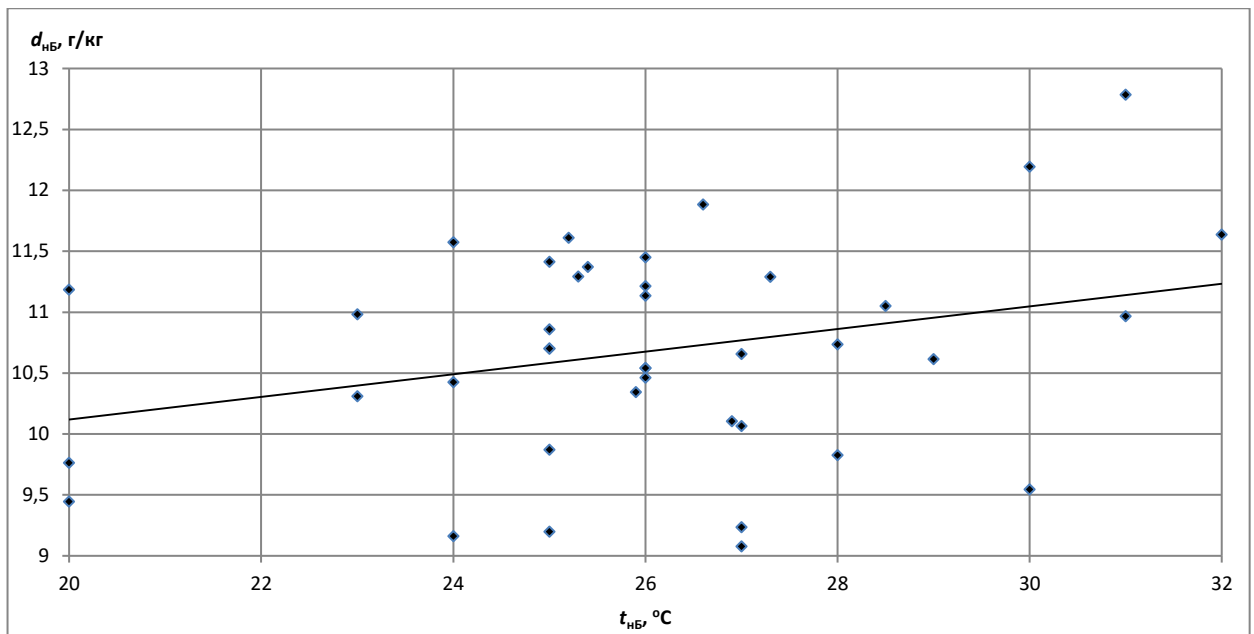


Рисунок 4.3 - Поле корреляции для  $t_{\text{нб}}$  и  $d_{\text{нб}}$  (пересчет по данным СП 131)

Рассматривая полученное построение, необходимо сделать вывод, что, несмотря на некоторый наклон линии тренда, в данном случае никакой статистически значимой корреляции не наблюдается – соответствующий коэффициент составляет всего лишь  $r = 0,29$ . Следовательно, во всех случаях можно использовать среднее значение  $d_{\text{нб.ср}} = 10,68 \pm 0,87$  г/кг независимо от величины  $t_{\text{нб}}$ , а соотношение (4.1) на самом деле близко к функциональной связи при постоянном  $d$ . Поэтому оказывается, что с вероятностью около 80%, величина  $d_{\text{нб}}$  будет такова, что еще можно реализовать процесс косвенного испарительного охлаждения, позволяющий обеспечить параметры внутреннего воздуха в помещении в оптимальных пределах. Можно отметить, что с учетом данных СП 131 на самом деле условие  $d_{\text{нб}} \leq 11,4 - 11,5$  г/кг в пределах точности расчета, составляющей около 0,1 г/кг, не выполняется

только на достаточно ограниченных территориях Среднего Поволжья, Краснодарского и Ставропольского краев и прилегающих районов Северного Кавказа, а также на юге Дальнего Востока.

Установленное практическое постоянство величины  $d_{нб}$  дает возможность также провести оценку изменения условий реализуемости предлагаемой схемы при повышении расчетных параметров наружного климата в процессе глобального потепления. Именно, независимость значений  $d_{нб}$  от  $t_{нб}$  для населенных пунктов, расположенных в различных частях территории РФ, дает основания предполагать, что и для каждого конкретного района строительства потепление будет происходить лишь за счет повышения  $t_{нб}$  при  $d_{нб} = \text{const.}$ , следовательно, точка Н на  $I-d$ -диаграмме будет перемещаться только вертикально вверх, без смещения по влажностному содержанию. Это означает, что при сохранении коэффициента температурной эффективности рекуператора на одном и том же уровне и фиксированном положении точки В, например, как это было принято в п.п.2.3 и 4.1, а именно  $t_{в} = +25^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_{в} = 60\%$ , т.е. у верхнего уровня оптимального диапазона, указанного в ГОСТ 30494, что, в свою очередь, фиксирует и положение точки  $O_2$  после увлажнителя, из выражения  $t_{п'} = t_{нб} - k_{эф}(t_{нб} - t_{o2})$  в случае  $k_{эф} \rightarrow 1$ , что, как было показано в п.2.3, справедливо при учете испарения уносимой влаги, оказывается, что и  $t_{п'} \approx \text{const.}$  Иначе говоря, и точка П будет в первом приближении сохранять свое место на диаграмме, поэтому вся последовательность процессов обработки воздуха в условиях применения предлагаемой схемы будет сохраняться.

Таким образом, рассматриваемая схема обработки воздуха при использовании на подавляющей части территории Российской Федерации действительно дает возможность не применять в теплый период года искусственные источники холода при разумной величине перепада температур между приточным и вытяжным воздухом. В то же время полученные соотношения между основными параметрами наружного климата имеют простой и инженерный вид и пригодны для оценочных расчетов, например, при определении общего энергопотребления системами обеспечения микроклимата и выборе оптимальной последовательности процессов обработки притока. Впервые данные результаты были опубликованы в работе [84].

## ГЛАВА 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ПРИТОКА С ПЛАСТИНЧАТЫМ РЕКУПЕРАТОРОМ И АДИАБАТНЫМ УВЛАЖНИТЕЛЕМ

### 5.1 Определение составляющих затрат на оборудование и энергоресурсы при использовании исследуемой схемы

Рассмотрим технико-экономические аспекты применения обработки приточного воздуха, в которой используется косвенное испарительное охлаждение в пластинчатом перекрестно-точном теплообменнике. Для этого проведем сопоставление предлагаемой в работе схемы с ее ближайшим аналогом, описанным в п.1.1 [36 – 38, 102].

Можно заметить, что с точки зрения единовременных капитальных затрат  $K$ , руб., в предлагаемом варианте исключаются затраты на второй увлажнитель воздуха, с необходимостью включаемый в схему [36 – 38, 102], а также могут снижаться общие затраты на приточную и вытяжную установку за счет возможного уменьшения их размеров из-за снижения необходимого воздухообмена в помещении  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, за счет роста  $k_{эф}$  рекуператора. В то же время существуют дополнительные затраты на добавленные промежуточные секции, но поскольку их стоимость значительно ниже, чем у увлажнителя, в большинстве случаев мы должны добиться снижения общей стоимости  $K$ . При этом затраты на автоматизацию, монтаж и регулировку установки должны оставаться практически постоянными, поскольку клапаны в установленных дополнительных секциях переключаются вручную во время перехода с летнего на зимний режим и наоборот.

Что касается эксплуатационных расходов, то можно отметить, что в случае уменьшения  $L$  затраты на тепловую энергию для подогрева притока в холодный период должны уменьшаться, как и потребление электроэнергии для привода вентиляторов, так как оба эти значения пропорциональны  $L$ . Но даже если воздухообмен не изменится, по крайней мере, потребление электроэнергии должно быть

уменьшено из-за того, что аэродинамическое сопротивление дополнительных промежуточных камер незначительно по сравнению с сопротивлением второго увлажнителя. Поэтому в большинстве случаев использование предлагаемой схемы по сравнению с аналогом должно давать более низкие значения как  $K$ , так и  $\mathcal{E}$ , т. е. давать абсолютную окупаемость.

Точный учет всех перечисленных обстоятельств и оценка их вклада относительно общих капитальных и операционных затрат может быть продемонстрирован на следующем примере.

Рассмотрим для начала простейший вариант, когда в первом случае пренебрегаем возможным сокращением воздухообмена и, следовательно, поперечные размеры блоков обработки воздуха обеих сравниваемых установок будут одинаковыми. В этом случае мы можем выделить в чистом виде влияние на составляющие затрат именно за счет изменения последовательности обработки притока. В частности, стоимость теплоты для нагрева вентиляционного воздуха в течение отопительного периода может поэтому считаться совпадающей в обеих версиях, и будет отличаться только стоимость электроэнергии и амортизационные отчисления на оборудование. Для получения более обоснованных результатов принимаются значения по разным производителям: ООО "ВЕЗА" и ООО "Европейская Климатехника". Компоненты  $\mathcal{E}$  были рассчитаны в соответствии с техникой, указанной в [76], на основе выбранного уровня  $L$ , режима работы установок и аэродинамического сопротивления, рассчитанного при выборе их компонентов.

Эксплуатационные затраты, относящиеся к расходу электрической энергии на привод насосов, вентиляторов и компрессоров в климатических системах, руб./г., можно вычислить по выражению [76]:

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = Z_p N_{\text{раб}} N_{\text{уст}} C_{\text{эл}}, \quad (5.1)$$

В данном случае  $Z_p$  – время, ч/сут, когда установка кондиционирования воздуха работает, в нашем случае принято в размере 14;  $N_{\text{раб}}$  – число рабочих дней установки за год в зависимости от режима функционирования объекта, здесь 360 сут/г.;  $N_{\text{уст}}$  – установленная мощность привода электродвигателей, кВт;  $C_{\text{эл}}$  – тариф за электроэнергию, руб./кВт·ч, принятый на момент расчета в размере 2.47.

Формулу для расчета годовых амортизационных отчислений, руб./г., на оборудование приточной и вытяжной систем можно записать следующим образом:

$$\mathcal{E}_{\text{ам}} = \frac{1.5K}{T_{\text{ам}}}, \quad (5.2)$$

где  $T_{\text{ам}}$  – расчетный срок амортизации, принимаемый равным сроку функционирования оборудования, то есть для систем вентиляции и кондиционирования воздуха около 15 лет. Коэффициент 1.5 предусматривает дополнительные отчисления на полное восстановление элементов, а также на капитальный и текущий ремонт.

Для общих годовых эксплуатационных издержек, руб./г., имеем выражение:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{эл}} + \mathcal{E}_{\text{ам}}. \quad (5.3)$$

Результаты вычисления  $\mathcal{E}_{\text{эл}}$ ,  $\mathcal{E}_{\text{ам}}$  и соответствующих значений  $\mathcal{E}$  представлены в таблицах 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1 - Эксплуатационные затраты на систему кондиционирования воздуха фирмы ООО «ВЕЗА»

$Z_p$ , ч	$N_{\text{раб}}$ , сут	$N_{\text{уст}}$ , кВт	$C_{\text{эл}}$ , руб./кВт·ч	$\mathcal{E}_{\text{эл}}$ , руб./г.	$T_{\text{ам}}$ , лет	$K$ , руб.	$\mathcal{E}_{\text{ам}}$ , руб./г.	$\mathcal{E}$ , руб./г.
Вариант 1 (приточно-вытяжная установка с двумя увлажнителями по схеме [36 – 38, 102])								
14	360	10.56	2.47	131459.4	15	1197730	119773	251233
Вариант 2 (приточно-вытяжная установка с одним увлажнителем и дополнительными секциями с ручным управлением по схеме п.2.1)								
14	360	10.28	2.47	127973.7	15	1567240	156724	284698

Таблица 5.2 - Эксплуатационные затраты на систему кондиционирования воздуха фирмы ООО «Европейская Климатехника»

$Z_p$ , ч	$N_{\text{раб}}$ , сут	$N_{\text{уст}}$ , кВт	$C_{\text{эл}}$ , руб./кВт·ч	$\mathcal{E}_{\text{эл}}$ , руб./г.	$T_{\text{ам}}$ , лет	$K$ , руб.	$\mathcal{E}_{\text{ам}}$ , руб./г.	$\mathcal{E}$ , руб./г.
Вариант 1 (приточно-вытяжная установка с двумя увлажнителями по схеме [36 – 38, 102])								
14	360	11.1	2.47	138181.7	15	1385075	138508	276690
Вариант 2 (приточно-вытяжная установка с одним увлажнителем и дополнительными секциями с ручным управлением по схеме п. 2.1)								

14	360	10.71	2.47	133326.6	15	1706730	1706730	304000
----	-----	-------	------	----------	----	---------	---------	--------

Для выявления наиболее экономически целесообразного варианта будем использовать метод совокупных дисконтированных затрат СДЗ, поскольку он является наиболее предпочтительным в условиях рыночной экономики для так называемых «затратных» проектов, непосредственно не связанных с извлечением прибыли, а ориентированных на снижение издержек, к которым относятся и энерго-сберегающие мероприятия. Величина СДЗ в общем случае учитывает значения  $K$  и  $\mathcal{E}$ , выраженные в неизменных ценах, и риски капиталовложений в сочетании с величиной банковского процента [76]:

$$\text{СДЗ} = K(1 + p/100)^T + \mathcal{E}[(1 + p/100)^T - 1](100/p), \quad (5.4)$$

Здесь  $T$  – расчетный срок, г.,  $p$  – норма дисконта, принятая в расчетах на уровне 6% годовых (при текущей ключевой ставке ЦБ РФ в 4.25%). Формула (5.4) дает значение СДЗ, приведенное к концу расчетного срока, что оказывается более наглядным.

Результаты определения СДЗ для обоих вариантов конструкции приточного и вытяжного агрегатов показаны соответственно в таблицах 5.3 и 5.4 и для наглядности также на графиках (рисунки 5.1 и 5.2).

