

**МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЕ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ТАШКЕНТСКИЙ АРХИТЕКТУРНО - СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ**

На правах рукописи

БЕРДИЕВА ЛОЛА АХАТОВНА

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание степени магистра по специальности : 5А580405 «Отопление, вентиляция,
кондиционирование воздуха и охрана воздушного бассейна»

Работа рассмотрена и
допускается к защите.
Зав. кафедрой «Проекти-
рование строительство и
эксплуатация инженерных
коммуникаций»
Доц. Рашидов Ю.К.

«___» _____ 2012 г.

Научный руководитель
доц. Саидова Д.З.

Научный консультант
к.т.н. Насонов Е.А.

ТАШКЕНТ – 2012

Условные обозначения

Введение

**ГЛАВА 1. Современное состояние вопроса, цель и задачи
исследования по применению в системах вентиляции
косвенно-испарительных воздухоохладителей с
теплоутилизаторами**

1.1. Анализ исследования по применению в системах вентиляции
косвенно-испарительных воздухоохладителей с теплоутилизаторами

1.2. Методы расчета и оптимизации аппаратов и систем

1.3 Цель и задачи данной работы

**ГЛАВА II. Теоретические исследования аппаратов и схем
вентиляции помещений**

2.1. Математическая модель аппарата КИО.

2.2. Расчетные формулы и их анализ

2.3. Выбор оптимальной схемы вентиляции помещений

ГЛАВА III. Экспериментальные исследования аппарата

3.1. Исследование косвенно-испарительного воздухоохладителя
теплоутилизатора.

**ГЛАВА IV. Оптимизация систем косвенно-испарительными
воздухоохладителями-утилизаторами**

4.1. Описание рекомендуемых систем.

Выводы

Список использованной литературы

Утверждаю
Зав. кафедрой ПСЭИК
к.т.н., доц. Рашидов Ю.К.
« ____ » _____ 2011 г.

ЗАДАНИЕ ПО ПОДГОТОВКЕ И НАПИСАНИЮ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Магистерская диссертация по теме: Энергосберегающие системы
вентиляции и кондиционирования воздуха

название (с указанием материалов конкретных организаций)

утверждённая приказом ректората института от « 1 » 03 2011 г.

за номером 2/97 по кафедре ПСЭИК

за слушателем Бердиева Лола Ахатовна

научный руководитель Саидова Д.З. к.т.н., доц

Ф.И.О., занимаемая должность, учёная степень, учёное звание

должна быть подготовлена и представлена к предварительной защите на
кафедру 10 июня 2012 г.

число, месяц, год

В работе будут использованы: Авторефераты, справочная литература,
КМК, статьи журналов, отчёты о научно-исследовательской работе,

Практические, балансовые и др. материалы, стат. данные др. ведомств и т.п. за годы публикации,
материалы семинаров, обзорные проспекты, брошюры, каталоги
труды и т.д. законодательные и нормативные акты, инструкции и т.п.

современного оборудования, руководство по проектированию, монтажу и
эксплуатации охлаждающих систем брызгальных бассейнов

В работе предусматривается Анализ исследований по применению в системах
вентиляции косвенно-испарительных воздухоохладителей с
теплоутилизаторами. Методы расчета и оптимизации аппаратов и
систем. Математическая модель аппарата КИО. Расчетные формулы и их
анализ. Выбор оптимальной схемы вентиляции помещений. Исследование
косвенно-испарительного воздухоохладителя теплоутилизатора
аналит. таблицы, группировочные таблицы, графики, схемы, диаграммы,
математические модели и т.п.

В работе предусматривается изложение следующих групп вопросов:

1-я группа Современное состояние вопроса, цель и задачи исследования по
применению в системах вентиляции косвенно-испарительных
воздухоохладителей с теплоутилизаторами

название

2-я группа Теоретические исследования аппаратов и схем вентиляции помещений

название

3-я группа Экспериментальные исследования аппарата

название

4-я группа Оптимизация систем косвенно-испарительными воздухоохладителями-утилизаторами

название

Задание выдано _____

число, месяц, год

Научный руководитель Саидова Д.З.

подпись, Ф.И.О., дата

Задание принял слушатель Бердиева Л.А.

График завершения магистерской диссертации в первоначальном варианте

Глава I. Современное состояние вопроса, цель и задачи исследования по применению в системах вентиляции косвенно-испарительных воздухоохладителей с теплоутилизаторами

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Глава II. Теоретические исследования аппаратов и схем вентиляции помещений

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Глава III. Экспериментальные исследования аппарата

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Глава IV. Оптимизация систем косвенно-испарительными воздухоохладителями-утилизаторами

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Предварительная защита диссертация на кафедре 10 июня 2012 г.

срок, дата, год

Задание выдано к.т.н., доцент

научный руководитель магистерской диссертации

Саидова Дилором Закировна

Ф.И.О.

подпись

дата

Задание принял Бердиева Лола Ахатовна

Ф.и.о., слушателя,

Подпись, дата

Условные обозначения

G - массовый расход, кг/с;

t - температура, $^{\circ}\text{C}$;

I - энтальпия воздуха, Дж/кг с.в.;

d - влагосодержание воздуха, г/кг с.в.;

C_p - теплоемкость воздуха Дж/(кг.К);

ρ - плотность, кг/м³;

V - скорость, м/с;

P - давление, Ма;

Q - тепловой поток, Вт;

W - количество тепла, энергии, Дж;

N - потребляемая мощность электроэнергии, Вт;

F - площадь теплопередающей поверхности, м²

f - удельная площадь теплопередающей поверхности, м²/(кг/с) ;

δ - ширина каналов в аппарате, м;

ℓ - длина каналов по ходу воздуха, м;

α - коэффициент теплоотдачи, Вт(м²К);

σ - коэффициент полного теплообмена со стороны вспомогательного потока,
Вт / (м² (Дж/кг с.в.);

a, b - константы в линейной аппроксимации энтальпии насыщенного воздуха
от температуры: $I = at_w - b$;

NTU - число единиц переноса теплоты ;

μ - коэффициент полезного действия, холодильный коэффициент;

E - теплотехническая эффективность;

Nu - критерий Нуссельта;

Re - критерий Рейнольдса;

G_w, G_0 - массовый расход воды и воздуха, соответственно, кг/с;

η_0, η_w, η_0 – КПД вентилятора, насоса, электродвигателя, соответственно;

ИНДЕКСЫ

0 - основной поток; КИОТ-воздухоохладитель-теплоутилизатор

v - вспомогательный поток;

W - вода, насыщенный воздух;

П - приток воздуха;

Н - наружный воздух;

i - внутренний воздух;

м - по мокрому термометру;

р - точка росы;

х - режим косвенно-испарительного воздуха;

т - режим утилизации тепла вытяжного воздуха;

1,2- соответственно вход и выход потоков;

ВВЕДЕНИЕ

Для создания требуемых параметров в зданиях устанавливаются системы вентиляции и кондиционирования воздуха. С их помощью обеспечиваются необходимые санитарно-гигиенические условия труда и отдыха, поддерживается нормальный режим функционирования зданий, создаются условия для выпуска высококачественной продукции.

В общественных и производственных зданиях согласно [16] регламентировано поддерживать температуру воздуха в летнее время не выше $28\div 33^{\circ}\text{C}$.

В условиях жаркого климата Республики Узбекистан выполнить данное требование невозможно без охлаждения приточного воздуха.

В настоящее время в существующих системах вентиляции и кондиционирования для охлаждения воздуха используют либо дорогостоящие холодильные машины, либо малоэффективное прямое испарительное охлаждение, при котором повышается влажность воздуха, отрицательно влияющая на терморегуляцию человека.

Более эффективным является косвенное испарительное охлаждение (КИО). В отличие от прямого испарительного охлаждения, при КИО воздух не увеличивает своего влагосодержания, а энтальпия его уменьшается.

Косвенно-испарительное охлаждение позволяет охлаждать воздух в теплый период года до $17\div 20^{\circ}\text{C}$ и снизить затраты энергии на охлаждение в 3-4 раза по сравнению с применением холодильной машины.

Для косвенно-испарительного охлаждения воздуха характерно участие двух потоков: основного и вспомогательного потока воздуха. Охлаждение воздуха основного потока, поступающего в помещение, за счет испарения ее во вспомогательном потоке, который вместе с влагой выбрасывается в атмосферу.

Косвенно-испарительное охлаждение является природным источником холода.

Установки косвенно-испарительного охлаждения отличаются простотой и надежностью, малым энергопотреблением, небольшой стоимостью, и что весьма немаловажно, высокой экологической чистотой.

КМК 2.04.05.97 [16] отдают предпочтение этому способу охлаждения воздуха перед другими естественными и искусственными источниками холода.

Согласно этого КМК [16] "вентиляцию и кондиционирование воздуха следует проектировать, используя тепловые вторичные энергоресурсы удаляемого воздуха".

Глубокие перемены стремительно входят в нашу жизнь. Кардинальные сдвиги меняют современный облик мира. Их движущей силой является истинное стремление народов к свободе, независимости и счастью, решимость самим определять свою судьбу.*

Самостоятельная экономическая политика, отвечающая интересам народа - неотъемлимое условие независимого развития Узбекистана. Осуществление намеченного комплекса мер по переходу к цивилизованному рынку приведет к глубоким качественным изменениям в социально-экономическом развитии республики, выведет ее в число новых индустриальных стран и создаст надежные гарантии экономической, политической и духовной независимости Узбекистана.

-
- И.А. Каримов. Узбекистан: национальная независимость, экономика, политика, идеология. - Ташкент. Узбекистан, 1993г.
 - И.А. Каримов. Узбекистана на пороге XXI века.- Ташкент, 1998 г.

Актуальность темы. В основных направлениях социального и экономического развития Республики Узбекистан говорится, что необходимо

последовательно усилить режим экономии, являющейся одним из важнейших факторов производства. Превратить ресурсосбережение в решающий источник удовлетворения растущих потребностей народного хозяйства. Добиться, чтобы прирост потребностей в топливе, энергии, сырье и материалах на 75-80% удовлетворялся за счет их экономии.

Снизить энергоемкость национального дохода не мене, чем в 1,6 раза и металлоемкость. Комплексно использовать материальные и природные ресурсы, максимально устранять потери и нерациональные расходы.

Проектирование, строительство и эксплуатация систем кондиционирования микроклимата зданий требует больших материальных затрат, объем капиталовложений на несколько процентов за счет назначения оптимальных параметров систем и установок дает значительную экономию средств.

Одним из путей экономии энергии является совмещение косвенно-испарительное охлаждение летом с утилизацией теплоты вытяжного воздуха зимой, оказывается возможным при применении в системах вентиляции специальных аппаратов: косвенно-испарительных воздухоохладителей-теплоутилизаторов (КИОТ).

Создание энергосберегающих систем вентиляции и кондиционирования воздуха (КВ) с аппаратами КИОТ, разработке научных основ их инженерного проектирования посвящена данная работа. Она представляется достаточно актуальной в связи с современной разработкой в области энергосберегающих и природоохранных технологий.

Цель работы: разработка и исследование энергосберегающих систем вентиляции и кондиционирования воздуха, в том числе, позволяющие утилизировать теплоту вытяжного воздуха в отопительный период.

Задачи работы:

-разработать математическую модель аппарата КИО, найти ее решение и установить влияние различных факторов на обработку воздуха в аппарате;

-экспериментально проверить в лабораторных условиях правомерность результатов теоретических исследований;

- разработать методику оптимизации параметров в системе вентиляции с воздухоохладителями-теплоутилизаторами и определить оптимальные характеристики таких систем при применении в различных климатических зонах Республики Узбекистан.

Научная новизна. Разработана математическая модель противоточного пластинчатого косвенно-испарительного воздухоохладителя. Найдено аналитическое решение модели, получена зависимость для эффективности аппарата E_x . Математически доказано, что теоретический предел охлаждения основного потока равен температуре мокрого термометра на входе вспомогательного потока. Эффективность аппарата в режиме КИО E_x имеет экспоненциальную зависимость от его конструктивных и режимных параметров, определяющих удельную площадь теплопередающей поверхности, приходящейся на единицу воздухопроизводительности системы, материалоемкость и энергоемкость аппарата.

Теоретически установлено наличие экспоненциальной зависимости эффективности аппарата в режиме КИО E_x от работы в режиме утилизации теплоты E_T .

Выявленная экспоненциальная взаимосвязь параметров подтверждена экспериментом.

Экспериментально доказана полезность бессливного орошения капиллярно-пористого покрытия теплопередающей поверхности аппарата, определены значения эмпирических коэффициентов в формулах для коэффициента теплоотдачи и аэродинамического сопротивления.

Установлено, что оптимальной схемой, обладающей наибольшей холодо-производительностью летом и теплоутилизацией тепла зимой,

является нереже-неративная противоточная схема с возвратом воздуха из помещения во вспомо-гательный канал.

Разработана методика оптимизации систем вентиляции и кондиционирования воздуха с косвенно-испарительными и воздухоохладителями-теплоутилизаторами.

Научное и практическое значение работы заключается в том, что установлено: системы с аппаратами КИОТ способны самостоятельно, без использования доохладителя, осуществлять процесс охлаждения воздуха в летнее время во всех климатических зонах Узбекистана как для нужд вентиляции, так и для нужд кондиционирования воздуха производительностью до $150\div 200$ тыс м³/ч.

Объект исследования: Экспериментальный стенд создан на базе косвенно-испарительного воздухоохладителя – теплоутилизатора в УзЛИИИТе.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены на научно-технической конференции ТАСИ в 2012 году и на Республиканской научно-технической конференции «Архитектура – курилиш фани ва давр» Т., 2012 г.

Объем работы: диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка использованной литературы. Работа изложена на _ страницах, включающих __ страниц текста, _ страниц рисунков, __ стр. таблиц.

ГЛАВА 1. Современное состояние вопроса, цель и задачи исследования по применению в системах вентиляции косвенно-испарительных воздухоохладителей с теплоутилизаторами.

1.1. Анализ исследований по применению в системах вентиляции косвенно-испарительных воздухоохладителей и теплоутилизаторов.

Процесс косвенно-испарительного охлаждения может выполняться по двум схемам – совмещенной и раздельной. При раздельной схеме основной поток проходит через поверхностный воздухоохладитель, а нагретая в нем вода охлаждается в градирне, установленной во вспомогательном потоке.

По совмещенной схеме основной и вспомогательный потоки проходят в одном аппарате по каналам, разделенными между собой поверхностью тепло-массообмена, которая орошается со стороны вспомогательного потока водой.

Первые работы по косвенно-испарительному охлаждению были проведены в Германии в 30-х годах. Позже исследования были проведены в США и в г. Москве.

О. Я. Кокориным [12] впервые описана схема и изучены особенности косвенно-испарительного охлаждения. Малов В.С. [20] предложил в качестве вспомогательного потока использовать удаленный из помещения воздух, так как температура по мокрому термометру внутреннего воздуха меньше, чем наружного, вследствие чего понижается и температура охлаждаемой в градирне воды.

Раяк М. Б. [26] разработал регенеративную схему (рис. 1.1.б) КИО, в которой в градирне направлялась часть уже охлажденного потока воздуха.

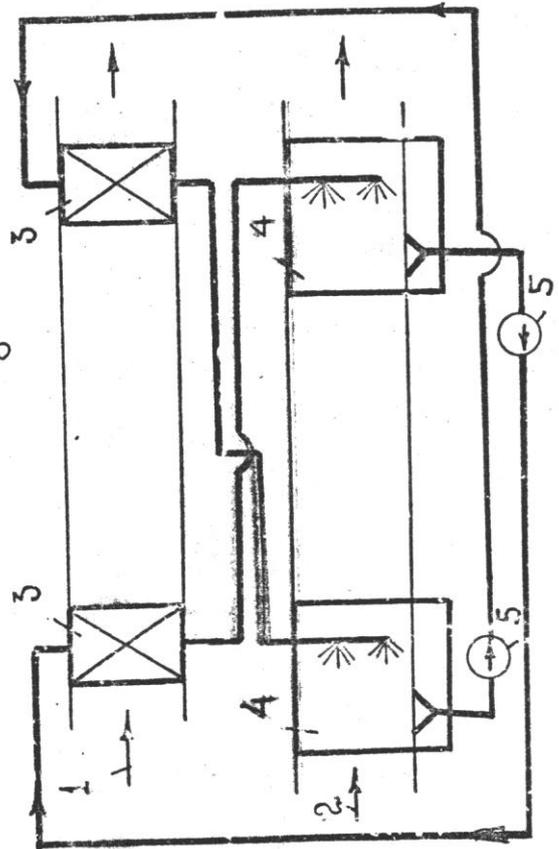
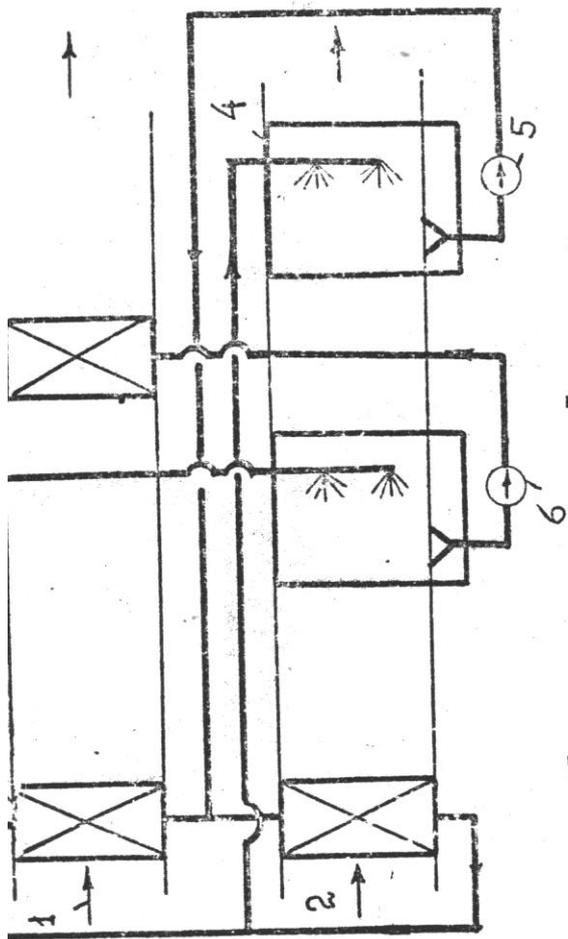
Регенеративная схема позволяет охладить воздух до температуры точки росы наружного воздуха, но уменьшение температуры на выходе из установки приводит к резкому сокращению холодопроизводительности.

Зусмановичем М.М. [10] на основе использования принципа многоступенчатости был создан ряд высокоэффективных отдельных схем КИО, некоторые из них (рис.1.1.в) получили широкое применение на практике, обеспечивая экономию капитальных затрат на 20÷30%, а эксплуатационных расходов до 30÷50% по сравнению с системами, использующими холодильные машины.

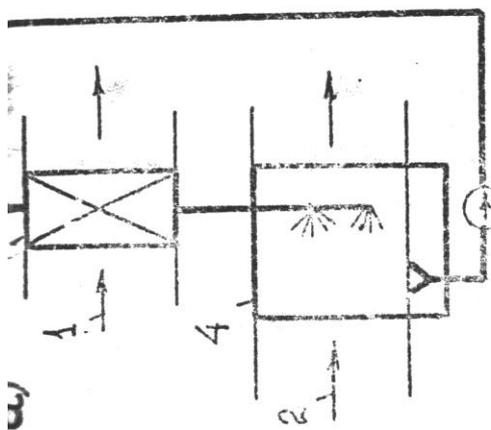
Совместное осуществление по отдельной схеме косвенно-испарительного охлаждения летом и утилизации теплоты зимой, впервые предложено Е.Е.Карписом [11]. Им разработана установка, состоящая из двух заблокированных кондиционеров: основного и градирни, причем градирня соединена с помещением (рис. 1.2). Градирня снабжает предвключенный теплообменник - утилизатор 7 охлажденным воздухом в летнее время и теплым - в зимнее время.

Кроме того, в летнее время из нее в воздухоохладитель 8 подается охлажденная вода.

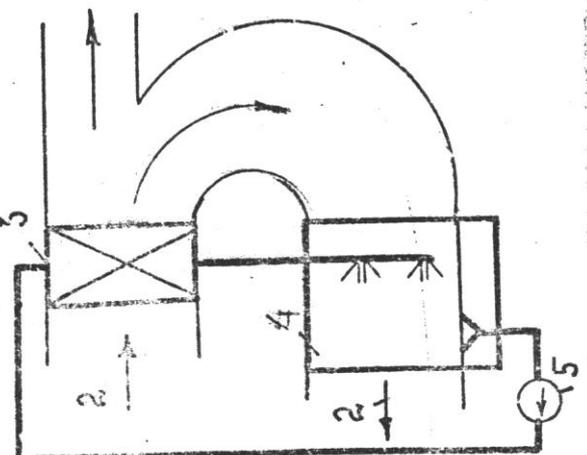
Несмотря на широкомасштабную возможность, схема предложенная Е.Е. Карписом весьма, сложна и громоздка. Высокая материалоемкость и громоздкость является основной причиной сдерживающей применение отдельных схем КИО.



2)



3)



4)

Рис. 2.5. Принципиальные схемы двухвентиляторных систем вентиляции и изображения процессов в них на I-d диаграммах. 1- канал основного потока; 2- канал вспомогательного потока; 3- помещение.

В совмещенных аппаратах косвенно-испарительного охлаждения, охлажденная во вспомогательном потоке вода тут же отдает свой холод через теплопередающую стенку основному потоку (рис 1.3)

В целях интенсификации процессов тепломассообмена были разработаны различные решения. Ряд авторов размещали в канале вспомогательного воздуха твердый сорбент, например гранулированный циолит [22]. Очень эффективным решением проблемы равномерного смачивания теплопередающей стенки оказалась работа В.П.Ильина [22], который предложил наносить на ее поверхность со стороны вспомогательного потока гигроскопические покрытия.

В работе [19] предложена конструкция аппарата КИО регенеративного типа (рис. 1.3 б).

Полный поток воздуха отсасывается по сухим каналам теплообменника. Здесь он охлаждается. На выходе из аппарата поток разделяется на две части: основную, которая поступает в помещение и вспомогательную, которая разворачивается на 180° и поступает во влажные каналы теплообменника, а оттуда в атмосферу.

Пределом охлаждения воздуха в таком аппарате является его температура точки росы. Работа [32] посвящена разработке регенеративных косвенно-испарительных воздухоохладителей транспортного, промышленного и бытового назначения производительностью по воздуху от 300 до 900 м³/час. Все образцы прошли испытания и показали высокую эффективность.

Расход энергии на привод аппаратов оказался в 2,5÷8 раз меньше, чем у серийно выпускаемых парокompрессионных кондиционеров аналогичной

производительности [19]. Конструктивным недостатком описанных аппаратов является засоление капиллярно пористых пластин в процессе эксплуатации.