Таблица 5.3 - Значения СДЗ в зависимости от  $T$  для установок фирмы ООО «ВЕЗА»

$T$ , лет	1	2	3	4	5	6	7
СДЗ 1, руб.	1520827	1863310	2226341	2611155	3019057	3451434	3909753
СДЗ 2, руб.	1945973	2347429	2772973	3224049	3702190	4209020	4746259

Продолжение таблицы 5.3

8	9	10	11	12	13	14	15
4395571	4910538	5456403	6035020	6648355	7298489	7987631	8718122
5315732	5919374	6559235	7237487	7956434	8718518	9526327	10382604

Таблица 5.4 - Результаты СДЗ в зависимости от  $T$  для установок фирмы  
ООО «Европейская Климатехника»

$T$ , лет	1	2	3	4	5	6	7
СДЗ 1, руб.	1744870	2126252	2530517	2959038	3413271	3894757	4405132
СДЗ 2, руб.	2113134	2543922	3000558	3484591	3997666	4541526	5118018

Продолжение таблицы 5.4

8	9	10	11	12	13	14	15
4946130	5519588	6127453	6771790	7454788	8178765	8946181	9759641
5729099	6376845	7063456	7791263	8562739	9380503	10247333	11166173

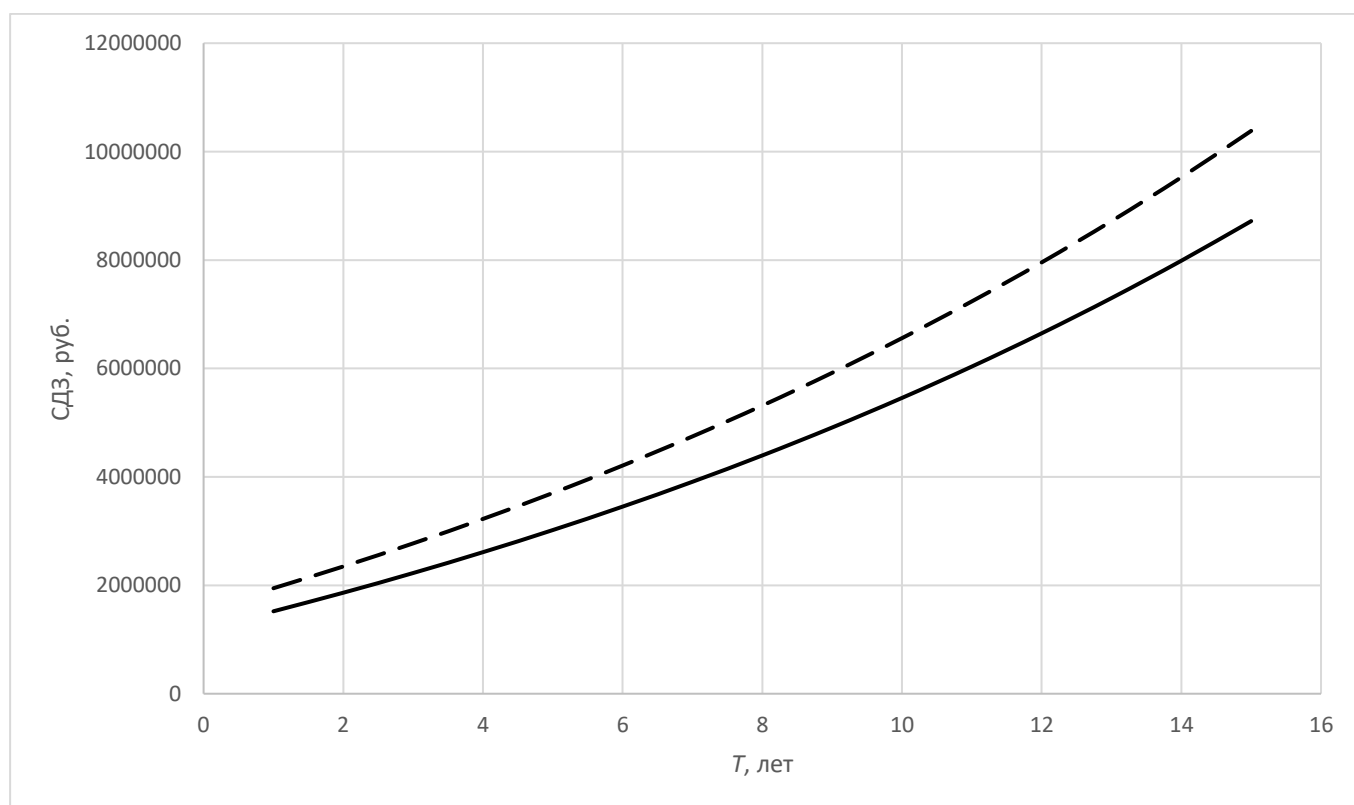


Рисунок 5.1 - График зависимости СДЗ от  $T$  по вариантам для установок ООО  
«ВЕЗА» (сплошная линия – 1-й вариант, пунктир – 2-й)

Видно, что кривые на рисунках не пересекаются, причем линии для варианта 2, соответствующего затратам для предлагаемой схемы, проходят выше, поэтому сделанное ранее предположение об абсолютной окупаемости не подтверждается,



несмотря на меньшую электрическую мощность оборудования. Это связано с тем обстоятельством, что в действительности при равной воздухопроизводительности установок капитальные затраты по варианту 2 оказываются все же более высокими, т.е. стоимость устранимого из установки второго увлажнителя будет меньше, чем дополнительные затраты на добавляемые промежуточные секции и клапаны, а соответствующее увеличение составляющей эксплуатационных издержек, представляющей амортизационные отчисления, в варианте 2 также получается выше, чем экономия на затратах на электроэнергию.

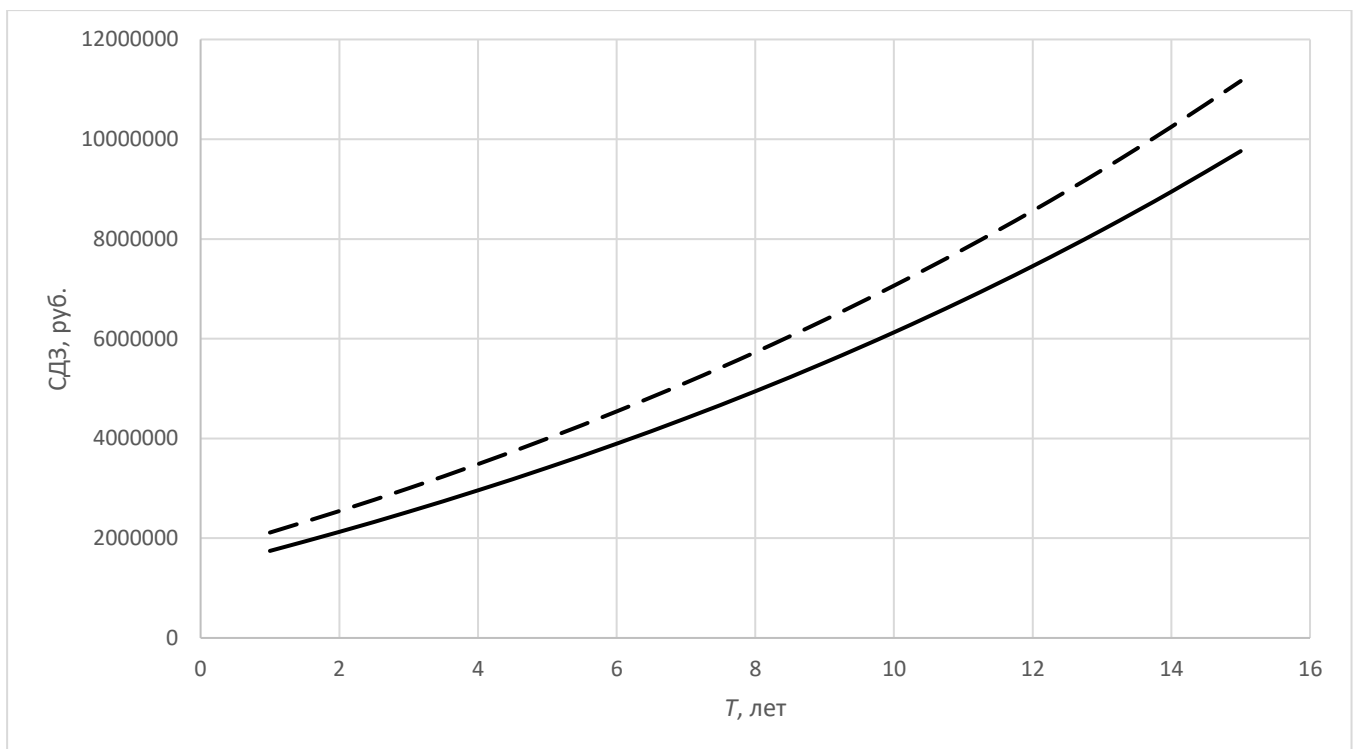


Рисунок 5.2 - График зависимости СДЗ от  $T$  по вариантам для установок ООО «Европейская Климатехника» (сплошная линия – 1-й вариант, пунктир – 2-й)

## 5.2 Расчет срока окупаемости дополнительных капитальных затрат и выявление экономических условий применимости схемы

Проведем теперь дополнительное исследование с учетом снижения расчетного воздухообмена для рассматриваемой схемы вследствие повышения температурной эффективности рекуператора при испарении капель жидкой влаги, как это

было показано в п.2.3. Это, в свою очередь, приводит к сокращению типоразмера приточной и вытяжной установок во втором варианте по сравнению с первым с соответствующим уменьшением капитальных единовременных затрат. В рассматриваемом примере воздухообмен уменьшается примерно на четверть, следовательно, типоразмер уменьшается на одну ступень (таблицы 5.5, 5.6).

Результаты вычисления СДЗ для двух вариантов устройства системы кондиционирования воздуха с учетом снижения типоразмера установок представлены соответственно в таблицах 5.7, 5.8 и в виде графиков на рисунках 5.3 и 5.4.

Таблица 5.5 - Эксплуатационные затраты на систему кондиционирования воздуха  
фирмы ООО «ВЕЗА»

$Z_p$ , ч	$N_{\text{раб}}$ , сут	$N_{\text{уст}}$ , кВт	$C_{\text{эл}}$ , руб./кВт·ч	$\mathcal{E}_{\text{эл}}$ , руб./г.	$T_{\text{ам}}$ , лет	$K$ , руб.	$\mathcal{E}_{\text{ам}}$ , руб./г.	$\mathcal{E}$ , руб./г.
Вариант 1 (приточно-вытяжная установка с двумя увлажнителями по схеме [36 – 38, 102])								
14	360	10.56	2.47	131459.4	15	1197730	119773	251233
Вариант 2 (приточно-вытяжная установка с одним увлажнителем, дополнительными секциями с ручным управлением и с учетом снижения типоразмера по схеме п.2.1)								
14	360	8.11	2.47	100959.8	15	1236915	123692	224652

Таблица 5.6 - Эксплуатационные затраты на систему кондиционирования воздуха  
фирмы ООО «Европейская Климатехника»

$Z_p$ , ч	$N_{\text{раб}}$ , сут	$N_{\text{уст}}$ , кВт	$C_{\text{эл}}$ , руб./кВт·ч	$\mathcal{E}_{\text{эл}}$ , руб./г.	$T_{\text{ам}}$ , лет	$K$ , руб.	$\mathcal{E}_{\text{ам}}$ , руб./г.	$\mathcal{E}$ , руб./г.
Вариант 1 (приточно-вытяжная установка с двумя увлажнителями по схеме [36 – 38, 102])								
14	360	11.1	2.47	138181.7	15	1385075	138508	276690
Вариант 2 (приточно-вытяжная установка с одним увлажнителем и дополнительными секциями с ручным управлением и с учетом снижения типоразмера по схеме п.2.1)								
14	360	8.51	2.47	105939.3	15	1433550	143355	249295

Таблица 5.7 - Значения СДЗ в зависимости от Т для установок фирмы ООО «ВЕЗА»

<i>T</i> , лет	1	2	3	4	5	6	7
СДЗ 1, руб.	1520827	1863310	2226341	2611155	3019057	3451434	3909753
СДЗ 2, руб.	1535782	1852581	2188388	2544343	2921656	3321607	3745556

Продолжение таблицы 5.7

8	9	10	11	12	13	14	15
4395571	4910538	5456403	6035020	6648355	7298489	7987631	8718122
4194941	4671289	5176219	5711444	6278783	6880161	7517623	8193332

Таблица 5.8 - Результаты СДЗ в зависимости от Т для установок фирмы ООО «Европейская Климатехника»

<i>T</i> , лет	1	2	3	4	5	6	7
СДЗ 1, руб.	1744870	2126252	2530517	2959038	3413271	3894757	4405132
СДЗ 2, руб.	1768858	2124285	2501037	2900394	3323713	3772431	4248071

Продолжение таблицы 5.8

8	9	10	11	12	13	14	15
4946130	5519588	6127453	6771790	7454788	8178765	8946181	9759641
4752251	5286681	5853176	6453662	7090177	7764882	8480070	9238169

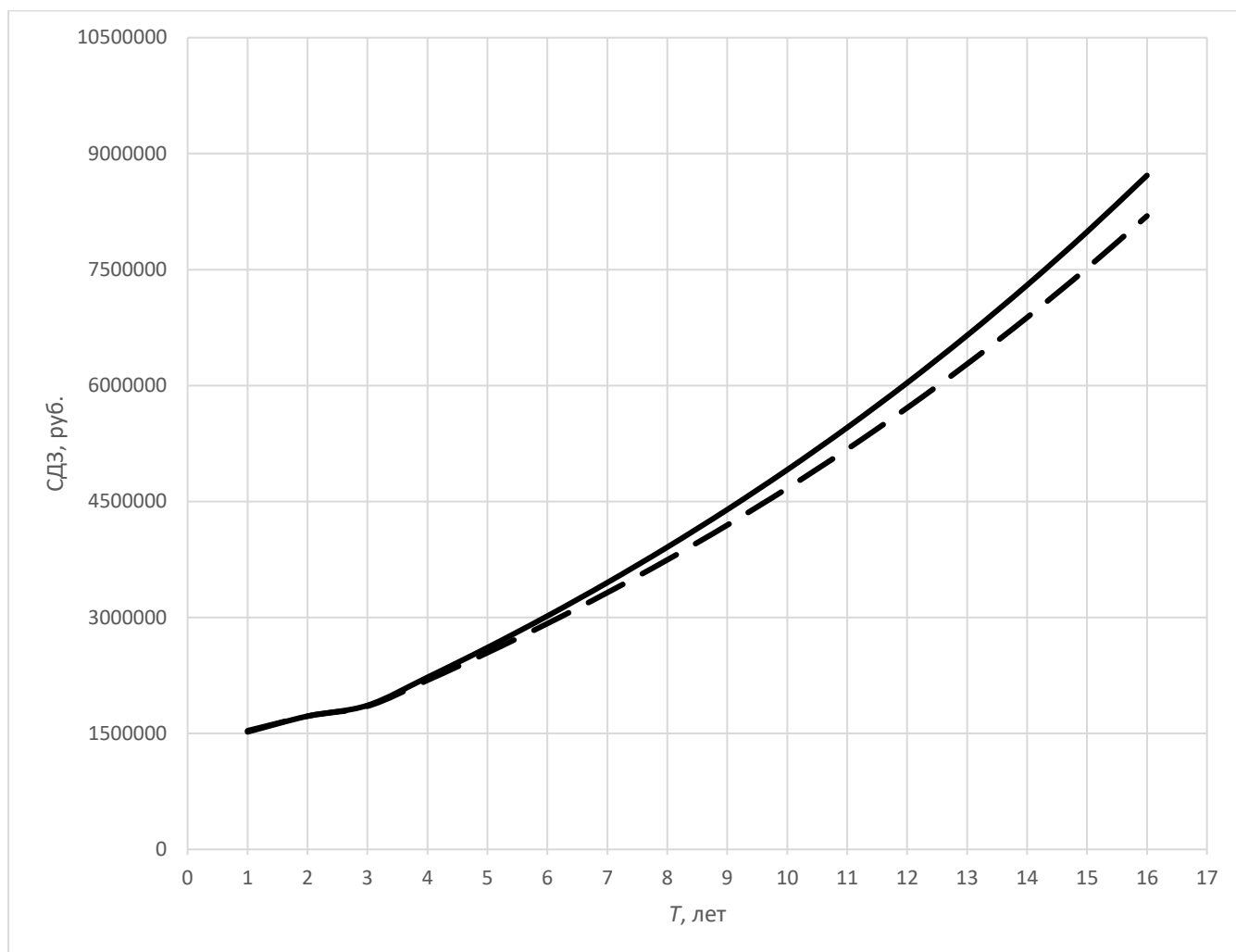


Рисунок 5.3 - График зависимости СДЗ от  $T$  по вариантам для установок ООО «ВЕЗА» (сплошная линия – 1-й вариант, пунктир – 2-й)

Таким образом, расчетный срок окупаемости предлагаемой установки для установок фирмы ООО «ВЕЗА» составляет примерно 1,6 года, а для установок ООО «Европейская Климатехника» – 2 года. Более точно эту величину можно вычислить по формуле [76]:

$$T_{\text{ок}} = \frac{-\ln(1-pT_0/100)}{\ln(1+p/100)}, \text{ лет; где } T_0 = \frac{K_2 - K_1}{\vartheta_1 - \vartheta_2} \quad (5.5)$$

– бездисконтный срок окупаемости, лет.