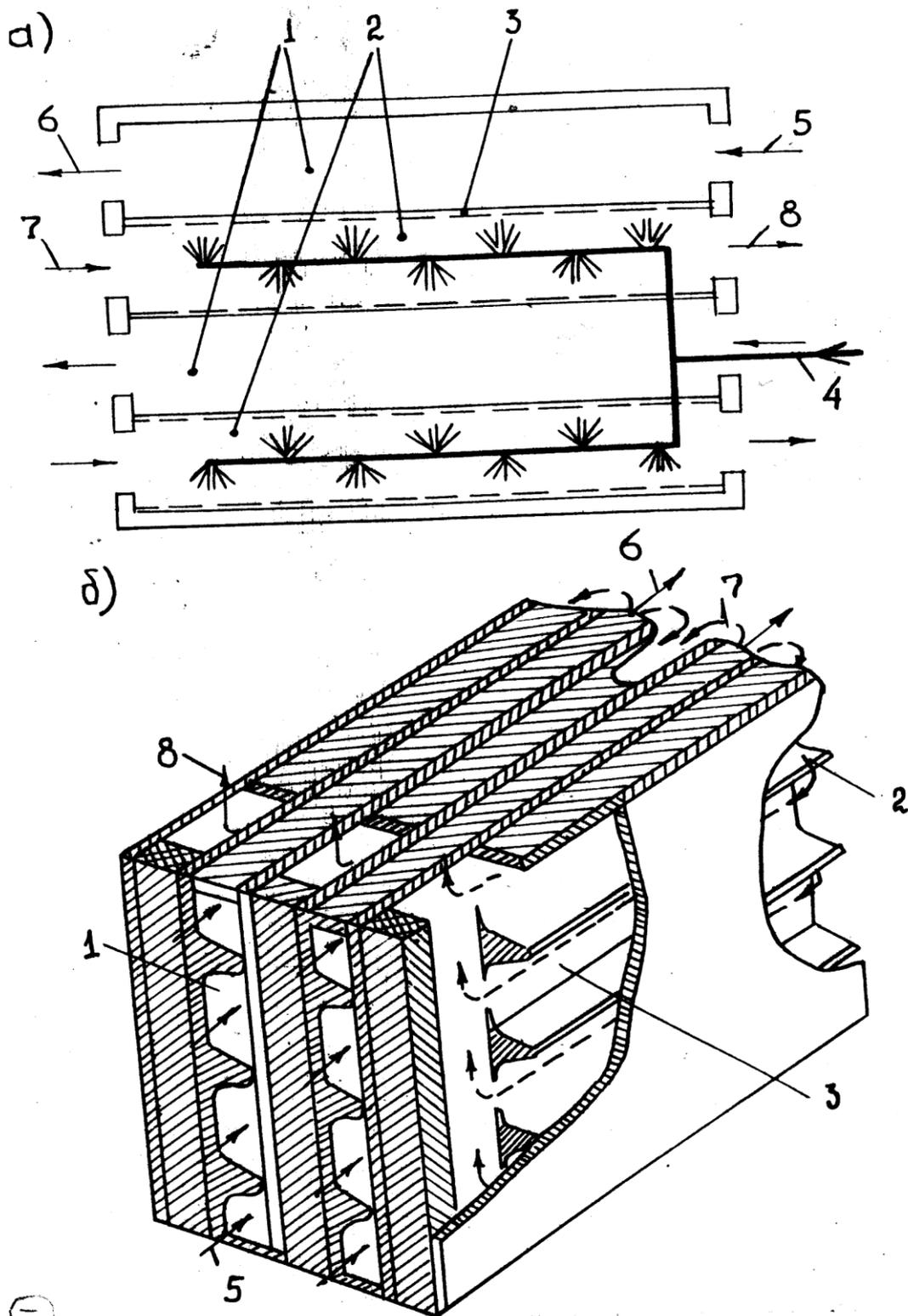


Рис. 1.3. Совмещенные теплообменники косвенно – испарительного охлаждения воздуха. А)- нерегенеративный; Б)- регенеративный. 1- сухие каналы; 2- влажные каналы; 3-теплопередающая стенка; 4-орошающее устройство; 5- вход основного потока; 6-выход основного потока 7- вход вспомогательного потока 8- выход вспомогательного потока.

В работе [8,22,25] предложен новый тип комнатного кондиционера, в котором реализуется принцип многоступенчатого косвенно-испарительного охлаждения. Аппарат состоит из пластин, разделяющих каналы основного и вспомогательного потоков воздуха.

Бытовой кондиционер "Ташкент", созданный по данной схеме, имеет полезную производительность по воздуху – $450\text{ м}^3/\text{час}$, по холоду – $1000^{\text{ккал}}/\text{ч}$, потребляя из электрической сети, мощность $N=230\text{ Вт}$.

В работе [23] описан комнатный аппарат КИО. Каналы основного и вспомогательного потоков воздуха образованы плоскими пластинами из пластмассы с выступами для турбулизации потоков воздуха. Вспомогательный поток воздуха забирается одним вентилятором из комнаты, а другой вентилятор служит для подачи охлажденного воздуха в помещение. Вода насосом через форсунки подается в каналы вспомогательного потока воздуха. Движение основного и вспомогательного потоков противоточное. Пределом охлаждения основного воздуха в данном аппарате является температура комнатного воздуха по мокрому термометру.

Во всех выше проанализированных работах подтверждаются работоспособность и высокая теплоэнергетическая эффективность косвенно-испарительных воздухоохладителей. Различие мнений наступает в оценке отдельных технических решений аппаратов и степени их влияния на эффективность охлаждения.

В теплообменных аппаратах возможно движение потоков по схеме прямотока, противотока и перекрестного тока. На основании анализа влияния схемы движения на эффективность аппарата КИО, в работе [8] сделан вывод,

что при противоточном движении эффективность возрастает на 4-8% по сравнению с прямоточным и что это различие мало и можно не отдавать предпочтение схемам с противоточным движением взаимодействующих сред. С данными утверждениями нельзя согласиться, не только потому что повышение эффективности на 8-12% необходимо отметить как весьма существенный факт, но даже при небольшом снижении температуры охлаждения основного потока, значительно возрастает (в %-ном соотношении) рабочая разность температур внутреннего и приточного воздуха, которая определяет полезную холодопроизводительность системы вентиляции и кондиционирования воздуха. В наиболее удачных конструкциях аппаратов КИО всегда применяется противоточная схема [28].

Ряд авторов [22, 27] считают, что наличие большого потока воды на поверхности теплопередающей стенки может при режиме работы оросительной системы. Кроме этого, в работе [27] экспериментально доказано, что снижение расхода воды до минимума и применение не постоянного, а периодического орошения капиллярно-пористого слоя приводит к увеличению коэффициента эффективности аппарата на 15÷20%.

Авторы регенеративного аппарата КИО [19] считают, что регенеративная схема является наилучшей. Однако, исследователи института ВНИИкондиционер (г.Харьков) не соглашаются с подобными выводами, поскольку ими были выполнены специальные сравнительные исследования аппарата КИО и убедительно показано, что теплотехнические преимущества регенеративных охладителей начинают проявляться при очень развитой поверхности теплообмена (НТИ) [8]. К сказанному также можно добавить, что нерегенеративные аппараты, в отличие от регенеративных, значительно проще позволяют решить проблему утилизации теплоты в отопительный период года.

В условиях Узбекистана как показал В.С.Малов [20] энтальпия внутреннего воздуха меньше чем наружного, и целесообразно во

вспомогательные каналы аппарата подавать удаляемый из помещения вентиляционный воздух. Аналогичное решение принято и в аппаратах, выпускаемых в Австралии.

Направление в косвенно-испарительный аппарат воздуха из помещений создает весьма благоприятные условия для организации утилизации тепла в холодный период года. Аппарат КИО, который раньше использовался только в летний период, в этом случае становится круглогодичным устройством, сочетая функции охладителя летом с функциями подогревателя зимой.

Из наиболее удачных противоточных пластинчатых теплоутилизаторов можно назвать аппараты итальянской фирмы "Рекуператор" [6].

Теплопередающая стенка изготавливается из алюминиевых пластин. Края пластин отбортованы в разные стороны и попарно заварены. Удачно решено разделение потоков воздуха, их вход и выход. Фирма выпускает 9 типоразмеров рекуператоров производительностью от 10 до 70 тыс м³/час. (рис. 1.4а).

На рис. 1.4б представлен противоточный теплоутилизатор, выпускаемый фирмой "Зет-Дакт" [10]. В этом теплообменнике каналы теплого и холодного воздуха образованы одной непрерывной алюминиевой лентой, сложенной в гармошку. Каждый поток входит и выходит с одной стороны теплообменника, а внутри аппарата потоки двигаются противоточно.

В ряде исследований проводится экономическая оценка применения косвенно-испарительных воздухоохладителей. Экономический эффект от кондиционера "Ташкент" оценивался в размере 22,5 тыс сум/год [38]. Эти цифры получены в условиях сильно изменившегося уровня цен, однако, не дают достаточной информации. Более убедительными являются сведения о том, что в аппаратах КИО по сравнению с автономными кондиционерами БК себестоимость производства холода сокращается на 54%.

В работе [29] дана экологическая оценка применения аппарата КИО. Анализ различных экологических характеристик показал, что эти аппараты имеют наиболее высокие экологические показатели по сравнению с другими генераторами холода. Косвенно-испарительное охлаждение характеризуется более высоким коэффициентом безотходности и более низким коэффициентом энергетической вредности.

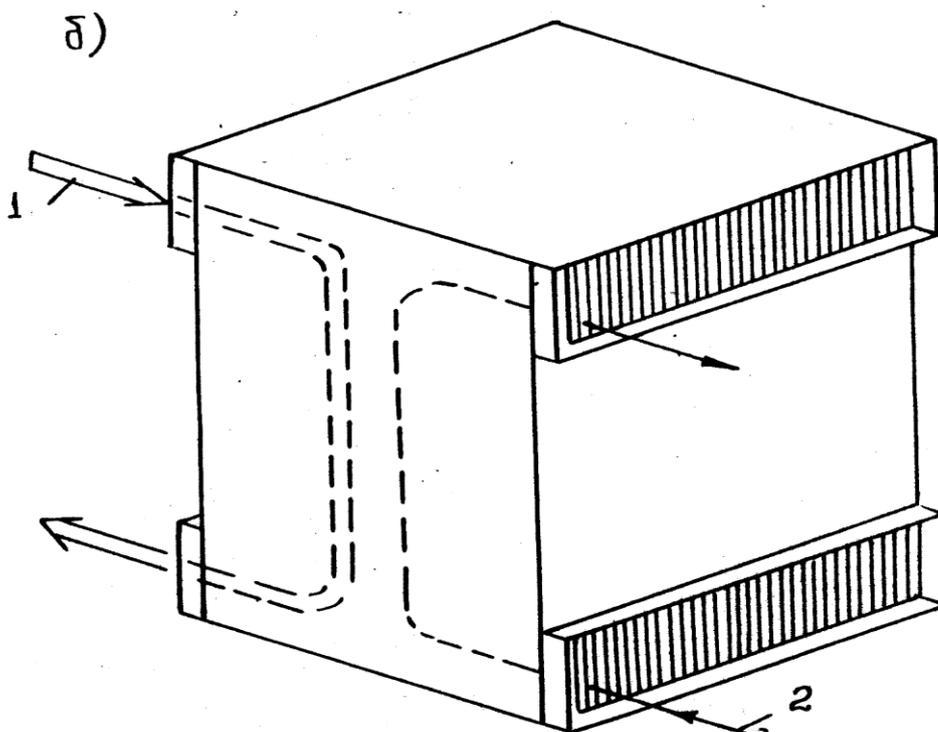
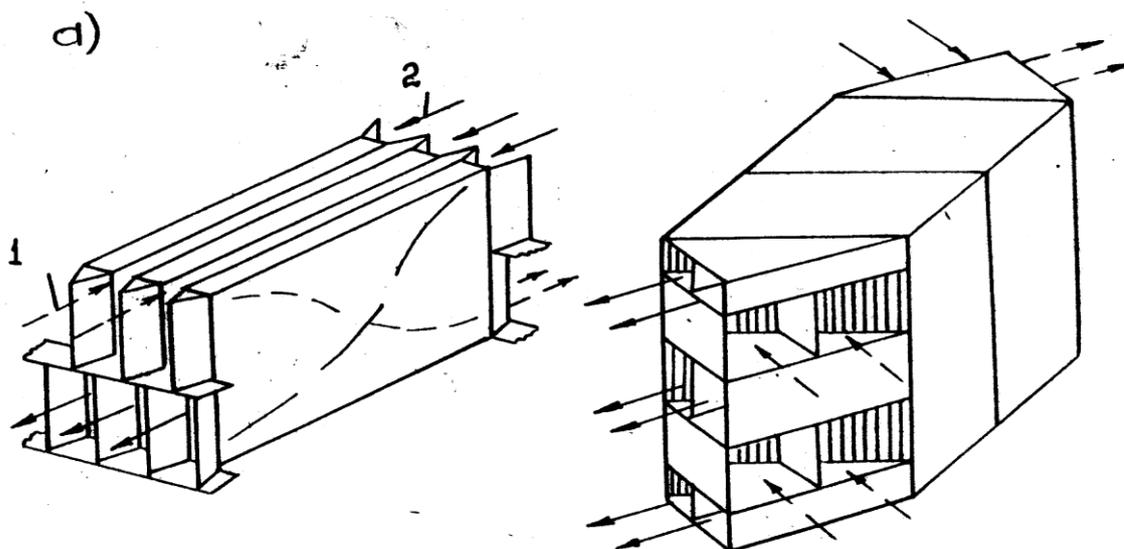


Рис. 1.4. Противоточные пластинчатые теплоутилизаторы фирмы «Рекуператор» (а) и «Зет-Дакт»(б) / 2/

1- Наружный воздух; 2- удаляемых воздух.

Компания DAIKIN представляет новые модели VRV [40] интеллектуальные системы кондиционирования. Системы VRV обеспечивает значительную экономию электроэнергии, места и средств.

Различные авторы по разному оценивают границы области применения установок КИО. В работе [29] считается эффективным применение в районах с влажностью наружного воздуха меньше 13 г/кг с.в.

Наиболее обоснованным на наш взгляд, является рекомендация О.Я.Кокорина [12]. Использовать КИО там, где влажность наружного воздуха ниже нормируемого в обслуживаемых помещениях.

Выполненный анализ различных работ в области технических решений систем в аппарате КИО и их технико-экономической оценке позволяет сделать следующие заключения:

1. Наиболее перспективными являются совмещенные теплообменники КИО пластинчатого типа с противоточным движением потоков и бессливным орошением теплообменной поверхности.

1. Совместимость процессов КИО с утилизацией теплоты должна быть применена, если технико-экономическая оценка такого применения даст положительный результат.

2. Системы и аппараты экономически эффективны, экологически чисты

и имеют широкую область применения в районах с жарким и сухим климатом.

1.2. Методы расчета и оптимизации аппаратов и систем.

Процессы косвенно-испарительного охлаждения характеризуются совместно протекающими тепло - и массообменом между воздухом и водой

во вспомогательном потоке и сухим охлаждением основного потока. В классификации физико-математических моделей теплообменников КИО входит в особый класс моделей. - "ТМП-модель" [7].

Для расчета аппаратов КИО первоначально были предложены упрощенные уравнения для определения температуры охлажденного потока [].

По аналогии с обычными теплообменниками было выведено понятие эффективности охлаждения основного потока в аппарате КИО, как отношение реально переданной теплоты к идеально-возможной передаче [12].

$$E = \frac{Q_{\text{реал}}}{Q_{\text{идеал}}} \quad (1,1)$$

Ряд авторов, проводя эксперименты с аппаратами КИО, выполнили обработку их результатов с использованием E.

Пескод [] исследовал перекрестноточный КИО-аппарат с оребренными пластинками и дал эмпирическую формулу для определения величины эффективности, в которую входит шаг между пластинами и различные коэффициенты. Раяк М.Б. [26] рекомендует эмпирическую формулу для расчетов эффективности:

$$E_0 = 1,2 Q^{1,1} \left(\frac{G_d}{G_0} \right)^{0,33} \quad (1,2)$$

где $\Theta = \frac{t_1 - t_{m'}}{t_1 - t_p}$ – температурный критерий, учитывающий

влияние начального состояния воздуха;

t_1, t_{m1}, t_p температура на входе основного потока по сухому и мокрому термометрам,
температура точки росы;

G_B, G_0 -расход вспомогательного и основного потоков воздуха.

Полученные формулы справедливы только для исследованной конструкции аппарата и не учитывают влияния интенсивности процессов тепло и массоотдачи, степени развития теплопередающей поверхности и других факторов. Величину "Е" Циммерман А.Б. [32] представляет относительно точки росы:

$$E = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{рз}} \quad (1.3)$$

В работе [38] ее определяют относительно температуры воды t_w :

$$E = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w} \quad (1.4)$$

где t_2 – температура воздуха на выходе из основного потока.

Наиболее обоснованным можно принять предложения О.Я.Кокорина [12], который считает, что в выражении для эффективности должна использоваться начальная температура вспомогательного потока по мокрому термометру $t_{вм}$;

$$E = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{вм}} \quad (1.5)$$

Для расчета аппаратов косвенно-испарительного охлаждения разрабатывались математические модели, учитывающие слой движущейся воды. Полная математическая модель теплообменника со смоченной поверхности дана в [4].

Учет тепломассообменных процессов в трех потоках и всевозможных незначительно влияющих факторов привели к тому, что аналитические

решения модели либо не были получены, либо были весьма громоздкими, не поддающимися логическому анализу.

Имеются многочисленные рекомендации по проектированию систем вентиляции с аппаратами-утилизаторами теплоты [29, 34, 38]. Однако по их данным нельзя запроектировать систему вентиляции с заранее заданной величиной эффективности утилизации теплоты.

При создании теплообменных аппаратов всегда стоит вопрос о сравнительной оценке между собой с целью выбора наилучших конструктивных решений.

Различные авторы в качестве критерия для оценки установок КИО предлагают использовать различные величины.

В работах [8, 27] сравнение выполнялось по теоретически возможной предельной температуре охлаждения основного потока, однако без учета необходимых затрат.

В работе [27] предложена оценка по эксергетическому КПД, в работе [29] – по степени термодинамического совершенства аппарата Z по сравнению с обратным идеальным циклом.

$$Z = \lambda \cdot E_p^2 \quad (1.6)$$

где λ - степень использования воздуха;

E_p – коэффициент эффективности аппарата по точке росы.

Для оценки аппаратов КИО, так же, как и для других тепло- и массообменников, вполне возможно используемые критерии: удельная масса материала на единицу поверхности теплопередачи или единицу переданной теплоты и другие [7].

Еще более важным фактором является определение критериев оценки системы вентиляции с аппаратами КИО. На наш взгляд представляется неверным оптимизировать системы только по ее теплотехнической эффективности E_1^1 , как это предложено в работе [7], или по аналогии холодильного коэффициента, характеризующего количество холода,

производимого на единицу затрат мощности [8]. Такая оценка не может считаться объективной, так как не учитывает материальных и иных затрат на систему вентиляции.

В работе [7] в качестве главного критерия для сравнительной оценки и оптимизации систем, величину приведенных затрат и создаваемого экономического эффекта. Именно этот критерий учитывает влияние разнообразных факторов и характеризует конечную цель использования косвенно-испарительного охлаждения воздуха.

По результатам рассмотрения известных методов расчета и оптимизации аппаратов и систем КИО можно сделать следующее заключение:

1. Имеющиеся теоретические методы расчета аппаратов КИО трудоемки и затрудняют проведение анализа влияния различных факторов на эффективность аппаратов.
2. Отсутствуют методы расчета и проектирования систем с утилизаторами теплоты не позволяет конструировать системы с заранее заданной эффективностью.

1.3. Цель и задачи данной работы.

Проведенный анализ состояния вопроса позволил определить наиболее перспективные направления исследований и сформулировать следующие основные задачи данной работы:

- выявить возможные схемы систем вентиляции с аппаратами КИО, в том числе позволяющие утилизировать теплоту вытяжного воздуха в отопительный период, провести их анализ и отобрать оптимальные системы;
- разработать математическую модель аппарата КИО, найти ее решение и установить влияние различных факторов на обработку воздуха в аппарате;

- экспериментально проверить в лабораторных условиях правомерность результатов теоретических исследований;
- разработать методику оптимизации параметров систем вентиляции с воздухоохладителями-теплоутилизаторами и определить оптимальные характеристики таких систем при применении в различных климатических зонах Республики Узбекистан;

ГЛАВА II. Теоретические исследования аппаратов и схем вентиляции помещений.

2.1. Математическая модель аппарата КИО.

Решение поставленных в данной работе задач целесообразно начать с поиска теоретических зависимостей, определяющих теплотехническую эффективность аппарата и значения параметров потоков воздуха на выходе из него.

Рассмотрим процессы теплообмена в аппарате КИО при противоточном движении основного и вспомогательного потоков воздуха.

Примем рошение разделяющей поток и стенки бессливным, термическое сопротивление стенки равным нулю и рассмотрим процессы на элементе поверхности dF (рис.2.1).

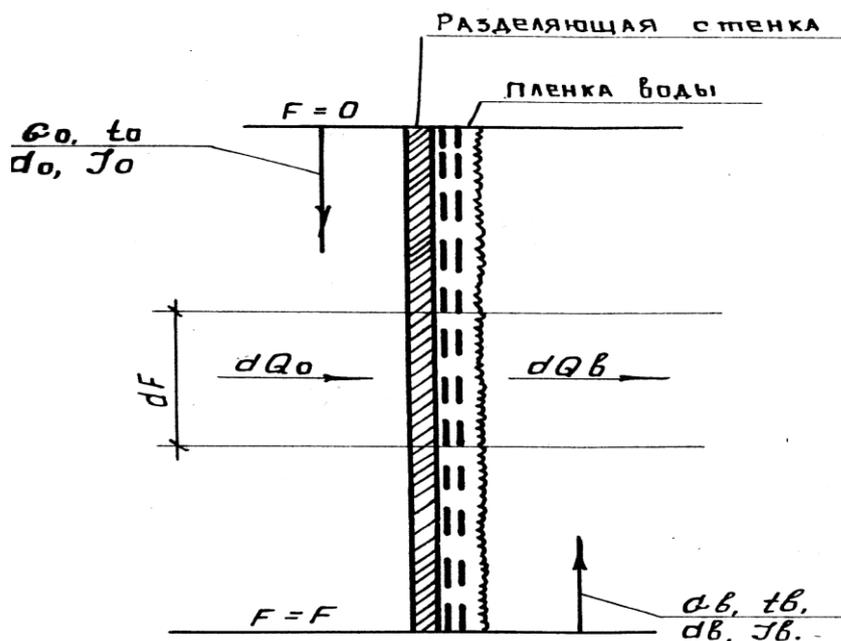


Рис 2.1. Схема движения потоков воздуха и теплоты в противоточном аппарате КИО

Для количества теплоты, отданной полным потоком, можно записать выражение:

$$dQ = \alpha (t_o - t_w) dF, \quad (2,1)$$

$$dQ_o = - C_p G_o dt_o, \quad (2,2)$$

Аналогично запишем уравнение для количества теплоты, воспринятого вспомогательным потоком:

$$dQ_B = \sigma (I_w - I_B) dF \quad (2,3)$$

$$dQ_B = - G_B d I_B, \quad (2,4)$$

Учитывая

$$dQ_o = dQ_B \quad (2,5)$$

Из (2.1) и (2.3) имеем:

$$\alpha = (t_o - t_w) = \sigma (I_w - I_B) \quad (2,6)$$

Примем линейную аппроксимацию зависимости энтальпии воздуха от его температуры на линии

$$I_w = \alpha \cdot t_w \cdot \epsilon \quad (2.7)$$

Подставим (2.7) и (2.6)

$$\alpha = (t_0 - t_w) = \sigma (a t_w - \epsilon - I_B) \quad (2.8)$$

Из (2.8) находим:

$$t_w = \frac{\alpha t_0 + \sigma \epsilon + \sigma I_B}{\alpha + a \sigma} \quad (2.9)$$

или

$$t_w = A t_0 + B \epsilon + B I_B \quad (2.10)$$

где

$$A = \frac{\alpha}{a \sigma + \alpha} ; \quad B = \frac{\sigma}{a \sigma + \alpha} \quad (2.11)$$

Таким образом, на каждом участке тепломассообменной поверхности температура пленки определяется только температурой воздуха в основном потоке, энтальпия воздуха во вспомогательном потоке и коэффициентами обмена .

Разделив (2.1) на (2.2) и разделив переменные, получим:

$$\frac{d\alpha t_0}{(t_0 - t_w)} = - \frac{\alpha dF}{G_0 C_p} \quad (2.12)$$

Аналогично из уравнений (2.3) и (2.4) имеем:

$$\frac{dJ_\epsilon}{J_w - J_\epsilon} = - \frac{G dF}{G_\epsilon} \quad (2.13)$$

Подставим в (2.12) и (2.13) значение I_w из (2.7) и t_w из (2.10) получим:

$$\frac{dt_0}{t_0 - At_0 - BJ_\epsilon + \epsilon B} = - \frac{\alpha dF}{G_0 C_p} \quad (2.14)$$

- 24 -

-

$$\frac{dJ_\epsilon}{\alpha(At_0 + BJ_\epsilon + \epsilon B) - J_\epsilon - \epsilon} = - \frac{\alpha dF}{G_\epsilon} \quad (2.15)$$

Или:

$$\frac{dt_0}{dF} = - \frac{\alpha(1-A)t_0 - \alpha B \cdot J_\epsilon - \alpha \epsilon B}{G_0 C_p} \quad (2.16)$$

$$\frac{dJ_B}{dF} = - \frac{\sigma(aB-1)J_B + \sigma a A t_0 + \sigma(a\epsilon B - \epsilon)}{G_B} \quad (2.17)$$

Или:

$$\frac{dt_0}{dF} = M t_0 + N I_B + P \quad (2.18)$$

$$\frac{dt_0}{dF} = Q t_0 + S I_B + T \quad (2.19)$$

Где: $M = \frac{(A-1)\alpha}{G_0 C_p}$; $N = \frac{\alpha B}{G_0 C_p}$; $P = \frac{\alpha \epsilon B}{G_0 C_p}$

$$Q = - \frac{\sigma a A}{G_\epsilon}; \quad S = - \frac{\sigma(aB-1)}{G_\epsilon}; \quad T = - \frac{\sigma(a\epsilon B - \epsilon)}{G_\epsilon}; \quad (2.20)$$

Определив из (2.18):

$$I_B = \frac{\frac{dt_0}{dF} - M t_0 - P}{N} \quad (2.21)$$

Подставим это значение в (2.19):

$$\frac{dJ_B}{dF} = Q t_0 + \frac{S}{N} \left(\frac{dt_0}{dF} - M t_0 - P \right) + T \quad (2.22)$$

Продифференцировав (2.18) по F и подставив в полученную формулу величину dJ_B/dF , из (2.22) получим дифференциальное линейное уравнение второго порядка:

$$\frac{d^2 t_0}{dF^2} + \frac{dt_0}{dF} (-M-S) + t_0 (MS- NO) = NT - PS \quad (2.23)$$

Из (2.20) находим:

$$-M-S = \frac{\alpha\sigma}{a\sigma + \alpha} \left(\frac{\alpha}{G_0 C_p} - \frac{1}{G_s} \right) \quad (2.24)$$

$$MS- NQ=0 \quad (2.25)$$

$$NT - PS=0 \quad (2.26)$$

Таким образом (2.23) переписывается в виде:

$$\frac{d^2 t_0}{dF^2} + R \frac{dt_0}{dF} = 0 \quad (2.27)$$

где:

$$R = \frac{\alpha\sigma}{a\sigma + \alpha} \left(\frac{\alpha}{G_0 C_p} - \frac{1}{G_0} \right) \quad (2.28)$$

Уравнения (2.21) и (2.27), определяющее энтальпию вспомогательного воздуха и температурный режим с канала основного потока, могут быть проинтегрированы с получением решений в явном виде.