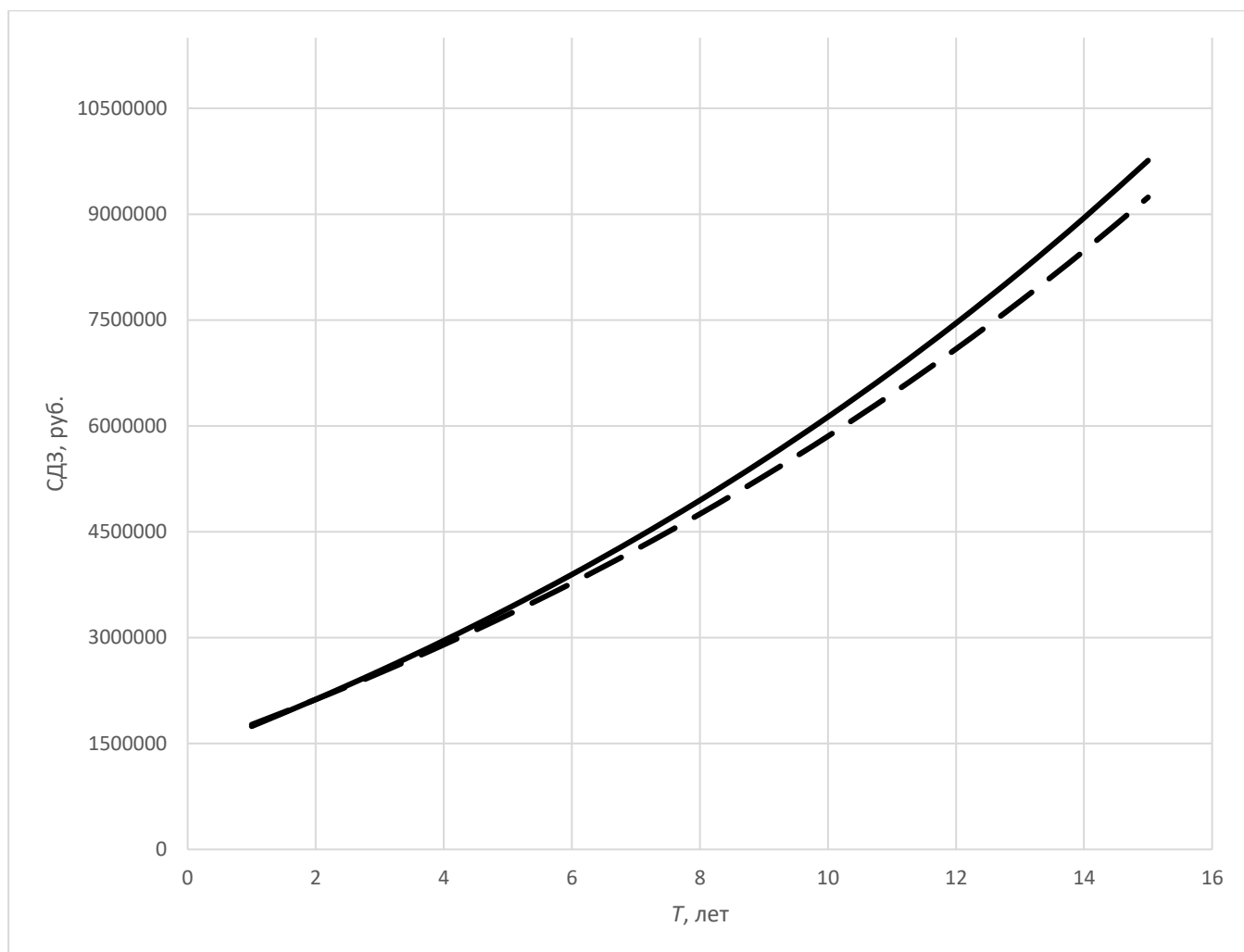


Рисунок 5.4 - График зависимости СДЗ от  $T$  по вариантам для установок ООО «Европейская Климатехника» (сплошная линия – 1-й вариант, пунктир – 2-й)

Тогда для установок ООО «ВЕЗА» получаем:

$$T_0 = \frac{1236915 - 1197730}{251233 - 224652} = 1,47 \text{ лет}; T_{\text{ок}} = \frac{-\ln(1 - 6 \cdot 1,47/100)}{\ln(1 + 6/100)} = 1,58 \text{ лет};$$

для установок ООО «Европейская Климатехника»:

$$T_0 = \frac{1433550 - 1385075}{276690 - 249295} = 1,77 \text{ лет}; T_{\text{ок}} = \frac{-\ln(1 - 6 \cdot 1,77/100)}{\ln(1 + 6/100)} = 1,92 \text{ лет}.$$

Таким образом, если учитывать сокращение типоразмера установок вследствие роста температурной эффективности рекуператора, предлагаемая схема действительно оказывается экономически эффективной и быстрокупаемой по сравнению с аналогом. Заметим попутно, что на самом деле срок окупаемости будет еще ниже, потому что вместе с уменьшением воздухообмена во втором варианте

будут падать не только капитальные затраты, но и эксплуатационные издержки на теплоту для подогрева притока в холодный период года, так что вышеприведенная оценка дает нам лишь верхний предел для величины  $T_0$ . Впервые данные результаты были опубликованы в работе [87] (с некоторыми изменениями).

В то же время, если предложенную схему сравнивать с другими методами подготовки притока, можно заметить, что в рассматриваемой схеме приток будет выше, чем при использовании искусственного охлаждения в жаркий период, из-за меньшей разницы температур между воздухом, поступающим в помещение и удаляемым из него. В этом случае исключаются дополнительные расходы на устройство такого охлаждения и, в целом, на оборудование таких локальных охладителей, как доводчики и сплит-системы, которые в предлагаемом режиме излишни как в жаркое, так и в холодное время года. Это в значительной степени или даже полностью компенсирует увеличение единовременных затрат на сам вентиляционный блок, воздуховоды и эксплуатационные расходы на привод вентиляторов, не говоря уже об отсутствии такого значительного компонента затрат, как затраты на холодильную машину и привод ее компрессора. Кроме того, снижение температуры притока в зимнем режиме дает возможность частично компенсировать рост затрат на нагрев притока за счет увеличения воздухообмена, в первую очередь с учетом извлечения вторичной теплоты в пластинчатом рекуператоре. Существенно также, что увеличение расхода притока обеспечивает лучшие гигиенические условия в отношении концентрации вредных примесей во внутреннем воздухе и, следовательно, комфортности людей, находящихся в помещении, а также отчасти в отношении организации распределения воздуха, поскольку будет легче достичь допустимой температуры в точках входа приточных струй в рабочую зону. Точный учет всех этих обстоятельств и оценка их вклада в общие капитальные вложения и эксплуатационные расходы довольно сложно осуществить, но в принципе это возможно. Это можно сделать при дальнейшем развитии данной темы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации разработаны научно-технические основы усовершенствованной технологии создания микроклимата в помещениях зданий за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения в системах кондиционирования воздуха с использованием пластинчатых теплообменников. По результатам данных исследований решены основные вопросы по рассматриваемым задачам:

1. Предложена и обоснована схема установки кондиционирования воздуха с применением косвенного испарительного охлаждения в пластинчатом рекуператоре, допускающая изменение направления потоков воздуха в холодный период года с целью использования увлажнителя для обработки притока;
2. Сформулирована и обоснована зависимость повышения коэффициента температурной эффективности пластинчатого рекуператора за счет использования скрытой теплоты испарения влаги, уносимой из секции увлажнения, от изменения влагосодержания охлаждающего воздушного потока и от конструктивных характеристик теплообменника, представленная в безразмерном виде в виде критериального уравнения;
3. Показано, что общая структура полученной зависимости совпадает с со структурой соотношений, полученными ранее другими авторами для случая конденсации водяных паров на поверхности теплообмена, а именно повышающий множитель к коэффициенту температурной эффективности рекуператора пропорционален величине  $(1 + NTU')$  в степени, зависящей от критерия  $NTU$ ;
4. С учетом данной зависимости доказано, что значение результирующего коэффициента температурной эффективности рекуператора с учетом испарения  $k_{эф}$  может увеличиваться в 1,5 – 2 раза, что приводит к сокращению требуемого воздухообмена в теплый период на величину до 1/3 с соответствующим сокращением размера установки кондиционирования воздуха и энергозатрат на обработку притока в холодный период года;

5. Разработаны рекомендации по применению выявленной зависимости повышения температурной эффективности рекуператора к определению снижения требуемого воздухообмена в помещениях, обслуживаемых предлагаемой установкой, по сравнению с ближайшими известными аналогами;
6. С использованием графоаналитического метода, основанного на применении  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха и основных уравнений теплопередачи, а также баланса теплоты и влаги обнаружено, что предельное количество уносимой влаги, способное испариться в рекуператоре и обеспечить повышение его температурной эффективности, ограничено величиной результирующего коэффициента температурной эффективности рекуператора с учетом испарения  $k_{эф} = 1$  и в условиях проведенных исследований составляет около 0,2 г/кг;
7. Экспериментально установлено, что при изменении направления потока воздуха в случае переключения установки на летний режим фактический прирост влагосодержания вытяжного воздуха за счет уноса влаги из секции увлажнения при расходах воздуха, близких к номинальным, оказывается равным также около 0,2 г/кг и, таким образом, практически вся влага может быть полезно использована для повышения  $k_{эф}$ ;
8. С привлечением вероятностно-статистических соотношений между параметрами наружного климата и на основе комплексного термодинамического анализа обнаружено, что зона, в которой термодинамически целесообразно применение рассматриваемой схемы обработки притока при условии обеспечения требуемых параметров внутреннего микроклимата в помещениях, охватывает подавляющую часть территории РФ, за исключением достаточно ограниченной зоны Среднего Поволжья, Краснодарского и Ставропольского краев и прилегающих районов Северного Кавказа, а также юга Дальнего Востока;
9. Доказано, что расчетный срок окупаемости рассматриваемой схемы установки кондиционирования воздуха по сравнению с ближайшим существующим аналогом в пределах соответствующей зоны территории РФ составляет около 1,6 – 2 года, и, таким образом, применение данной схемы относится к малозатратным и быстроокупаемым энергосберегающим мероприятиям.



**Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы** состоят в том, чтобы:

- расширить базу конструкций приточных и вытяжных установок для подтверждения и уточнения полученных выводов о том, что применение предлагаемой схемы установки кондиционирования воздуха является малозатратным и быстроокупаемым энергосберегающим мероприятием;

- провести проверку возможности применения рассматриваемой схемы обработки воздуха при наружных климатических параметрах, превышающих параметры Б в ТП года по СП 131.13330.2018;

- продолжить экспериментальные исследования для дополнительного подтверждения и уточнения выявленной зависимости повышения температурной эффективности рекуператора и определения предельного количества уносимой влаги, способной испариться в рекуператоре и обеспечить такое повышение.

**Работа может быть использована** при разработке раздела «Сведения об инженерном оборудовании, о сетях инженерно-технического обеспечения, перечень инженерно-технических мероприятий, содержание технологических решений» (подраздел "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, тепловые сети") проектов зданий и их инженерных систем для принятия основных решений по устройству систем вентиляции и кондиционирования воздуха с учетом реализации энергосберегающих мероприятий, а также в учебном процессе при подготовке бакалавров по направлению 08.03.01 «Строительство», профили «Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение зданий, сооружений и населенных пунктов», «Инженерные системы жизнеобеспечения в строительстве», «Теплогазоснабжение и вентиляция» в составе дисциплины «Проектирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования».

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Аверьянов В.К., Анисимов С.М., Канев М.А. Исследование процесса тепло-массообмена в сотовом увлажнителе экспериментальными и численными методами // Вестник гражданских инженеров. 2016. №5 (58). С.105-109.
2. Аверьянов В.К., Анисимов С.М., Канев М.А. Экспериментальное исследование процесса увлажнения воздуха в сотовом увлажнителе // Вестник гражданских инженеров. 2016. №4 (57). С.122-127.
3. Ананьев В.А., Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / Ананьев В.А., Балужева Л.Н., Гальперин А.Д., Городов А.К., Еремин М.Ю., Звягинцева С.М., Мурашко В.П., Седых И.В. – М.: Евроклимат, 2001. 416 с.
4. Андрианов В.Д. Актуальные проблемы и перспективы развития топливно-энергетического комплекса России // Общество и экономика. 2017. №7. С.75-106.
5. Анисимов С.М., Васильев В.Ф., Едликовский А., Панделидис Д. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестноточном рекуператоре. // Журнал «СОК». 2014. № 7. С. 79 – 83.
6. Анисимов С.М., Панделидис Д., Полушкин В.И. Влияние параметров наружного воздуха на эффективность работы перекрестно-точного теплообменника косвенно-испарительного типа. // Вестник гражданских инженеров. 2012. № 4(33). С. 179 – 187.
7. Анисимов С.М., Васильев В.Ф. Повышение эффективности тепловлажностной обработки воздуха в аппаратах косвенно-испарительного типа. // Вестник гражданских инженеров. 2014. № 1. С. 132 – 139.
8. Баишева Л.М., Жиркова М.В. расчет воздухо-воздушных рекуператоров для приточно-вытяжной системы вентиляции в условиях севера // Международный научно-исследовательский журнал Ч. 2. 2015. № 5(36). С. 12-14.
9. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. - М.: Стройиздат, 1982.