2.2. Расчетные формулы и их анализ.

Решением уравнений (2.27) является:

$$t_0 = C_1 + C_2 e^{-RF} \quad (2.29)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий .

Продифференцировав (2.29) по F:

$$\frac{dF_0}{dF} = -C_2 R e^{-RF} \quad (2.30)$$

Подставив (2.29) и (2.30) в (2.21)

$$I_B = \frac{-C_2 R e^{-RF} - M(C_1 + C_2 e^{-RF}) - P}{N} \quad (2.31)$$

Или

$$I_B = -\frac{M}{N} C_1 - C_2 e^{-RF} \left(\frac{R+M}{N} \right) - \frac{P}{N} \quad (2.32)$$

Из (2.20) находим:

$$-\frac{M}{N} = a \quad (2.33)$$

$$-\frac{R+M}{N} = -\frac{G_0 C_p}{G_g} \quad (2.34)$$

$$-\frac{P}{N} = -\epsilon \quad (2.35)$$

Учитывая (2.33), (2.34), (2.35) выражение (2.32) переписывается в виде:

$$I_B = aC_1 + C_2 \frac{G_0 C_p}{G_g} e^{-RF} - \epsilon \quad (2.36)$$

Таким образом, текущие значения t_0 и I_B в любой точке аппарата определяются формулами (2.29) и (2.36).

Определим постоянные C_1 и C_2 решением системы уравнения (2.29) (2.36) при $F=0$, то есть на входе основного потока и выходе вспомогательного

$$t_{c_1} = C_1 + C_2 \quad (2.37)$$

$$I_{B2} = aC_1 + C_2 \frac{G_0 C_p}{G_g} - \epsilon \quad (2.38)$$

Подставив значение C_2 из (2.37) и (2.38) найдем:

$$C_1 = \frac{G_B (J_{B2} + \epsilon) - C_p G_0 t_{c_1}}{aG_B - C_p G_0} \quad (2.39)$$

$$C_2 = t_{c_1} - C_1 \quad (2.40)$$

Таким образом, конечные и начальные параметры потоков в аппарате КИО, имеющем площадь теплообменной поверхности F и коэффициенты обмена α и σ связаны зависимостями (2.28) (2.39) (2.40), а также:

$$t_{c_2} = C_1 + C_2 e^{-RF} \quad (2.41)$$

$$I_{B2} = aC_1 + C_2 \frac{G_0 C_p}{G_g} e^{-RF} - \epsilon \quad (2.42)$$

Проанализируем формулы (2.41), (2.42), (2.28), (2.39) и (2.40).

При $F \rightarrow \infty$ (для идеального аппарата КИО)

$$C_2 e^{-RF} \rightarrow 0 \quad t_{02} \rightarrow C_1$$

где: величина C_1 есть теоретический предел охлаждения воздуха в аппарате – t_T .

Совместным решением уравнений (2.41) и (2.42) для идеального аппарата

$$\begin{cases} t_T = C_1 \\ I_{B2} = a c_1 - \epsilon \end{cases} \quad (2.43)$$

получим:

$$t_T = \frac{I_{01} + \epsilon}{a} \quad (2.44)$$

Учитывая (2.7) можно сделать вывод, что теоретический предел охлаждения основного потока в идеальном противоточном аппарате КИО равен температуре мокрого термометра на входе вспомогательного потока:

$$t_T = t_{B1M} \quad (2.45)$$

$$\text{величина: } C_2 = t_{C1} - t_T \quad (2.46)$$

то есть представляет собой максимально возможный перепад температуры основного потока.

Подставляя (2.46) и (2.41) и учитывая (2.45) получим:

$$\frac{t_{C1} - t_{C2}}{t_{C1} - t_T} = \frac{t_{C1} - t_{C2}}{t_{C1} - t_{B1M}} = 1 - e^{-RF} = E_X \quad (2.47)$$

Где E_X –эффективность аппарата в режиме КИО.

Рассмотрим подробное влияние на величину эффективности различных факторов:

Учитывая (2.28) из (2.47) получим:

$$E_X = 1 - e^{-RF} = 1 - e^{-\frac{\alpha \sigma}{a \sigma + \alpha} \frac{F}{G_0} \left(\frac{a}{C_p} \frac{G_0}{G_u} \right)} \quad (2.48)$$

Эффективность аппарата КИО тем выше, чем больше любой из множителей показатели экспоненты.

Величина $\frac{F}{G_0}$ определяет материалоемкость аппарата и его стоимость. Множитель $\frac{\alpha\sigma}{a\sigma + \alpha}$ связан с величиной энергетических затрат на пропуск воздуха через теплообменник КИО. Множитель $(\frac{a - G_0}{C_p G_u})$ зависит от соотношения потоков воздуха.

Проанализируем влияние различных факторов на работу аппарата. При постоянстве температуры воды на зеркале испарения устанавливается полное подобие явлений тепло- и массообмена и наблюдается уравнение Льюиса:

$$\frac{\alpha_B}{\sigma} = C_p \quad (2.49)$$

где α_B - коэффициент теплоотдачи в канале вспомогательного потока.

Тогда получим:

$$\frac{\alpha\sigma}{a\sigma + \alpha} = \frac{\alpha}{a + C_p \frac{\alpha}{\alpha_B}} \quad (2.50)$$

Из формулы (2.50) следует, что необходимо стремиться к уменьшению, то есть в канале вспомогательного потока желательны более высокие скорости воздуха, чем в канале полного потока.

График, показывающий влияние на эффективность аппарата величины показан на рис. 2.2.

Выведенные зависимости для эффективности аппарата в режиме КИО позволяют рассмотреть вопрос о том, как связана величина E_X с эффективностью этого же аппарата при использовании его в отопительный период в режиме утилизации тепла вытяжного воздуха – E_T .

В данном случае соблюдается равенство расходов приточного и вытяжного воздуха:

$$G_0 = G_B \quad (2.51)$$

С учетом (2.51) и приняв $\frac{\alpha}{\alpha_g} = 1$ из (2.48) получим

$$E_x = 1 - e^{-\frac{a-c_p}{a+c_p} \cdot \frac{a}{C_p} \cdot \frac{F}{Q_0}} \quad (2.52)$$

В режиме утилизации теплоты при этих же условиях, согласно работы

[18], имеем:

$$E_T = \frac{NTU}{1+NTU} = \frac{\frac{\alpha}{2C_p} \frac{F}{G_0}}{1 + \frac{\alpha F}{2C_p G_0}} \quad (2.53)$$

где NTU – число единиц переноса теплоты.

Вычислим из (2.53):

$$\frac{\alpha F}{C_p G_0} = \frac{2E_T}{1-E_T} \quad (2.54)$$

Подставив это значение в (2.52) получим:

$$E_x = 1 - e^{-\frac{2(a-c_p)}{(a+c_p)} \cdot \frac{E_T}{1-E_T}} \quad (2.55)$$

Каждому значению E_T отвечает строго определенная величина E_x . Кроме того, численные рассуждения связи значений E_T и E_x в формуле (2.55) показывают, что один и тот же аппарат при одних и тех же расходах воздушных потоков всегда имеют более высокую эффективность в режиме КИО по сравнению с эффективностью в режиме утилизации теплоты. Значение E_x превышает на 25÷30%.

2.3. Выбор оптимальной схемы вентиляции помещений.

Схемы систем вентиляции и кондиционирования воздуха в аппаратах косвенно-испарительного охлаждения воздуха могут быть разнообразными и различаться по нескольким признакам.

По типу используемого аппарата схемы могут быть регенеративными и рекуперативными. В первых часть основного потока немедленно переходит

во вспомогательные каналы, а в нерегенеративных такой переход отсутствует. Схемы могут предусматривать возврат в аппарат подаваемого в помещение воздуха и быть прямоточными.

По способу использования возвращаемого воздуха схемы можно подразделить: на схемы с использованием внутреннего воздуха для основного потока и для вспомогательного потока.

Возможно деление на двухвентиляторные и одновентиляторные схемы. В первых работа аппарата КИО требует обязательно использования двух вентиляторов, вторые могут работать при применении одного вентилятора. Кроме того, во всех двухвентиляторных схемах в зимнее время можно утилизировать теплоту вытяжного воздуха, в них аппараты являются совмещенными воздухоохладителями-теплоутилизаторами КИОТ.

На рис. 2.4 представлены три возможных схем вентиляции и соответствующие им изображения процессов обработки воздуха в диаграммах в теплый период года.

В схемах показаны противоточные аппараты КИО, но они могут быть реализованы при применении аппаратов с другими направлениями движения потоков.

Схема № 1 (рис. 2.4а)- регенеративная, прямоточная, одновентиляторная. Это классический способ использования регенеративного аппарата по [28].

Схема № 2 (рис. 2.4б) – регенеративная с возвратом воздуха из помещения в канал основного потока. Она может реализоваться с применением одного вентилятора при установке аппарата КИО непосредственно в помещение. Расход возвращаемого из помещения воздуха может быть равен расходу приточного воздуха.

Схема № 3 (рис. 2.4в) – нерегенеративная, прямоточная и может быть реализована с применением одного вентилятора. Особенностью схемы

Является возможность широкого выбора соотношения основного и вспомогательного потоков.

СХЕМА 1

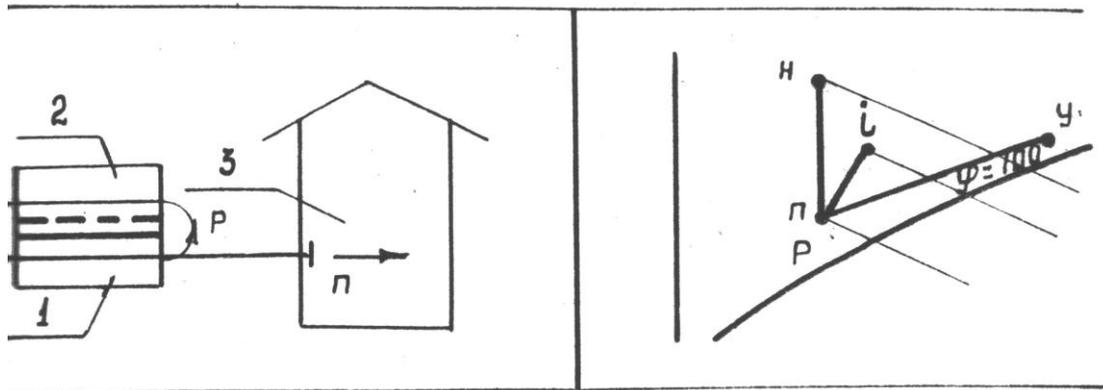


СХЕМА 2

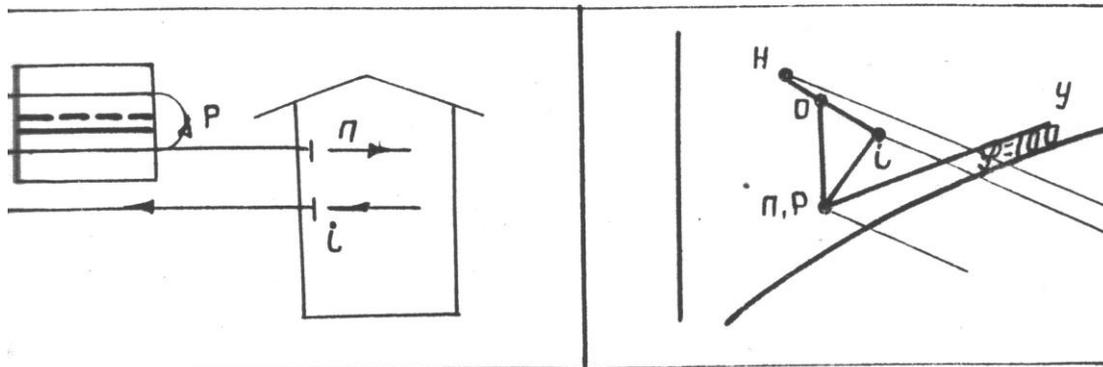


СХЕМА 3

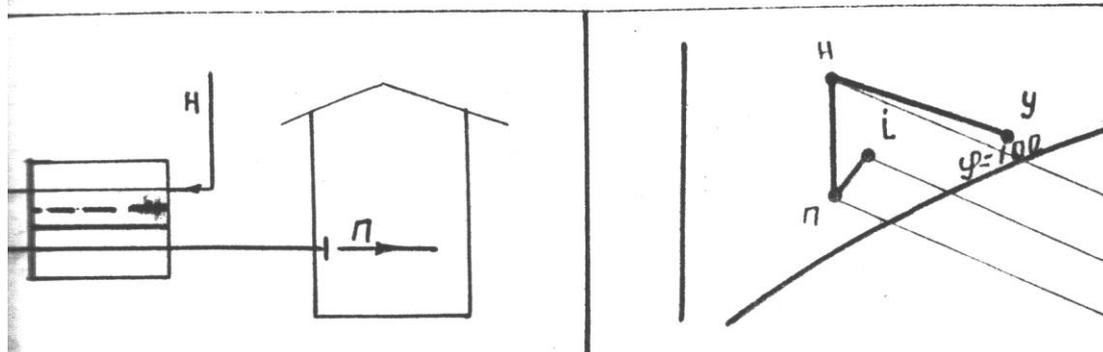


Рис. 2.5. Принципиальные схемы двухвентиляторных систем вентиляции и изображения процессов в них на I-d диаграммах. 1- канал основного потока; 2- канал вспомогательного потока; 3-помыщение.

Проанализируем эффективность всех трех схем вентиляции с применением аппаратов КИО или КИОТ при использовании их в теплый период года и выберем оптимальный вариант.

При сравнении различных схем необходимо принять одну и ту же величину материалоемкости аппарата и энергетических затрат на выработку холода, в подразделе 2.2 необходимо принять:

$$h=F \frac{\alpha\sigma}{\alpha\sigma + \alpha} = \text{idem} \quad (\text{одно и то же}) \quad (2.56)$$

Величину

$$\frac{1}{G_0} \left(\frac{a}{Cp} - \frac{G_0}{G_s} \right)$$

Входящую в выражение (2.48) для эффективности аппарата будем варьировать, но при условии сохранения для всех схем неизменного суммарного расхода потоков:

$$G_0 + G_B = \text{idem} \quad (2.57)$$

С учетом перечисленных условий для каждой из трех схем выполнен расчет полезной холодопроизводительности при применении их в Ташкенте в наиболее характерном режиме охлаждения воздуха.

Первоначально рассчитывалась схема № 1 (рис. 2.4а) принятая за базовый вариант. Для расчетов было подобрано такое значение $h=F \frac{\alpha\sigma}{\alpha\sigma + \alpha}$, чтобы эффективность аппарата составила $E_p=0,67$. Выбор базисной величины эффективности в размере 0,67 объясняется реальностью ее достижения. Аппарат КИО такой эффективностью обеспечивает при расчетных наружных параметрах для г.Ташкента ($t_H=35,7^{\circ}\text{C}; J=62,8$) температуру притока 21°C , что можно считать удовлетворительной.

Расчет каждой схемы проводился в следующей последовательности.

1. Задавались исходными значениями величин, принятых для всех схем одинаковые: $G_0 + G_B = 1000 \text{ кг/час}$, температура воздуха в помещении $t_i = 26,5^\circ \text{C}$; влагосодержание внутреннего воздуха $d_i = 11,0 \text{ г/кг}$; $h = 448,5$ (значение установлено в процессе расчета схем № 1).

2. Для различных соотношений основного и вспомогательного потоков воздуха по формулам (2.48), (2.47) и балансовому уравнению:

$$G_0 C_p (t_{c1} - t_{c2}) = G_B (I_{B2} - I_B) \quad (2.58)$$

находились параметры всех воздушных потоков, вычислялась полезная холодопроизводительность системы по формуле:

$$Q_x = G_n \cdot C_p (t_n - t_i) \quad (2.59)$$

где G_n, t_n - расход и температура приточного воздуха.

Расчеты выполнены на ЭВМ. Результаты расчетов представлены на графиках 1 рис. 2.4.

Анализ графиков рис. 2.4 позволяет сделать следующие выводы:

Максимальная холодопроизводительность $Q_x = 895 \text{ Вт}$ обладает схема № 3 (рис 23в) двухвентиляторная с полным возвратом подаваемого воздуха во вспомогательный канал аппарата КИОТ.

Одновентиляторная прямоточная схема 1 (рис 2.3а) имеет в максимуме меньшую холодопроизводительность $Q_x = 613 \text{ Вт}$, что составляет 69% от холодопроизводительности схемы № 3. Для схемы № 1 оптимальное соотношение $G_0 / (G_0 + G_B) = 0,702$ (отношение расхода вспомогательного потока к основному потоку – 0,424). В диапазоне $G_B / G_0 = 0,373 \div 0,47$, холодопроизводительность снижается незначительно, менее чем на 2%.

Схема № 2 (рис. 2.3б) развивает в точке максимума холодопроизводительность 787 Вт (88% от холодопроизводительности схемы № 3).

Оптимальное соотношение потоков:

$$G_0 / (G_0 + G_B) = 0,745 ; G_B / G_0$$

Таким образом, из всех рассмотренных схем являются оптимальными и рекомендуются к использованию:

в классе двухвентиляторных систем – схема № 3 с косвенно-испарительными воздухоохладителями – теплоутилизаторами (рис. 2.3в), а в классе одновентиляторных – схема № 2 с регенеративными аппаратами, использующими внутренний воздух (рис. 2.3б).

Все схемы сравнивались в летнем режиме охлаждения наружного воздуха. Но схема № 3 в холодный период года будет дополнительно обеспечивать экономию тепловой энергии за счет ее утилизации в аппарате из вытяжного воздуха, делает ее еще более предпочтительной перед другими возможными вариантами.

ГЛАВА III. Экспериментальные исследования аппаратов.

3.1. Исследование косвенно-испарительного воздухоохладителя – теплоутилизатора.

Экспериментальные исследования проводились с целью проверки правомерности результатов теоретических рассмотрений и установления значений эмпирических коэффициентов в формулах для расчета тепло – и массообмена и аэродинамического сопротивления аппарата.

Исходной конструктивной схемой воздухоохладителя-теплоутилизатора был принят противоточный утилизатор фирмы "Зет-Дакт" (рис.1.4б).

Для проведения испытаний аппарат КИОТ представлен на рис. 3.1. Он состоит из корпуса 1, входного и выходного 3 патрубков охлаждаемого воздуха, входного 4 и выходного 5 патрубков вспомогательного воздуха, пакета алюминиевых пластин 6, поверхность которых со стороны прохода вспомогательного воздушного потока покрыта отоженной стеклотканью, форсунок 7, блока форсуночного орошения 9, поверхности пластин со стороны вспомогательного потока воздуха, установленного на входном патрубке 4 поддона, выполненного вместе с выходным патрубком 5.

В режиме охлаждения аппарат работает следующим образом. Теплый наружный воздух поступает через патрубок 2 в каналы основного потока пакета пластин 6 и затем удаляется через патрубок 3.

Вспомогательный поток воздуха поступает в аппарат через патрубок 4, в котором установлен блок форсунок 9, проходит по каналам пакета пластин, орошаемых водой и выводится из аппарата через патрубок 5.

Форсунки 7 направлены факелами распыла воды на закрытие торцы каналов основного потока, капли воды, увлекаемые потоком вспомогательного воздуха, осаждаются на поверхности пластин; по которым

в виде пленки стекают под действием гравитационных сил к нижнему торцу пакета 6. Избыток воды через патрубок 5 поступает в поддон 8, откуда через штуцер 10 вновь направляется к форсункам. Охлаждение воздуха основного потока осуществляется через стенку, разделяющую потоки, за счет испарительного охлаждения воды во вспомогательном потоке.

С целью проведения испытаний был разработан и смонтирован стенд с необходимым устройством для замеров расходов и параметров воздушных потоков и орошающей воды, других аэродинамических и теплотехнических характеристик.

Принципиальная схема стенда изображена на рис. 3.2. Он включает воздухоохладитель-теплоутилизатор 1, два центробежных вентилятора 2.3, подающих в аппарат соответственно приточный наружный воздух и воздух, удаляемый из помещений, мерительных участков 4, предназначенных для замеров температур и расходов взаимодействующих в аппарате воздушных потоков и насоса 5, подающего воду в форсунки аппарата. Для изменения расходов основного и вспомогательного потока воздуха служат шиберы 6.

При проведении испытаний проводились замеры следующих параметров взаимодействующих сред:

- а) температур воздушных потоков по сухому и мокрому термометрам на входах и выходах аппарата;
- б) расходов воздуха на входе основного и вспомогательного потоков;
- в) расходов и температуры воды в оросительном устройстве;
- г) величины аэродинамического сопротивления по основному и вспомогательному потоку.

Измерения температур воздуха и воды проводилось с помощью лабораторных термометров с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$. Термометры размещались в сжатых сечениях мерительных участков (горловинах коллекторов) и в водном коллекторе.

Расходы воздуха определялись по перепаду статического давления в большом и малом сечениях мерительных участков с помощью микроманометров ММН-240 и коэффициентом угла наклона трубки 0,4. Все коллекторы были оттарированы по скоростным полям в горловинах при постоянных расходах воздуха через коллектор.

Расход воды определялся с помощью мерного сосуда и секундомера.

Аэродинамическое сопротивление аппарата по каждому потоку измерялось с помощью микроманометра ММН-240 по разности статических давлений в патрубках входа и выхода потоков с учетом равенства площадей сечений для прохода воздуха.

Показания приборов снимались после установления стационарного режима, каждый опыт повторялся 3 раза. За основу принимались средние арифметические значения замеров.

Значения холодопроизводительности или теплопроизводительности каждому потоку воздуха вычислялась по формуле:

$$Q=G \cdot \Delta I \quad (3.1)$$

где ΔI - разность энтальпий воздуха на входе и выходе потока.

Эффективность аппарата рассчитывалась в режиме КИО по формуле:

$$E_x = \frac{tc_1 - tc_2}{tc_1 - tB_{1M}} \quad (3.2)$$

В режиме утилизации теплоты по формуле:

$$E_T = \frac{tB_1 - tB_2}{tc_1 - tB_1} \quad (3.3)$$

Воздухоохладитель-теплоутилизатор испытывался в режиме косвенно-испарительного охлаждения и в режиме сухого теплообмена.

В каждом режиме выполнялись три серии опытов при расходах основного потока 560÷580; 760÷785; 1120÷1150 к/час. Расход вспомогательного воздуха был ниже, чем основного, приблизительно на 10%.

Температура воздуха на входе основного потока изменялась от 25 до 41°C. Всего было выполнено 120 опытов.

Перед испытанием специального продувочного аппарата по каждому потоку была подтверждена полная герметизация теплопередающей стенки, разделяющей каналы.

В режиме косвенно-испарительного охлаждения поддерживался минимальный расход орошающей воды за счет применения периодического орошения или поддержания малых коэффициентов орошения $k=0.08 \div 0.12$.

Для того, чтобы правильно поставить опыты по выбранной методике, необходимо заранее знать источник возможных ошибок. Поэтому выполнялся предварительный анализ погрешностей опыта. Все ошибки, появляющиеся при проведении экспериментов, рассматриваются как сумма ошибок двух видов: систематических и случайных. Систематическую ошибку легко обнаружить путем калибровки приборов и при обработке результатов эксперимента от нее можно избавиться.

Случайные ошибки представляют собой беспорядочные флуктуации показаний прибора относительно истинного значения измеряемой величины. Ошибки опыта, носящие случайный характер, являются принципиально неустранимыми. В некоторых случаях удается лишь уменьшить их численное значение.

Количественной оценкой точности результатов измерений является относительная ошибка опыта. Она представляет собой частное отделение абсолютной ошибки опыта ΔU на абсолютное значение измеряемой величины U . Поскольку в первом приближении принять $\Delta U/U = dU/U$, как известно $dU/U = d(\ln U)$, то относительная ошибка одного опыта определяется полным дифференциалом от натурального логарифма измеряемой переменной величины U . Если исследуемая величина является U заданной функцией нескольких независимых переменных, определяемых опытом, $U = f(K_1, K_2, K_3, \dots, K_n)$,

то :

$$dU/U = d(\ln U) = d(\ln f K_1, K_2, K_3 \dots K_n) \quad (3.4)$$

и относительная ошибка измерения U составит значение, равное сумме абсолютных значений всех слагаемых этого уравнения.