10. Беккер А. Системы вентиляции. – Москва: Техносфера, Евроклимат, 2005. – 232 с.
11. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. - 640 с.
12. Бобылев С.Н., Аверченков А.А., Соловьева С.Н., Кирюшин П.А. Энергоэффективность и устойчивое развитие. М.: Институт устойчивого развития / Центр экологической политики России, 2010 – 148 с.
13. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – 3-е изд. – СПб: АВОК-Северо-Запад, 2006. 400 с.
14. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. 416 с.
15. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – М.: Стройиздат, 1985. С.47, 56.
16. Бройда В.А. Расчет параметров работы теплообменника фанкойла с учетом устанавливающегося состояния воздуха в помещении. // Известия вузов. Строительство. 2013. № 8. С. 72 – 77.
17. Брюханов О.Н., Шевченко С.Н. Тепломассообмен: учебник. М.: ИНФРА-М, 2012. 464 с.
18. Гагарин В.Г. Экономический анализ повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. // Строительные материалы. 2008. № 8. С. 41 – 47.
19. Гвоздков, А.Н. К вопросу повышения энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха и вентиляции на основе регулирования режимов обработки воздуха в контактных аппаратах / А.Н. Гвоздков, О.Ю. Суслова // Интернет-вестник ВолгГАСУ. –2014. –№ 3 (34). – С. 3.
20. Гвоздков, А.Н. Особенности протекания процессов тепло- и влагообмена в контактных аппаратах систем кондиционирования воздуха / А.Н. Гвоздков //

- Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. – 2014. – № 38 (57). – С. 133-142.
21. Горбачев М.В., Кхафаджи Х.К., Терехов В.И. Двухфазный теплоперенос в ячейках с косвенным испарительным охлаждением. // Динамика многофазных сред. XIV Всероссийский семинар, приуроченный к 75-летию академика РАН Фомина В.М. Под редакцией В.М. Фомина, А.В. Федорова. – Новосибирск, 02-05 ноября 2015 г. С. 37-39.
  22. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – М.: Стандартинформ, 2013.
  23. ГОСТ 31532-2012. Энергетическая эффективность. Состав показателей. – М.: Стандартинформ, 2019.
  24. 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). – М.: Стандартинформ, 2008.
  25. ГОСТ 12.3.018-79. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1979. – 8 с.
  26. Давыдянц Д.Е., Жидков В.Е., Зубова Л.В. К определению понятий «энергосбережение» и «энергоэффективность» // Фундаментальные исследования. 2014. №9-6. С.1294-1296.
  27. Дмитриев А.Н., Табунщиков Ю.А., Ковалев И.Н., Шилкин Н.В. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. 120 с.
  28. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В. Методика расчета теплообмена при движении воздуха в поверхностных воздухоохладителях. // Вестник МАХ. 2014. № 1. С. 39 – 42.
  29. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

30. Закон РФ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» №261-ФЗ от 23 ноября 2009 г.
31. Инструкция по типовым центральным кондиционерам КТЦ2. Ч. II. М.: ВНИИкондиционер, 1984. – 122 с.
32. Канев М.А. Численное моделирование процесса испарения в сотовом увлажнителе // Современные проблемы науки и образования. 2015. №2-1. С. 192.
33. Канев М.А. Создание влажностного режима в административных помещениях для северной климатической зоны: дисс. ... канд. техн. наук: 05.23.03 / Канев Михаил Анатольевич. – СПб., 2016. – 169 с.
34. Кейс В.И., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. Пер. с англ. – М.: Энергия, 1967. – 222 с.
35. Колосова Н.В., Лапшина К.Н., Аналитическое решение критериального уравнения теплообмена в контактно-поверхностных теплообменных аппаратах. // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. 2014. №4-2 (17). С. 26-32.
36. Королева Н.А., Фокин В.М. Применение систем кондиционирования воздуха с испарительным охлаждением в современных зданиях. // Вестник ВолГАСУ. Серия: Строительство и архитектура. 2015. Вып. 39 (58). С. 173 – 182.
37. Королева Н. А., Околелов А. В. Применение схем кондиционирования в зданиях с использованием косвенного охлаждения // Актуальные проблемы строительства, ЖКХ и техносферной безопасности: материалы Всероссийской науч.-техн. конф. молодых исследователей (с международным участием), Волгоград, 21-26 апреля 2014 г. С. 153-155.
38. Королева Н.А., Фокин В.М., Тарабанов М.Г. Разработка рекомендаций по устройству энергоэффективных схем систем вентиляции и кондиционирования. // Вестник ВолГАСУ. Серия: Строительство и архитектура. 2015. Вып. 41 (60). С. 53 – 62.
39. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. Изд. 2-е, перераб. О доп. М., «Машиностроение», 1978. 264с.

40. Кокорин О.Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха. Монография. – М.: ООО «ЛЭС», 2007. – 256 с.
41. Кокорин О.Я., Балмазов М.В. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха. // «СОК». 2012. № 11. С. 68 – 71.
42. Крейт Ф., Блек У., Основы теплопередачи. – М.: Мир, 1988.
43. Крючкова О.Ю. Инженерная методика расчета годовых затрат энергии и воды центральными установками кондиционирования воздуха // Интернет-вестник ВолГАСУ. Сер.: Политематическая. 2013. Вып. 4(29). [Электронный ресурс]. Систем. требования: Windows 7. URL: [http://vestnik.vgasu.ru/attachments/Kryuchkova-2013\\_4\(29\).pdf](http://vestnik.vgasu.ru/attachments/Kryuchkova-2013_4(29).pdf).
44. Кувшинов Ю.Я. Энергосбережение при кондиционировании микроклимата гражданских зданий: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.23.03 / Кувшинов Юрий Яковлевич. – Москва, 1989, - 461 с.
45. Кувшинов Ю.Я. Расчет годовых расходов энергии системами вентиляции и кондиционирования воздуха / Ю. Я. Кувшинов // АВОК. – 2006. – № 7. – С. 20–26.
46. Кутателадзе С.С. основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979, 416 с.
47. Лыков А.В. Тепломассообмен: (Справочник). 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергия, 1978. – 480 с., ил.
48. Майсоценко В.С. Тепломассообмен в косвенно-испарительных воздухоохладителях регенеративного типа // Пром. теплотехника. 1987. Т. 9. №2. С. 84-87.
49. Малявина Е.Г., Крючкова О.Ю. Оценка энергопотребления различными центральными системами кондиционирования воздуха. // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 4. С. 149 – 152.
50. Малявина Е.Г., Крючкова О.Ю. Экономическая оценка центральных систем кондиционирования воздуха с различными схемами его обработки. // Промышленное и гражданское строительство. 2014. № 7. С. 30 – 34.

51. Мартыненко О.Г., Михалевич А.А., Шиков В.К. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2 / С 74 Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.: ил.
52. Мотылев С.С. Рынок торговой недвижимости: концептуальные особенности развития инфраструктуры розничной торговли в России. // Вестник Ростовского государственного экономического университета. 2014. № 3 (47). С. 90 – 95.
53. Наумов А. Л. Определение годовых расходов энергии на эксплуатацию зданий / А.Л. Наумов, Г.А. Смага, Е.О. Шилькрот // АВОК. – 2010. – № 4. – С. 16–23.
54. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации [Электронный ресурс]: № 261-ФЗ: принят Гос. Думой 11 нояб. 2009 г. – Режим доступа: <http://www.rg.ru/2009/11/27/energo-dok.html>.
55. О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики [Электронный ресурс]: указ Президента РФ от 4 июня 2008 г. № 889. – Режим доступа: <http://www.rg.ru/2008/06/07/ukaz-dok.html>.
56. О составе разделов проектной документации и требования к их содержанию [Электронный ресурс]: постанов. Правительства РФ от 16.02.2008 г. № 87. – Режим доступа: <https://rg.ru/2008/02/27/dokumentacii-dok.html>
57. О внесении изменений в Положение о составе разделов проектной документации и требования к их содержанию [Электронный ресурс]: постанов. Правительства РФ от 08.09.2017 г. № 1081. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/436765175?marker=7DA0K5>
58. Об утверждении государственной программы Российской Федерации «Развитие энергетики» [Электронный ресурс]: постанов. Правительства РФ от 15.04.2014 г. № 321 (ред. От 31.03.2021). – Режим доступа: <https://rg.ru/2014/04/24/energetika-site-dok.html>.

59. Об утверждении требований энергетической эффективности зданий, строений, сооружений [Электронный ресурс]: приказ Министерства стр-ва и жилищно-коммунального хозяйства РФ от 17.11.2017 г. № 1550/пр. – Режим доступа: <https://rg.ru/2018/03/27/minstroj-prikaz1550-site-dok.html>
60. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1984. – 288 с.
61. Патент на изобретение 2053476 Российская Федерация, МПК F 28 C 3/06. Контактный теплообменник для охлаждения воздуха жидкостью / Похиленко Е.А.; заявитель и патентообладатель Похиленко Е.А. - №5058900/06; заявл. 17.08.1992; опубл. 27.01.1996.
62. Патент на изобретение 2064147 Российская Федерация, МПК F 28 D 7/00, F 24 F3/14, F 28 F 1/02. Теплообменник / Герентор Ю.Е.; заявитель и патентообладатель Герентор Ю.Е. - №93041431/06; заявл. 18.08.1993; опубл. 20.07.1996.
63. Патент на изобретение 2195609 Российская Федерация, МПК F 24 F 3/14, 6/12. Способ обработки воздуха и устройство для его кондиционирования / Жестянныхников О.М., Швагеров В.А., Яновский И.Я., Веселов Д.А.; заявитель и патентообладатель Жестянныхников О.М. - №2000104666/06; заявл. 29.02.2000; опубл. 27.12.2002.
64. Патент на изобретение 2696783 Российская Федерация, МПК F 24 F 12/00, F 24 F 7/00. Установка кондиционирования воздуха / Самарин О.Д., Кирушок Д.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет». - №2018113489; заявл. 13.04.2018; опубл. 06.08.2019.
65. Пухов А.В., Коэффициент рекуперации при теплообмене. Парадоксы теплообмена // Мир климата. – 2017. - №103. С. 84-88.
66. Ротов П.В., Орлов М.Е., Шарапов В.И., Сивухин А.А. Повышение эффективности работы централизованных систем теплоснабжения за счет применения теплонасосных установок. // Промышленная энергетика. 2014. № 7. С. 27 – 31.



67. Руководящий материал по типовым центральным кондиционерам. Ч. II. Методические материалы по расчету и выбору оборудования центральных кондиционеров КТЦЗ. Альбом 1. Методика расчета камер орошения. М.: СантехНИИпроект, ВНИИкондиционер, 1989. – 75 с.
68. Руководящий материал по типовым центральным кондиционерам. Ч. II. Методические материалы по расчету и выбору оборудования центральных кондиционеров КТЦЗ. Альбом 2. Методика расчета воздухонагревателей». М.: СантехНИИпроект, ВНИИкондиционер, 1991. – 66 с.
69. Рыжухина Е.Е., Баканкова Е.М. Факторы внутренней среды предприятия, формирующие атмосферу торгового зала. // Экономика и управление: новые вызовы и перспективы. 2013. № 5. С. 185 – 187.
70. Рымаров А.Г., Савичев В.В. Особенности работы регенеративной системы вентиляции административного здания. // Вестник МГСУ. 2013. № 3. С. 174–177.
71. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1990. 300 с.
72. Рымкевич А.А., Сербин Ю.В. Энергосбережение в СВ и КВ – в единстве решения задач оптимизации, управления, диагностирования // Проблемы и перспективы развития систем кондиционирования. СПб.: СПбГАХиПТ, 1997. С. 3– 8.
73. Рябова О.Н., Шальнова М.Е. Воздействие условий организации торговли на поведенческие особенности потребителей. // Научный поиск. 2016. № 4. С. 55 – 57.
74. Савичев К.Д., Глухов В.В., Влияние энергоемкости ВВП на качество жизни: показатели оценки и методы государственной поддержки // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Экономические науки. 2018. Т. 11, №1. С. 77-86. DOI: 10.18721/JE.11107.
75. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ, 2014. 296 с.

76. Самарин О.Д. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ, 2015. – 136 с.
77. Самарин О.Д. О расчете температурной эффективности пластинчатых перекрестноточных теплоутилизаторов. // Инженерные системы. АВОК – Северо-Запад. 2009. № 1. С. 30 – 33.
78. Самарин О.Д. Об аналитическом определении температурной эффективности пластинчатых перекрестноточных теплоутилизаторов // Известия вузов. Строительство., 2011, №2, с. 56 – 59.
79. Самарин О.Д. Энергетический баланс гражданских зданий и возможные направления энергосбережения. // Жилищное строительство. 2012. № 8. С. 2 – 4.
80. Самарин О.Д. О новом подходе к учету конденсации водяных паров при тепловом расчете воздухоохладителей. // Известия вузов. Строительство. 2016. № 2. С. 67 – 73.
81. Самарин О.Д. Определение энтальпийной эффективности утилизации теплоты в схеме с промежуточным теплоносителем. // Энергосбережение и водоподготовка. 2016. № 6. С. 45 – 48.
82. Самарин О.Д. Особенности утилизации теплоты вытяжного воздуха при механической вентиляции и большом числе вытяжных систем. // Известия вузов. Строительство. 2017 № 4. С. 30 – 35.
83. Самарин О.Д., Лушин К.И., Кирушок Д.А. Энергосберегающая схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 1-2. С. 43 – 45.
84. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Оценка параметров наружного климата для обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 4. С. 41 – 43.
85. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Влияние увлажнения вспомогательного потока воздуха на процесс теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике. // Строительство и реконструкция. 2019. № 3. С. 112 – 119.

86. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Моделирование теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике при увлажнении вспомогательного потока воздуха. // Известия вузов. Строительство. 2019. № 1. С. 54 – 60.
87. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Техничко-экономическое обоснование применения специальной схемы обработки притока с косвенным испарительным охлаждением. // Журнал «Сантехника, отопление, кондиционирование». 2021. № 2. С. 66 – 70.
88. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Экспериментальное определение количества уносимой влаги из сотового увлажнителя при изменении направления воздушного потока. // Журнал «Сантехника, отопление, кондиционирование». 2020. № 4. С. 46 – 48.
89. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Аналитический расчет параметров состояния влажного воздуха в специальной схеме обработки притока. // Журнал «Сантехника, отопление, кондиционирование». 2020. № 7. С. 36 – 39.
90. Сотников А.Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха // Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СХС и СГВС. СПб.: Береста, 2013. В 2 т.: т. I, 416 с.; т. II, 432 с.
91. Сотников А.Г., Боровицкий А.А. Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции // Инженерно-строительный журнал (Magazine of Civil Engineering). 2012. № 2. С. 32 – 38.
92. Сотников А.Г. Аналитическая методика определения наружных расчетных параметров в системах микроклимата зданий // Инженерно-строительный журнал (Magazine of Civil Engineering). 2013. № 2. С. 3 – 12.
93. Сотников А.Г. Годовые расходы теплоты, холода и влаги в СКВ и СВ зданий: основы теории и примеры расчетов // Теплоэнергоэффективные технологии. 2012. №3-4. С. 26-38.

94. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01–2003. – Введ. 2013–01–01 / Минрегион России. – М., 2012. – V, 76 с.
95. СП 131.13330.2018. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\*. – М.: Минрегион России, 2018. – 115 с.
96. СТО НОСТРОЙ 2.35.4–2011. «Зеленое строительство». Здания жилые и общественные. Рейтинговая система оценки устойчивости среды обитания. – Введ. 2011–11–11. – М., 2011. – VI, 57 с.
97. Табунщиков Ю.А. Научные основы проектирования энергоэффективных зданий / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач // АВОК. – 1998. – № 1. – С. 6–10.
98. Табунщиков Ю.А. Энергоэффективные здания / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач, Н.В. Шилкин. – М.: АВОК–ПРЕСС, 2003. – 200 с.
99. Табунщиков Ю.А. Энергосбережение – дефицит знаний и мотиваций / Ю.А. Табунщиков // АВОК. – 2004. № 5. – С. 6–8.
100. Табунщиков Ю.А. Методы и результаты оценки эффективности энергосберегающих решений / Ю.А. Табунщиков, Н.В. Шилкин, Ю.В. Миллер // АВОК. – 2013. – №7. – С. 38–49.
101. Таубман Е.И., Горнев В.А., Мельцер В.Л. Контактные теплообменники. – М., Химия, 1987. – 256 с.
102. Тарабанов М.Г. Новая энергоэффективная схема СКВ для офисных и многофункциональных зданий // АВОК. 2010 №5. С. 22-34.
103. Теория тепломассообмена. / Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ, 1997. 684 с.
104. Тертичник, Е.И. Вентиляция / Е.И. Тертичник. – М.: Издательство АСВ, 2015. – 608 с.
105. Тишков С.В., Щербак А.П. Энергоэффективность и энергосбережение как основные факторы экономического развития России. В кн.: материалы IV Международной научной конференции: в 2 частях, Омск, 21-23 октября 2015. С. 298-303.

106. Фахрисламова Е.И., Чернов С.С. Энергоэффективность и энергосбережение как эффективные инструменты повышения конкурентоспособности регионов России // Вестн. Забайкал. гос. ун-та. 2016. Т. 22. № 4. С. 123-128.
107. Хомутский Ю., Расчет косвенно-испарительной системы охлаждения // Мир климата. – 2012. - №71. С. 174-182.
108. Шарапов В.И. О некоторых аспектах технической политики в теплоснабжении. // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 5 (85). С. 9 – 12.
109. Шацкий В.П., Гулевский В.А. Особенности реализации математической модели тепло- и массообмена в косвенно-рекуперативных водоиспарительных охладителях. // Известия вузов. Строительство. 2012. № 4. С. 39 – 46.
110. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен: Учебное пособие для вузов. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с., ил.
111. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. Пер. с англ. Под ред. А. В. Лыкова. М. – Л., Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.
112. Angelis A.De, Saro O., Truant M.. Evaporative cooling systems to improve internal comfort in industrial buildings // Proceedings of the 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 6-8 September 2017, Lecce, Italy. Pp. 313 – 320.
113. Hani Allan, Koiv Teet-Andrus. Energy Consumption Monitoring Analysis for Residential, Educational and Public Buildings //Smart Grid and Renewable Energy. Vol.3. №3. 2012. P.231–238.
114. Belussi L., Barozzi B., Bellazzi A., Danza L., Devitofrancesco,A., Ghellere M., Guazzi G., Meroni I., Salamone F., Scamoni F., Scrosati C., Fanciulli C. A review of performance of zero energy buildings and energy efficiency solutions. Journal of Building Engineering. 2019. Vol. 25. Pp. 100772.
115. Cheng S., Chen M. Multi-objective reactive power optimization strategy for distribution system with penetration of distributed generation // International Journal of Electrical Power & Energy Systems. 2014. No. 10. P. 221—228.

116. De Angelis, A., Saro, O., Truant, M. Evaporative cooling systems to improve internal comfort in industrial buildings // Proceedings of the 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 6-8 September 2017, Lecce, Italy. Pp. 313 – 320.
117. De Rosa M., Bianco V., Scarpa F., Tagliafico L.A. Modelling of energy consumption in buildings: an assessment of static and dynamic models // Russian Journal of Construction Science and Technology. 2016. V. 2. 1. Pp. 12–24.
118. Fereidoon P. Electricity Market Reform: An International Perspective. Sioshansi and Wolfgang Plaffenberger — Elsevier. 2006. 656 p.
119. Jedinák Richard. Energy Efficiency of Building Envelopes // Advanced Materials Research (Vol. 855). 2013. P. 39 – 42.
120. Meggers F., Guo H., Teitelbaum E., Aschwanden G., Read, J., Houchois N., Pantelic J., Calabrò E. The Thermoheliadome – “Air conditioning” without conditioning the air, using radiant cooling and indirect evaporation // Energy and Buildings. 2017. № 157. Pp. 11 – 19.
121. Miseviciute V., Martinaitis V. Analysis of ventilation system’s heat exchangers integration possibilities for heating season. Pap. of 8th conf. of VGTU “Environmental engineering”. 2011. Vol. 2. P. 781 – 787.
122. Munters FA6. Evaporative humidifier and cooler for optimal performance. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.munters.com](http://www.munters.com).
123. Naji S., Alengaram U.J., Jumaat M.Z., Shamshirband S., Basser H., Keivani A., Petković, D. Application of adaptive neuro-fuzzy methodology for estimating building energy consumption. // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 53. Pp. 1520–1528.
124. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang, H. Cost analyses of energy-efficient renovations of a Moscow residential district // Sustainable Cities and Society. 2015. Vol. 14. № 1. P. 5 – 15.
125. Pomianowski M., Andersen C.H., Heiselberg, P. Technical potential of evaporative cooling in Danish and European condition // Proceedings of the 6th International Building Physics Conference, IBPC 2015. Pp. 2421 – 2426.

126. Serale G., Capozzoli A., Fiorentini M., Bernardini D., Bemporad A. Model predictive control (MPC) for enhancing building and HVAC system energy efficiency: problem formulation, applications and opportunities. *Energies*. 2018. Vol.11.3. Pp. 631.

### ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1 - Результаты расчетов температур  $t_{2r}$ ,  $t_{2x}$  и среднелогарифмической разности температур с использованием программы, описанной в пункте 2.2, при различных значениях  $NTU$  и  $\Delta d$

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2r}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2x}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
0,1	0	0,91	0,09	0,91
	0,02	0,91237	0,13667	0,88763
	0,04	0,91471	0,18334	0,86476
	0,06	0,91708	0,22992	0,84144
	0,08	0,91949	0,27641	0,81763
	0,1	0,92196	0,32279	0,7933
	0,12	0,92448	0,36903	0,7684
	0,14	0,92705	0,41513	0,74287
	0,16	0,92969	0,46105	0,71666

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2r}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2x}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
0,3	0	0,773	0,227	0,773
	0,02	0,7792	0,26993	0,75437
	0,04	0,78537	0,31284	0,73517
	0,06	0,79165	0,35559	0,71551
	0,08	0,79805	0,39815	0,69535
	0,1	0,80459	0,4405	0,67464
	0,12	0,81127	0,48261	0,65335
	0,14	0,81812	0,52446	0,63142

	0,16	0,82514	0,56599	0,60877
--	------	---------	---------	---------

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
0,5	0	0,675	0,325	0,675
	0,02	0,68443	0,36477	0,65953
	0,04	0,69355	0,4048	0,64312
	0,06	0,70284	0,44459	0,62623
	0,08	0,71231	0,48413	0,60882
	0,1	0,722	0,52338	0,59084
	0,12	0,7319	0,5623	0,57225
	0,14	0,74205	0,60085	0,553
	0,16	0,75248	0,63897	0,53301

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
0,7	0	0,603	0,397	0,603
	0,02	0,61447	0,43479	0,5895
	0,04	0,62586	0,4726	0,57522
	0,06	0,63747	0,51012	0,56044
	0,08	0,64933	0,54732	0,54511
	0,1	0,66146	0,58416	0,52918
	0,12	0,67388	0,62059	0,51262
	0,14	0,68662	0,65656	0,49537
	0,16	0,69972	0,69201	0,47737



Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2r}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2x}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
0,9	0	0,548	0,452	0,548
	0,02	0,56104	0,48827	0,53601
	0,04	0,5742	0,52436	0,52337
	0,06	0,58763	0,56011	0,5102
	0,08	0,60136	0,59548	0,49645
	0,1	0,61542	0,63042	0,4821
	0,12	0,62983	0,66488	0,46708
	0,14	0,64464	0,69879	0,45135
	0,16	0,65988	0,73209	0,43485

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2r}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2x}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,1	0	0,505	0,495	0,505
	0,02	0,51899	0,53036	0,49391
	0,04	0,53354	0,5651	0,48254
	0,06	0,54842	0,59945	0,47062
	0,08	0,56364	0,63335	0,45811
	0,1	0,57925	0,66677	0,44496
	0,12	0,59528	0,69964	0,43114
	0,14	0,61177	0,73188	0,41658
	0,16	0,62877	0,76341	0,40123

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,3	0	0,47	0,53	0,47
	0,02	0,48502	0,56437	0,45988
	0,04	0,50069	0,59804	0,44952
	0,06	0,51673	0,63125	0,43859
	0,08	0,53317	0,66397	0,42704
	0,1	0,55005	0,69614	0,41485
	0,12	0,56742	0,72769	0,40197
	0,14	0,58531	0,75854	0,38834
	0,16	0,60378	0,78859	0,37389

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,5	0	0,441	0,559	0,441
	0,02	0,45694	0,59249	0,43176
	0,04	0,47352	0,62527	0,4222
	0,06	0,49053	0,65756	0,41206
	0,08	0,50798	0,68929	0,4013
	0,1	0,52593	0,72041	0,38987
	0,12	0,54442	0,75085	0,37774
	0,14	0,56351	0,78052	0,36485
	0,16	0,58324	0,80931	0,35114

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,7	0	0,416	0,584	0,416
	0,02	0,43282	0,61529	0,40829

	0,04	0,44965	0,64646	0,39967
	0,06	0,46843	0,67972	0,38967
	0,08	0,48476	0,70734	0,38066
	0,1	0,50557	0,74079	0,36877
	0,12	0,52192	0,76568	0,35913
	0,14	0,54503	0,79876	0,34505
	0,16	0,56153	0,82086	0,3347

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
1,9	0	0,396	0,604	0,396
	0,02	0,41256	0,63559	0,38799
	0,04	0,43001	0,66616	0,3799
	0,06	0,44791	0,69612	0,37125
	0,08	0,4663	0,72541	0,36203
	0,1	0,48521	0,75396	0,35219
	0,12	0,50843	0,78688	0,33964
	0,14	0,52556	0,80963	0,33008
	0,16	0,55109	0,84111	0,31535

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2г}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2х}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
2,1	0	0,377	0,623	0,377
	0,02	0,39496	0,65321	0,37035
	0,04	0,41295	0,68327	0,36271
	0,06	0,43143	0,71267	0,35451
	0,08	0,45043	0,74136	0,34572
	0,1	0,47	0,76926	0,33631
	0,12	0,49017	0,79628	0,32625

	0,14	0,51098	0,82234	0,31551
	0,16	0,53837	0,85381	0,30084

Продолжение таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2r}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2x}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
2,3	0	0,362	0,638	0,362
	0,02	0,37951	0,66869	0,35486
	0,04	0,39796	0,69831	0,34761
	0,06	0,41694	0,72723	0,33978
	0,08	0,4365	0,75538	0,33135
	0,1	0,45666	0,78269	0,32231
	0,12	0,47746	0,80907	0,31261
	0,14	0,49896	0,83442	0,30223
	0,16	0,52118	0,85862	0,29112

Окончание таблицы А.1

Значение $NTU$	Изменение вла- госодержания потока вытяж- ного воздуха, $\Delta d$	Температура греющего теп- лоносителя, $t_{2r}$	Температура нагреваемого теплоноси- теля, $t_{2x}$	Среднелогариф- мическая раз- ность температур, $\Delta t_{ср.лог}$
2,5	0	0,347	0,653	0,347
	0,02	0,3658	0,68243	0,34112
	0,04	0,38466	0,71166	0,33419
	0,06	0,40409	0,74015	0,32668
	0,08	0,42414	0,76782	0,31858
	0,1	0,44483	0,7946	0,30985
	0,12	0,46621	0,82039	0,30046
	0,14	0,48833	0,8451	0,29039
	0,16	0,51123	0,8686	0,27958

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

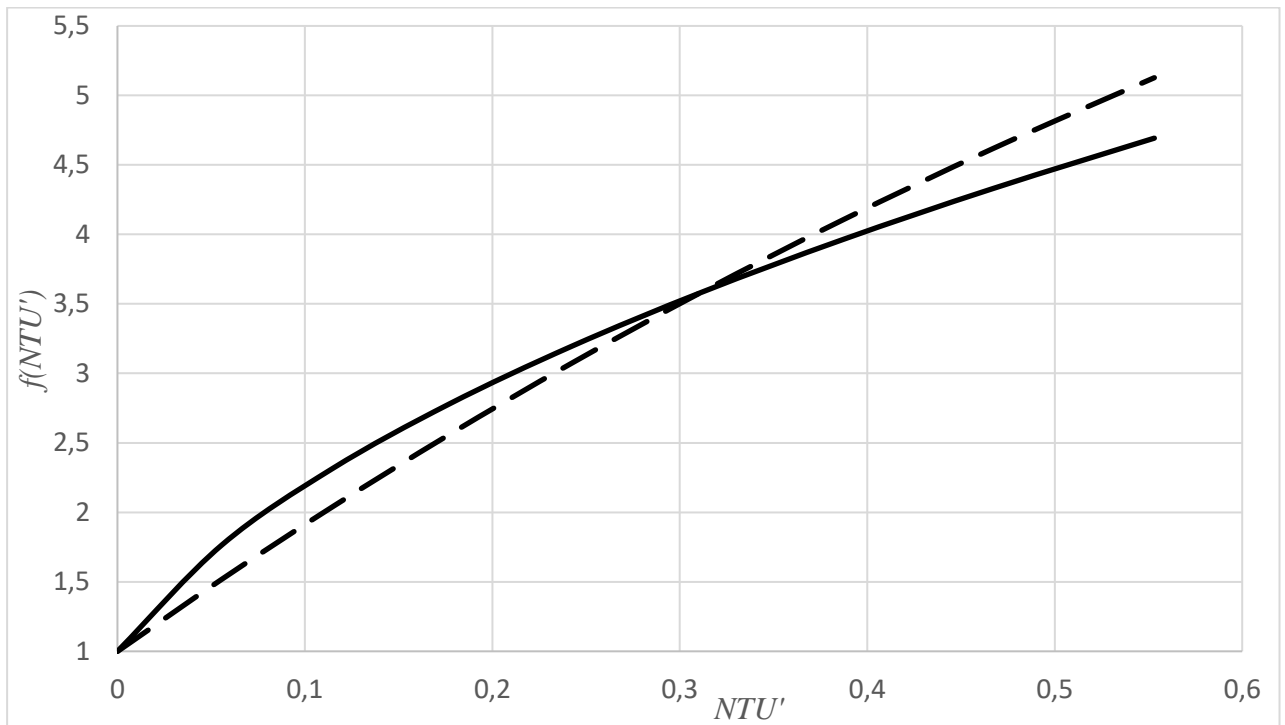


Рисунок Б.1 - График зависимости от  $NTU'$  поправочного множителя к величине  $k_{эф.г}$  за счет влияния испарения для  $NTU=0,1$  (сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация по (2.3))