Выполним анализ относительной ошибки при экспериментальном определении величин E_X и E_T .

Логарифмируя уравнения (3.2) и (3.3) имеем

$$\ln E_X = \ln(t_{01} - t_{02}) - \ln(t_{c1} - t_{B1M});$$

$$\ln E_T = \ln(t_{B2} - t_{B1}) - \ln(t_{c1} - t_{B1});$$

полный дифференциал функций:

$$d(\ln E_X) = d E_X / E_X =$$

$$[d(t_{c1} - t_{c2}) / (t_{c1} - t_{c2}) - d(t_{c1} - t_{B1}) / (t_{c1} - t_{B2})]$$

Следовательно, относительная ошибка измерений величин E_X и E_T будет равна

$$\frac{\Delta E_X}{E_X} = \frac{\Delta t_{01} + t_{02}}{t_{01} - t_{02}} + \frac{\Delta t_{01} + t_{\delta 1M}}{t_{01} - t_{B1M}} \quad (3.5)$$

$$\frac{\Delta E_X}{E_X} = \frac{\Delta t_{\delta 2} + t_{\delta 1}}{t_{\delta 2} - t_{B1}} + \frac{\Delta t_{01} + t_{\delta 1}}{t_{01} - t_{B2}} \quad (3.6.)$$

где Δ - абсолютные ошибки при измерении отдельных величин с помощью имеющихся приборов.

Учитывая, что для измерения температуры воздуха будут использоваться лабораторные термометры с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$, из выражений (3,5) и (3,6) следует, что для достижения точности измерений E_X и E_T в пределах $\pm 5\%$, необходимо поддерживать в опытах значения разностей температур на входе и выходе основного $((t_{01} - t_{02})$ и вспомогательного $(t_{B1} - t_{B2})$ потоков, а также других перепадов температур $(t_{01} - t_{B1M}$ и $(t_{C1} - t_{B2})$ не менее $10 - 15^{\circ}\text{C}$.

Характерные результаты экспериментов для режима КИО представлены в табл. № 3.1 и для режима утилизации теплоты в табл. № 3.2.

Как видно из таблиц, дебаланс по теплу в большинстве опытов не превышает $5\div 8\%$, а относительная погрешность в определении величин E_X и E_T , рассчитанная по зависимостям (3.5) и (3.6) в большинстве случаев не превышает 4% , что о недостаточной точности измерений.

Холодопроизводительность аппарата в режиме косвенно-испарительного охлаждения составляла $1600\div 2900$ Вт, увеличиваясь с ростом расхода воздуха.

Тем не менее, что с увеличением расхода основного потока одновременно повышается температура приточного воздуха, что может привести к уменьшению полезной холодопроизводительности $Q_{\text{хол пол}}$ определяемый по выражению :

$$Q_{\text{хол пол}} = G_0 (I_i - I_{02}) \quad (3.7)$$

где I_i - энтальпия воздуха внутри помещения.

Эксперименты показали высокую теплотехническую эффективность косвенно-испарительного охлаждения воздуха. При минимальных расходах воздуха она составляет $0,80\div 0,82$ что свидетельствует о высокой степени эффективности данного аппарата.

Одной из целей экспериментов являлось определение значений коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления аппарата. Эти данные необходимы для создания оборудования, учитывая, что в более крупных аппаратах КИОТ может быть использован тот же тип раздельной степени и аналогичная геометрия аппарата.

Поиск эмпирических зависимостей значительно облегчается, если известен вид выражений, в частности значение показателя степени у аргумента.

Для нахождения выражения для коэффициента теплоотдачи воспользуемся установленной М.А.Михеевым для ламинарного движения формулой вида:

$$\text{Nu} = a \text{Re}^{0,39} \quad (3.8)$$

где a - численный коэффициент.

Если учесть, что критерий Нуссельта является линейной функцией коэффициента теплоотдачи, а критерий Рейнольдса прямо пропорционален величине скорости потока, то искомая зависимость должна иметь следующий вид:

$$\alpha = A (v\rho)^{0,33} \quad (3.9)$$

Результаты теплотехнических испытаний были обработаны по методу наименьших квадратов отклонений в целях определения величин α и A .

Их значения составили $\alpha=0,39$ и $A=17,2$, что подтверждается данными таблицы 3.3.

При составлении таблиц расчетные значения $E_{\text{ХРАС}}$ вычислялись по формуле (2.48), а $E_{\text{ТРАСУ}}$ по выражениям [38]

$$E_{T, \text{расч}} = \frac{1 - e^{-NTU(1-G_H/G_0)}}{1 - \frac{G_6}{G_0} e^{NTU(1-G_H/G_0)}} \quad (3.10)$$

Таблица 3.3

Расчет коэффициентов α и A для тракта основного потока

Серия опытов	Расход основного потока кг/час	$\nu\rho$ кг/м ² °C	$\alpha = \frac{Q}{F\Delta t}$, Вт/м ² °C	$Re = \frac{V\rho\delta}{\mu}$	Nu	$A = \frac{Nu}{Re^{0,33}}$	$A = \frac{\alpha_0}{(\nu\rho)^{0,33}}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	578	1.902	18.00	357.3	2.36	0.339	14.56
2	573	1.886	20.40	348.5	2.64	0.383	16.54
3	571	1.879	21.83	43.5	2.78	0.405	17.72
4	772	2.501	22.88	464.1	2.96	0.91	16.91
5	775	2.551	25.88	466.3	3.23	0.425	19.00
6	776	2.554	25.45	461.9	3.18	0.420	18.68
7	1143	3.762	20.23	695.1	2.62	0.302	13.06
8	1121	3.689	32.77	674.3	4.17	0.466	21.31

$$a_{cp} = 0,394 \quad a_{cp} = 17.22$$

$$NTU = \frac{KF}{CpG_6} \quad (3.11)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_6} + \frac{1}{\alpha_0}} \quad (3.12)$$

где k – коэффициент теплоотдачи через разделительную стенку.

Таблица 3.4.

Сравнение замерных и расчетных значений эффективности аппарата
при $A = 17,2 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{к)}$

№ серии опытов	Средний расход воздуха, кг/час		$E_{\text{расч}}$	$E_{\text{фак}}$	Невязка $100 \cdot \frac{E_{\text{расч}} - E_{\text{фак}}}{E_{\text{расч}}}, \%$
	основного потока	вспомога- тельного потока			
1	2	3	4	5	6
Режим КИО					
1	570	537	0.874	0.868	+0.7
2	784	695	0.803	0.805	-0.2
3	1137	997	0.715	0.728	-1.8
Режим сухого теплообмена					
1	572	540	0.682	0.673	+1.3

2	770	704	0.647	0.660	-2.0
3	1140	1000	0.596	0.630	-9.7

Результаты теплотехнических испытаний были сравнены с расчетными данными, полученными во второй главе.

На рис. 3.4а показаны расчетные кривые для эффективности E_X и E_T в зависимости от расхода основного потока, построенные по формулам (2.48) и (3.10). Здесь же нанесены замеренные значения, которые достаточно хорошо ложатся на теоретическую линию.

На рис. 3.4б по результатам нанесены точки значений E_X и E_T , при одинаковых расходах воздуха, как видно из рисунка, данные экспериментов также близки к теоретической линии, построенной по формуле (2.55). Таким образом, экспериментально подтвержден вывод о том, что эффективность одного и того же аппарата в режиме КИО всегда выше, чем в режиме сухого теплообмена (утилизации теплоты).

В опытах измерялись потери давления при прохождении через аппарат потоков воздуха.

По данным экспериментов определена эмпирическая зависимость для аэродинамического сопротивления аппарата. При этом использована установленная для плоских пластинчатых каналов теплообменников зависимость коэффициента сопротивления от критерия Рейнольдса в виде [38]

$$\varphi = \alpha_1 \operatorname{Re}^{-0,32} = \alpha_2 V^{-0,32} \quad (3.13)$$

где α_1, α_2 – некоторые коэффициенты.

При подстановке (3.13) в формулу для величины потерь давления в аппаратах:

$$\Delta P = \varepsilon \frac{V^2 \rho}{2} \quad (3.14)$$

получаем вид формулы, по которой целесообразно обрабатывать результаты экспериментов:

$$\Delta P = B (V \rho)^{1.68} \quad (3.15)$$

Значение эмпирического коэффициента B определено в табл. 3.5.

Следует отметить, что формулой (3.15) так же как и формулой (3.9) допустимо пользоваться только для расчетов аппаратов исследованной геометрии и конструкции пакета теплопередающих пластин.

Таблица 3.5

Расчетный коэффициент B для тракта основного потока.

№ серии опытов	Расход основного потока, кг/час	ΔP , Па	$V \rho$ Кг/м ² с	$(V \rho)^{1.68}$	$B = \frac{\Delta P}{(V \rho)^{1.68}}$
1	2	3	4	5	6
1	570	40.5	1.88	2.89	14.0
2	780	66.0	2.57	4.88	13.5
3	1140	113.5	3.74	9.17	12.4

$B_{CP} = 13.3$

ГЛАВА IV. Оптимизация систем с косвенно-испарительными воздухоохладителями, теплоутилизаторами и рекомендации по их применению.

4.1. Описание рекомендуемых схем.

Оптимальная схема вентиляции с использованием воздухоохладителей теплоутилизаторов (см. рис. 2.3а) может быть реализована на практике в различных модификациях. Конкретное решение зависит от места размещения аппаратов КИОТ, их единичной производительностью, от допустимой разности давлений в каналах приточного и вытяжного воздуха и от других факторов.

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха с косвенно - испари-тельными воздухоохладителями-теплоутилизаторами рекомендуется выполнять центральными или местно-центральными (рис.4.1). В этих системах наружный воздух, при необходимости после очистки, подается вентилятором в воздухо-охладитель – теплоутилизатор, затем в воздухонагреватель, включающийся только в зимнее время, и с помещения. Удаляемый из помещения воздух про-гоняется вытяжным вентилятором через вспомогательные каналы воздухоохла-дителя – теплоутилизатора и выбрасывается в атмосферу. К каждому аппарату в теплый период года насосом подается вода, которая орошается теплопередаю-щая поверхность вспомогательных каналов, что и создает процесс косвенно-испарительного охлаждения приточного воздуха.

В центральных системах (рис 4.1а) все аппараты размещаются в одной приточной камере, и к помещениям воздух подается одной сетью приточных воздуховодов. В местно-центральной системе аппарата КИОТ размещаются в многочисленных воздухоприготовительных центрах, расположенных непосредственно у обслуживаемых ими помещений (рис.4.1б).

В обоих типах систем предусмотрены решения по защите от образования наледи на теплообменных пластинках в каналах удаляемого воздуха, который образуется зимой при температурах наружного воздуха, ориентировочно ниже -7°C . В центральной системе для этого использовано байпасирование части наружного воздуха в обвод воздухоохладителя – теплоутилизатора. В местно-центральной системе защита от обмерзания осуществляется предварительным подогревом части наружного воздуха и подачи к аппаратам воздуха с температурой выше -7°C . В системах могут быть использованы и другие способы защиты от обмерзания [].

По сравнению с центральными, местно-центральными системами всегда более громоздки и требуют больше строительной площади для размещения оборудования. Сложнее в них решаются вопросы подвода и дренажа воды от аппаратов КИОТ, организация технического обслуживания и эксплуатации. Поэтому предпочтение следует отдавать центральным системам вентиляции.

Вынужденное применение местно-центральных систем вызывается недостаточной единичной мощностью аппарата КИОТ или ограничениями на разность давлений в каналах аппарата. Например, если в наличии имеются аппараты производительностью по воздуху $5\div 10$ тыс. $\text{м}^3/\text{час}$, то выполнить центральную систему с расходом приточного воздуха более $25\div 60$ тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ становится затруднительным ввиду конструктивной сложности установки и обвязки в один блок многочисленных аппаратов. Для центральных систем предпочтительны аппараты большой единичной производительности. Изготовление аппаратов КИОТ на базе теплоутилизаторов фирмы "Рекуператор" (рис 1.4а) с единичной производительностью до 70 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, позволило бы применять системы с расходом приточного воздуха $150\div 200$ тыс. $\text{м}^3/\text{час}$, что полностью удовлетворяло бы практические потребности.

Аппарат КИОТ было предложено выпускать на базе серийного пластин-чатого рекуперативного теплоутилизатора ТП – 05: - Т2РК. 01.[]. Основные конструктивные решения, габариты и присоединительные размеры аппарата оставлены без изменений. Отличие аппарата КИОТ от теплоутилизатора ТП заключается в нанесении на непрерывную алюминиевую ленту со стороны удаляемого воздуха слоя отожженной стеклоткани (горячим прессованием по полиэтиленовой пленке), в перенесении поддона на длинную сторону теплоутилизатора и размещении его на выходном патрубке удаляемого воздуха, а также в установке на входе потока удаляемого воздуха блока из 9 орошающих форсунок. Техническая характеристика воздухоохладителя - теплоутилизатора представлена в табл. № 4.1.