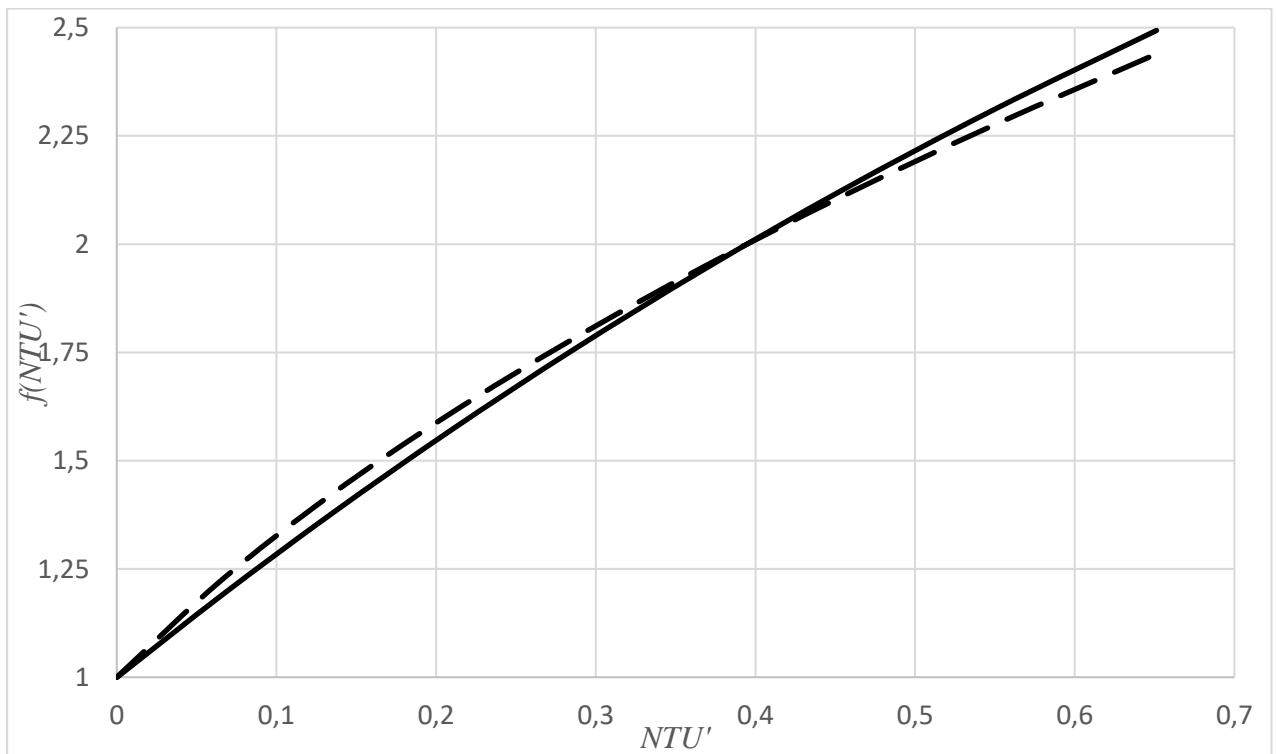
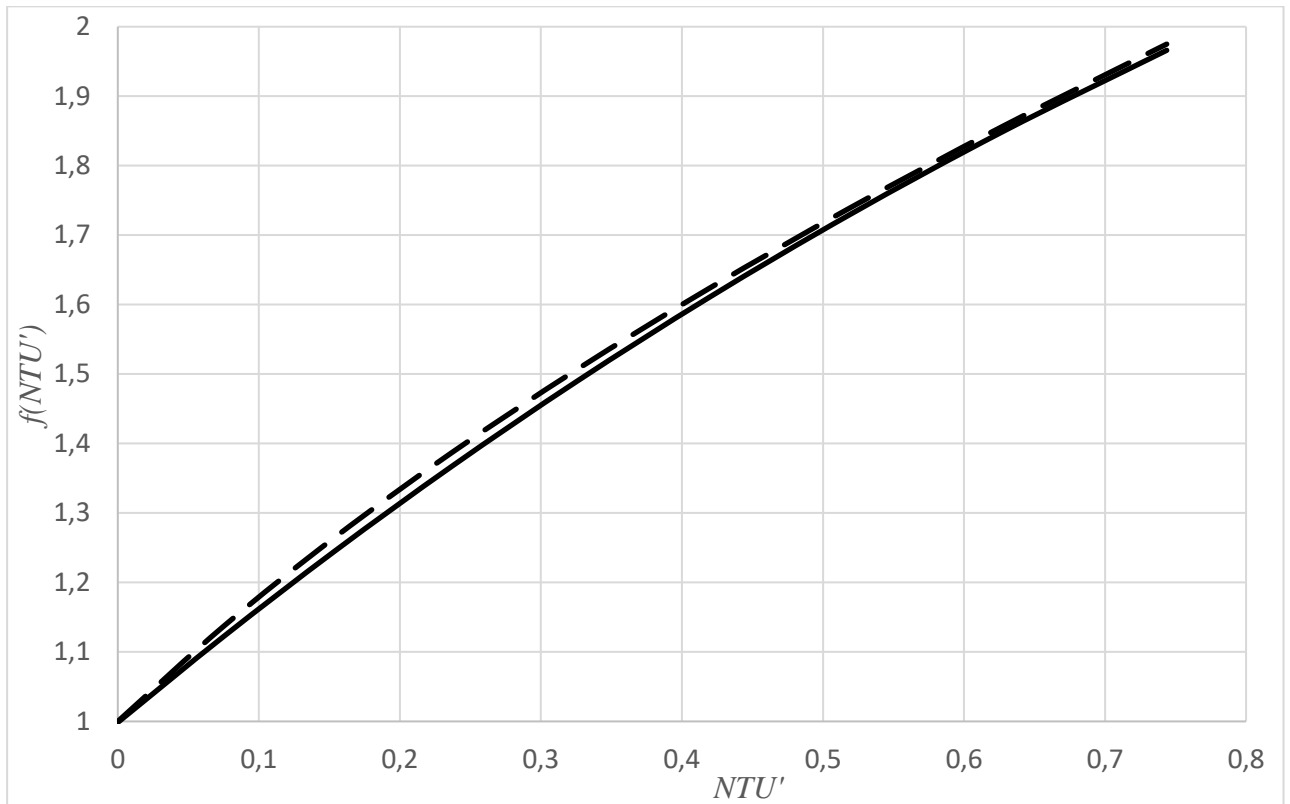
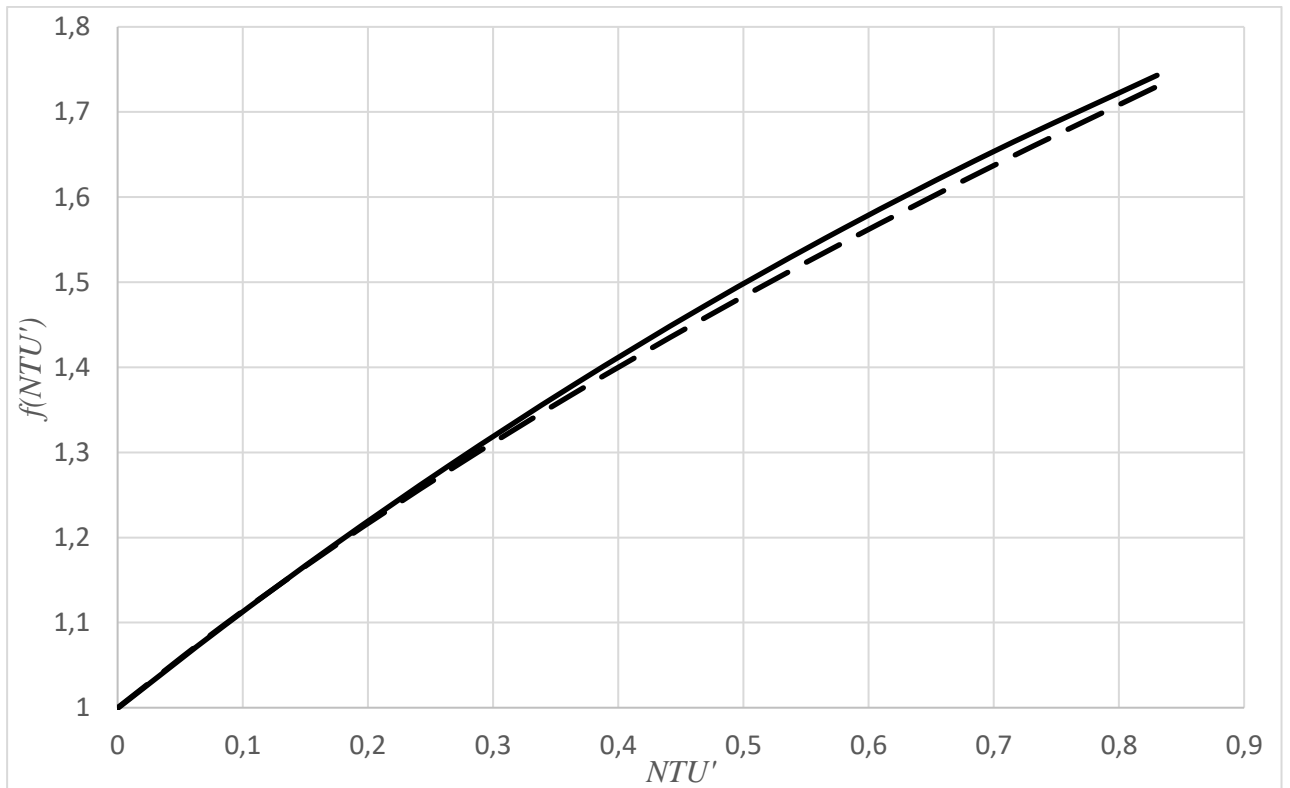
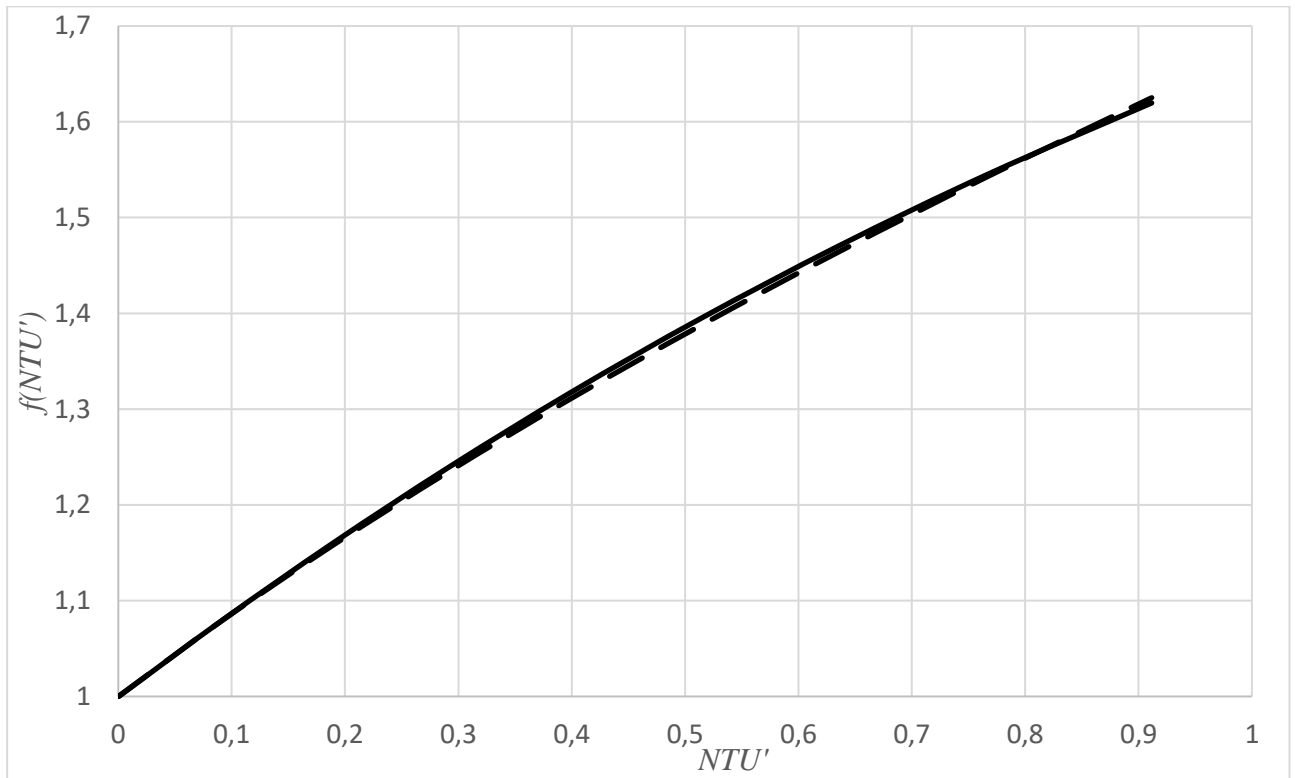
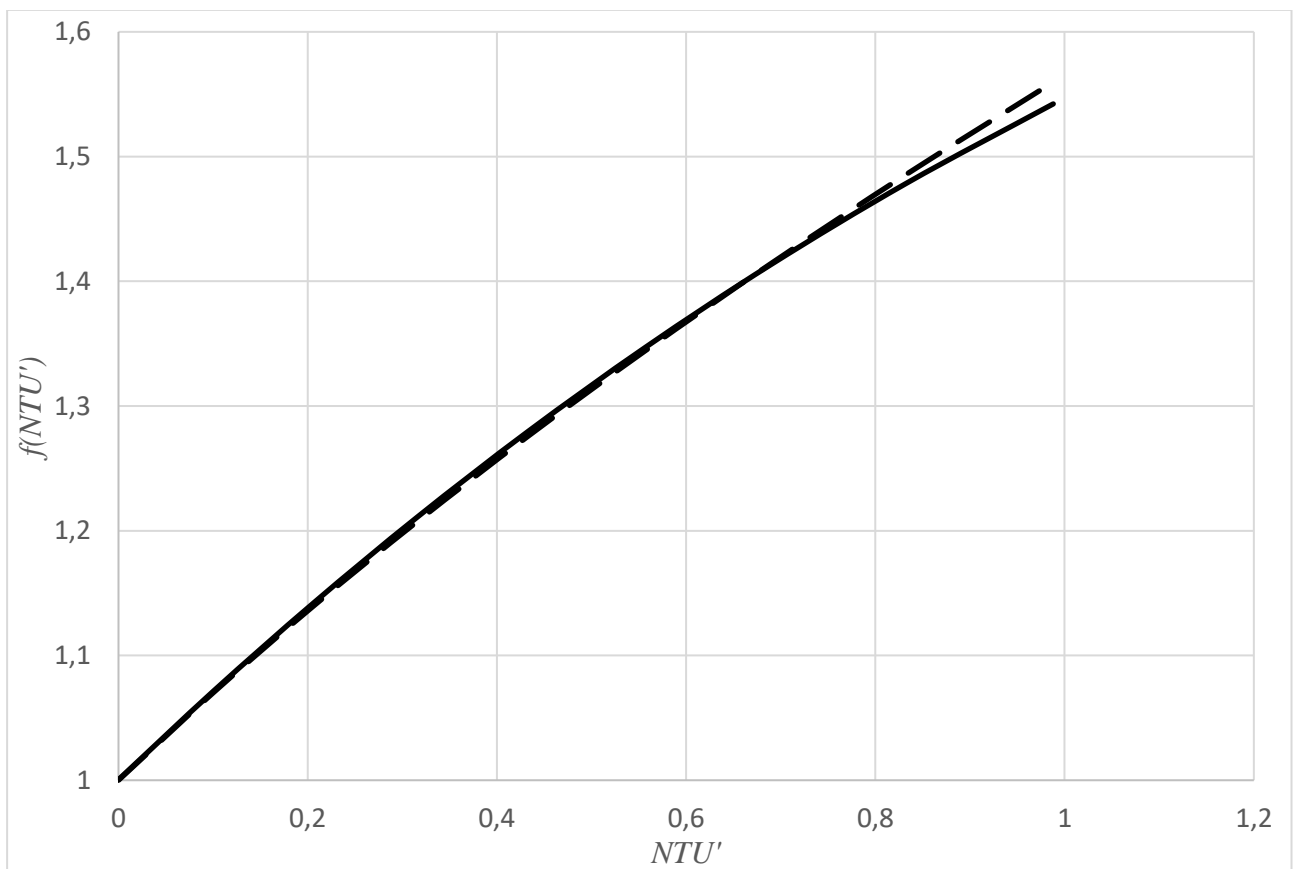
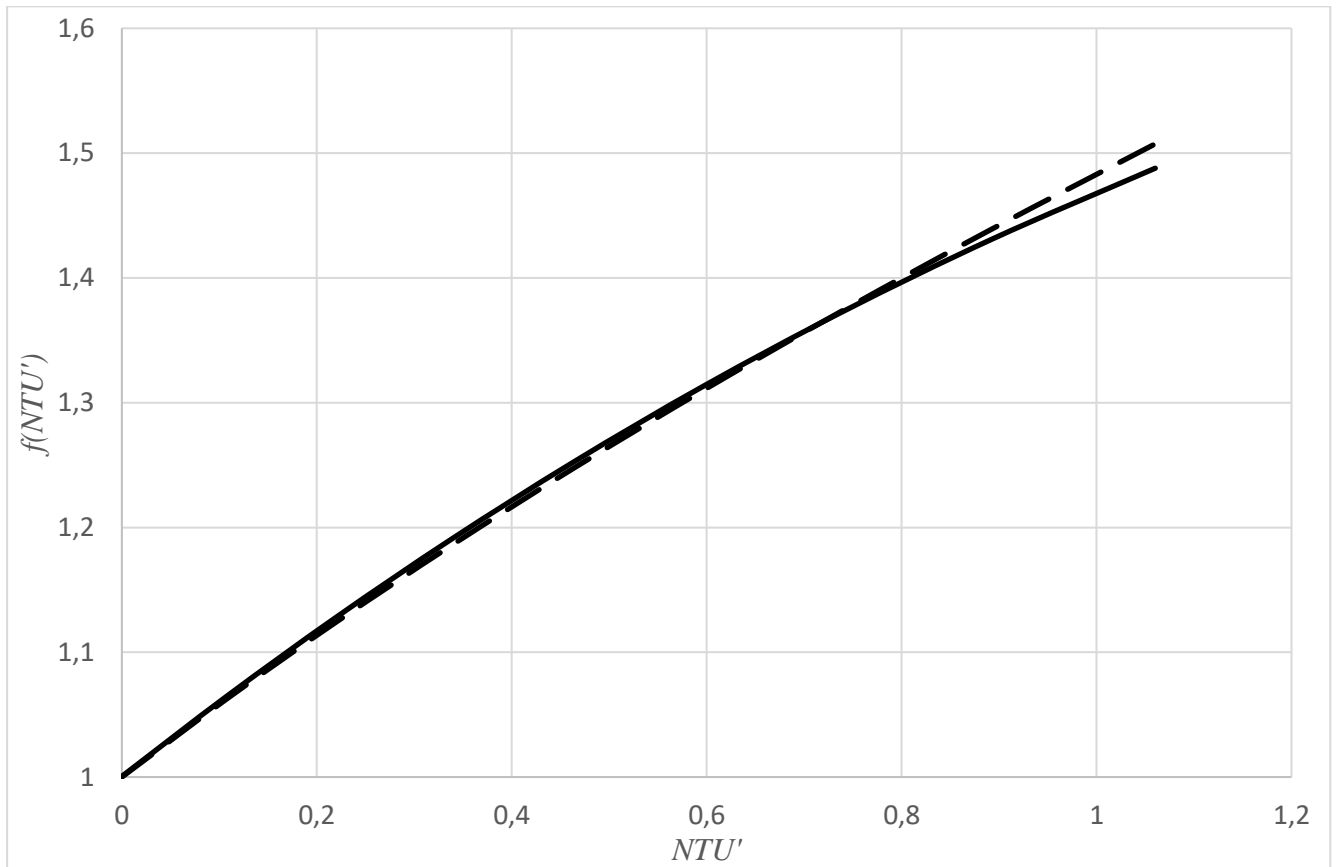
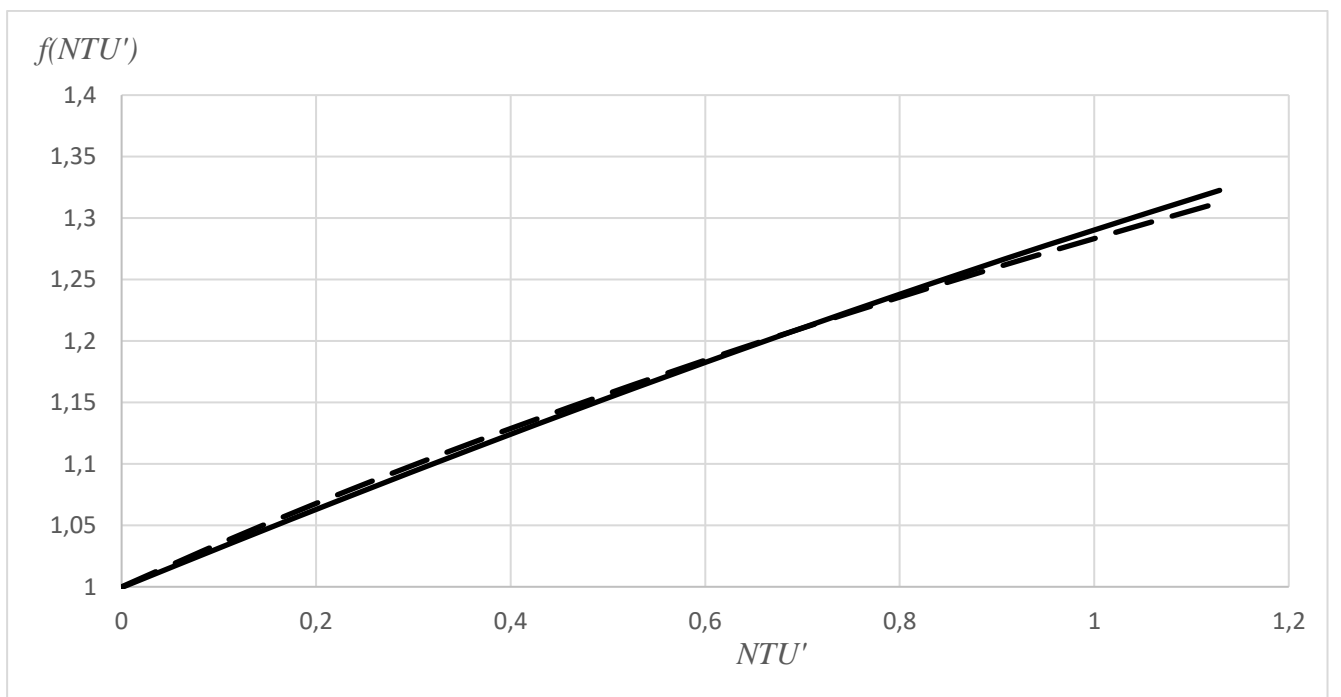


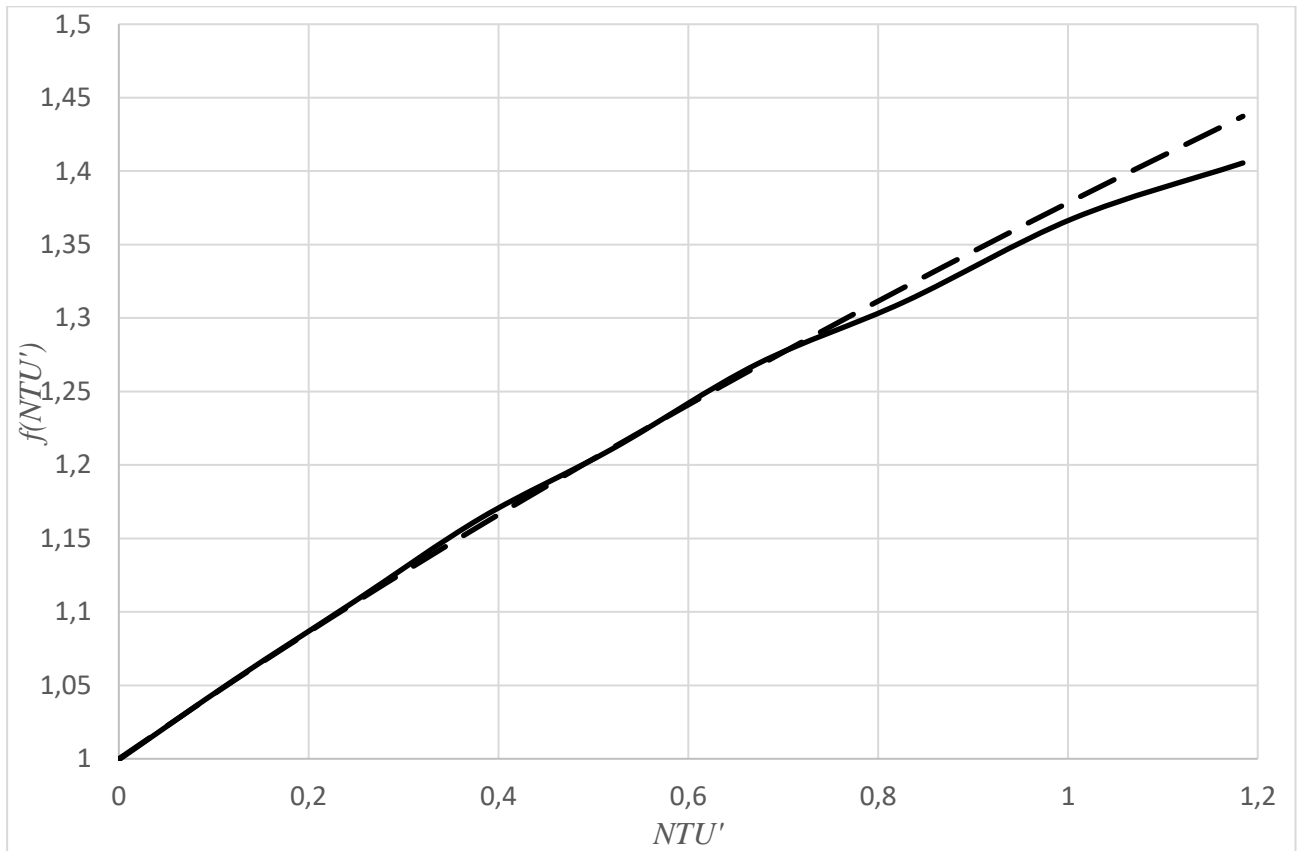
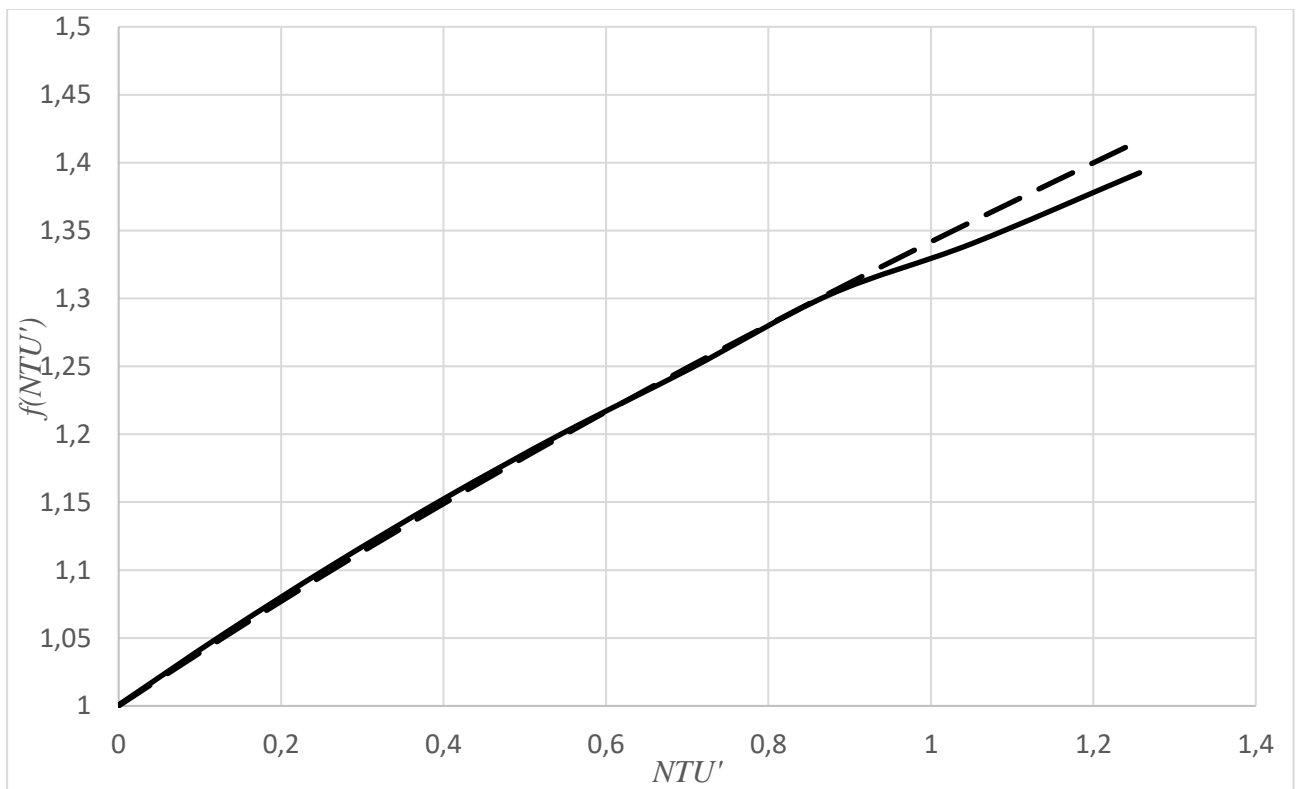
Рисунок Б.2 - Тоже при  $NTU = 0,3$