Аппарат устанавливается поддоном вниз, обвязываются приточными воздуховодами и воздуховодами вытяжного воздуха, а также циркуляционными трубопроводами подачи воды к форсункам и дренажными водоводами для слива воды при окончании летнего периода или при ремонте аппарата.

Приведенные в таблице 4.1 характеристики аппарата относятся к номинальному режиму его работы. Сокращая или увеличивая расход воздуха через аппарат можно добиться увеличения или снижения величины его теплотехнической эффективности, то есть варьировать глубину охлаждения воздуха.

Поэтому, несмотря на ограниченность номенклатурного ряда воздухоохладителей-теплоутилизаторов, можно проектировать системы вентиляции с требуемыми процессами обработки воздуха.

Системы вентиляции с аппаратами КИОТ имеют и другие особенности, отличающие их от традиционных систем. В частности, в местно-центральных системах (рис. 4.1б) воздуховод, идущий от приточного вентилятора к аппаратам КИОТ, необходимо теплоизолировать и покрыть пароизоляцией, с

целью недопущения конденсации на нем влаги из внутреннего воздуха в отопительный период работы.

Регулирование холодопроизводительности систем в летний период целесообразно осуществлять отключением орошения в части установленных аппаратов.

Таблица 4.1.
Техническая характеристика
косвенно-испарительного воздухоохладителя-теплоутилизатора
производительностью 5 тыс м³/час

Наименование параметров	Единица измерения	Величина
1. Производительность по воздуху		
- по основному потоку	м ³ /час	5000
- по вспомогательному потоку	"-	"-
2. Площадь фронтального сечения по каждому потоку	м ²	0,536
3. Площадь живого сечения по каждому потоку	"-	0,290
4. Площадь теплопередающей поверхности	м ²	220
5. Удельная площадь теплопередающей поверхности, приходящейся на 1 кг/с воздухопроизводительности	[м ² /кг/с]	144
6. Техническая эффективность		
- в режиме косвенно-испарительного охлаждения воздуха	"-	0,83
- в режиме утилизации теплоты	"-	0,62
7. Потери давления воздуха		
- по основному потоку	Па	275
- по вспомогательному потоку	"-	305
8. Расход циркулирующей воды форсунками	кг/час	270

В зимнем режиме система автоматического регулирования должна предусматривать:

- включение предварительного подогрева части наружного воздуха до температуры, исключающей обмерзание аппаратов, или управление

перепуском части наружного воздуха в обвод аппарата.

-поддержание на заданном уровне температуры приточного воздуха путем регулирования расходов теплоносителя, подаваемого в дополнительные воздухонагреватели, установленные за аппаратами КИОТ.

Можно дать некоторые рекомендации и по применению регенеративных косвенно-испарительных воздухоохладителей, используемых только в теплый период года. Аппараты, описанные в разделе 3.2 производительностью по холоду 1560 Вт по приточному воздуху 420 м³/час рекомендуется применять для помещений площадью до 40-60м³. Главным достоинством аппарата является его оконная или внутристенная установка, отсутствие воздуховодов, автономность. Не требуется прокладка водопроводных и дренажных линий, так как поддон аппарата заливается водой вручную.

В ы в о д ы

В результате выполнения работы установлено, что:

1.Теплотехническая эффективность бессливного косвенно-испарительного аппарата зависит от произведения трех множителей, площади теплопередающей поверхности, приходящейся на единицу расхода основного потока, множителя, отражающего интенсивность тепло - и массообмена и множителя, зависящего от соотношения расходов основного и вспомогательного потоков.

2.Теплотехническая эффективность аппарата E_X в режиме КИО при неизменных расходах воздушных потоков имеет экспоненциальную зависимость от его теплотехнической эффективности E_T в режиме утилизации теплоты. Значение E_X превышает E_T на 25-30%.

3.Движение воды по тепломассообменной поверхности аппарата КИО нежелательно. Процесс косвенно-испарительного охлаждения протекает более эффективно при бессливном орошении тепломассообменной поверхности.

4.Косвенно-испарительные воздухоохладители-теплоутилизаторы всех типоразмеров следует выполнять с единой шириной основных и вспомогательных каналов. Рекомендуемое оптимальное значение ширины каналов – 3,5 мм. Сокращая или увеличивая нагрузку аппаратов по воздуху, можно изменить их теплотехническую эффективность от 0,6 до 0,9, добиваясь оптимального значения.

5.Схема вентиляции и кондиционирования воздуха с аппаратами КИОТ предпочтительно выполнять центральными с размещением всего оборудования в одном месте. В крупных системах целесообразно применять аппараты с единичной воздухопроизводительностью 40÷70 тыс.м³/час.

6.В качестве важнейшего оптимизируемого параметра систем вентиляции и кондиционирования воздуха с косвенно-испарительными

воздухо-охлади-телями – теплоутилизаторами следует принимать удельную площадь тепло-передающей поверхности аппаратов, приходящейся на единицу воздухо-производительности системы. Этот параметр определяет теплотехническую эффективность системы, как в режиме КИО, так и в режиме утилизации теплоты.

7. Системы с аппаратами КИО способны самостоятельно, без использования доохладителей осуществлять требуемый процесс охлаждения воздуха в летнее время во всех климатических зонах Узбекистана, как для нужд вентиляции, так и для нужд кондиционирования воздуха, и более чем на половину от общего перепада температур внутреннего и наружного воздуха, подогревать приточный воздух, подаваемый в зимнее время в помещение.

Применение систем с аппаратами КИОТ рекомендуется, если их воздухопроизводительность не превышает более, чем в 1,7 раза воздухопроиз-водительности традиционных систем с холодильными машинами или составляет менее 0,7 от воздухопроизводительности систем, подающих в помещения неохлажденный наружный воздух.

Литература

1. А.С. № 198603 (СССР) Установка кондиционирования воздуха: Карпис Е.Е. 1967, БИ № 14.

2. А.С. № 297310 (СССР) Установки для кондиционирования воздуха. Зусманович Л.М. 1973., Б.И. № 43.

3. Абдуллаев К., Рашидов Ю.К. Энергосберегающие системы вентиляции и кондиционирования воздуха с комбинированными аппаратами косвенно-испарительного охлаждения и утилизации теплоты.- Ташкент, 1994. –97 – 98с.

4. Аничхин А.Г. Аналитический расчет тепло - и массообмена при косвенно-испарительном охлаждении воздуха. Сб. научн. Трудов ГИПРОНИИ АН СССР "Вентиляция, кондиционирование воздуха и отопление". М-Наука-1975.-12-14с.

5. Б.В. Баркалов, М.И. Гримитлин, Позин Г.М. Использование тепла воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией. Ж. Водоснабжение и санитарная техника.- 1980.- № 11 – 13-16с.

6. Барский М.А., Шуев М.Н., Замошкин В.С. Рекуперативные воздуховоздуш-ные теплообменники для утилизации теплоты вентиляционных выбросов. Сб. научных трудов "ВНИИГС" Энергосберегающие промышленные системы теплоснабжения и вентиляции – Ленинград.- ВНИИГС.- 1988 – 86 –100С.

7. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппарата утилизации тепла системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха М., Стройиздат. – 1983.

8. Бялый Б.И., Степанов А.В., Яковенко А.А. Эффективность тепломассообмена в ротивоточных аппаратах косвенного охлаждения. Ж. Строительные и дорожные машины – М; Машиностроение. – 1987.- № 8- 18 – 19с.

9.Бобоев С.М. Применение малоэнергоёмких методов испарительного охлаждения воздуха в системах кондиционирования. Т. 1998г.

10.Зусманович Л.М. Основные положения для разработки системы кондиционирования воздуха работающих без искусственных источников холодоснабжения. Сб. науч.тр. М. – ЦНИИЭП инж. Обор. – 1976., вып. 2., 28 – 49 С:

11.Карпис Е.Е. Повышение эффективности работы системы кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1977.

12.Кокорин О.Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха. М.-: Стройиздат 1985.

13.О.Я. Кокорин. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха. М. 1999.

14.КМК. 2.01.01.97. Климатические и физико-геологические данные для проектирования. Ташкент. 1997.

15.КМК 2.01.04.97

16.КМК. 2.04.05.97. Отопление, вентиляция и кондиционирование. 1997

17.А.Я.Креслинь. Оптимизация энергопотребления системами кондиционирования воздуха. Рига.1982.

18.КЭЙС В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия. – 1967

19.Лавренченко Г.К. и др. Разработка косвенно-испарительных воздухоохладителей для систем кондиционирования воздуха. Ж. Холодильная техника – 1988. - № 10: - 28-33с.

20.Малов В.С. Особенности проектирования кондиционирования воздуха общественных зданий в условиях Узбекистана. Ж. Строительство и архитектура Узбекистана. – 1961. - № 3.

21.Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.-Ж. Госэнергоиздат., 1956

22.Насонов Е.А., Ильин В.П. Расчет аппаратов и систем косвенного испарительного охлаждения воздуха. Сб. "Инженерное оборудование населенных мест, жилых и общественных зданий". М.: ЦНТИ по гражданскому строительству и архитектуре. – 1977. - № 6.-10-15с.

23.Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. М.; Энергия. – 1969 – 392с.

24.Поз М.Я.,Сенатова В.И., Садовская Т.И. Оптимализация систем утилизации теплоты удаляемого воздуха. М.,Ж. Водоснабжение и санитарная техника – 1989. - № 8. – 11с.

25.Провести теоретические и лабораторные исследования элементов систем бескомпрессорного сухого охлаждения воздуха с учетом особенностей IV климатического района. Отчет о НиР. Ташкент., ТашЗННИЭП., 1975 – Инв. - № Б 481337.

26.Раяк М.Б. Климатические зоны испарительного охлаждения воздуха. Ж. Водоснабжение и санитарная техника. 1965. - № 4. – 29 – 35с.

27.Раяк М.Б. Сравнительный анализ принципиальных схем двухступенчатого испарительного охлаждения. Сб. Кондиционирование воздуха. НИИСТ., М., Стройиздат. № 27.- 1969: 106-112с.

28.Экспериментальные исследования пластинчатого теплообменника косвенного испарительного охлаждения с проволочным фибрием., Сб. научных трудов НИИСантехники Кондиционирование воздуха; Госстройиздат. – 1966. № 18. – 50 – 70с.

29.Рекомендации по проектированию воздухоприготовительных центров с теплообменниками для утилизации тепла вытяжного воздуха. М.; МНИИТЭП, 1983.

30.Рекуперативные пластинчатые теплоутилизаторы. Отраслевой каталог. Сер. 11. Кондиционеры, калориферы, вентиляторы., М., ЦНИИТЭ – Строймаш., 1985. Вып.1.

31.Таран В.А. Оптимизация режима работы устройств косвенно-испарительного охлаждения воздуха и их разработка. Автореферат кан.дис. Одесса. 1984.

32.Циммерман А.В. Теория и практическая реализация метода охлаждения воздуха. Автор. Тех-наук. Одесса, ОТИХП, 1985.

33.Шарипов А.Я., Куликов Г.С. Теплообменное оборудование М.-1991. № 5 – 6 – 7 с.

34.Элементы систем вентиляции и кондиционирования воздуха с утилизацией тепла вытяжного воздуха общественных зданий и сооружений с использованием воздухо-воздушных теплообменников. Типовые технические решения. № Т – 508. М., 1982.

35.Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. М. Евроклимат. 2000.

36.Грачев Ю.Т. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата помещений. Пермь. 1987.

37.Ржепищевский К.И. Интенсификация теплообмена и разработка компактных косвенно-испарительных воздухоохладителей. Автореферат канд. тех. наук. Одесса. 1985.

38.Провести научно-исследовательские работы по созданию систем кондиционирования воздуха и аппаратов косвенно-испарительного охлаждения и разработать техническое задание на изготовление экспериментального образца аппарата и задание на проектирование новой системы кондиционирования воздуха. Отчет ОНИР. – Ташкентю-ТашЗНИИЭП,-1983.

39.Провести теоретические и лабораторные исследования элементов системы бескомпрессорного сухого охлаждения воздуха с учетом особенностей IV климатического района. Отчет о НИИР. – Ташкент. – ТашЗНИИЭП, - 1975., - Инв. - № Б 481337.

40.Центральные интеллектуальные системы кондиционирования воздуха VRV «К» компании Daikin.-каталог

41.WWW /google com (24)

42.WWW. Yandex ru

43. WWW. Ya Ru

44. WWW Rambuer ru