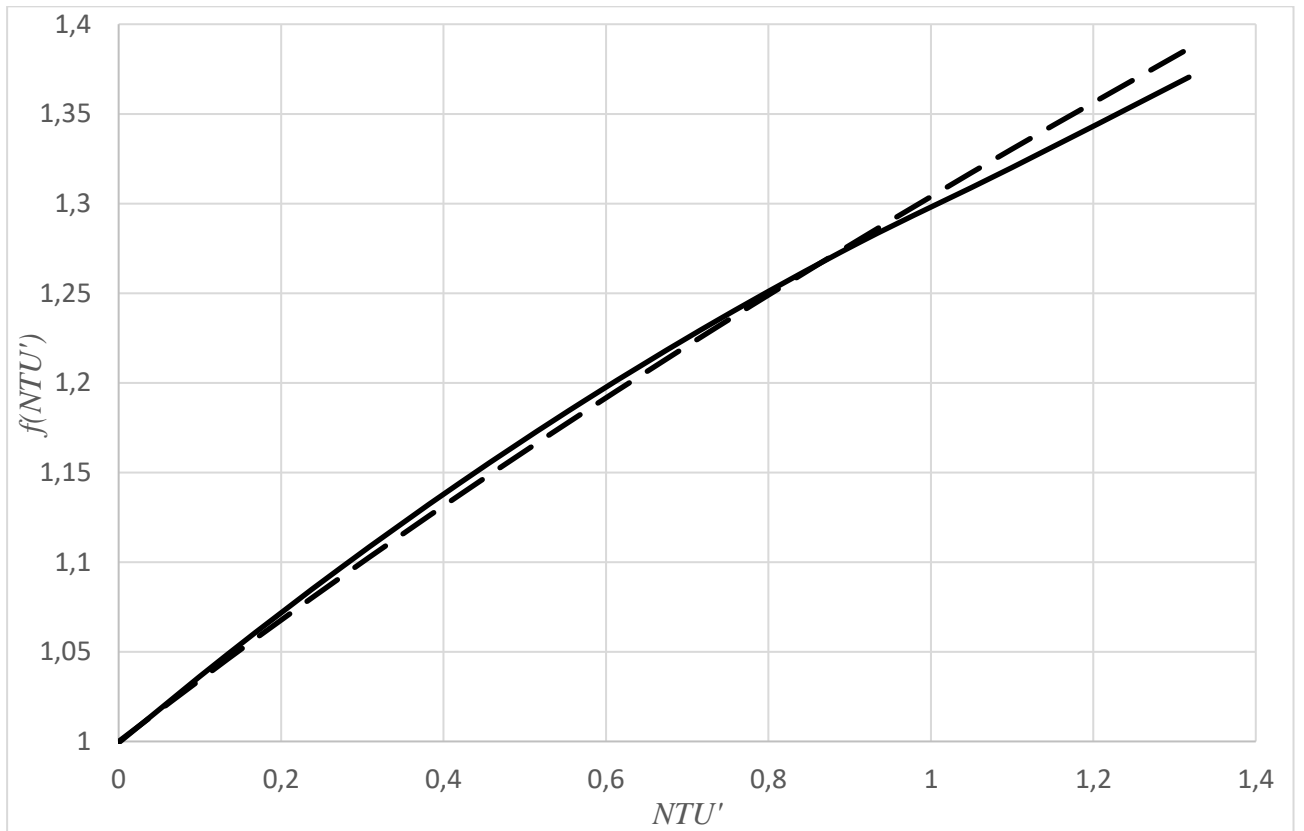
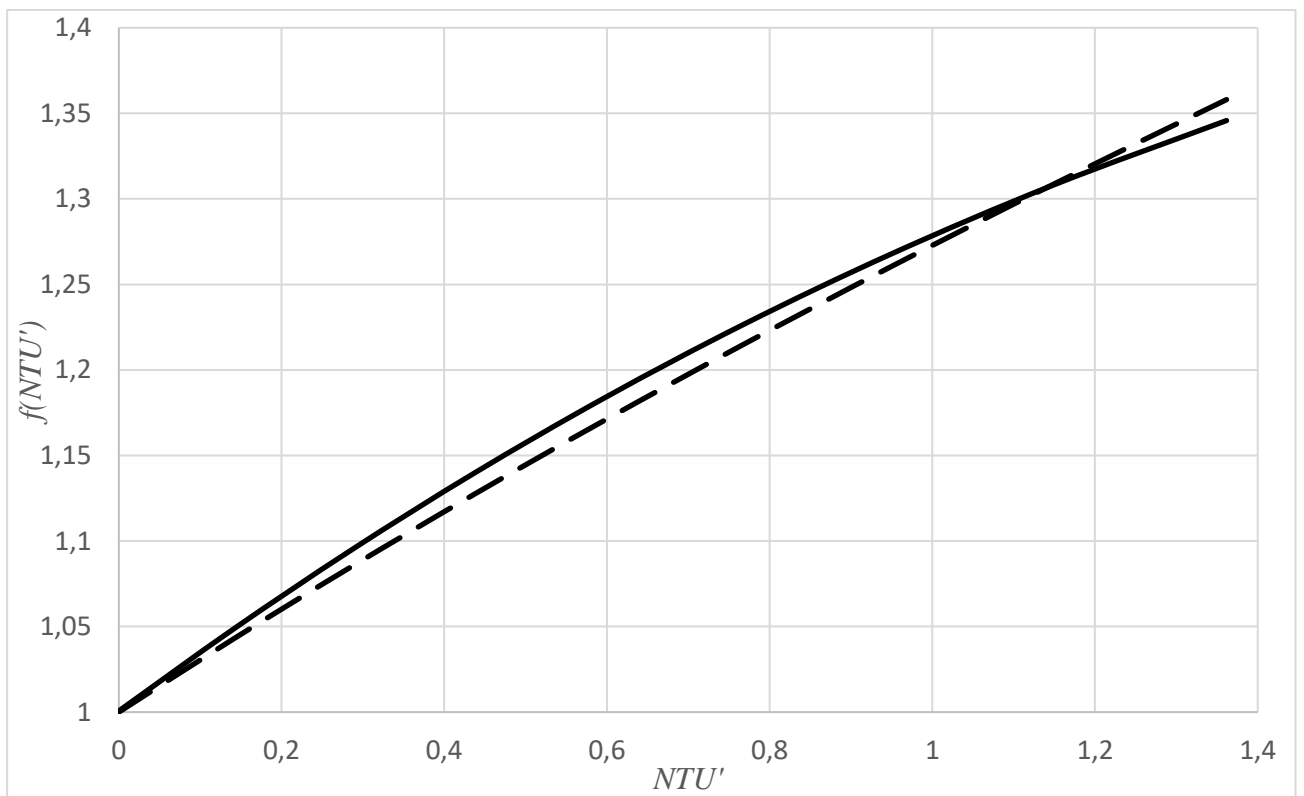
Рисунок Б.3 - Тоже при  $NTU = 0,5$ Рисунок Б.4 - Тоже при  $NTU = 0,7$

Рисунок Б.5 - Тоже при  $NTU = 0,9$ Рисунок Б.6 - Тоже при  $NTU = 1,1$

Рисунок Б.7 - Тоже при  $NTU = 1,3$ Рисунок Б.8 - Тоже при  $NTU = 1,5$



Рисунок Б.9 - Тоже при  $NTU = 1,7$ Рисунок Б.10 - Тоже при  $NTU = 1,9$

Рисунок Б.11 - Тоже при  $NTU = 2,1$ Рисунок Б.12 - Тоже при  $NTU = 2,3$

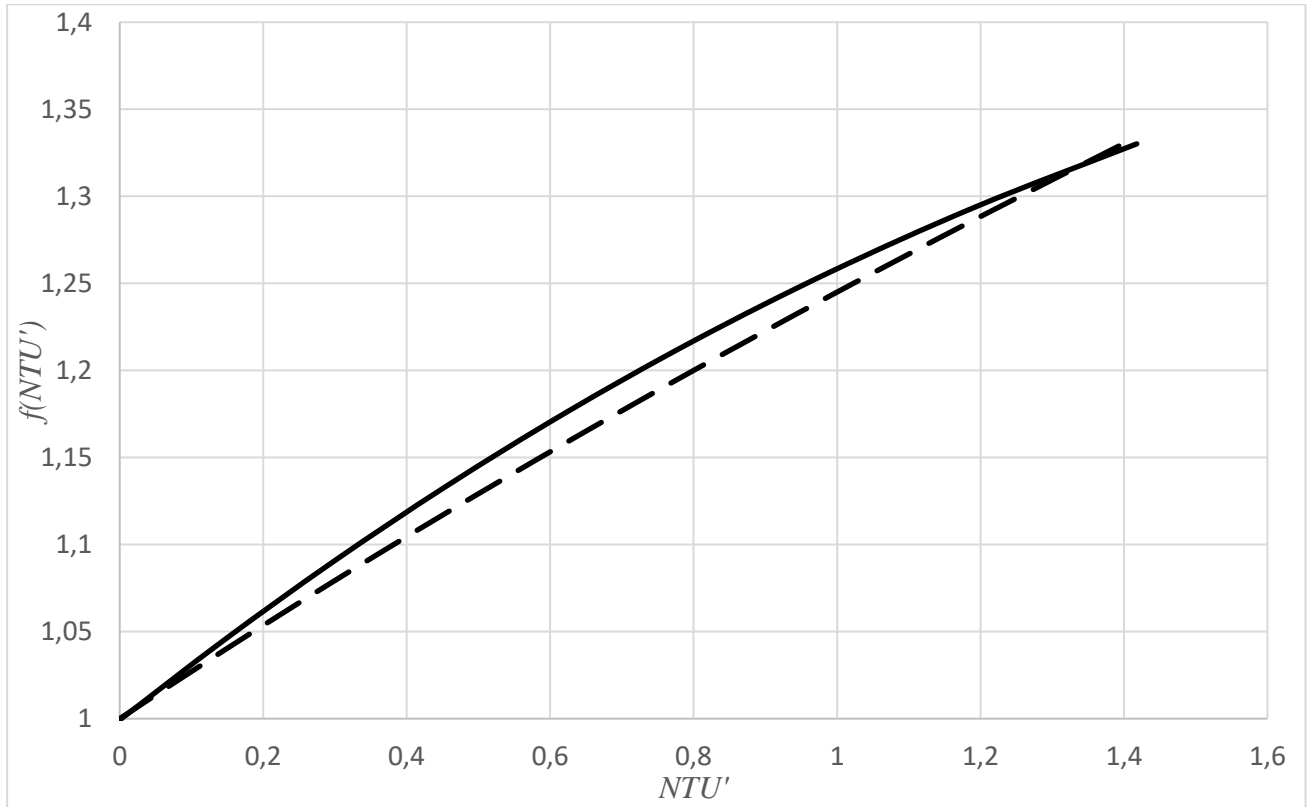


Рисунок Б.13 - Тоже при  $NTU = 2,5$

**ПРИЛОЖЕНИЕ В (справочное)****Публикации в изданиях из Перечня ВАК РФ:**

1. Самарин О.Д., Лушин К.И., Кирушок Д.А. Энергосберегающая схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 1-2. С. 43 – 45.
2. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Оценка параметров наружного климата для обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 4. С. 41 – 43.
3. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Моделирование теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике при увлажнении вспомогательного потока воздуха. // Известия вузов. Строительство. 2019. № 1. С. 54 – 60.
4. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Влияние увлажнения вспомогательного потока воздуха на процесс теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике. // Строительство и реконструкция. 2019. № 3. С. 112 – 119.
5. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Экспериментальное определение количества уносимой влаги из сотового увлажнителя при изменении направления воздушного потока. // Журнал «СОК». 2020. № 4. С. 46 – 48.
6. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Аналитический расчет параметров состояния влажного воздуха в специальной схеме обработки притока. // Журнал «СОК». 2020. № 7. С. 36 – 39.
7. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Технико-экономическое обоснование применения специальной схемы обработки притока с косвенным испарительным охлаждением. // Журнал «СОК». 2021. № 2. С. 66 – 70.

**Публикации в других изданиях:**

8. Патент РФ (правообладатель НИУ МГСУ, авторы О.Д. Самарин, Д.А. Кирушок) «Установка кондиционирования воздуха» № 2696783 от 06.08.19 (приоритет изобретения 13.04.18).

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г (справочное)

### Титульный лист патента на изобретение о государственной регистрации в Государственном реестре изобретений

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2696783

#### Установка кондиционирования воздуха

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет" (НИУ МГСУ) (RU)*

Авторы: *Самарин Олег Дмитриевич (RU),  
Кирушок Дмитрий Александрович (RU)*

Заявка № 2018113489

Приоритет изобретения 13 апреля 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 06 августа 2019 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 13 апреля 2038 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев*

